

На правах рукописи



Поляков Юрий Анатольевич

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМПЛЕКСНЫХ
ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Специальность:

**01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры
(технические науки)**

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук**

Москва – 2020

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский политехнический университет».

Научный консультант: **Карцов Сергей Константинович**,
доктор технических наук, старший научный сотрудник,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Московский автомо-
бильно-дорожный государственный технический универ-
ситет», профессор кафедры «Строительная механика»

Официальные оппоненты: **Муницын Александр Иванович**,
доктор технических наук, доцент,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Национальный иссле-
довательский университет «МЭИ», профессор кафедры
робототехники, мехатроники, динамики и прочности ма-
шин;

Погорелов Дмитрий Юрьевич,
доктор физико-математических наук, профессор,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Брянский государст-
венный технический университет», профессор, руководи-
тель лаборатории вычислительной механики кафедры
«Механика и динамика и прочность машин»;

Енаев Александр Андреевич,
доктор технических наук, профессор,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Псковский государст-
венный университет», заведующий кафедрой автомобиль-
ного транспорта

Ведущая организация: Акционерное общество «Всероссийский научно-
исследовательский институт транспортного машинострое-
ния»

Защита состоится «21» мая 2020 г., в 12 часов, на заседании диссертационного совета Д 002.059.06 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адре-
су: 119334, г. Москва, ул. Бардина, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИМАШ РАН по адресу: 119334,
г. Москва, ул. Бардина, д. 4 и на сайте www.imash.ru.

Автореферат разослан «26» февраля 2020 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 002.059.06,
кандидат технических наук



Г.Н. Гранова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Комплексный характер сложного динамического взаимодействия элементов систем виброзащиты, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, обуславливает необходимость разработки новых методов формирования динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств и расчёта пространственных колебаний их конструкций при импульсных и случайных дорожных воздействиях.

При этом весьма актуальной задачей для сложных виброзащитных систем, характеризующихся значительными относительными перемещениями их элементов при движении по дорогам плохого качества и единичным неровностям, представляется отказ от предположения о малых перемещениях тел, обычно применявшемся при проведении соответствующих расчётов, и их осуществление на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, без допущения о малости углов их поворота, то есть с точным описанием угловой ориентации тел.

Указанный подход открывает возможности более точного учёта пространственного характера колебаний, многозвенности структуры расчётной системы, динамических жёсткостей и динамических коэффициентов демпфирования элементов виброзащитных систем, геометрических нелинейностей, связанных с кинематическими особенностями элементов конструкции; соответствующих нелинейностей характеристик упругодемпфирующих элементов, импульсных и случайных дорожных возмущений, а также добавления моделей специфичных взаимодействий, в частности, качения колёс с эластичными шинами.

На базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел удалось рассмотреть ряд задач в области динамического анализа вибронгруженности конструкций транспортных средств, указанных далее в п. 2 теоретической значимости результатов данной работы, полноценное решение которых ранее на этапе проектирования было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорогостоящих дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций.

Современные транспортные средства оснащены достаточно сложными, многозвенными системами виброзащиты всех уровней. Поэтому представляет интерес проведение работ по формированию динамических моделей кабин и подсистем «человек – поддресоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств, по рациональному выбору жесткостных параметров виброизоляторов кузова, по проектированию и совершенствованию подвесок кабин и виброзащитных свойств сидений с учётом свойств их реальных конструкций: геометрических особенностей, связанных с кинематикой элементов направляющего аппарата, особенностей скоростных характеристик амортизаторов в составе подвесок кабины и сиденья, гистерезисных характеристик упругости подвесок кабины, подвески и подушки сиденья, а также особенностей представления тела человека в составе колебательной подсистемы «человек – сиденье», включённой в расчётную динамическую модель транспортного средства.

Всё изложенное выше обуславливает актуальность диссертационной работы в сфере исследований в области проектирования и дальнейшего совершенствования систем виброзащиты транспортных средств на современном этапе.

Степень разработанности темы исследования. В теорию и практику изучения случайных колебаний сложных механических систем, вопросов структурной и статистической динамики существенный вклад внесли Р.Ф. Ганиев, В.В. Болотин, К.В. Фролов, В.В. Величенко, М.Ф. Диментберг, Б.П. Макаров, В.П. Макеев, А.И. Муницын, А.А. Силаев, А.А. Хачатуров, В.П. Чирков, В.А. Светлицкий, К. Бате и Е. Вилсон, Д. Бендат и А. Пирсол, Дж. Виттенбург, С. Кренделл, О.А. BauChau, J. Baumgarte, E. Bayo, M.A. Dokainish, A. Jennings, A.A. Shabana, R. Schwerin и ряд других исследователей.

Вопросам анализа влияния параметров виброзащитных систем на вибронгруженность конструкций транспортных средств, определению их параметров как сложных колебательных систем на основе моделирования динамики уделяли внимание Я.С. Агейкин, В.Я. Анилович, В.Л. Афанасьев, А.А. Баранов, Л.В. Барахтанов, И.Б. Барский, Ю.Б. Беленький, Н.Ф. Бочаров, В.Б. Борисевич, С.В. Борисов, В.С. Васильев, С.Л. Витковский, С.М. Воеводенко, П.М. Волков, Н.С. Вольская, З.А. Годжаев, С.А. Гончаров, А.С. Горобцов, А.М. Горелик, Г.Г. Гридасов, А.И. Гришкевич,

Н.В. Гусаков, А.Д. Дербаремдикер, Г.В. Зимелёв, А.А. Енаев, В.П. Жигарёв, М.М. Жилейкин, С.С. Журавлёв, Е.А. Камцев, С.К. Карцов, В.И. Кольцов, А.Д. Конев, Г.О. Котиев, В.Н. Кравец, П.Ф. Кузнецов, Р.П. Кушвид, А.С. Литвинов, П.П. Лукин, Е.Д. Львов, М.В. Ляшенко, В.В. Мазур, А.А. Мельников, Р.А. Мусарский, В.В. Новиков, Б.Н. Нюнин, И.Г. Пархиловский, А.С. Парсамян, Я.М. Певзнер, М.Д. Перминов, В.Ф. Платонов, А.Е. Плетнёв, Д.Ю. Погорелов, А.А. Полунгян, О.К. Прутчиков, Р.В. Ротенберг, И.М. Рябов, С.П. Рыков, В.А. Савельев, Е.Б. Сарач, В.В. Селифонон, В.В. Серебряков, А.А. Силаев, И.С. Степанов, В.Е. Тольский, И.Н. Успенский, Б.С. Фалькевич, Я.Е. Фаробин, Р.И. Фурунжиев, А.А. Хачатуров, В.Б. Цимбалин, И.С. Цитович, Е.А. Чудаков, Ю.С. Щетинин, Н.Н. Яценко, М.М. Elmadany, A. Elliot, W. Kortüm, M. Mitschke, N. Orlandea, J. Reimpel, A.O. Radke, R.R. Ryan, C. Robinson, M.W. Sayers, G. Schade, R.S. Sharp, P.S. Fancher и др. В области оценки и моделирования колебаний силовых агрегатов значительный вклад внесли работы В.Е. Тольского, Г.В. Латышева, Л.В. Корчемного, Л.М. Минкина, Ю.В. Дементьева, В.Я. Аниловича, А.Е. Емельянова и др.

В сфере динамического анализа и выработки направлений совершенствования систем виброзащиты человека – оператора, изучения биомеханических свойств тела человека известны работы К.В. Фролова, Г.Я. Пановко, Р.В. Ротенберга, А.В. Синёва, В.С. Соловьёва, Б.А. Потёмкина, С.А. Гончарова, К.К. Глухарёва, А.В. Градецкого, А.Д. Дербаремдикера, С.В. Елисеева, В.П. Жигарёва, А.В. Макарычева, В.Н. Сиренко, В.И. Шишкина, Х. Гирке, Д. Дикмана, R. Lee, F. Pradko, P.-E. Voileau, M.J. Griffin, T.D. Le, A.G. Mayton, V. Sapinski, A. Wisner и др.

Расчётам напряжённо-деформированного состояния конструкций транспортных средств посвятили свои работы В.П. Агапов, В.Н. Белокуров, Ф.Р. Геккер, Д.Б. Гельфгат, И.В. Демьянушко, С.С. Дмитриченко, В.П. Жигарёв, М.Н. Закс, А.А. Захаров, В.Н. Зузов, С.К. Карцов, В.А. Ошноков, В.Б. Проскураков, О.А. Русанов, А.И. Ставицкий, Б.М. Школьников, Н.Н. Яценко и др. Наличие высокопроизводительного программного обеспечения позволяет осуществлять учёт деформируемости несущих систем путём моделирования упругих частей конструкций транспортных средств на базе метода конечных элементов, теоретическая разработка которого отражена в значительном количестве публикаций, среди которых наибольший вклад внесли работы R.W. Clough, O. Zenkevicha, K. Бате, E. Вилсона, Л. Сегерлинда, Р. Галлагера.

Вопросам моделирования сглаживающей и поглощающей способности шин, проблемам учёта упругодемпфирующих характеристик шин в составе динамических моделей транспортных средств посвятили свои труды И.В. Балабин, В.Л. Бидерман, Э.И. Григолюк, Ю.А. Ечеистов, Е.В. Кленников, В.И. Кнороз, П.И. Митянин, В.А. Петрушов, С.П. Рыков, Э.И. Толстопятенко, Н.Н. Яценко и др.

Изучение состояния вопроса показало, что по-прежнему сохраняется потребность создания пространственных динамических моделей транспортных средств, отражающих комплексный характер сложного динамического взаимодействия объектов виброзащиты, несущих конструкций и элементов систем виброзащиты всех уровней, включая колёса с пневматическими шинами, подвески транспортного средства, виброизоляторы кузова и силового агрегата, подвески кабины и сиденья.

Рассмотрение моделей, используемых для динамического анализа вибронгруженности транспортных средств, сопоставление значительного количества расчётных и экспериментальных результатов позволяет сделать вывод о целесообразности применения нелинейных пространственных моделей транспортных средств, что способствует воспроизведению процессов, происходящих при перемещении по дорогам со случайным и импульсным дорожным воздействием. В связи с несимметричностью случайного воздействия, следует предусмотреть подачу отдельных временных реализаций дорожного микропрофиля на колёса левого и правого бортов транспортного средства.

При наличии упруго-податливой рамы и (или) цельнометаллического, в том числе фургонного, кузова возникает потребность учёта деформируемости конструкций соответствующих несущих систем. Поэтому необходима разработка методов расчёта на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, обеспечивающих включение в пространственную нелинейную динамическую модель транспортного средства конечно-элементной модели несущей системы.

В процессе моделирования поглощающих способностей шин, подвесок транспортных средств, подвесок кабин, подвесок и подушек сидений целесообразно предусмотреть учёт динамических жёсткостей и коэффициентов демпфирования указанных элементов в зависимости от величины петли гистерезиса и амплитуды внешнего случайного или импульсного воздействия, а также от особенностей кинематики направляющих устройств подвесок транспортного средства, кабины и сиденья.

Представленные в рассмотренных работах модели не позволяли осуществить полноценный анализ параметров элементов подвесок кабины, что отрицательно сказывалось на результатах динамического анализа вибронегруженности не только конструкции кабины и сиденья водителя, но и всего транспортного средства, в особенности, его передней части. Крепление кабины в составе пространственной модели машины или не учитывали вообще, или моделировали с помощью линейных пружин с параллельным включением линейных демпферов или без них, не принимая во внимание особенностей направляющего аппарата, расположения амортизаторов, наличия стабилизатора в составе подвески кабины, влияния упругодемпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины.

В традиционных моделях «человек – сиденье», включаемых в качестве подсистем в динамическую модель транспортного средства, не принимались во внимание геометрические особенности направляющего аппарата подвески сиденья, гистерезисные свойства и динамические жёсткости подвески, подушки и спинки сиденья, изменения коэффициентов демпфирования амортизатора подвески в процессе её работы.

Наличие экспериментально наблюдаемого второго максимума передаточной функции подвески сиденья и всего сиденья в целом, находящегося в наиболее чувствительном для человека диапазоне 4 – 8 Гц, обуславливает необходимость уточнения упругодемпфирующих связей тела человека, разместившегося на сиденье. В связи с трудностью включения модели подсистемы «человек – сиденье» в пространственную модель транспортного средства, для этих целей применялась традиционная двухмассовая схема с линейными упругодемпфирующими связями или осуществлялась подача входного воздействия непосредственно на само сиденье, без учёта сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами конструкции транспортного средства.

Цель работы – расширение возможностей динамического анализа и прогнозирования вибронегруженности конструкций транспортных средств, а также выбор рациональных параметров виброзащитных систем на этапах их проектирования и дальнейшего совершенствования.

Основные задачи диссертационной работы

1. Разработать методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств, кабин, подсистем «человек – поддрессоренное сиденье» на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел. Разработать метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства.

2. Сформировать пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, подвесок кабин, систем виброизоляции кузовов и силовых агрегатов, подсистем «человек – поддрессоренное сиденье»). Сформировать пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с учётом специфики конструкций несущих систем и проработкой особенностей элементов виброзащитных систем всех уровней.

3. Создать программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем транспортных средств.

4. Провести сопоставление расчётных динамических характеристик, полученных с помощью построенных динамических моделей транспортных средств с детализацией элементов виброзащитных систем, и результатов дорожных испытаний.

5. Выполнить динамический анализ параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств и выработать рекомендации по выбору рациональных параметров и совершенствованию конструкций виброзащитных систем.

Объекты исследования – разработанные системы виброзащиты современных транспортных средств:

- 1) независимые пневмогидравлические подвески транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651;
- 2) независимые пружинные подвески перспективного грузового автомобиля;
- 3) независимые пружинные и рессорные подвески перспективных транспортных машин повышенной проходимости;
- 4) рессорные подвески автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС с цельнометаллическим кузовом;
- 5) система виброзащиты кабины грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками, с уточнённым представлением элементов передней и задней подвесок кабины;
- 6) системы виброзащиты сидений водителей автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС и грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками.

Предмет исследования – изучение закономерностей влияния параметров виброзащитных систем на вибронегруженность транспортных средств.

Место диссертационной работы. Решена актуальная научно-техническая проблема, имеющая важное хозяйственное значение и связанная с расширением возможностей прогнозирования вибронегруженности конструкций транспортных средств, а также выбором рациональных параметров виброзащитных систем на этапах проектирования, по результатам динамического анализа параметров многосвязных виброзащитных систем, основанного на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях.

Научная новизна диссертационной работы

1. Предложено системное представление о комплексном характере пространственных колебаний транспортных средств при случайных и импульсных внешних воздействиях, с учётом динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций.

2. Предложен и программно реализован новый метод формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств. В отличие от известных методов, в состав динамической модели включаются элементы виброзащитных систем с учётом специфики их геометрических параметров и установки в составе транспортного средства, тщательной проработки особенностей направляющего аппарата и креплений к объектам виброзащиты и элементам несущих систем (раме, кабине или каркасу кузова). Это позволило впервые, на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, то есть с точным описанием угловой ориентации тел, без допущения о малости углов их поворота:

- осуществить подробный спектральный анализ влияния параметров элементов виброзащитных систем на вибронегруженность транспортных средств при перемещении по случайным дорожным неровностям, а также анализ временных реализаций вертикальных ускорений и вертикальных относительных ходов подвесок при импульсном дорожном воздействии, с учётом особенностей взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс;

- на стадии проектирования, имея лишь статические характеристики элементов виброзащитных систем и шин, обеспечивать формирование их динамических характеристик, при которых жёсткость адаптационно изменяется в зависимости от амплитуды внешнего возмущения и ширины петли гистерезиса;

- учитывать нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, обеспечиваемые кинематикой элементов направляющего аппарата подвесок транспортного средства, кабины и сиденья;

- учитывать влияние деталей крепления упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвесок (в частности, сайлент-блоков, шарниров и т. д.), а также опор-виброизоляторов кузова и силового агрегата на изменение характера вибронегруженности конструкции транспортного средства, проявляющихся на частотах свыше 10 Гц, что позволяет ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектраль-

ных пиков, в несколько раз превышающих общий уровень спектра и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики указанных элементов;

- исследовать воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер вибронгруженности транспортного средства с учётом комплексного характера их взаимодействия с неподдрессоренными массами и другими подсистемами, проявляющееся на частотах свыше 10 Гц;

- ещё на этапе проектирования зафиксировать возможность появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении транспортного средства и, в целях его предотвращения, подобрать рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки;

- построить и при необходимости скорректировать кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, проверив обеспечение допускаемых углов продольно-углового крена поддрессоренных масс.

3. Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей кабин при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. В отличие от известных, при которых крепление кабины к раме или не учитывали вообще, или моделировали с помощью линейных пружин с параллельным включением линейных демпферов или без них, предложенный метод позволяет принимать во внимание геометрические особенности направляющего аппарата, расположения амортизаторов и упругих элементов, наличие стабилизатора в составе подвески кабины с учётом упругодемпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины. Это дало возможность впервые, на стадии проектирования:

- оценить влияние наличия упругого крепления передней части кабины по сравнению с вариантом её жёсткого крепления, в особенности, наблюдаемое на частотах свыше 10 Гц;

- исследовать воздействие угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронгруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, заметно проявляющееся на частотах свыше 7 Гц.

4. Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей подсистем «человек – поддрессоренное сиденье», который, в отличие от известных, позволяет учитывать:

- взаимодействие в составе пространственной модели транспортного средства поддрессоренных масс человека, сиденья и элементов направляющего аппарата подвески сиденья, с учётом динамического изменения жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; нелинейностей характеристик демпфирования подвески, подушки и спинки сиденья; включения ограничительных буферов подушки и подвески сиденья;

- уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, позволившее сформировать экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции поддрессоренного сиденья, соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека и расположенный в диапазоне 6...8 Гц; увеличить в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остова.

Это дало возможность ещё на этапе проектирования проанализировать влияние параметров подвески и подушки сиденья, принимая во внимание сложный характер взаимодействия подсистемы «человек – поддрессоренное сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства.

5. Предложен метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе пространственной динамической модели транспортного средства. Это позволило учесть влияние на вибронгруженность транспортного средства упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон», комплексный характер их взаимодействия с элементами виброзащитных систем и подсистемами, входящими в состав динамической модели транспортного средства.

6. Построены и отлажены новые пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с учётом специфики

конструкций несущих систем и тщательной проработкой особенностей элементов виброзащитных систем всех уровней; с учётом, при необходимости, деформируемости несущих систем (рам, кузовов, кабин), а также поглощающей и сглаживающей способностей шин, позволившие реализовать разработанные методы и получить новые результаты по виброн нагруженности конструкций, подтверждённые экспериментальными испытаниями. Детальная проработка в моделях элементов систем виброзащиты позволила, имея лишь статические характеристики этих элементов, полученные в ходе стендовых испытаний, достоверно прогнозировать виброн нагруженность конструкции транспортного средства на этапе проектирования, ещё до создания опытных образцов.

7. Созданы новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин, сидений водителя; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом нелинейностей гистерезисных динамических характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок, обеспечивающей уточнение кинематики, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

8. С помощью сформированных пространственных динамических моделей получены и проанализированы новые результаты по оценке виброн нагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

1. Методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем, кабин, подсистем «человек – поддрессоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. Метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства.

2. Новые пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с учётом специфики конструкций несущих систем и тщательной проработкой особенностей элементов виброзащитных систем всех уровней, с учётом, при необходимости, деформируемости несущих систем (рам, кузовов, кабин), а также поглощающей и сглаживающей способностей шин.

3. Новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел; с учётом нелинейностей гистерезисных динамических характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

4. Новые динамические модели подсистем «человек – поддрессоренное сиденье» с детализацией представления направляющих аппаратов подвесок сидений; с учётом динамических жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; с уточнением упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье.

5. Новые результаты по оценке виброн нагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

Теоретическая значимость результатов диссертационной работы

1. Показано, что применение нелинейных пространственных моделей транспортных средств с детализацией представления элементов систем виброзащиты, с учётом комплексного характера пространственного динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем всех уровней, объектов виброзащиты и несущих конструкций при случайном и импульсном внешних воздействиях, обеспечило появление новых возможностей для динамического анализа влияния параметров элементов виброзащитных систем на виброн нагруженность транспортных средств.

2. С помощью компьютерного математического моделирования на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел удалось рассмотреть ряд задач, полноценное решение которых ранее, на этапе проектирования, было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций, что отражалось на существенном повышении стоимости работ:

– благодаря детализации особенностей направляющих аппаратов подвесок транспортного средства, кабины и сиденья в сочетании с применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось подробно проанализировать виброн нагруженность транспортных средств при перемещении по участкам с высоким уровнем случайного внешнего воздействия, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем;

– выполнен динамический анализ влияния на виброн нагруженность транспортных средств параметров элементов систем виброзащиты с учётом их динамических жёсткостей, взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподдресоренных и поддресоренных масс, а также особенностей конструкций направляющих аппаратов подвесок;

– включение новых динамических моделей подсистемы «водитель – поддресоренное сиденье» позволило на более высоком уровне подойти к вопросу оценки и динамического анализа виброн нагруженности рабочих мест водителей, проанализировав влияние параметров подвески и подушки сиденья с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства;

– сделана проверка появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении с помощью новой многозвенной модели рессоры, с учётом особенностей её установки и деталей крепления, что позволило ещё на этапе проектирования предпринять меры по его устранению путём выбора рациональных геометрических параметров продольных реактивных штанг и координат мест их установки;

– получены и проанализированы кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, в целях обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена поддресоренных масс;

– детальная проработка модели виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением её элементов и их включение в состав пространственной динамической модели грузового автомобиля позволила осуществить подробный динамический анализ параметров подвески кабины;

– выполнена оценка влияния жесткостных параметров сайлент-блоков рычагов подвесок, а также опор-виброизоляторов кузова, на характер виброн нагруженности конструкции транспортного средства;

– исследовано влияние сухого и вязкого трения в соответствующих элементах виброзащитных систем с нелинейными упругодемпфирующими характеристиками;

– осуществлены построение и анализ нелинейных гистерезисных статических характеристик вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок, приведённых к колесу, то есть с учётом геометрических нелинейностей, обеспечиваемых направляющим аппаратом, влияния особенностей установки упругого элемента, амортизатора и стабилизатора, деталей крепления и включения ограничителей ходов, а также радиальной и боковой податливостей шин.

Практическая значимость результатов диссертационной работы

1. Разработанные методы, а также полученные результаты и выводы в области исследования и проектирования виброзащитных систем использованы в процессе создания конструкций многоуровневых систем виброзащиты (подвесок автомобилей, кабин и сидений) ряда транспортных средств.

2. Определены возможности и целесообразность использования разработанных динамических моделей и полученных результатов при проектировании и рационализации параметров виброзащитных систем для машиностроительных предприятий: ООО «Волгоградская машиностроительная компания «ВгТЗ» (г. Волгоград), ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (г. Москва), ООО «ОКБ «АНТ» (г. Набережные

Челны), ОАО «Военно-инженерный центр» группы «ГАЗ» (г. Нижний Новгород), компания «Shinjeong Development Corporation» (г. Ульсан, Южная Корея), АМО «ЗиЛ» (г. Москва).

3. Созданы программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем, позволившие осуществить адаптацию программной системы ФРУНД (формирование и решение уравнений нелинейной динамики) к расчётам динамических моделей транспортных средств с учётом больших перемещений тел.

4. Представлены рекомендации по рациональному проектированию и дальнейшему совершенствованию элементов виброзащитных систем транспортных средств, кабин, подсистем «человек – поддресоренное сиденье».

5. Новые результаты и методические разработки по исследованию и проектированию виброзащитных систем применены в учебном процессе для аспирантов и студентов Московского политехнического университета, Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета, Московского государственного индустриального университета, Национального исследовательского технологического университета «МИСиС».

Реализация результатов диссертационной работы

На основе результатов расчётных и экспериментальных исследований виброзащитных систем осуществлены следующие мероприятия.

1. По итогам выбора рациональных характеристик вертикальной упругости и демпфирования спроектированы и изготовлены пневмогидравлические подвески транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651.

2. На основе рассчитанных жесткостных параметров спроектированы и изготовлены передние и задние малолистовые рессоры для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС, а также грузовых автомобилей ЗиЛ-5301, ЗиЛ-4362 и их модификаций. Даны рекомендации по выбору рациональных характеристик амортизаторов в связи с их установкой в составе подвесок с малолистовыми рессорами.

3. Для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС спроектирована и изготовлена задняя девятилистовая рессора с более рациональными жесткостными параметрами, чем серийная одиннадцатилстовая рессора.

4. По результатам исследования воздействия угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронгруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, спроектированы подвески кабины грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками.

5. Осуществлён выбор рациональных параметров характеристики амортизатора подвески сиденья грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками с учётом его перемещения по случайным и импульсным дорожным неровностям. Предложены два варианта его регулировки в зависимости от дорожных условий.

6. Предложены рекомендации по совершенствованию характеристик подвески и подушки сиденья водителя автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС.

7. Предложены рациональные значения вертикальной и поперечно-угловой жёсткостей подвесок перспективного грузового автомобиля с независимыми пружинными подвесками, а также перспективных транспортных машин повышенной проходимости с рессорными и независимыми пружинными подвесками.

8. По кинематическим характеристикам подвесок при разгоне и торможении перспективных транспортных машин повышенной проходимости с рессорными и независимыми пружинными подвесками выполнена проверка обеспечения подвесками допускаемых углов продольно-углового крена поддресоренных масс.

9. Для модификации транспортной машины повышенной проходимости с рессорными подвесками выявлена возможность возникновения S-образного продольного изгиба задних рессор, в целях устранения которого предложены рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки.

10. Осуществлён выбор рациональных жёсткостей сайлент-блоков рычагов пневмогидравлической подвески транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651; сайлент-блоков рычагов пружинных подвесок перспективной транспортной машины повышенной проходимости.

11. Предложен рациональный вариант расположения виброизоляторов кузова и их жесткостных параметров для перспективных транспортных машин повышенной проходимости с пружинными подвесками, а также для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС.

Методы исследования. Применены методы динамического анализа пространственных механических систем, численные методы решения систем дифференциальных уравнений, методы математической статистики, метод конечных элементов, методы теории транспортных машин, экспериментальные методы исследования виброн нагруженности транспортных средств и элементов виброзащитных систем.

Достоверность и обоснованность представленных научных положений, рекомендаций и выводов, а также созданных динамических пространственных моделей виброзащитных систем и транспортных средств обеспечена строгим математическим обоснованием разработанных методов и базируется на применении в ходе расчётов экспериментальных характеристик ряда элементов систем виброзащиты, а также на сопоставлении результатов расчётов с экспериментальными данными по виброн нагруженности конструкций транспортных средств, полученными при непосредственном участии автора.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы представлены в докладах: международного семинара «Advanced technologies in material science, mechanical and automation engineering» – МП: Engineering-2019 (Красноярск, 2019 г.); International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (Томск, 2016 г., Новосибирск, 2018 г.); XII Международной научно-технической конференции «Вибрация-2016. Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины» (Курск, 2016 г.); Международной научно-практической конференции «Механика и машиностроение: наука и практика» (Санкт-Петербург, 2018 г.); Международной научно-технической конференции «Проблемы исследования и проектирования машин» (Пенза, 2018 г.); XXIV, XXV Международных инновационно-ориентированных конференций МИКМУС (Москва, ИМАШ РАН, 2012, 2013 г.); 69, 70, 71, 72, 73-й Научно-методических и научно-исследовательских конференций МАДГТУ (МАДИ) (Москва, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015 г.); I, III Международных научно-практических конференций «Современные проблемы теории машин» (Новокузнецк, 2013, 2015 г.); I Международной научно-практической конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении» (Новокузнецк, 2013 г.); XI, XII Всероссийских научно-практических конференций с международным участием «Информационные технологии и математическое моделирование» (Анжеро-Судженск, 2012, 2013 г.); VIII, IX, XI Международных конференций «Современные проблемы информатизации» (Воронеж, 2003, 2004, 2006 г.); VIII Международной научной конференции «Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике» (Ульяновск, 2004 г.); IV Международной научно-технической конференции «Информационные технологии в производственных, социальных и экономических процессах» (Череповец, 2004 г.), XVI Международной научно-практической конференции, посвящённой 110-летию Южно-Российского государственного политехнического университета (НПИ) им. М.И. Платова «Компьютерные технологии в науке, производстве, социальных и экономических процессах» (Новочеркасск, 2016 г.), XX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств» (Владимир, 2018 г.).

Диссертационная работа докладывалась на семинарах лаборатории вибромеханики Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, а также на заседаниях кафедр вузов: «Динамика, прочность машин и сопротивление материалов», «Наземные транспортные средства» Московского политехнического университета; «Сопротивление материалов», «Техническая механика», «Автомобили и двигатели» Московского государственного индустриального университета; «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета.

Публикации. Тематика диссертации отражена в 62 опубликованных работах, в числе которых 1 монография, 27 статей в изданиях, входящих в Перечень рецензируемых научных изданий, рекомендуемых ВАК, 3 статьи в базах данных Scopus и Web of Science.

Личный вклад соискателя состоит в:

– формировании общей концепции исследований, постановке цели и задач диссертационной работы;

- разработке методов построения и расчёта пространственных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел;
- проектировании и совершенствовании виброзащитных систем, являющихся объектами исследования;
- участии в стендовых и дорожных испытаниях транспортных средств; получении характеристик элементов виброзащитных систем при проведении стендовых испытаний;
- обработке и анализе полученных экспериментальных данных по виброн нагруженности конструкций ряда транспортных средств;
- построении и отладке новых пространственных динамических моделей ряда транспортных средств, а также новых моделей виброзащитных систем и подсистем «человек – сиденье»;
- получении и анализе новых результатов по оценке виброн нагруженности ряда транспортных средств, выработке на их основе рекомендаций по выбору рациональных параметров виброзащитных систем, их проектированию и дальнейшему совершенствованию при перемещении транспортных средств по случайным и импульсным дорожным неровностям;
- апробации и реализации результатов исследования; подготовке всех публикаций по выполненной работе.

Структура работы. В состав диссертационной работы вошли введение, 8 глав, общие выводы, а также список литературы из 359 наименований. Работа представлена на 478 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении указана актуальность диссертационного исследования, приведены цель, основные задачи, научная новизна, теоретическая и практическая значимость.

В первой главе выполнен анализ исследований в области динамики систем тел и виброн нагруженности конструкций транспортных средств. На его основе, с учётом поставленной во введении цели работы, сформулированы ранее указанные основные задачи и определено место данной диссертационной работы.

Вторая глава посвящена специфике формирования пространственных многозвенных динамических моделей транспортных средств на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

Для произвольной механической системы тел уравнения перемещений представим в виде совокупности уравнений, описывающих свободные перемещения твёрдых и упругих тел, а также уравнений связей с помощью соответствующих кинематических пар, с учётом сил и моментов от упругодемпфирующих элементов, соединяющих тела (начальные условия: $\mathbf{q}(0) = \mathbf{q}_0$; $\dot{\mathbf{q}}(0) = \dot{\mathbf{q}}_0$):

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{A}^T\boldsymbol{\lambda} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t), \\ \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}), \end{cases} \quad (1)$$

где \mathbf{M} – матрица инерции системы, включающая в себя матрицы инерции отдельных тел; \mathbf{A} – матрица размерностью $(k \times n)$, где k – число связей, состоящая из переменных коэффициентов уравнений кинематических связей; \mathbf{q} – вектор обобщённых координат механической системы, имеющий размерность n ; $\boldsymbol{\lambda}$ – вектор множителей Лагранжа, определяющих реакции в соответствующих кинематических парах; $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ – вектор внешних усилий, состоящий из сил от нагрузок, сил и моментов от упругодемпфирующих элементов, а также гироскопических сил; $\mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор, состоящий из правых частей уравнений связей.

Уравнения перемещений свободного твёрдого тела (рис. 1):

$$\begin{cases} m\ddot{\mathbf{r}}_C = \sum_{i=1}^{k_F} \mathbf{F}_i, \\ \mathbf{I}\dot{\boldsymbol{\omega}}_C = \sum_{i=1}^{k_F} [(\mathbf{B}^T \mathbf{F}_i) \times \mathbf{r}_i] + \sum_{i=1}^{k_M} \mathbf{M}_{ei} + [\mathbf{K} \times \boldsymbol{\omega}_C]. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь \mathbf{F}_i – представленный в неподвижной системе координат X, Y, Z трёхмерный вектор внешних усилий, приложенных к соответствующей точке твёрдого тела; k_F – общее число внешних сил, приложенных к твёрдому телу; $\mathbf{r}_C = (X, Y, Z)^T$ – задаваемый в системе координат X, Y, Z вектор, включающий в себя координаты центра масс твёрдого тела; \mathbf{m} – матрица масс твёрдого тела, имеющая диагональный вид; $\boldsymbol{\omega}_C = (\omega_x, \omega_y, \omega_z)^T$ – вектор, включающий проекции угловой скорости твёрдого тела на оси x, y, z жёстко связанной с телом подвижной системы координат; $\mathbf{I} = \text{diag}(I_x, I_y, I_z)$ – матрица, имеющая диагональный вид и включающая в себя главные центральные моменты инерции твёрдого тела; \mathbf{B} – матрица поворотов, необходимая для преобразования заданного в подвижной системе координат вектора в неподвижную систему координат; \mathbf{r}_i – радиус-вектор, проведённый из начала системы координат x, y, z в точку приложения к твёрдому телу силы; \mathbf{M}_{ei} – трёхмерный вектор, включающий внешние моменты, приложенные к точке твёрдого тела и заданные в системе координат x, y, z ; k_M – общее число действующих на тело внешних моментов; \mathbf{K} – кинетический момент твёрдого тела; $[\mathbf{K} \times \boldsymbol{\omega}_C]$ – вектор моментов от гироскопических сил.

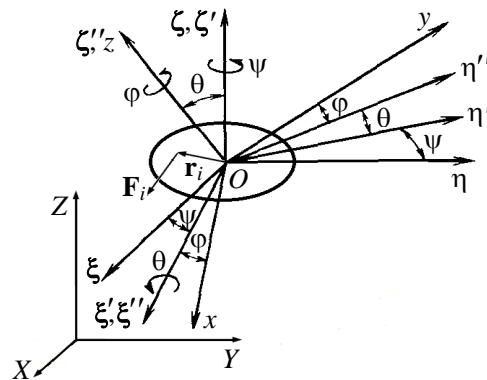


Рис. 1. Углы Эйлера при описании перемещений твёрдого тела

К уравнениям системы (2) добавим кинематические уравнения Эйлера (3), выражающие зависимости между углами Эйлера ψ, θ, ϕ и проекциями $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ угловой скорости твёрдого тела на оси жёстко связанной с ним системы координат x, y, z :

$$\begin{cases} \omega_x = \dot{\psi} \sin \theta \sin \phi + \dot{\theta} \cos \phi, \\ \omega_y = \dot{\psi} \sin \theta \cos \phi - \dot{\theta} \sin \phi, \\ \omega_z = \dot{\psi} \cos \theta + \dot{\phi}. \end{cases} \quad (3)$$

В данной работе предложено рассмотрение *малых упругих колебаний конечно-элементной модели совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства* (принимается допущение о том, что инерция тела считается сосредоточенной в узлах рассматриваемой конечно-элементной модели упругого тела; начальные условия: $\mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_0$; $\dot{\mathbf{u}}(0) = \dot{\mathbf{u}}_0$):

$$\mathbf{m}_u \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_u \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_u \mathbf{u} = \mathbf{B}^T \mathbf{F} - \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вр}} + \mathbf{a}_{\text{к}}), \quad (4)$$

где \mathbf{K}_u – матрица жёсткости упругого тела; \mathbf{C}_u – матрица демпфирующих коэффициентов упругого тела; \mathbf{u} – вектор, содержащий векторы с координатами узлов всего упругого тела; \mathbf{B} – матрица поворотов; $\mathbf{a}_{\text{вр}}$, $\mathbf{a}_{\text{к}}$ – векторы вращательных и Кориолисовых ускорений узлов упругого тела; \mathbf{F} – вектор, компоненты которого – силы и моменты, приложенные в соответствующих узлах; \mathbf{m}_u – матрица инерции упругого тела.

Наиболее распространенным приёмом снижения размерности системы (4) является представление в нормальных координатах с учётом ограниченного числа форм.

Собственные частоты и формы колебаний упругого тела определяются из уравнения свободных колебаний без вязкого сопротивления: $\mathbf{m}_u \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_u \mathbf{u} = \mathbf{0}$. Квадраты собственных частот ω^2 определяются из характеристического уравнения: $\det(\mathbf{K}_u - \omega^2 \mathbf{m}_u) = \mathbf{0}$. Собствен-

ные векторы, соответствующие заданной собственной частоте, находятся из однородной системы уравнений: $(\mathbf{K}_u - \omega_j^2 \mathbf{m}_u) \boldsymbol{\varphi}_j = \mathbf{0}$, $j = 1, 2, \dots, n$.

Введём нормальные координаты в виде $\mathbf{u} = \boldsymbol{\varphi} \mathbf{n}$, где \mathbf{n} – вектор нормальных координат, $\boldsymbol{\varphi}$ – матрица собственных форм колебаний.

Воспользуемся двумя условиями ортогональности собственных форм колебаний: $\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{m}_u \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{E}$, где \mathbf{E} – единичная матрица; $\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{K}_u \boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{\Omega}^2 = \text{diag}(\omega_j^2)$, $j = 1, \dots, n$, где $\boldsymbol{\Omega}^2$ – диагональная матрица квадратов собственных частот, ω_j – собственные частоты колебаний упругой подсистемы, а также соответствующим преобразованием матрицы демпфирования: $\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{C}_u \boldsymbol{\varphi} = 2\boldsymbol{\mu} = \text{diag}(2\omega_j \mu_j)$, $j = 1, \dots, n$. Здесь $\boldsymbol{\mu}$ – матрица, имеющая диагональный вид и содержащая коэффициенты демпфирования упругого тела по формам колебаний.

Получаем представление в нормальных координатах уравнения (4):

$$\ddot{\mathbf{n}} + 2\boldsymbol{\mu} \dot{\mathbf{n}} + \boldsymbol{\Omega}^2 \mathbf{n} = \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{B}^T \mathbf{F} - \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вр}} + \mathbf{a}_{\text{к}}). \quad (5)$$

Уравнение (5) составлено для конечно-элементной модели упругого тела со свободными границами, поэтому $\boldsymbol{\varphi}$ и \mathbf{n} рассматривают в виде совокупности двух частей, одна из которых соответствует формам движения рассматриваемого тела как твёрдого (индекс t), а другая – как упругого (индекс u): $\boldsymbol{\varphi} = (\boldsymbol{\varphi}_t, \boldsymbol{\varphi}_u)^T$, $\mathbf{n} = (\mathbf{n}_t, \mathbf{n}_u)^T$.

Таким образом, система уравнений (4) разделяется на n уравнений вида

$$\ddot{n}_j(t) + 2\omega_j \mu_j \dot{n}_j(t) + \omega_j^2 n_j(t) = r_j(\dot{\mathbf{n}}, \mathbf{n}, t), \quad j = 1, \dots, n, \quad (6)$$

где $r_j(\dot{\mathbf{n}}, \mathbf{n}, t) = \boldsymbol{\varphi}_j^T [\mathbf{B}^T \mathbf{F} - \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вр}} + \mathbf{a}_{\text{к}})]$. Начальные условия: $\mathbf{n}(0) = \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{m}_u \mathbf{u}_0$; $\dot{\mathbf{n}}(0) = \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{m}_u \dot{\mathbf{u}}_0$.

Уравнения (6) справедливы в предположении, что наличие внутреннего демпфирования упругой системы не обуславливает взаимодействия между собственными формами её колебаний без демпфирования, то есть матрица демпфирования выражается в виде суммы $\mathbf{C}_u = c_1 \mathbf{m}_u + c_2 \mathbf{K}_u$ (c_1, c_2 – значения коэффициентов пропорциональности), а внешнее сосредоточенное демпфирование при колебаниях упругого тела учитывается с помощью характеристик соединительных элементов.

Применение линейно независимого усечённого векторного базиса $\{\boldsymbol{\varphi}_1, \dots, \boldsymbol{\varphi}_m\}$ с размерностью m , причём $m \ll n$, обеспечивает не только возможность разделения уравнений (4), но и позволяет существенно понизить размерность задачи, что способствует уменьшению времени интегрирования. При этом отбрасывается как несущественный отклик системы, относящийся к высшим собственным частотам и формам колебаний.

Что касается *системы тел*, то формирование *уравнений перемещений* осуществляется посредством объединения уравнений (2), (6), составленных отдельно для каждого из твёрдых и упругих тел.

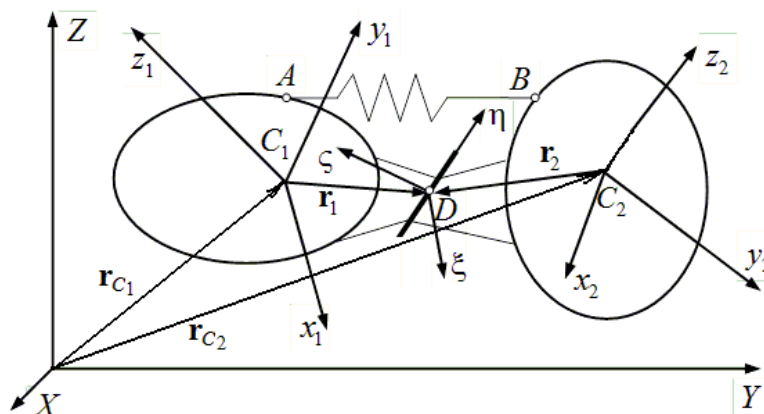


Рис. 2. Механическая система, представленная двумя твёрдыми телами

В частности, уравнения перемещений системы двух твёрдых тел (рис. 2), не принимая во внимание уравнений связей, обусловленных наличием определённых кинематических пар, можно представить следующим образом:

$$\mathbf{M}_C \ddot{\mathbf{Q}}_C = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{Q}}_C, \mathbf{Q}_C, t), \quad (7)$$

где \mathbf{M}_C – матрица инерции системы, составленная из матриц инерции соответствующих тел; $\dot{\mathbf{Q}}_C = (\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1, \omega_{1x}, \omega_{1y}, \omega_{1z}, \dot{X}_2, \dot{Y}_2, \dot{Z}_2, \omega_{2x}, \omega_{2y}, \omega_{2z})^T$ – для системы, представленной двумя твёрдыми телами; $\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1$; $\dot{X}_2, \dot{Y}_2, \dot{Z}_2$ – записанные в неподвижной системе координат X, Y, Z проекции скоростей центров масс первого и второго твёрдых тел; $\omega_{1x}, \omega_{1y}, \omega_{1z}$; $\omega_{2x}, \omega_{2y}, \omega_{2z}$ – компоненты векторов, включающих проекции угловых скоростей первого и второго твёрдых тел на оси x, y, z жёстко связанной с соответствующим телом подвижной системы координат; $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{Q}}_C, \mathbf{Q}_C, t)$ – вектор сил от внешних нагрузок, сил и моментов от упругих и демпфирующих элементов; t – время.

Уравнения связей, составленные в системе координат, связанной с одним из соприкасаемых тел. Будем рассматривать следующие матрицы: \mathbf{B}_1 – матрицу поворотов, обеспечивающую преобразование от системы координат x_1, y_1, z_1 к системе X, Y, Z ; \mathbf{B}_2 – матрицу поворотов, отвечающую за преобразование от системы координат x_2, y_2, z_2 к системе X, Y, Z , $\tilde{\mathbf{B}}$ – матрицу поворотов, обеспечивающую преобразование от системы координат ξ, η, ζ к системе x_1, y_1, z_1 .

Выполним проецирование абсолютной скорости, которой обладает общая точка D сферического шарнира (рис. 2), на оси ξ, η, ζ вспомогательной системы координат, связанной с первым телом.

Для твёрдых тел 1, 2 получаем:

$$\mathbf{v}'_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{v}_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\dot{\mathbf{r}}_{C1} + \mathbf{B}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1]) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C1} + \tilde{\mathbf{B}}^T [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1], \quad (8)$$

$$\mathbf{v}'_2 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{v}_2 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\dot{\mathbf{r}}_{C2} + \mathbf{B}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2]) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C2} + \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2], \quad (9)$$

где $\dot{\mathbf{r}}_{C1} = (\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1)^T$, $\dot{\mathbf{r}}_{C2} = (\dot{X}_2, \dot{Y}_2, \dot{Z}_2)^T$ – первые производные радиус-векторов, определяющих положения центров масс рассматриваемых тел в неподвижной системе координат.

Для упругих тел 1, 2 получаем:

$$\mathbf{v}'_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \boldsymbol{\varphi}_1 \dot{\mathbf{n}}_1; \quad \mathbf{v}'_2 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\varphi}_2 \dot{\mathbf{n}}_2. \quad (10)$$

Продифференцировав по времени уравнения (8) – (10), находим:

для твёрдых тел 1, 2

а) члены, содержащие вторые производные обобщённых координат в системе (1):

$$\mathbf{A}_1 \ddot{\mathbf{u}}_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\ddot{\mathbf{r}}_{C1} + \mathbf{B}_1 [\dot{\boldsymbol{\omega}}_1 \times \mathbf{r}_1]); \quad \mathbf{A}_2 \ddot{\mathbf{u}}_2 = -\tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\ddot{\mathbf{r}}_{C2} + \mathbf{B}_2 [\dot{\boldsymbol{\omega}}_2 \times \mathbf{r}_2]), \quad (11)$$

где \mathbf{u}_1 – вектор, содержащий обобщённые координаты первого тела, \mathbf{u}_2 – вектор, содержащий обобщённые координаты второго тела;

б) правые части уравнений связей (см. систему (1)):

$$\mathbf{s}_1(\dot{\mathbf{u}}_1, \mathbf{u}_1) = -\tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\boldsymbol{\Omega}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C1} + \boldsymbol{\Omega}_1^T \mathbf{B}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1] + \mathbf{B}_1 \boldsymbol{\Omega}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1]), \quad (12)$$

$$\mathbf{s}_2(\dot{\mathbf{u}}_2, \mathbf{u}_2) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\boldsymbol{\Omega}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C2} + \boldsymbol{\Omega}_1^T \mathbf{B}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2] + \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\Omega}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2]), \quad (13)$$

$$\boldsymbol{\Omega}_1 = \begin{pmatrix} 0 & -\omega_{1z} & \omega_{1y} \\ \omega_{1z} & 0 & -\omega_{1x} \\ -\omega_{1y} & \omega_{1x} & 0 \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{\Omega}_2 = \begin{pmatrix} 0 & -\omega_{2z} & \omega_{2y} \\ \omega_{2z} & 0 & -\omega_{2x} \\ -\omega_{2y} & \omega_{2x} & 0 \end{pmatrix};$$

для упругих тел 1, 2

а) члены со вторыми производными обобщённых координат в системе (1):

$$\mathbf{A}_1 \ddot{\mathbf{u}}_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \boldsymbol{\varphi}_1 \ddot{\mathbf{n}}_1; \quad \mathbf{A}_2 \ddot{\mathbf{u}}_2 = -\tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\varphi}_2 \ddot{\mathbf{n}}_2; \quad (14)$$

б) правые части уравнений связей (см. систему (1)):

$$\mathbf{s}_1(\dot{\mathbf{u}}_1, \mathbf{u}_1) = 0; \quad \mathbf{s}_2(\dot{\mathbf{u}}_2, \mathbf{u}_2) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\boldsymbol{\Omega}_1^T \mathbf{B}_2 + \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\Omega}_2) \boldsymbol{\varphi}_2 \dot{\mathbf{n}}_2. \quad (15)$$

Тогда при наличии сферического шарнира матрица, содержащая переменные коэффициенты уравнений соответствующих кинематических связей, получается объединением матриц, записанных для каждого из тел: $\mathbf{A} = (\mathbf{A}_1 \quad \mathbf{A}_2)$. При этом вектор, состоящий из правых частей уравнений связей, можно представить в виде: $\mathbf{s} = \mathbf{s}_1 + \mathbf{s}_2$.

Комбинируя различным образом соответствующие компоненты векторов и матриц, приведённых в выражениях (11) – (15), приходим к уравнениям связей, описывающим требуемые виды кинематических пар, которыми соединены твёрдые и упругие тела.

Численное интегрирование системы (1) с использованием метода Рунге-Кутты четвертого порядка связано с многократным решением системы уравнений:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{A}^T \\ \mathbf{A} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) \\ \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \end{pmatrix}. \quad (16)$$

Поскольку матрица коэффициентов системы обладает только свойством неотрицательности, а не положительной определённости, то будет наблюдаться нарастание погрешности интегрирования, пропорциональное степени числа уравнений связей. Это обуславливает невозможность прямого использования уравнений (16) при расчёте компонентов вектора $\ddot{\mathbf{q}}$. Предотвращение указанной численной неустойчивости происходит посредством добавки стабилизирующих сил к правым частям первого уравнения рассматриваемой системы (16):

$\mathbf{F}'_c = -\beta_c \mathbf{A}^T \delta_L$ – усилий, определяемых погрешностями перемещений в связях δ_L ;

$\mathbf{F}'_k = -\beta_k \mathbf{A}^T \dot{\delta}_L$ – усилий, определяемых погрешностями скоростей в связях $\dot{\delta}_L$;

$\mathbf{F}'_m = -\beta_m \mathbf{A}^T \ddot{\delta}_L$, – усилий, определяемых погрешностями ускорений в связях $\ddot{\delta}_L$,

где $\dot{\delta}_L = \mathbf{A}\dot{\mathbf{q}}$ – вектор, составленный из погрешностей по скоростям; $\ddot{\delta}_L = \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор, составленный из погрешностей по ускорениям; $\beta_c, \beta_k, \beta_m$ – значения стабилизирующих коэффициентов.

Методика подбора рациональных величин стабилизирующих коэффициентов $\beta_c, \beta_k, \beta_m$ приводится в работах О.А. ВауЧау, Е. Ваю, А.С. Горбцова.

Система (16) с добавкой стабилизирующих сил запишется следующим образом:

$$\begin{pmatrix} (\mathbf{M} + \beta_m \mathbf{A}^T \mathbf{A}) & \mathbf{A}^T \\ \mathbf{A} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{F}'_c + \mathbf{F}'_k + \beta_m \mathbf{A}^T \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \\ \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \end{pmatrix}. \quad (17)$$

Решение системы (17) на каждом шаге интегрирования позволяет получить не только значения ускорений, требуемых для осуществления процесса численного интегрирования, но и компоненты множителей Лагранжа, определяющих реакции в соответствующих кинематических парах.

Моделирование упругих свойств кинематических пар. В процессе моделирования резинометаллических шарниров следует учитывать влияние упругостей кинематических пар. Моделирование линейных упругостей по нескольким заданным направлениям в кинематических парах выполняется на основе уравнений (17). Причём, осуществляется удаление из уравнений связей строк, отвечающих упругим связям, а остаются соответствующие им стабилизирующие силы. В частности, для $\beta_m = 0$ система уравнений (17) получит вид:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{A}_r^T \\ \mathbf{A}_r & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{F}'_c{}^r + \mathbf{F}'_k{}^r + \mathbf{F}'_c{}^f + \mathbf{F}'_k{}^f \\ \mathbf{s}_r(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \end{pmatrix}, \quad (18)$$

где \mathbf{A}_r – матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей за исключением строк, отвечающих упругим связям; λ_r – вектор множителей Лагранжа за исключением компонентов, отвечающих упругим связям; $\mathbf{s}_r(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор правых частей уравнений связей за исключением строк, отвечающих упругим связям; $\mathbf{F}'_k{}^r, \mathbf{F}'_c{}^r$ – векторы стабилизирующих сил за исключением строк, отвечающих упругим связям; $\mathbf{F}'_k{}^f, \mathbf{F}'_c{}^f$ – векторы демпфирующих и упругих сил в упругих связях, найденные из соотношений: $\mathbf{F}'_c{}^f = -\mathbf{A}_f^T \mathbf{R}_c \delta_{Lf}$; $\mathbf{F}'_k{}^f = -\mathbf{A}_f^T \mathbf{R}_k \dot{\delta}_{Lf}$, где \mathbf{A}_f – матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей, отвечающих упругим связям; $\delta_{Lf}, \dot{\delta}_{Lf}$ – векторы относительных смещений и первых производных этих смещений в упругих связях; $\mathbf{R}_c, \mathbf{R}_k$ – диагональные матрицы, содержащие коэффициенты упругого и вязкого сопротивлений упругих связей.

В третьей главе представлены особенности моделирования динамических характеристик типовых элементов систем виброзащиты транспортных средств.

Рассматривается моделирование динамических гистерезисных характеристик рессорных подвесок и включение рессор в пространственную модель транспортного средства (рис. 3).

Характеристику вертикальной упругости рессоры в выбранных пределах отклонений вертикальной нагрузки ($F_{ст} \pm F_{тр}$) и деформаций ($\Delta_{ст} \pm \Delta_{ц}$) от положения статического рав-

новесия $\Delta_{ст}$ удаётся аппроксимировать линейными отрезками (BC и DA) внешних ветвей нагрузки и разгрузки рессоры и нелинейными участками (AB и CD) кривых полуцикла, образующими замкнутую гистерезисную петлю (рис. 3, а). Точки, лежащие на этих элементах петли, в различные моменты времени определяют в пределах каждого цикла деформаций $ABCD$ соответствующие значения параметров вертикальной упругости и сухого трения. Причём, в точках A и C перемены направления деформации рессорные листы блокируются максимально возможной в пределах данного цикла силой трения, что обеспечивает предельное повышение жёсткости рессоры. Участки AB и CD отражают процессы постепенной разблокировки листов при нагружении и разгрузке рессоры. По окончании разблокировки всех листов, характеристика рессоры определяется отрезками BC и DA внешних ветвей нагрузки и разгрузки.

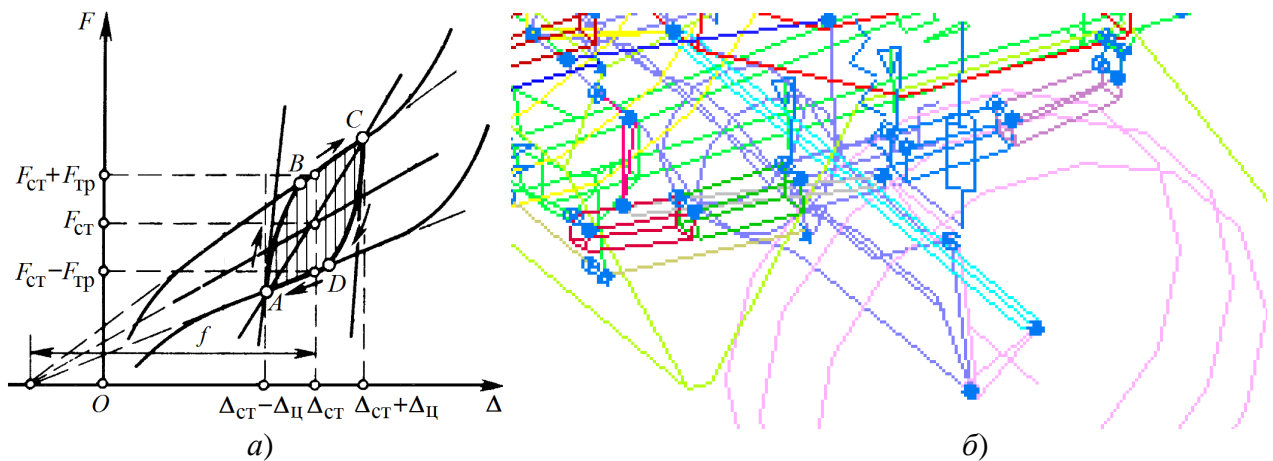


Рис. 3. а) Гистерезисная характеристика вертикальной упругости рессорной подвески; б) новая пятительная расчётная схема рессоры с учётом особенностей её крепления

Во время осуществления расчётов описанные процессы обычно упрощают и включают в пространственную динамическую модель транспортного средства идеализированную линейную характеристику вертикальной упругости в виде средней линии между ветвями нагрузки и разгрузки рессоры и соответствующую ей постоянную жёсткость.

Однако, более корректный подход состоит в учёте непостоянной динамической вертикальной жёсткости, механическая интерпретация которой – тангенс угла наклона к оси абсцисс касательной к рассматриваемой точке цикла деформаций рессоры, а также в учёте непостоянной эквивалентной динамической вертикальной жёсткости рессоры как тангенса угла наклона к оси абсцисс отрезка AC , которая возрастает при повышении силы сухого трения между листами и уменьшении амплитуды цикловых колебаний.

Внешняя характеристика представляется состоящей из ветвей процессов нагружения и разгрузки, каждая из которых является ломаной линией без разрывов, включающей, в общем случае, несколько участков с левыми границами Δ_j (значение j определено номером участка).

Соответствующая ветвь внешней рессорной характеристики на каждом из участков задаётся следующим образом: $F(\Delta) = K_{ji}\Delta + F_{ji}$, где K_{ji} и F_{ji} – постоянные величины; для ветви разгрузки $i = 1$, для ветви нагрузки $i = 2$. Параметры в этом уравнении следует выбирать таким образом, чтобы в результате сформировалась гистерезисная петля внешней характеристики с шириной: $F(\Delta) = (K_{j2} - K_{j1})\Delta + (F_{j2} - F_{j1}) > 0$.

Кривые полуцикла аппроксимируются, как предложено С.М. Воеводенко, в виде суммы двух экспонент с весовыми коэффициентами W_1 и W_2 :

$$F(\Delta) = W_1 F(i) e^{-\frac{B_1}{F(i)}|\Delta - \Delta(i)|} + W_2 F(i) e^{\frac{B_2}{F(i)}|\Delta - \Delta(i)|}, \quad (19)$$

где $|\Delta - \Delta(i)|$ – деформация со времени начала деформации текущего полуцикла; $F(i)$ – ширина гистерезисной петли в начале деформации текущего полуцикла; $B_1, B_2 > 0$; $W_1, W_2 > 0$; $W_1 + W_2 = 1$.

Созданы **новые многозвенные модели рессорных подвесок** транспортных средств (пример расчётной схемы на рис. 3, б), учитывающие:

– особенности кинематики рессоры в составе подвески транспортного средства, что обеспечивается применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, а также моделированием рессоры в виде звеньев, соединённых шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры с учётом сил трения;

– нелинейность гистерезисных динамических характеристик, что позволяет принимать во внимание динамическую жёсткость рессоры, зависящую от сухого трения между листами и амплитуды цикловых колебаний при внешнем случайном воздействии со стороны дороги;

– особенности схемы установки рессоры в составе подвески транспортного средства, что обеспечивает учёт креплений рессоры и их влияние на изменение жёсткости;

– поворот опорной площадки рессоры в продольной плоскости транспортного средства под действием скручивающего момента при разгоне и торможении, что позволяет ещё на этапе проектирования выявить S-образный продольный изгиб рессоры и подобрать рациональный вариант установки продольных реактивных штанг;

– изменения расположения плоскости опорной площадки рессоры при перекосе моста относительно продольной оси транспортного средства за счёт подачи отдельных внешних дорожных воздействий на колёса левого и правого бортов.

Аналогично рессорной подвеске осуществлялось моделирование гистерезисных нелинейных характеристик *в новых моделях рычажно-пружинных подвесок* (рис. 4).

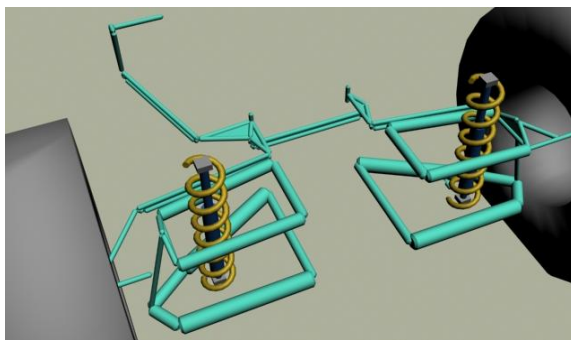


Рис. 4. Новая расчётная схема независимых передних рычажно-пружинных подвесок и элементов рулевого привода перспективного грузового автомобиля

При включении таких подвесок в динамическую модель транспортного средства детализированы особенности рычажного направляющего аппарата. Это позволило учитывать нелинейности приведённых к колесу характеристик упругого элемента подвески и амортизатора, обеспечиваемые направляющим аппаратом, влияние жёсткостей сайлент-блоков крепления рычагов, а также воздействие гироскопических моментов, появляющихся при изменении угла наклона плоскости качения колеса.

Представлена *новая модель пневматической подвески*, включающая модели четырёх пневмобаллонов, обладающих нелинейными характеристиками вертикальной упругости; нижние продольные рычаги, воспринимающие преимущественно продольные усилия, и V-образно расположенные верхние реактивные тяги, предназначенные для восприятия как продольных, так и боковых нагрузок; буферы ходов сжатия; стабилизатор поперечной устойчивости; два амортизатора (расчётная схема на рис. 5).

Для каждого пневмобаллона осуществляется задание его характеристики в виде политропной кривой, определяемой объёмом баллона при статической нагрузке и начальным давлением в нём, в свою очередь, зависящими от величины статической нагрузки, приходящейся на задний мост. В каждый из пневмобаллонов встроен буфер хода сжатия. Помимо этого, в состав расчётной схемы включён центральный буфер, осуществляющий ограничение вертикального перемещения балки заднего моста в процессе ходов сжатия задней подвески.

Статическая нагрузка на пневматический упругий элемент: $F_{ст} = (p_{ст} - p_a)A_{эфф.ст}$, где $p_{ст}$ – давление воздуха в упругом элементе в положении статического равновесия; p_a – нормальное атмосферное давление наружного воздуха; $A_{эфф.ст}$ – эффективная площадь пневмобаллона в положении статического равновесия.

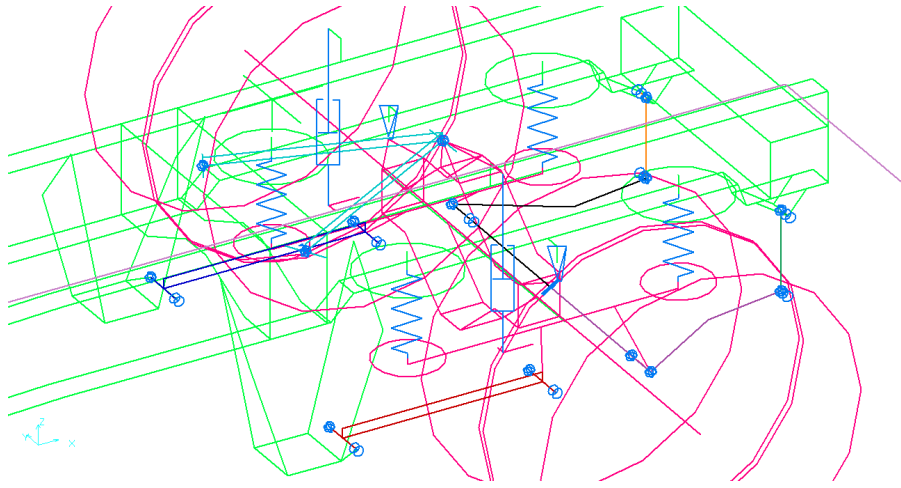


Рис. 5. Новая расчётная схема задней пневматической подвески грузового автомобиля с четырьмя пневмобаллонами

Усилие, развиваемое пневматическим упругим элементом:

$$F_i = (p_i - p_a) A_{\text{эфф},i} = \left(p_{\text{ст}} \left(\frac{V_{\text{ст}}}{V_i} \right)^n - p_a \right) A_{\text{эфф},i} \quad (20)$$

где n – показатель политропы, зависящий от скорости деформаций и теплообмена пневмобаллона с окружающей средой; V_i – объём воздуха в пневмобаллоне при его деформации от положения статического равновесия на Δ_i ; $V_{\text{ст}}$ – объём воздуха в пневмобаллоне в положении статического равновесия; $A_{\text{эфф},i}$ – эффективная площадь пневмобаллона при его деформации на Δ_i .

Характеристика пневматического упругого элемента: $F_{y,\text{эли}} = F_i - F_{\text{ст}}$.

Жёсткость пневматического упругого элемента:

$$k_i = \frac{dF_i}{d\Delta_i} = \frac{d[(p_i - p_a) A_{\text{эфф},i}]}{d\Delta_i} = A_{\text{эфф},i} \frac{dp_i}{d\Delta_i} + (p_i - p_a) \frac{dA_{\text{эфф},i}}{d\Delta_i}. \quad (21)$$

Жёсткость пневматического упругого элемента в положении статического равновесия:

$$k_{\text{ст}} = \frac{np_{\text{ст}}}{V_{\text{ст}}} A_{\text{эфф},\text{ст}}^2 + [p_{\text{ст}} - p_a] \frac{dA_{\text{эфф},\text{ст}}}{d\Delta_{\text{ст}}}. \quad (22)$$

Создана **новая модель пневмогидравлической подвески (расчётная схема на рис. 6)**, включающая пневмогидравлический элемент без противодействия, совмещающий в себе функции упругого и демпфирующего устройств подвески, верхняя часть которого шарнирно подсоединена к кронштейну рамы, а нижняя – к оси нижнего рычага подвески; направляющие рычаги с детализацией особенностей их конфигурации и крепления, что позволяет принимать во внимание обеспечиваемое рычажным направляющим аппаратом нелинейное изменение жёсткости и коэффициента демпфирования подвески, приведённых к колесу; стабилизатор, который рассматривается состоящим из двух половин – твёрдых тел, соединяемых между собой элементом, крутильная жёсткость которого задана.

Статическая нагрузка на пневмогидравлический элемент без противодействия:

$$F_{\text{ст}} = (p_{\text{ст}} - p_a) S \approx p_{\text{ст}} S, \text{ где } S \text{ – площадь поршня.} \quad (23)$$

Усилие, развиваемое пневмогидравлическим элементом без противодействия, при перемещении поршня на Δ_i (знак «минус» соответствует ходу сжатия, знак «плюс» – ходу отбоя):

$$F_i = (p_i - p_a) S \approx p_i S = p_{\text{ст}} \frac{V_{\text{ст}}^n}{V_i^n} S = p_{\text{ст}} \frac{V_{\text{ст}}^n S}{(V_{\text{ст}} \pm \Delta V_i)^n} = p_{\text{ст}} \frac{V_{\text{ст}}^n S}{(V_{\text{ст}} \pm S \Delta_i)^n}. \quad (24)$$

Характеристика пневмогидравлического элемента без противодействия: $F_{y,\text{эли}} = F_i - F_{\text{ст}}$.

Жёсткость пневмогидравлического элемента без противодействия: $k_i = \frac{np_{\text{ст}} V_{\text{ст}}^n}{V_i^{n+1}} S^2$.

Жёсткость пневмогидравлического элемента без противодействия под действием статической нагрузки: $k_{ст} = \frac{n p_{ст}}{V_{ст}} S^2$.

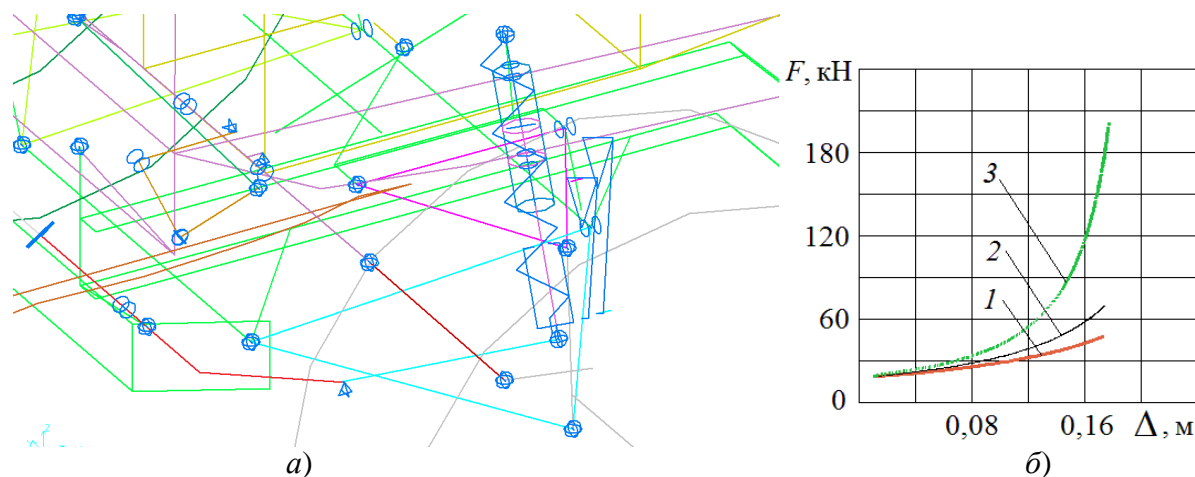


Рис. 6. а) Новая расчётная схема левой передней пневмогидравлической подвески. б) Нелинейный вид экспериментальных статических характеристик пневмогидравлического элемента при объёме газа в рабочем цилиндре под статической нагрузкой: 1 – 1100 см³; 2 – 900 см³; 3 – 700 см³

При включении *амортизатора* с кусочно-линейной скоростной характеристикой в динамическую модель предложено учитывать особенности его установки в составе подвески транспортного средства, что позволяет принимать во внимание нелинейное изменение в процессе его работы коэффициентов демпфирования, приведённых к колесу с учётом переменного передаточного числа, обеспечиваемого направляющим аппаратом подвески.

В динамические модели транспортных средств включены *виброизоляторы* кузова и силового агрегата. Учитывая различия жесткостных и демпфирующих свойств каждого виброизолятора в вертикальном, продольном и поперечном направлениях, предлагается моделировать виброизоляторы посредством сферических шарниров с податливостями по каждой из трёх осей. Тогда в исходных данных задают значения жёсткости и демпфирования, различные по трём соответствующим направлениям.

При включении в динамическую модель транспортного средства *колеса с пневматической шиной* учитываются её поглощающая и сглаживающая способности.

На основании наилучшей аппроксимации с экспериментальными характеристиками вертикальной (радиальной) упругости выбрана эллиптическая модель поглощающей способности шины Н.Н. Яценко, в соответствии с которой подобрана функция в виде эллипса, обладающего существенным эксцентриситетом и повернутого на определённый угол относительно осей нагрузок и деформаций:

$$\left(\frac{F}{F_a}\right)^2 + \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2 = 1; \quad F = \pm F_a \sqrt{1 - (h_z/h_{za})^2} = \pm H_{ш} h_{za}^n \sqrt{1 - (h_z/h_{za})^2}. \quad (25)$$

Здесь F – текущая величина силы неупругого сопротивления шины; F_a – половина максимальной ширины гистерезисной петли (амплитуда указанной силы); h_z – текущая величина вертикальной (радиальной) деформации шины; h_{za} – максимальная (амплитудная) величина указанной деформации; n – показатель степени, отражающий нелинейность зависимости F_a от h_{za} ; $H_{ш}$ – коэффициент пропорциональности.

Эта модель существенно дополнена автором диссертации способностью учёта переменной динамической радиальной жёсткости, а также непостоянной динамической эквивалентной жёсткости шины в зависимости от ширины гистерезисной петли и амплитуды цикловых колебаний аналогично тому, как это сделано для рессорной подвески. При этом внешнюю характеристику радиальной упругости шины предложено представлять состоящей из ветвей процессов нагружения и разгрузки, описываемых с помощью эллиптической модели Н.Н. Яценко, а формирование кривых полуцикла деформации шины, как и для рессорной подвески, осуществлять в виде суммы двух экспонент с весовыми коэффициентами, то есть аналогично формуле (19).

На основе анализа способов учёта сглаживающей способности шины выбрана модель С.П. Рыкова, учитывающая переменность длины пятна контакта шины с дорогой за счёт наличия звена переменного сглаживания, осуществляющего переменное осреднение внешнего дорожного воздействия, и наличия обратной связи колебательной системы к соответствующему звену сглаживания, выражающему зависимость между длиной пятна контакта (параметром осреднения) и вертикальным прогибом шины (выходным показателем колебательной подсистемы). Основное уравнение модели переменного сглаживания:

$$H(l) = \frac{1}{a(l)} \int_{l-0,5a(l)}^{l+0,5a(l)} h(l) dl, \quad (26)$$

где $a(l)$ – переменная длина пятна контакта, вычисляемая по формуле (27); $h(l)$ – функция исходного микропрофиля; $H(l)$ – функция сглаженного микропрофиля.

На базе теории гибких оболочек коллективом под руководством А.А. Хачатурова получена нелинейная зависимость длины пятна контакта от вертикального (радиального) прогиба шины:

$$a(l) = f(h_z) = 2(\sqrt{2r_0 h_z + \lambda^2} - \lambda), \quad (27)$$

где r_0 – радиус шины в свободном состоянии (при $h_z = 0$); h_z – нормальный (радиальный) прогиб шины в середине площадки контакта; λ – параметр, зависящий от внутреннего давления воздуха в шине, усилий в шине, а также конструктивных параметров шины в деформированном состоянии.

Процесс колебаний рассмотренных транспортных средств, перемещавшихся по дорогам с твёрдым дорожным покрытием, считался *стационарным и эргодичным*. Внешнее дорожное возмущение определяли два стационарных, случайных и дискретных процесса изменения ординат дорожного микропрофиля, отдельно подаваемых в виде временных реализаций микропрофиля на колёса правого и левого бортов. Обеспечение непрерывности значений ординат микропрофиля осуществлялось посредством восполнения сплайнами его дискретных ординат. Построение динамических моделей и расчёты выполнены в программной системе ФРУНД.

Четвёртая глава посвящена динамическому анализу первичных систем виброзащиты автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом. Создана **новая пространственная динамическая многотельная модель автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС** (расчётная схема на рис. 7, а) в виде механической системы, включающей абсолютно твёрдые и упругие тела, соединённые друг с другом нелинейными элементами, моделирующими многозвенные рессоры, шины, виброизоляторы, стабилизаторы и амортизаторы.

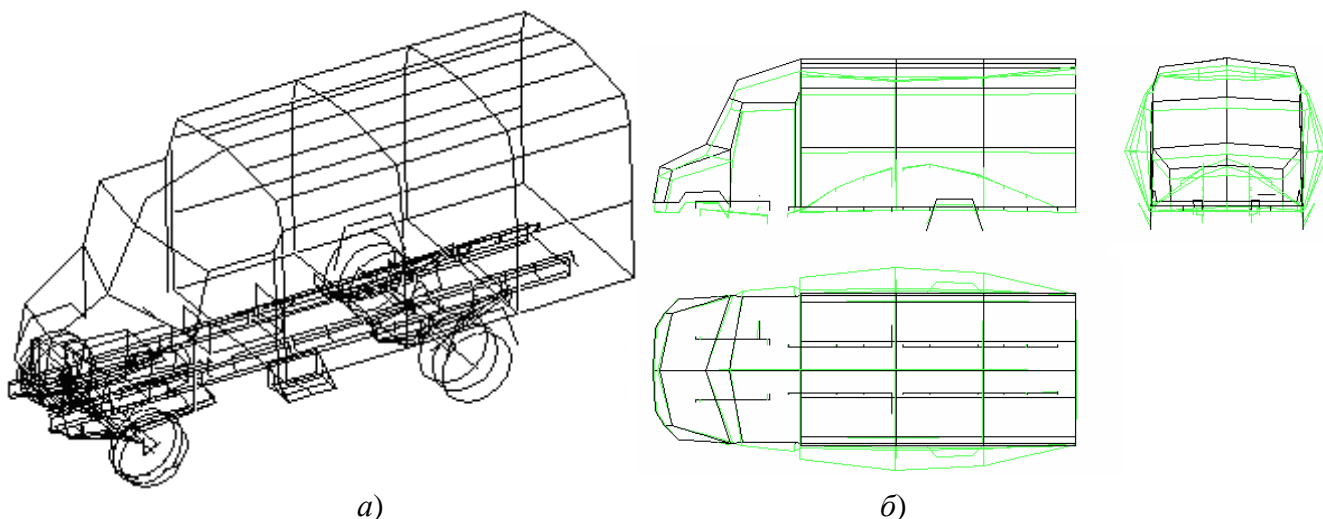


Рис. 7. а) Новая расчётная схема автомобиля-фургона. б) Пример одной из собственных форм колебаний подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» – на частоте 14,53 Гц: изгиб основания фургона первого тона, изгиб крыши фургона первого тона, противофазный изгиб боковых панелей фургона

Построение конечно-элементных моделей упругих тел (рама, подсистема «кабина – цельнометаллический фургон»), определение собственных частот и форм колебаний осуществлялось в программной системе NASTRAN, после чего выполнялась их передача во

ФРУНД. При расчётах учитывались как наиболее виброактивные первые 30 собственных форм колебаний рамы и первые 20 собственных форм колебаний подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» (пример на рис. 7, б).

Сопоставление графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений, полученных расчётным и экспериментальным путями в ряде характерных точек конструкции автомобиля-фургона в порожнем состоянии (автополигон НИЦИАМТ; ровный булыжник, 45, 60 км/ч; динамометрическая дорога, 50, 70 км/ч; примеры на рис. 8) позволило сделать вывод о вполне приемлемой их сходимости для рассмотренных режимов перемещения транспортного средства.

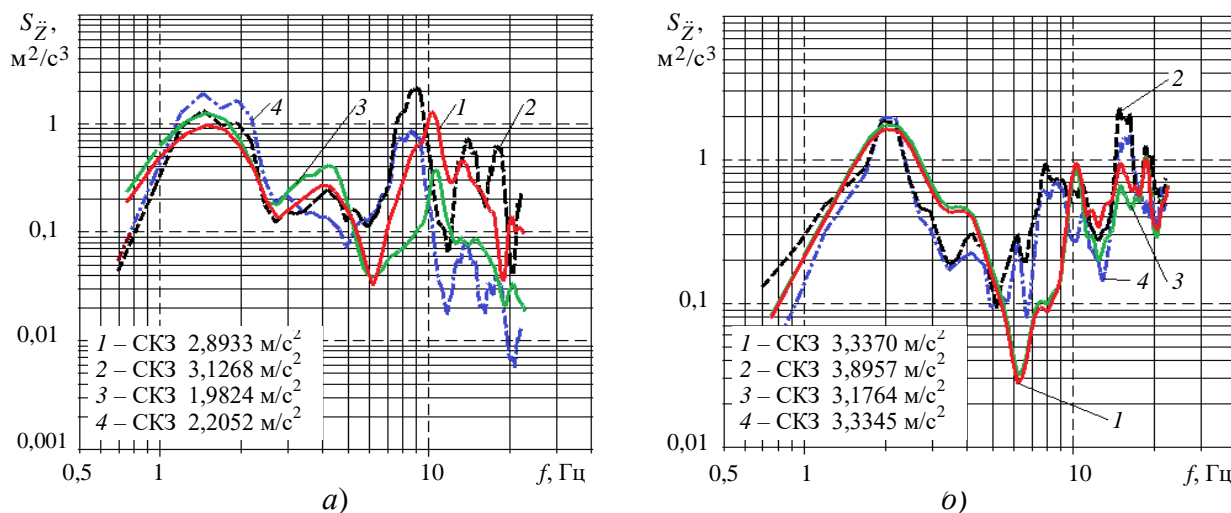


Рис. 8. Сопоставление результатов расчёта и эксперимента. Спектральные плотности вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч): а) под сиденьем водителя, на полу кабины (1 – эксперимент, 2 – расчёт) и на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона (3 – эксперимент, 4 – расчёт); б) на лонжероне рамы, под пятой опорой кузова, т. е. посередине колёсной базы (1 – эксперимент, 2 – расчёт) и над пятой опорой, на полу кузова (3 – эксперимент, 4 – расчёт)

Например, для спектральных характеристик вертикальных ускорений, показанных на рис. 8, чётко прослеживаются два основных резонанса – низко- и высокочастотный. Первый обусловлен колебаниями как твёрдого тела подрессоренной части автомобиля-фургона. Второй же вызван взаимодействием упругих форм колебаний конечно-элементных моделей рамы, подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон», а также соответствующих колебаний неподдресоренных масс.

Кроме того, идентифицирован ещё один максимум в межрезонансном диапазоне (между двумя основными спектральными резонансными пиками), соответствующий собственной частоте колебаний подсистемы «водитель – подрессоренное сиденье» (рис. 8, а). По причине обратных воздействий колебаний этой подсистемы на кузов, происходит появление максимума на соответствующей частоте и на спектральной характеристике точки, взятой на полу, что подтверждают экспериментальные результаты.

Влияние уровня внешнего дорожного возбуждения (рис. 9).

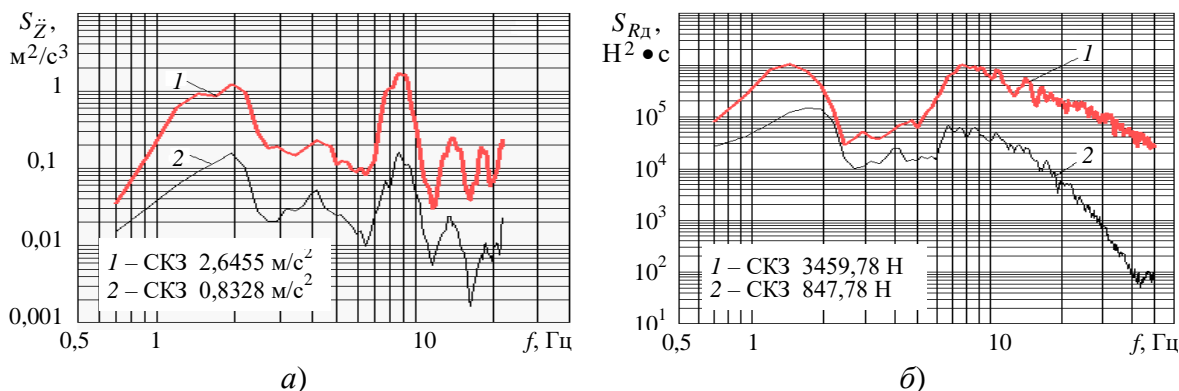


Рис. 9. Оценка уровня внешнего воздействия со стороны дороги на вибронгруженность порожнего автомобиля-фургона. Спектральные плотности: а) вертикальных ускорений на полу кузова, над его третьей опорой; б) динамических вертикальных реакций на переднем правом колесе; 1 – ровный булыжник, 60 км/ч; 2 – динамометрическая дорога, 60 км/ч

Влияние уровня внешнего дорожного возбуждения оценивалось при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником и по отрезку динамометрической дороги с одинаковой скоростью 60 км/ч.

Уменьшение уровня внешнего дорожного возбуждения обеспечивает смещение первого резонансного максимума спектральных плотностей вертикальных ускорений (рис. 9, а), а также вертикальных динамических деформаций шины и динамических вертикальных реакций на колесе (рис. 9, б), вправо, т. е. на более высокую частоту. Это вызвано увеличением динамических эквивалентных жёсткостей рессор и шин при перемещении по отрезку динамометрической дороги с малыми амплитудами внешнего воздействия.

Влияние жёсткости задней рессоры. Для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС применялась задняя рессора, устанавливаемая на грузовой автомобиль ЗиЛ-5301. Потребность поиска более рациональной жёсткости задней рессоры обусловлена тем, что статическая нагрузка при полной массе, приходящаяся на задний мост, для названного грузового автомобиля на 28 % больше, чем для рассматриваемого автомобиля-фургона. Расчёты проводились в двух весовых состояниях: порожнем и с полной массой.

В случае *порожнего* автомобиля-фургона для точек, выбранных посередине колёсной базы, а также в задней части конструкции (рис. 10, б, в), понижение жёсткости задней рессоры влечёт за собой убывание ординат первых низкочастотных спектральных максимумов с одновременным смещением их вершин влево, на меньшую частоту. Сдвиг указанного пика по частоте вызван уменьшением жёсткости рассматриваемой рессоры, а понижение его ординаты обусловлено возрастанием относительного коэффициента затухания в связи со снижением жёсткости рессоры.

Для точек, взятых в передней части автомобиля-фургона (рис. 10, а), убывание жёсткости задней рессоры влечёт за собой уменьшение площади, занимаемой низкочастотным спектральным максимумом, то есть возникновение более острого пика. Причём, расположение пика, отвечающего собственной частоте колебаний подрессоренных частей на передних рессорах, остаётся неизменным по ординате и частоте (поскольку жёсткость передней рессоры постоянна), а образование острого пика спектра наблюдается из-за уменьшения второго низкочастотного резонанса, возникающего вследствие воздействия колебаний задних рессор.

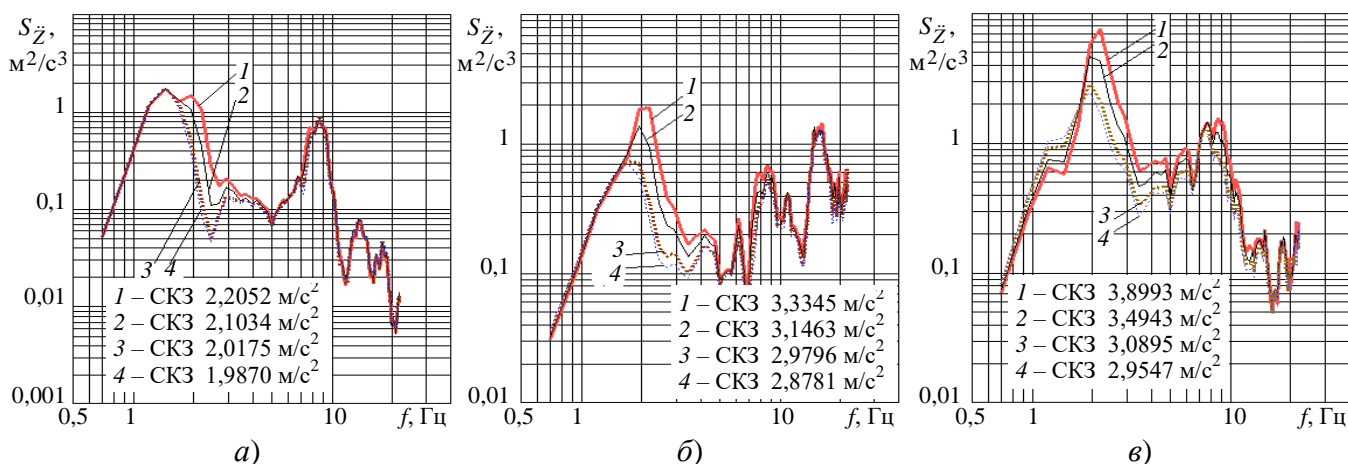


Рис. 10. Оценка воздействия жесткостных параметров задней рессоры на виброн нагруженность порожнего автомобиля-фургона. Спектральные плотности вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч): а) на подушке сиденья водителя; б) на полу кузова, над пятой опорой (посередине колёсной базы); в) на заднем свесе кузова; статическая жёсткость задней рессоры на первом и втором участках характеристики вертикальной упругости: 1 – 146,5 кН/м, 196,7 кН/м (одиннадцатилистовая); 2 – 126,5 кН/м, 176,7 кН/м; 3 – 106,5 кН/м, 156,7 кН/м; 4 – 100 кН/м, 150,2 кН/м (девятилистовая)

Для автомобиля-фургона с *полной массой* заметное понижение ординат первых низкочастотных спектральных максимумов ускорений точек, взятых в передней части конструкции (рис. 11, а) и посередине колёсной базы (рис. 11, б), происходит вследствие убывания добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных частей в продольно-угловом направлении, из-за перемещения центра продольно-угловых колебаний в связи с уменьшением жёсткостей задних подвесок.

Причём, с убыванием жёсткости задней рессоры точка, взятая посередине колёсной базы (рис. 11, б), становится наиболее близко размещённой к центру продольно-угловых колебаний подрессоренных частей автомобиля-фургона. Этим и обусловлено существенное понижение ординаты первого спектрального максимума.

Для точек, выбранных за задним мостом (рис. 11, в), уменьшение жёсткости задней рессоры обуславливает возрастание ординаты низкочастотного спектрального максимума с одновременным сдвигом его вершины влево, на более низкую частоту.

Перемещение рассматриваемого пика по частоте вызвано понижением собственной частоты колебаний подрессоренных частей на задних рессорах. Возрастание ординаты упомянутого спектрального максимума обусловлено повышением добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных частей автомобиля-фургона в продольно-угловом направлении. Это происходит вследствие сдвига центра продольно-угловых колебаний подрессоренных масс в связи с убыванием жёсткостей задних рессор. Описанный эффект проявляется в наибольшей степени при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником. На отрезке динамометрической дороги ординаты указанного максимума с уменьшением жёсткости задней рессоры возрастают значительно меньше.

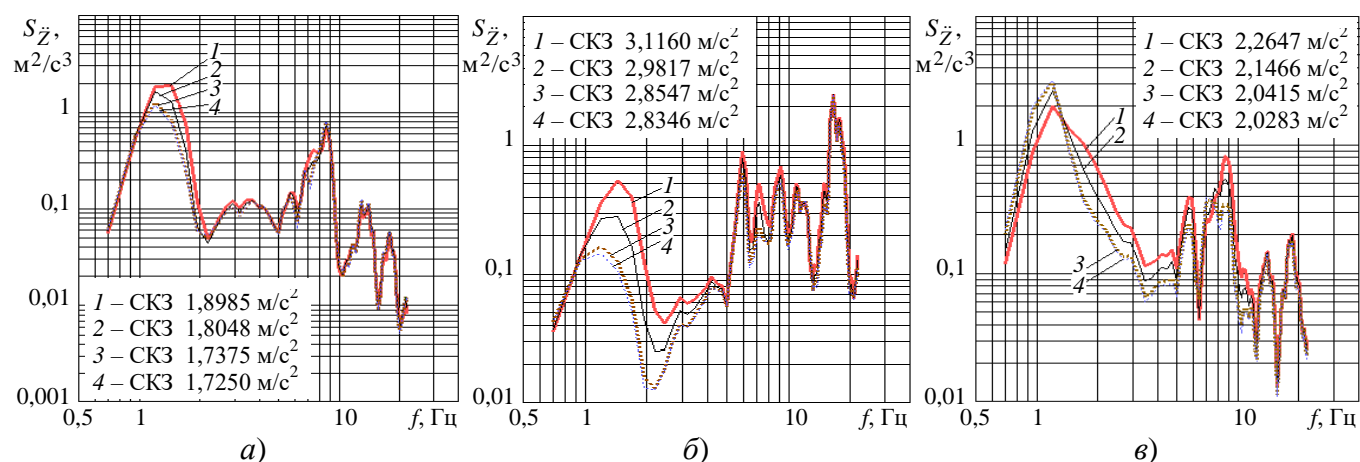


Рис. 11. Оценка воздействия жесткостных параметров задней рессоры на вибронгруженность автомобиля-фургона с полной массой. Спектральные плотности вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч): а) на подушке сиденья водителя; б) на полу кузова, над пятой опорой (посередине колёсной базы); в) на заднем свесе кузова; статическая жёсткость задней рессоры на первом и втором участках характеристики вертикальной упругости: 1 – 146,5 кН/м, 196,7 кН/м (одиннадцатилистовая); 2 – 126,5 кН/м, 176,7 кН/м; 3 – 106,5 кН/м, 156,7 кН/м; 4 – 100 кН/м, 150,2 кН/м (девятилистовая)

По результатам расчётов в качестве рациональных предложены следующие значения жесткостных параметров задней рессоры: для первого участка характеристики вертикальной упругости статическая жёсткость 100 кН/м, а для второго участка 150,2 кН/м. Полученный в ходе расчётов результат по вертикальной жёсткости удалось конструктивно реализовать, удалив из штатной задней одиннадцатилистовой листовой рессоры четвёртый и шестой листы. Такое мероприятие привело также к существенному снижению массы задней рессоры (с 70 кг до 59 кг).

Динамический анализ установки малолистовых рессор.

Установка малолистовой рессоры в сочетании с рациональным вариантом амортизатора обеспечивает улучшение виброзащитной способности подвески вследствие малого межлистового трения, его эксплуатационной стабильности, а также меньшего повышения эквивалентной динамической жёсткости малолистовой рессоры по сравнению с многолистовой при малых амплитудах внешних возмущений.

Оценивалось влияние установки передних и задних малолистовых рессор при перемещении автомобиля-фургона по отрезкам динамометрической дороги (70 км/ч) и ровного булыжника (60 км/ч) в двух весовых состояниях: порожнем и с полной массой (рис. 12). В модель включались 2 варианта задних малолистовых рессор: двухлистовая с однолистовой дополнительной рессорой и трёхлистовая с однолистовой дополнительной рессорой, предназначенная для установки на грузовой автомобиль ЗиЛ-5301.

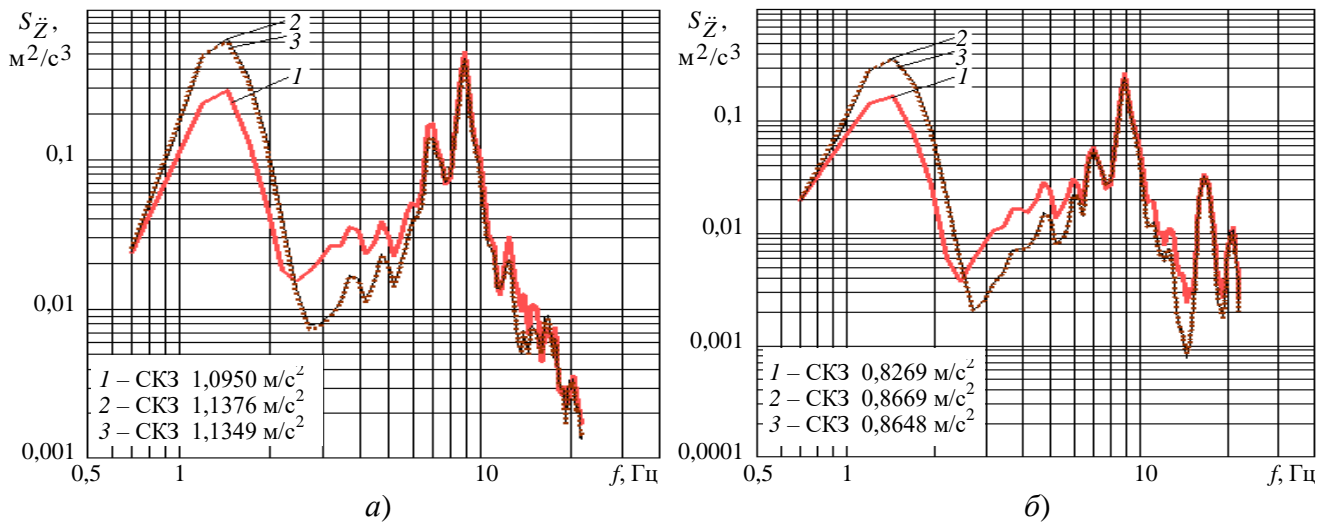


Рис. 12. Влияние установки передней малолистовой (двухлистовой) рессоры на вибронгруженность автомобиля-фургона с полной массой. Спектральные плотности вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч): а) на подушке сиденья водителя; б) на полу кузова, над третьей опорой; передняя рессора: 1 – многолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м; 2 – малолистовая, статическая жёсткость 79,4 кН/м; 3 – малолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м

Характер изменения графиков спектральной плотности вертикальных ускорений определяется следующими обстоятельствами:

а) эквивалентный коэффициент демпфирования сухим трением вертикальных колебаний подрессоренных масс автомобиля-фургона существенно (в 5...6 раз) убывает, что влечёт за собой повышение ординаты первого низкочастотного спектрального пика с одновременным снижением уровня спектральной плотности в межрезонансной зоне. Таким образом, с позиций снижения вибронгруженности, при установке малолистовых рессор со штатными амортизаторами наибольший эффект приходится на диапазон 2,5 ... 6 Гц (рис. 12);

б) наиболее существенные различия в демпфированиях сухим трением, обеспечиваемых малолистовым и многолистовым вариантами рессор, особенно заметны при малых значениях динамических ходов рессоры, наблюдаемых при перемещении по дорогам хорошего качества. Так как эквивалентный коэффициент демпфирования сухим трением зависит от среднеквадратичного значения скорости вертикальных динамических прогибов рессоры, то с установкой малолистовой рессоры взамен обычной многолистовой различия в уровнях спектральной плотности в низкочастотной и межрезонансной областях оказались максимальными при перемещении по ровным дорогам (на динамометрической дороге) и менее заметны при возрастании уровня внешнего кинематического возбуждения (дорога с ровным булыжником);

в) сдвиг вдоль колёсной базы центра продольно-угловых колебаний подрессоренных масс автомобиля-фургона в связи с убыванием жёсткости наиболее ярко выражен при снижении жёсткости задних малолистовых рессор в случае перемещения рассматриваемого транспортного средства с полной массой.

Комплектация малолистовыми рессорами сопровождается существенным снижением массы рессоры (в частности, с 38 кг до 28 кг при установке каждой передней двухлистовой рессоры вместо пятилистовой; с 59 кг до 39 кг – при установке вместо каждой девятилистовой задней рессоры двухлистовой рессоры с однолистовой дополнительной рессорой для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС и с 70 кг до 51 кг – в случае замены каждой одиннадцатилстовой задней рессоры трёхлистовой рессорой с однолистовой дополнительной рессорой для грузового автомобиля ЗиЛ-5301).

Применение амортизаторов с увеличенными коэффициентами сопротивления в подвесках с передними и задними малолистовыми рессорами для автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч; динамометрическая дорога, 70 км/ч) позволило:

– существенно понизить уровень спектральной плотности вертикальных ускорений в области низкочастотного спектрального пика (0,7 ... 2,5 Гц) при незначительном его повышении в межрезонансном диапазоне; причём, наибольшую эффективность амортизаторы проявляют на дорогах плохого качества (участке с ровным булыжником) (рис. 13);

– более эффективно управлять диссипативными характеристиками подвесок вследствие снижения сухого трения, которое по своей природе нестабильно, и замены его гидравлическим сопротивлением в амортизаторе;

– обеспечить динамические прогибы малолистовой рессоры, меньшие (для передней рессоры) или равные (для задней рессоры) штатной многолистовой, понизив при этом значения скоростей относительных перемещений штока и поршня в амортизаторе, что положительно скажется на их долговечности;

– существенно повысить стабильность контакта колёс с дорогой для автомобиля-фургона, укомплектованного малолистовыми рессорами, вследствие снижения вертикальных динамических реакций на колёсах и вертикальных динамических прогибов шин.

В частности, когда показателем стабильности контакта колеса с дорогой принята вероятность превышения динамической вертикальной реакцией уровня статической нагрузки на колесе, то повышение коэффициентов сопротивления переднего амортизатора в 2 раза обеспечивает снижение в 3,5 раза вероятности отрыва переднего левого колеса от опорной поверхности по сравнению с вариантом установки с малолистовыми рессорами штатных амортизаторов при движении по ровному булыжнику. Выполненное в дополнение к этому повышение коэффициентов сопротивления заднего амортизатора в 2,5 раза обеспечит уменьшение вероятности отрыва заднего левого колеса в 2,8 раза.

Для рассматриваемого автомобиля-фургона рекомендовано повышение в 2 раза коэффициентов сопротивления амортизаторов передних подвесок с двухлистовыми рессорами и в 2,5 раза – амортизаторов задних подвесок вместе с задними двухлистовыми рессорами и однолистовыми дополнительными рессорами.

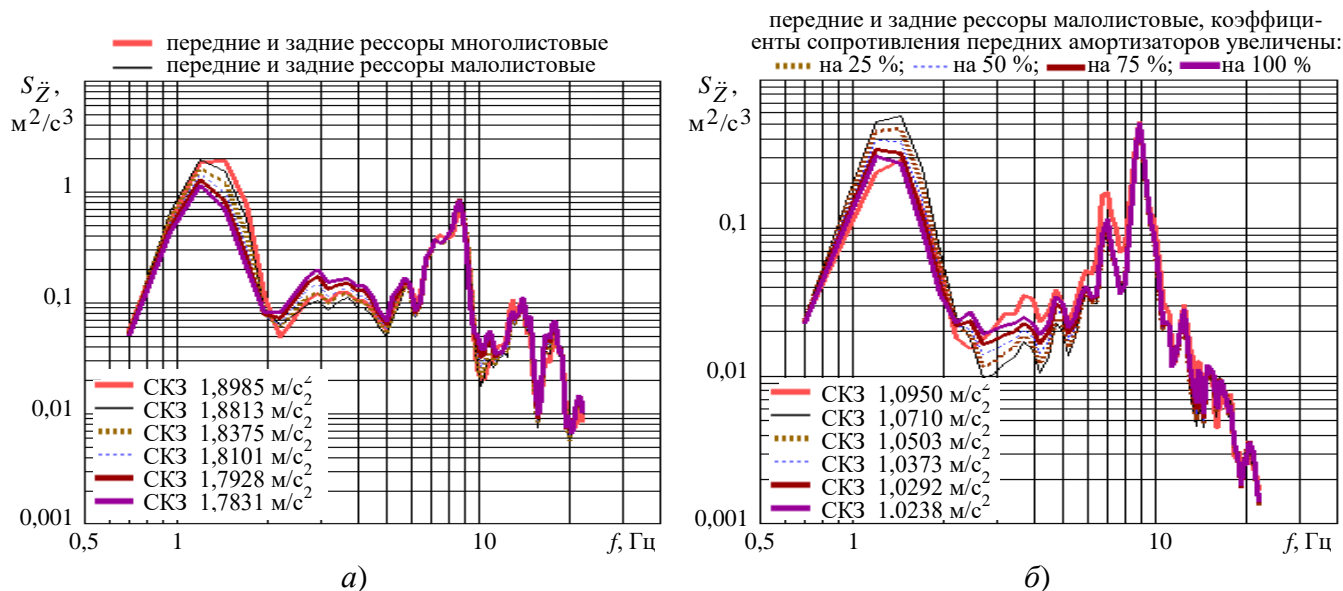


Рис. 13. Влияние коэффициентов сопротивления передних амортизаторов на виброн нагруженность автомобиля-фургона с полной массой. Спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя: а) ровный булыжник, 60 км/ч; б) динамометрическая дорога, 70 км/ч

В связи с повышением усилий сопротивления двухтрубных амортизаторов, устанавливаемых в составе подвески с малолистовыми рессорами, в целях достижения того же теплового режима, что и при установке с многолистовыми рессорами, для рассматриваемого автомобиля-фургона диаметр рабочего цилиндра амортизатора передней подвески следует увеличить на 25 %, а амортизатора задней подвески – на 40 %. В качестве показателя теплового режима принят температурный перепад между поверхностью амортизатора и окружающим воздухом за один цикл работы амортизатора, рассчитываемый из уравнения теплового баланса по методике, предложенной А.Д. Дербаремдикером.

В пятой главе осуществлён динамический анализ первичных виброзащитных систем транспортных средств.

Представлена новая динамическая модель перспективного грузового автомобиля (расчётная схема на рис. 14, а) с детализацией представления независимых рычажно-пружинных подвесок (см. рис. 4 и рис. 14, а).

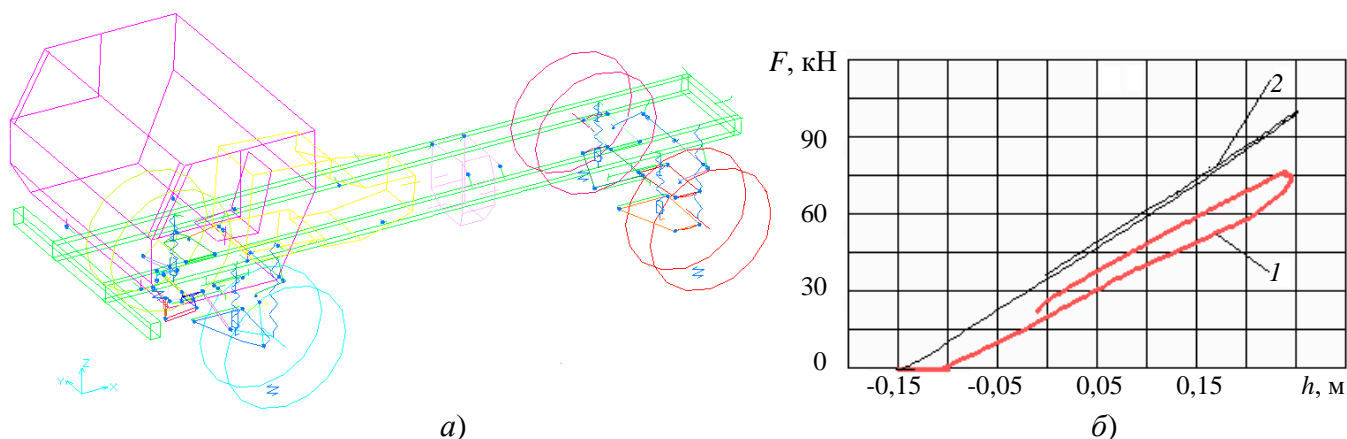


Рис. 14. а) Новая расчётная схема перспективного грузового автомобиля с детализацией представления независимых рычажно-пружинных подвесок. б) Расчётные статические характеристики вертикальной упругости подвесок, приведённые к колесу (при исходном варианте статической жёсткости пружины): 1 – передняя подвеска; 2 – задняя подвеска

Расчёт вертикальных жёсткостей подвесок. Сначала определялись собственные частоты колебаний автомобиля с полной массой 12 т на передней и задней подвесках при переезде через треугольную единичную неровность (табл. 1). Статические жёсткости каждой пружины передних и задних подвесок считались равными. С уменьшением жёсткости пружины возрастает её статический ход, и понижается частота колебаний подрессоренных масс транспортного средства на подвеске.

Таблица 1. Сопоставление вариантов жёсткости пружин подвесок в процессе переезда со скоростью 36 км/ч через треугольную единичную неровность высотой 0,05 м, с длинами съезда и въезда 1 м

Статическая жёсткость пружины, кН/м	Частота колебаний, приведённая к колесу, Гц		Статическая жёсткость, приведённая к колесу, кН/м		Статический ход, приведённый к колесу, м	
	передней подвески	задней подвески	передней подвески	задней подвески	передней подвески	задней подвески
530	1,3	1	138	171	0,160	0,217
800 (исходная)	1,5	1,15	216	255	0,100	0,142
1200	1,69	1,36	325	375	0,074	0,112

Далее рассчитывалась приведённая к колесу нелинейная статическая характеристика вертикальной упругости подвески (зависимость вертикального усилия, приходящегося на колесо, от вертикального смещения оси рассматриваемого колеса относительно рамы, рис. 14, б). На базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел моделировались перемещения элементов подвесок транспортного средства, неподвижного вдоль горизонтальной оси, при воздействии медленно изменявшейся вертикальной синусоидальной нагрузки (с амплитудой 230 кН и частотой 0,1 Гц), прикладываемой к центру вертикальной упругости подвесок. Он определялся путём подбора точки приложения вертикального усилия таким образом, чтобы при вертикальном нагружении продольно-угловой крен кузова оказался бы минимальным.

Полученная характеристика позволила определить приведённый к колесу статический ход, величина которого при исходном варианте жёсткости пружины составляет 0,150 м для задней подвески, а для передней 0,100 м.

Характеристики подвесок с увеличенной и уменьшенной по сравнению с исходной (табл. 1) жёсткостями пружины строились аналогичным образом. Возрастание вертикальной жёсткости подвески сопровождается пропорциональным уменьшением статического хода.

Появление явно выраженной гистерезисной петли на характеристике передней рычажно-пружинной подвески (рис. 14, б) обусловлено наличием трения в пятне контакта шины в процессе её бокового смещения, проявляющегося при учёте в расчётной схеме особенностей кинематики рычажного направляющего аппарата подвески на базе уравнений боль-

ших перемещений тел. Для задней подвески малая ширина гистерезисной петли вызвана наличием трения лишь в шарнирах подвески, которое не превышает 500 Н.

Таким образом, с помощью построенной модели удалось ещё на этапе проектирования скорректировать геометрические параметры рычагов передней подвески, предотвращая чрезмерный износ шин в процессе дальнейшей эксплуатации.

Наличие независимой подвески, обеспечивающей высокие значения динамических ходов (до 0,400 м) и укомплектованной в качестве упругого элемента цилиндрической пружиной с линейной характеристикой, обуславливает появление определённых ограничений на свойства соответствующей подвески. В частности, при обеспечении приемлемой величины статического хода подвески, составляющей 0,150...0,200 м, значение собственной частоты подвески не должно быть выше 1,4...1,5 Гц.

Поскольку слишком низкие значения собственной частоты обуславливают наличие значительных изменений статического хода подвесок, в особенности задних (табл. 1), что отрицательно скажется на показателях вибронегруженности, в нашем примере для передней подвески предпочтителен вариант с жёсткостью пружины 530 кН/м, а для задней – вариант с жёсткостью 800 кН/м.

Подвеске, обладающей значительным ходом, в целях её более рационального функционирования следует придавать прогрессивную характеристику вертикальной упругости, обеспечиваемую применением упругого элемента с нелинейной характеристикой (в частности, пневмогидравлического элемента), или созданием нелинейности, благодаря специальной кинематике направляющего аппарата подвески, обуславливающей, например, переменное наклонное расположение упругого элемента. Другой вариант конструктивного выполнения подвески с большой величиной хода может заключаться в установке упругого элемента, жёсткость которого регулируется.

Расчёт поперечно-угловых жёсткостей подвесок осуществлялся в процессе имитации поперечного крена (рис. 15, а) транспортного средства, неподвижного в продольном направлении, при воздействии медленно изменявшегося синусоидального поперечного усилия (с амплитудой 40 кН и частотой 0,1 Гц), приложенного к центру масс.

При расчётах, не учитывавших податливость шин (рис. 15, б), угловая жёсткость находилась в виде отношения нагружающего момента от указанной поперечной силы к углу поперечного крена подрессоренной массы транспортного средства относительно подвески, определявшемуся относительным перемещением оси колеса относительно кузова.

Включение в модели передней и задней подвесок стабилизатора, угловая жёсткость которого 25 (кН·м)/рад, обеспечивает почти двукратное возрастание угловой жёсткости подвески (от 770 (кН·м)/рад до 1500 (кН·м)/рад) при наличии исходного варианта статической жёсткости пружины.

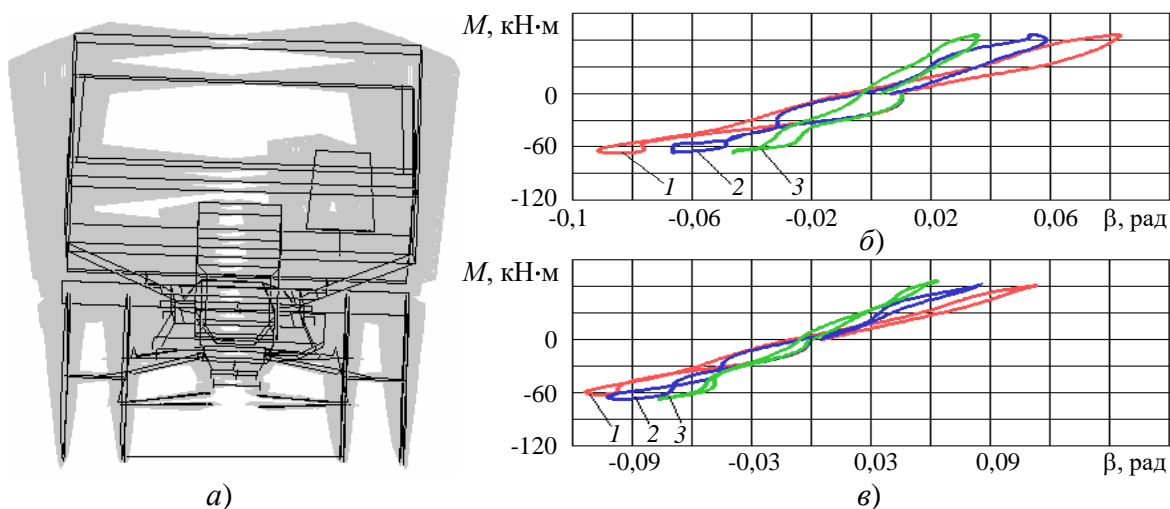


Рис. 15. а) Вид кинограммы поперечно-углового крена под действием синусоидального поперечного усилия. Статические характеристики поперечно-угловой упругости подвесок: б) податливость шин не учитывается; в) податливость шин учтена; 1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор с угловой жёсткостью 10 (кН·м)/рад; 3 – установлен стабилизатор с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

При вычислениях, учитывавших податливость шин (рис. 15, в), угловая жёсткость подвески определялась отношением нагружающего момента от поперечной силы к углу крена рамы транспортного средства.

Учёт податливости шин способствует значительному снижению угловой жёсткости подвески, а также уменьшает влияние включаемого в её состав стабилизатора. В частности, при отсутствии стабилизатора угловая жёсткость подвески 530 (кН·м)/рад, что в 1,45 раза меньше получаемой при расчётах, не предусматривающих учёт податливости шин. При включении же стабилизатора с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад, угловая жёсткость подвески повысится до 700 (кН·м)/рад, то есть возрастёт, но не двукратно, а только в 1,32 раза.

Оценка вибронегруженности перспективного грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок.

Вид спектральных характеристик вертикальных ускорений отличается в зависимости от расположения выбранной точки измерения (пример на рис. 16, а). Сопоставление среднеквадратичных вертикальных ускорений этих и других точек вдоль длины транспортного средства показало, что зона, в которой наблюдаются наименьшие среднеквадратичные вертикальные ускорения, находится внутри колёсной базы и смещена к передней подвеске, с меньшей жёсткостью, приведённой к колесу.

Повышение коэффициентов сопротивления амортизаторов задней подвески обуславливает уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого низкочастотного максимума спектральной характеристики с одновременным её возрастанием в межрезонансной области, то есть между основными низкочастотным и высокочастотным спектральными максимумами. Поэтому наибольшее снижение вибронегруженности приходится на частотный диапазон 0,6...2 Гц (рис. 16, б).

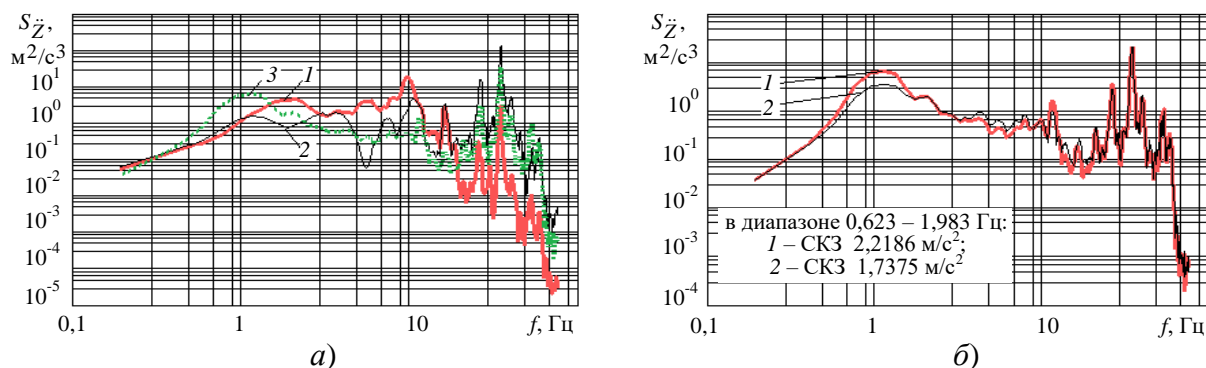


Рис. 16. Оценка вибронегруженности перспективного грузового автомобиля с детализацией независимых рычажно-пружинных подвесок. Спектральные плотности вертикальных ускорений: а) разбитый булыжник, 60 км/ч: 1 – под сиденьем водителя, на полу кабины; 2 – передняя, 3 – задняя части грузовой платформы; б) воздействие коэффициентов сопротивления амортизатора рычажно-пружинной подвески на вибронегруженность грузовой платформы, в её задней части (разбитый булыжник, 60 км/ч): 1 – исходные коэффициенты сопротивления; 2 – двукратное их увеличение

Созданы новые динамические модели перспективных транспортных машин повышенной проходимости (расчётные схемы на рис. 17) с детализацией расчётных схем рессорных (рис. 3, б) и рычажно-пружинных подвесок.

Аналогично ранее описанному для перспективного грузового автомобиля с независимыми пружинными подвесками, для рассматриваемых транспортных машин построены характеристики вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок. Частоты вертикальных колебаний на сиденье водителя и поперечно-угловых перемещений кабины определялись при переезде со скоростью 18 км/ч через единичную неровность треугольной формы (высота 9 см – для пружинных, 5 см – для рессорных подвесок, длина основания 2 м).

Для рессорных подвесок установлено следующее.

В качестве рациональной целесообразно принять статическую вертикальную жёсткость рессоры, составляющую 196 кН/м. При этом на сиденье водителя обеспечивается частота вертикальных колебаний, равная 1,32 Гц, и достаточная энергоёмкость при малой

величине динамического хода 0,1 м. Значение суммарного прогиба рессоры составляет около 0,2 м.

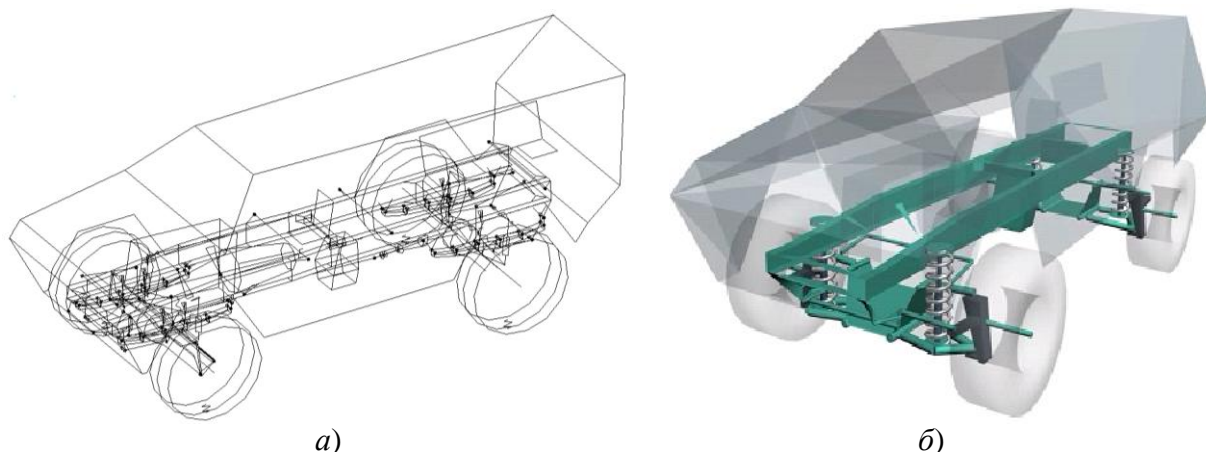


Рис. 17. Новые расчётные схемы перспективных транспортных машин повышенной проходимости с детализацией: а) зависимых рессорных подвесок; б) независимых рычажно-пружинных подвесок

Для передних рессор рекомендуется установка буферов ходов сжатия, ограничивающих динамические перемещения переднего моста величиной 0,1 м. В случае её превышения произойдёт обусловленная кинематикой рессоры передача ударной нагрузки на раму.

Комплектация рессорой со статической жёсткостью 196 кН/м способна обеспечить значение частоты поперечно-угловых колебаний, равное 0,92 Гц, при отсутствии стабилизатора и 1,02 Гц – при установке стабилизатора с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад. Комплектация подвески рессорой с жёсткостью 130 кН/м обуславливает появление слишком низкой частоты поперечно-угловых колебаний, а это нежелательно.

Для рычажно-пружинных подвесок установлено следующее.

В качестве рациональной целесообразно принять вертикальную статическую жёсткость пружины 700 кН/м. При этом на сиденье водителя обеспечивается частота вертикальных колебаний 1,22 Гц, а статический ход оси колеса составляет 0,132 м. Значение суммарного хода оси колеса, обеспечиваемого такой подвеской, составляет около 0,400 м.

Требуется комплектация подвесок буферами ходов сжатия, способными ограничить динамические перемещения оси колеса величинами 0,120...0,150 м.

В целях дальнейшего увеличения статического хода оси колеса можно рекомендовать комплектацию нелинейными упругими элементами или для пружины подвески изменить координаты мест её крепления.

Установка в подвеске пружины со статической жёсткостью 850 кН/м способна обеспечить частоту поперечно-угловых колебаний 1,03 Гц при отсутствии стабилизатора и 1,16 Гц – при установке стабилизатора с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад. Комплектация подвески пружиной с жёсткостью 700 кН/м способна обеспечить значение частоты поперечно-угловых колебаний выше 1 Гц лишь при наличии указанного стабилизатора.

В целях проверки обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена подрессоренных масс транспортной машины моделировался режим разгона. При этом плавно увеличивались продольные усилия, прикладываемые на площадках контакта шин с поверхностью дороги. Максимальная суммарная касательная реакция достигала 68 кН, то есть на каждое колесо приходилось 17 кН.

Кинематические характеристики подвесок при разгоне транспортной машины:

1) зависимости угла крена в продольной плоскости кузова от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне (рис. 18, а);

2) зависимости процентного отношения динамического хода подвески к величине её статического хода от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне – показатели подъёма кузова на упругих элементах передних подвесок или его опускания на упругих элементах задних подвесок (рис. 18, б).

В результате анализа указанных характеристик выявлено следующее.

При установке рессор со статической жёсткостью 196 кН/м удаётся обеспечить углы крена в продольной плоскости кузова, идентичные модификации с независимыми подвес-

ками и пружинами со статической жёсткостью 850 кН/м (соответственно, 2,8 и 2,6 градуса под воздействием максимальной суммарной касательной реакции, рис. 18, а).

Зависимости, описывающие подъём кузова на передних независимых подвесках при установке пружины со статической жёсткостью 850 кН/м, а также опускание кузова на рессорах задней зависимой подвески со статической жёсткостью рессоры 196 кН/м в процессе разгона транспортной машины, получились почти идентичными (рис. 18, б).

Сопоставление аналогичных показателей во время торможения, в процессе плавного увеличения тормозных усилий, приложенных в продольном направлении ко всем колёсам, позволило обнаружить приблизительную идентичность их значений вследствие конструктивной симметрии каждой из подвесок.

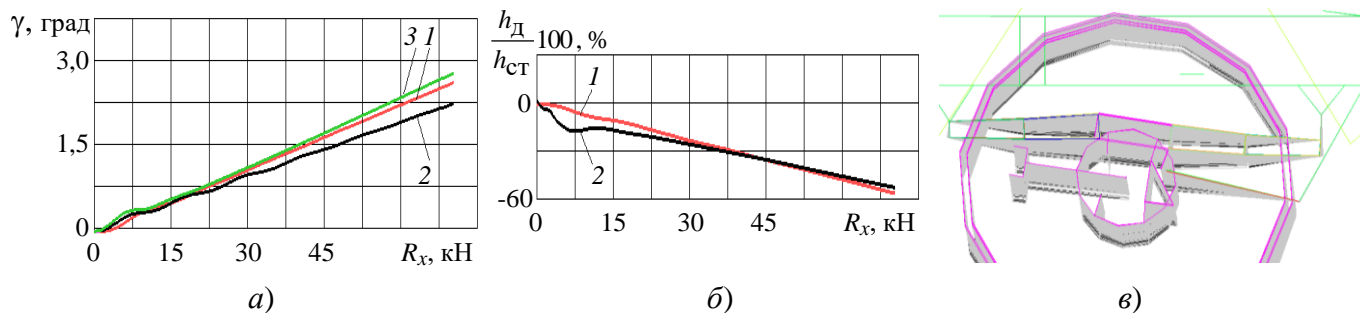


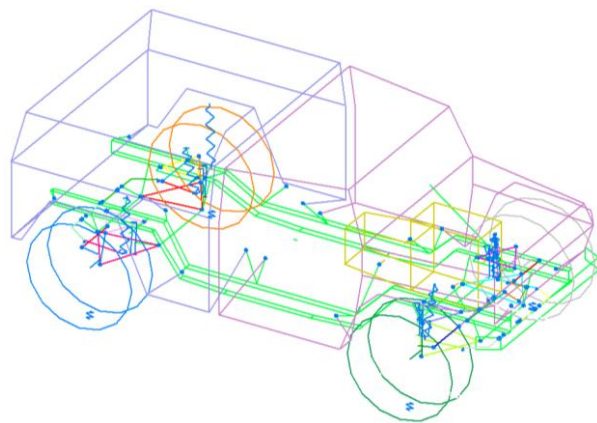
Рис. 18. а) Зависимости угла крена в продольной плоскости кузова от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне. Вариант подвески: 1 – рычажно-пружинная, статическая жёсткость пружины 850 кН/м; 2 – рычажно-пружинная, статическая жёсткость пружины 700 кН/м; 3 – рессорная зависимая, статическая жёсткость рессоры 196 кН/м. б) Зависимости процентного отношения динамического хода подвески к величине её статического хода от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне. Вариант подвески: 1 – передняя рычажно-пружинная, статическая жёсткость пружины 850 кН/м; 2 – задняя рессорная, статическая жёсткость рессоры 196 кН/м. в) Вид кинограммы S-образного продольного изгиба симметричных задних рессор при разгоне транспортной машины

Наличие новой многозвенной расчётной схемы рессорной подвески (рис. 3, б) в составе разработанной модели транспортной машины на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел позволило ещё на этапе проектирования обнаружить, что прикладывание продольных усилий на площадках контакта шин с дорожной поверхностью может вызвать появление **S-образного продольного изгиба задних рессор** во время разгона (рис. 18, в), а также при торможении. Это впервые удалось учесть на этапе проектирования с помощью предложенной модели. Такой эффект обусловлен воздействием на рессору в процессе разгона и торможения скручивающего момента, действующего в продольной плоскости транспортной машины и вызывающего поворот балки ведущего моста, а следовательно, и площадки закрепления среднего участка рессоры.

С целью устранения S-образного продольного изгиба задних рессор на основе выполненных расчётов предложены рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки.

В шестой главе выполнен динамический анализ первичной виброзащитной системы **с помощью новой динамической модели (расчётная схема на рис. 19, а) транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651 с детализацией представления пневмогидравлических подвесок (см. рис. 6, а).**

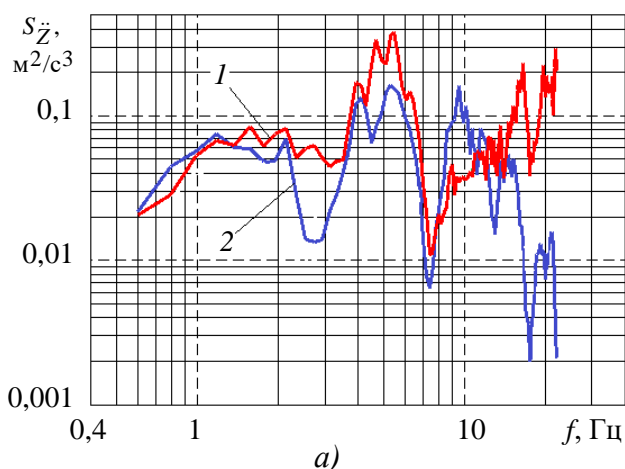
Эксперименты осуществлялись с использованием стандартных микропрофилей автополигона ГАЗ: ровного бульжника (со скоростями перемещения 25...30 км/ч, 55...65 км/ч), а также динамометрической дороги (со скоростями перемещения 50...60 км/ч, 70...90 км/ч, 100...110 км/ч). Установлено соответствие расчётных и экспериментальных результатов не только по спектральным характеристикам вертикальных ускорений характерных точек конструкции (пример на рис. 20), но и по спектральным плотностям рабочих давлений в цилиндрах пневмогидравлических элементов подвесок.



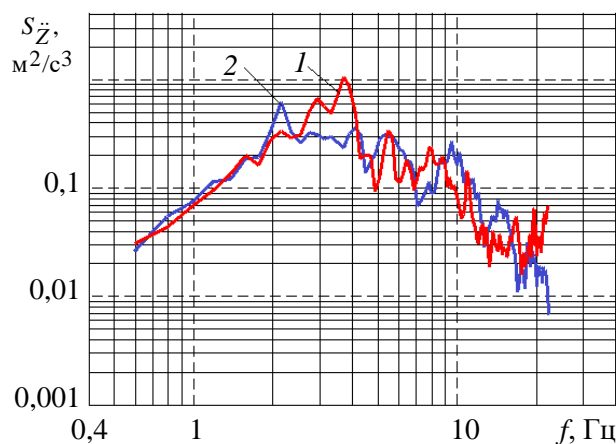
а)

б)

Рис. 19. Транспортная машина повышенной проходимости с установкой пневмогидравлических подвесок: а) общий вид; б) новая расчётная схема с детализацией представления пневмогидравлических подвесок



а)



б)

Рис. 20. Сопоставление результатов расчёта (60 км/ч) и эксперимента (50...60 км/ч) при перемещении по отрезку динамометрической дороги: а) под сиденьем водителя, на полу кабины; б) над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы; 1 – эксперимент, 2 – расчёт

Оценка влияния коэффициентов сопротивления. Скоростную характеристику демпфирования пневмогидравлического элемента задавали в виде кусочно-линейной функции, имеющей четыре участка, с учётом различных коэффициентов сопротивления дроссельного и клапанного режимов при ходах сжатия и отбоя.

При перемещении по участку с ровным булыжником с постоянной скоростью 27 км/ч на спектральных характеристиках вертикальных ускорений расчётной точки под сиденьем водителя, на полу кабины (рис. 21, а), отчётливо проявляются минимумы, обусловленные тремя первыми гармониками возбуждения вертикальных колебаний, которые соответствуют длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$, причём L – величина колёсной базы транспортного средства.

При двукратном возрастании коэффициентов сопротивления на дроссельном и клапанном режимах происходит уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого низкочастотного спектрального пика (0,6 – 1,5 Гц), но в зоне проявления указанных гармоник она возрастает (рис. 21, а). Причём, повышение ординат в указанной области осуществляется на значительно меньшую величину, чем их уменьшение в месте расположения низкочастотного спектрального максимума, но отмечается в более широком частотном интервале. Поэтому в случае возрастания усилий демпфирования наибольшее снижение вибронгруженности было зафиксировано в области 0,6 – 1,5 Гц.

Так как при рассмотрении перемещения на отрезке динамометрической дороги воздействие коэффициентов сопротивления проявляется в значительно меньшей степени, чем на участке с ровным булыжником, целесообразно при перемещении по дорожным участкам, обладающим твёрдым покрытием хорошего качества (дороги 1, 2 категорий), применять вариант с исходными коэффициентами сопротивления в пневмогидравлических эле-

ментах. В случаях передвижения по дорогам с твёрдым покрытием плохого качества рекомендуется их двукратное увеличение.

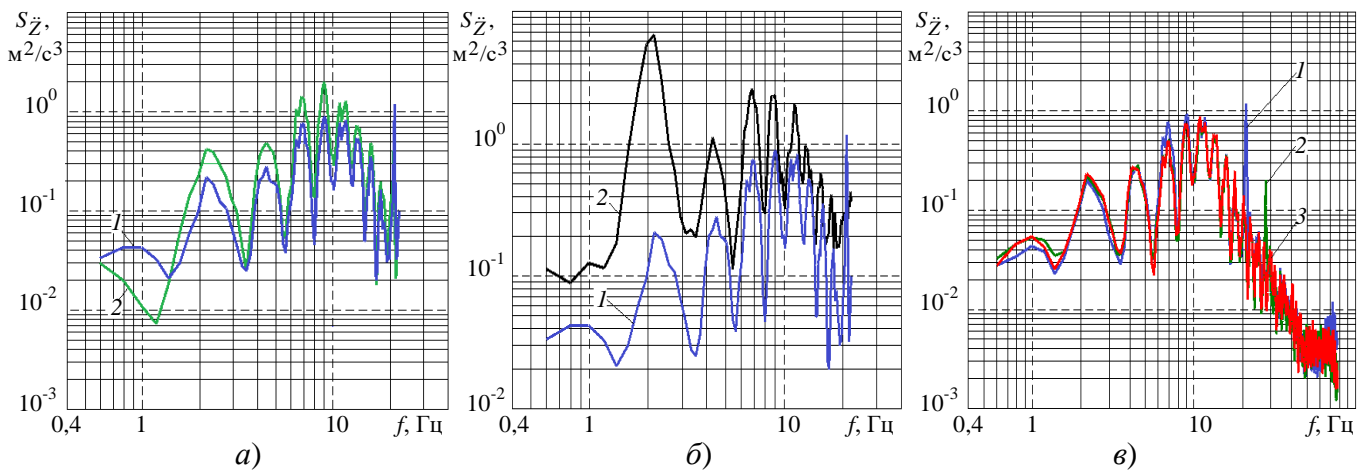


Рис. 21. Спектральные плотности вертикальных ускорений под сиденьем водителя, на полу кабины (ровный булыжник, 27 км/ч). Влияние на вибронгруженность некоторых параметров пневмогидравлической подвески: а) коэффициентов сопротивления (1 – исходный вариант; 2 – коэффициенты сопротивления увеличены в 2 раза); б) величины объёма газа в рабочем цилиндре под статической нагрузкой (1 – 900 см³; 2 – 700 см³); в) жёсткости сайлент-блоков нижних рычагов подвесок (1 – исходный вариант; жёсткость увеличена: 2 – в 2 раза; 3 – в 2,5 раза)

Воздействие величины объёма газа в рабочем цилиндре пневмогидравлического элемента под статической нагрузкой. Убывание указанного объёма на 22 % (с 900 см³ до 700 см³) и связанное с этим повышение жёсткости рабочей характеристики пневмогидравлического элемента приводят к значительному повышению уровня спектральной характеристики, в особенности в зоне 1,5...5 Гц (рис. 21, б). В связи с этим, величину названного объёма следует, по возможности, увеличивать.

Влияние жёсткости сайлент-блоков нижних рычагов пневмогидравлических подвесок.

На спектральных характеристиках вертикальных ускорений характерных точек конструкции транспортной машины при установке сайлент-блоков нижних рычагов подвесок с исходной жёсткостью впервые идентифицирован максимум на частоте 22 Гц, соответствующий вибрации нижних рычагов подвесок (рис. 21, в). Увеличение жёсткости сайлент-блоков в 2 раза обуславливает перемещение указанного максимума на частоту 28 Гц. Поскольку коэффициент демпфирования каждого сайлент-блока прямо пропорционален квадратному корню от его жёсткости, то повышение жёсткости сайлент-блока в 2 раза обуславливает значительное понижение ординаты названного максимума (в 6 раз). Возрастание жёсткости сайлент-блоков в 2,5 раза приводит к полному исчезновению указанного максимума, который сливается с общим уровнем спектральной плотности.

В седьмой главе осуществлён динамический анализ вторичных систем виброзащиты транспортных машин. Сформирована **новая пространственная динамическая модель грузового автомобиля (расчётная схема на рис. 22, а) с детализацией передней рессорной и задней пневматической (рис. 5) подвесок.**

Предложена **новая модель виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением элементов её подвесок** (расчётные схемы на рис. 22). В роли направляющего устройства выступают продольные рычаги подвески кабины. Предусмотрено крепление их задних концов к кронштейнам кабины, а также упругое соединение их средних частей с рамой, что обеспечивает учёт податливости направляющего аппарата подвески кабины. Стабилизатор передней подвески кабины представляется в виде отдельного тела, соединённого с передними частями продольных рычагов упругими элементами, позволившими принимать во внимание крутильную и изгибную жесткости стабилизатора. Установка на раме задней части кабины осуществляется посредством пружин, соосно с которыми размещены амортизаторы. Каждый из них обладает кусочно-линейной скоростной характеристикой, состоящей из четырёх участков.

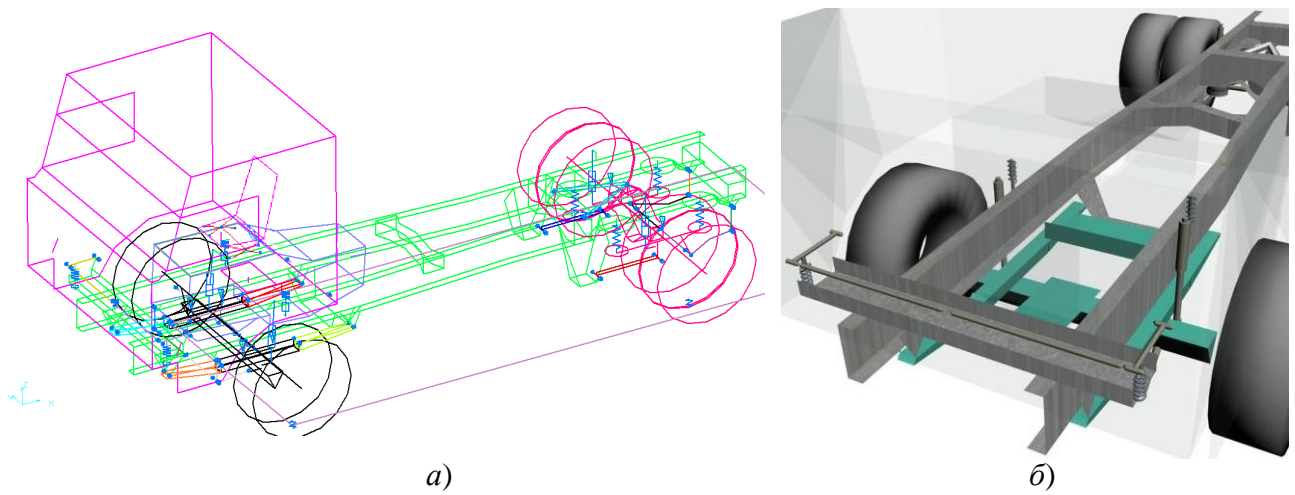


Рис. 22. Новые расчётные схемы: а) грузового автомобиля с детализацией передней рессорной и задней пневматической подвесок; б) виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением элементов её подвесок

Влияние способа крепления передней части кабины. Сопоставив вариант применения передней подвески кабины с вариантом жёсткой установки на раме её передней части (рис. 23, а), удалось установить, что наличие упругого крепления передней части кабины способно обеспечить уменьшение колебаний на 22...23 % в интервале 1...5 Гц. Однако, это сопровождается возрастанием вибраций в зонах 5...8 Гц, а также 10...15 Гц, определяемых в основном наличием податливости рычагов направляющего аппарата передней подвески кабины. Свою эффективность использования передняя подвеска кабины обнаруживает и в более высоких частотных диапазонах: 20...30 Гц, 40...50 Гц и свыше 60 Гц.

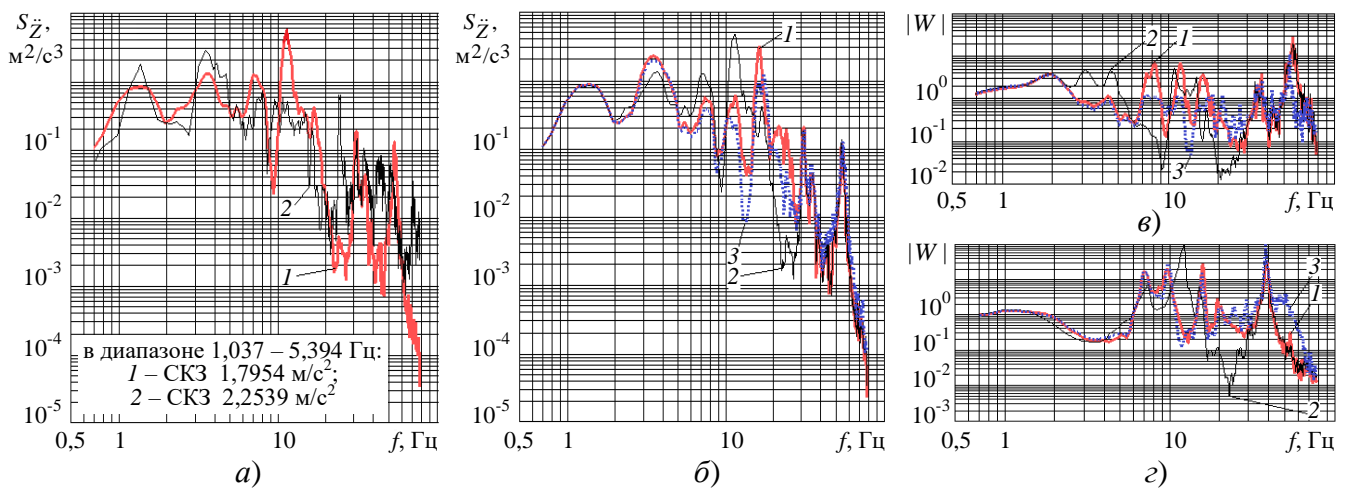


Рис. 23. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя (ровный булыжник, 60 км/ч; жёсткость каждого шарнира рычагов передней подвески кабины 30000 кН/м): а) варианты установки передней части кабины на лонжеронах рамы: 1 – предусмотрена передняя подвеска кабины; 2 – наличие жёсткого крепления к раме; б) угловая жёсткость стабилизатора подвески кабины: 1 – 400 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует.

Модули передаточных функций в зоне расположения левой передней опоры кабины: в) по вертикальным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы; г) по поперечным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы; угловая жёсткость стабилизатора подвески кабины: 1 – 400 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

Воздействие угловой жёсткости стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины. В процессе выполнения расчётов вибронгруженности кабины установлено, что при оценке вибронгруженности кабины целесообразен учёт лишь крутильной (угловой) жёсткости стабилизатора передней подвески кабины, так как влияние изгибной жёсткости стабилизатора на вибрации кабины не существенно.

На частотах, превышающих 2,5 Гц, влияние угловой жёсткости стабилизатора на уровень вертикальных колебаний на подушке сиденья водителя становится весьма заметным (рис. 23, б). Если угловая жёсткость мала (30 (кН·м)/рад), то в области 5...15 Гц отмечает-

ся наличие уровня спектральной плотности, более высокого, по сравнению с двумя другими вариантами – со значительной угловой жёсткостью (400 (кН·м)/рад), а также при отсутствии стабилизатора. Наиболее заметные преимущества рассматриваемого варианта перед двумя остальными прослеживаются в областях 2,5...5 Гц, а также 15...30 Гц. Варианты со значительной жёсткостью стабилизатора и с его отсутствием способствуют обеспечению близких уровней спектральных характеристик.

В процессе анализа виброзащиты кабины следует обратить внимание на диапазон 5...12 Гц, так как именно в этом интервале отмечаются значительные возмущения, обусловленные колебаниями мостов.

Рассмотрение модулей передаточных функций по вертикальным ускорениям левой передней опоры кабины (рис. 23, в) позволило установить, что варианты со значительной угловой жёсткостью стабилизатора и с его отсутствием способны обеспечить гашение вертикальных колебаний в области 2,5...6 Гц, в то время как в интервалах 6...10 Гц, а также 15...30 Гц наибольшее убывание колебаний происходит в случае установки стабилизатора, имеющего малую угловую жёсткость 30 (кН·м)/рад.

На рис. 23, г осуществлена визуализация модулей передаточных функций по поперечным (боковым) ускорениям левой передней опоры крепления кабины. Здесь для всех рассматриваемых вариантов происходит уменьшение поперечных колебаний в диапазоне 1,5...6 Гц, но для интервалов 6...18 Гц, а также 35...45 Гц, характерно осуществление передачи боковых вибраций с существенным усилением. Наибольшая эффективность комплектации стабилизатором, угловая жёсткость которого мала и составляет 30 (кН·м)/рад, проявляется в зоне 15...30 Гц. Однако, при 10...15 Гц этим же вариантом, в отличие от двух остальных, обеспечивается значительное усиление передачи боковых вибраций.

Воздействие жёсткости шарниров крепления рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины (рис. 24).

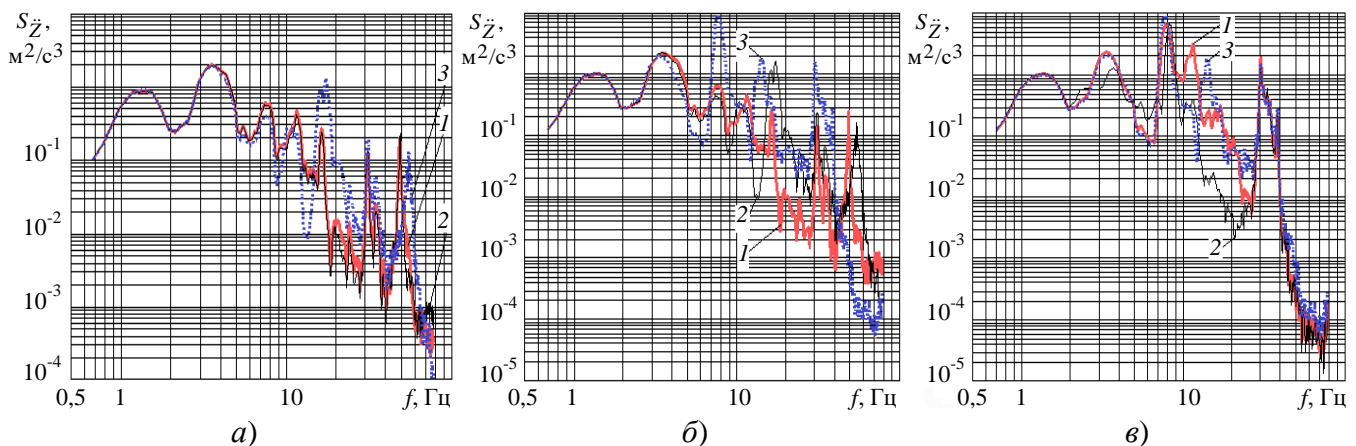


Рис. 24. Воздействие жёсткости шарниров рычагов передней подвески кабины на вибронгруженность сиденья водителя. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) при наличии шарниров повышенной жёсткости: 1 – стабилизатор с угловой жёсткостью 200 (кН·м)/рад, а жёсткость каждого шарнира 300000 кН/м; стабилизатор отсутствует, а жёсткость каждого шарнира: 2 – 300000 кН/м; 3 – 30000 кН/м;

б) при отсутствии стабилизатора подвески кабины жёсткость каждого шарнира: 1 – 300000 кН/м; 2 – 30000 кН/м; 3 – 10000 кН/м;

в) при наличии шарниров малой жёсткости 10000 кН/м угловая жёсткость стабилизатора: 1 – 200 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

В случае повышенной жёсткости указанных шарниров влияние угловой жёсткости стабилизатора передней подвески кабины незначительно (графики 1, 2 на рис. 24, а). Десятикратное возрастание жёсткости шарниров обуславливает заметное снижение высокочастотных ускорений для области 15 – 30 Гц при незначительном их повышении для интервала 7 – 15 Гц (графики 2, 3 на рис. 24, а).

При отсутствии стабилизатора в составе подвески кабины (рис. 24, б) в случае установки жёстких шарниров удаётся достигнуть самой высокой степени виброзащиты кабины по вертикальным ускорениям на подушке сиденья водителя. Для десятикратного

ужесточения шарниров характерно значительное снижение вертикально направленных вибраций в зонах 15 – 30 Гц, а также 50 – 60 Гц (это отражено на графиках 1, 2).

При наличии шарниров, обладающих малой жёсткостью, наиболее рациональна установка вариантов малых жёсткостей стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины (рис. 24, в). С ужесточением стабилизатора до величины, равной 200 (кН·м)/рад, происходит незначительное возрастание межрезонансного спектрального пика, расположенного на 2,5...4 Гц, сопровождающееся заметным повышением спектральной характеристики в зоне 9...25 Гц. Случай отсутствия стабилизатора, помимо аналогичного возрастания межрезонансного максимума спектра, характеризуется заметным увеличением ускорений на интервале 13...28 Гц.

Воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона (рис. 25).

Расчёты выполнялись на базе двух созданных динамических моделей автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС (ровный булыжник, 45 км/ч; динамометрическая дорога, 50 км/ч). В одной из них рама, кабина и фургон были представлены в твердотельном исполнении, в другой «кабина – цельнометаллический фургон» и рама рассматривались как упругие, конечно-элементные подсистемы.

Включение в динамическую модель транспортного средства рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» в качестве упругих подсистем существенно повышает точность расчётов виброн нагруженности этих (примеры – на рис. 25) и других подсистем автомобиля-фургона, в частности, подсистемы «человек – сиденье», начиная с частоты 6 Гц, а силового агрегата – с 2,5 Гц.

Наибольшая погрешность при этом получается при расчёте спектральных плотностей вертикальных ускорений точек, расположенных ближе к середине колёсной базы, а также на поперечинах рамы. СКЗ вертикальных ускорений при включении рассматриваемых упругих подсистем в зависимости от места расположения точки больше на 25 – 100 % по сравнению с вариантом применения твердотельной модели.

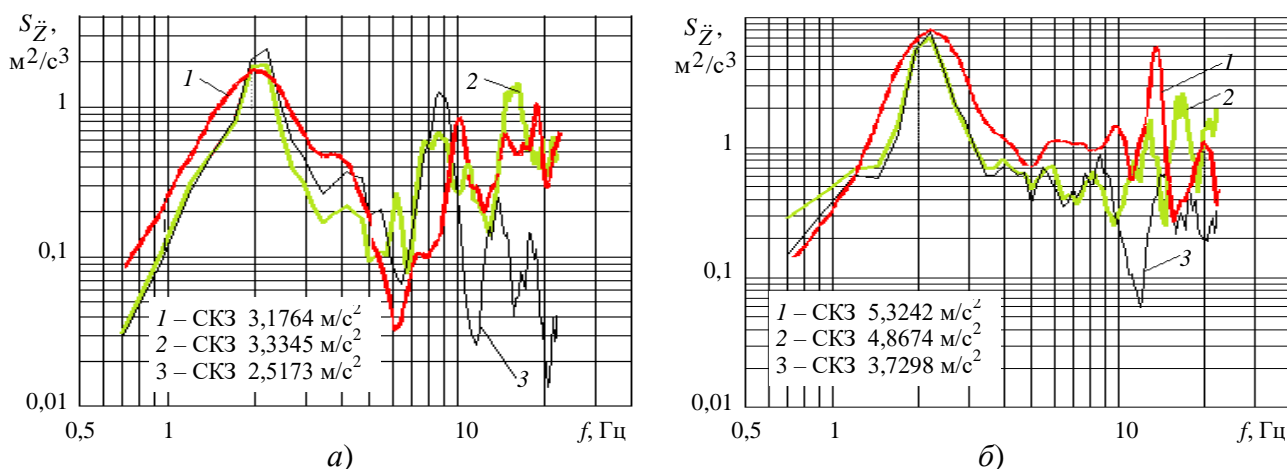


Рис. 25. Воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на виброн нагруженности автомобиля-фургона. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч): а) на полу кузова, над пятой опорой, т. е. посередине колёсной базы; б) на заднем свесе кузова; 1 – эксперимент; 2 – рама и «кабина – цельнометаллический фургон» – упругие, конечно-элементные подсистемы; 3 – рама, кабина и кузов – твёрдые тела

Следовательно, в целях более точного описания динамического поведения рассматриваемого транспортного средства, целесообразен учёт упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон».

В восьмой главе выполнен динамический анализ виброзащитных свойств созданных подсистем «водитель – подрессоренное сиденье» (рис. 26).

Предложены **новые пространственные динамические модели подсистем «водитель – подрессоренное сиденье»** с направляющими аппаратами подвески сиденья параллелограмного (расчётная схема на рис. 26, а) и ножничного типов, обеспечивающие уточнение динамических характеристик колебаний при их включении в пространственную много-

тельную нелинейную динамическую модель транспортного средства, что способствует более полноценному динамическому анализу вибронгруженности сидений.

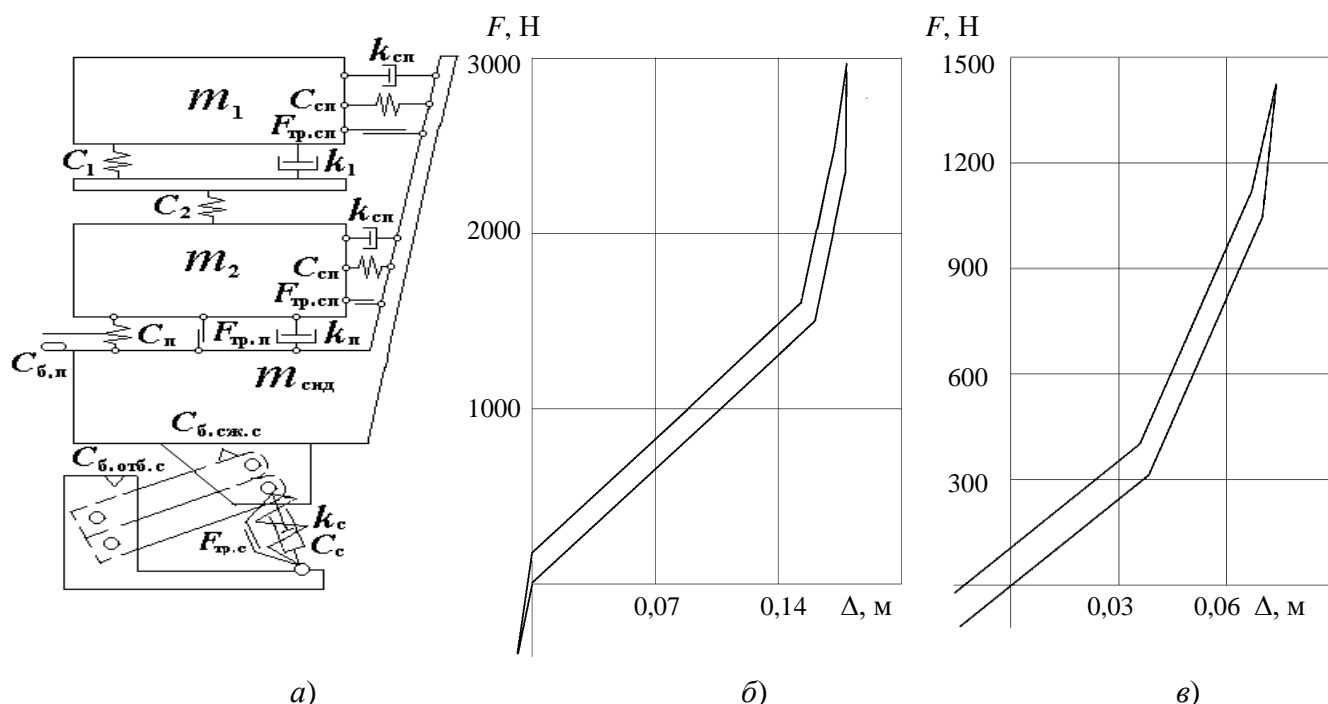


Рис. 26. а) Новая пространственная расчётная схема подсистемы «водитель – поддресоренное сиденье» с рычажным направляющим аппаратом подвески сиденья параллелограмного типа:

m_1 – масса груди, а также массы головы, плеч и части верхних конечностей; m_2 – масса таза, включающая в себя часть массы нижних конечностей; $m_{сид}$ – масса поддресоренных частей сиденья; C_1, C_2, k_1 – пружины и демпфер, зависящие от характеристик тела человека; $C_{сп}, C_{п}$ – жёсткости спинки и подушки сиденья; $C_{б.п}$ – жёсткость буфера хода сжатия подушки сиденья; C_c – жёсткость подвески сиденья; $C_{б.сж.с}, C_{б.отб.с}$ – жёсткости буферов ходов сжатия и отбоя подвески сиденья; $F_{тр.сп}, F_{тр.п}, F_{тр.с}$ – сухое трение в спинке, подушке и подвеске сиденья; $k_{сп}, k_{п}, k_c$ – коэффициенты вязкого демпфирования спинки, подушки и амортизатора подвески сиденья.

Экспериментальные характеристики упругости в вертикальном направлении элементов подсистемы «водитель – поддресоренное сиденье»: б) подвески сиденья; в) подушки сиденья

Особенности созданных моделей «водитель – поддресоренное сиденье».

1) Детализация геометрических особенностей рычажных направляющих аппаратов параллелограмного и ножничного типов, а также установки амортизатора подвески сиденья, обеспечивает реалистичность кинематики элементов подвески сиденья, позволяет учитывать характер изменения динамических реакций, демпфирующих и упругих сил в кинематических парах на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

2) Уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье. Введение между массами m_1 и m_2 , наряду с пружиной жёсткостью C_1 и демпфером k_1 , пружины с жёсткостью C_2 , не имеющей параллельно включённого демпфера (рис. 26, а):

– обеспечивает формирование второго максимума графика модуля передаточной функции поддресоренного сиденья (соответствующего частоте собственных колебаний внутренних органов сидящего человека и расположенного в частотном диапазоне 6...8 Гц, рис. 27, а, б);

– позволяет смоделировать, помимо ординаты второго резонансного максимума, соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остова (рис. 27, в).

При отсутствии в модели пружины C_2 ордината межрезонансного максимума уменьшается в 2,5 раза, а ордината второго резонансного спектрального пика – в 2 раза. Такая

зависимость наблюдается при перемещении по обоим типам рассматриваемых дорог. Полученные результаты подтверждаются экспериментально (рис. 27, а).

Числовые значения C_1 , k_1 , C_2 (рис. 26, а), определяемые характеристиками тела человека, подбирались с целью обеспечения максимального приближения расчётного и экспериментального графиков модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, а также спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке сиденья.

3) Учёт нелинейностей гистерезисных характеристик подвески (рис. 26, б), подушки (рис. 26, в) и спинки сиденья позволяет принимать во внимание динамические жёсткости указанных элементов в зависимости от изменения характера внешнего дорожного воздействия, а также включение ограничительных буферов подушки и подвески сиденья, влияние сухого трения в шарнирах подвески, в подушке и спинке сиденья на его виброн нагруженность.

4) Учёт нелинейностей скоростной характеристики демпфирования при моделировании амортизатора подвески сиденья, а также демпфирующих свойств подушки и спинки сиденья.

5) Учёт переменности коэффициента сопротивления амортизатора подвески сиденья, связанный с изменением угла наклона амортизатора при работе подвески, а также с выбором водителем угла наклона спинки сиденья.

6) Возможность перемещения модели тела человека относительно подушки и спинки сиденья в трёх взаимно перпендикулярных направлениях достигается установкой на сферических шарнирах всех соединительных элементов между массами m_2 и $m_{\text{сид}}$, m_1 и $m_{\text{сид}}$ (рис. 26, а).

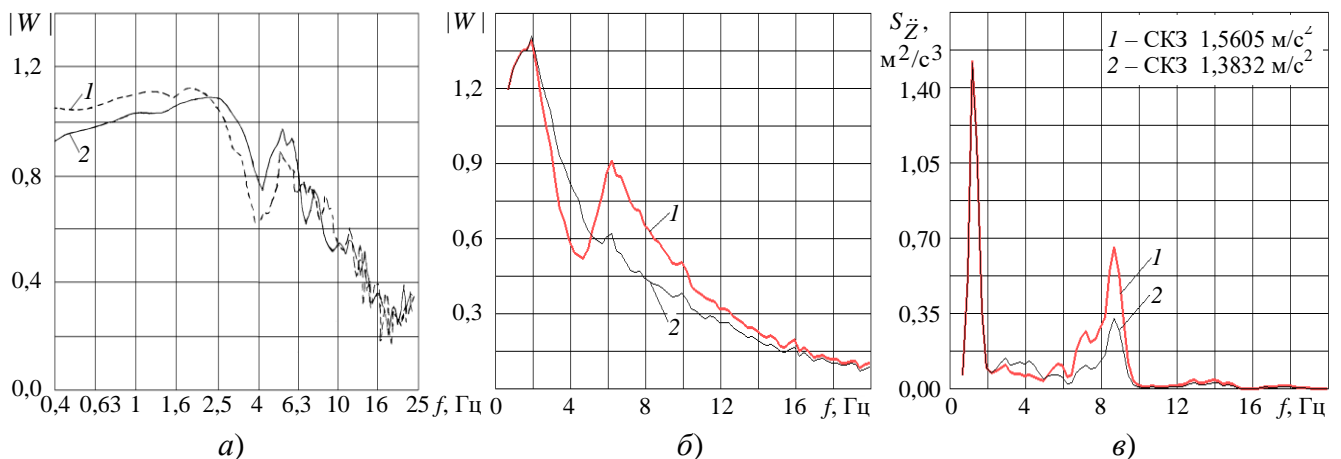


Рис. 27. Оценка влияния пружины C_2 (без параллельной установки демпфера) на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой, малолистовыми рессорами и подобранными в главе 4 амортизаторами подвесок автомобиля-фургона (сухое трение в подвеске сиденья и в подушке уменьшено до 25 Н).

Модули передаточной функции подрессоренного сиденья водителя в целом: а) ровный булыжник, 45 км/ч; 1 – расчёт, пружина C_2 включена в модель; 2 – эксперимент; б) ровный булыжник, 60 км/ч; 1 – пружина C_2 включена в модель; 2 – пружина C_2 отсутствует.

в) Спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя (ровный булыжник, 60 км/ч): 1 – пружина C_2 включена в модель; 2 – пружина C_2 отсутствует

Влияние сухого трения в подвеске сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона (рис. 28).

Величина сухого трения в подвеске сиденья во многом определяется трением в шарнирах рычажного направляющего аппарата подвески. Наиболее полный учёт влияния сухого трения возможен только на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, принимая во внимание гистерезисный характер динамической характеристики подвески сиденья, а также благодаря детализации в расчётной схеме подсистемы «водитель – подрессоренное сиденье» особенностей установки и крепления элементов направляющего аппарата подвески сиденья.

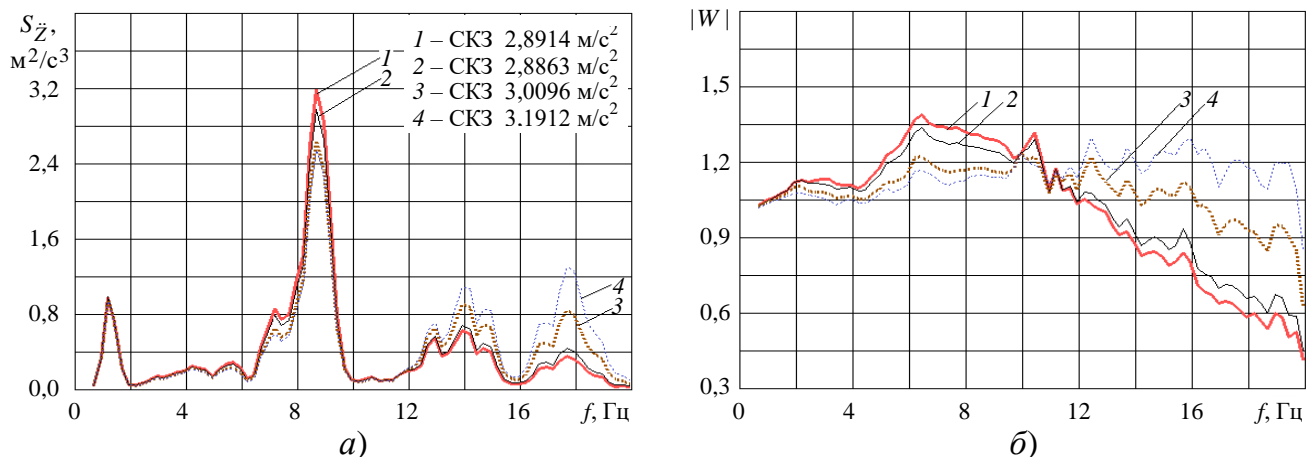


Рис. 28. Влияние сухого трения в подвеске сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч). а) Спектральные плотности вертикальных ускорений на остова сиденья; б) модули передаточных функций подвески сиденья; сухое трение в подвеске сиденья (половина ширины гистерезисной петли): 1 – 25 Н; 2 – 35 Н; 3 – 70 Н; 4 – 105 Н

Изменение величины сухого трения в подвеске сиденья не оказывает влияния на положение первого спектрального максимума вертикальных ускорений на остова (рис. 28, а) и на подушке сиденья, но существенно влияет на ординату межрезонансного спектрального пика (7 Гц), отвечающего собственным колебаниям человека на сиденье, и, в особенности, на величину второго резонансного максимума (8,5 Гц). Трёхкратное увеличение номинального (35 Н) сухого трения обуславливает понижение указанного максимума на 23 % при перемещении по участку с ровным булыжником и 25-процентное его возрастание на отрезке динамометрической дороги. Описанное явление заметно на спектральных характеристиках точек как остова, так и подушки сиденья, и обуславливается нелинейностью подвески сиденья, в процессе моделирования которой осуществлён учёт динамической гистерезисной характеристики, а также нелинейностью всей подсистемы «человек – поддрессоренное сиденье».

На рис. 28, а можно заметить ещё два ясно выраженных максимума с вершинами на частотах 14 Гц и 18 Гц. Их возникновение обусловлено генерацией высокочастотных гармоник непосредственно подвеской сиденья, вследствие нелинейности её гистерезисной характеристики. На графиках спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке сиденья рассматриваемые максимумы не наблюдаются, благодаря неплохой фильтрующей способности подушки, отчётливо проявляющейся на частотах свыше 6 Гц.

Для графиков передаточных функций подвески сиденья (рис. 28, б) и всего поддрессоренного сиденья в целом уменьшение сухого трения в подвеске сиденья приводит к незначительному повышению максимума, обусловленного собственными колебаниями человека, и существенному снижению коэффициента передачи, начиная уже с 12 Гц, что рассматривается как проявление нелинейности подвески сиденья.

В особенности, описанный эффект заметен на отрезке динамометрической дороги, где ввиду существенного возрастания коэффициента передачи с повышением сухого трения, уровень спектра на остова сиденья, начиная с 12 Гц и более, превышает уровень спектральной плотности на полу кабины. При этом происходит частичная блокировка подвески сиденья сухим трением, что влечёт за собой ухудшение показателей виброн нагруженности сиденья.

Как видим, в подвеске сиденья сухое трение следует по возможности минимизировать. В рассматриваемом случае оно было доведено до 25 Н. Неплохого результата по снижению сухого трения удаётся достигнуть путём установки шарикоподшипников взамен традиционных шарниров. Однако, это скажется на повышении стоимости подвески сиденья.

Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона (рис. 29).

Особенности конструктивного расположения амортизатора подвески сиденья приводят к тому, что коэффициенты сопротивления, приведённые к вертикальной оси с учётом передаточного числа, обеспечиваемого углом наклона амортизатора, оказываются меньше, что снижает демпфирующий эффект. Расчёты осуществлялись на базе дифференциальных

уравнений с учётом больших перемещений тел, а также принимая во внимание изменения угла наклона амортизатора к вертикальной оси в процессе перемещений.

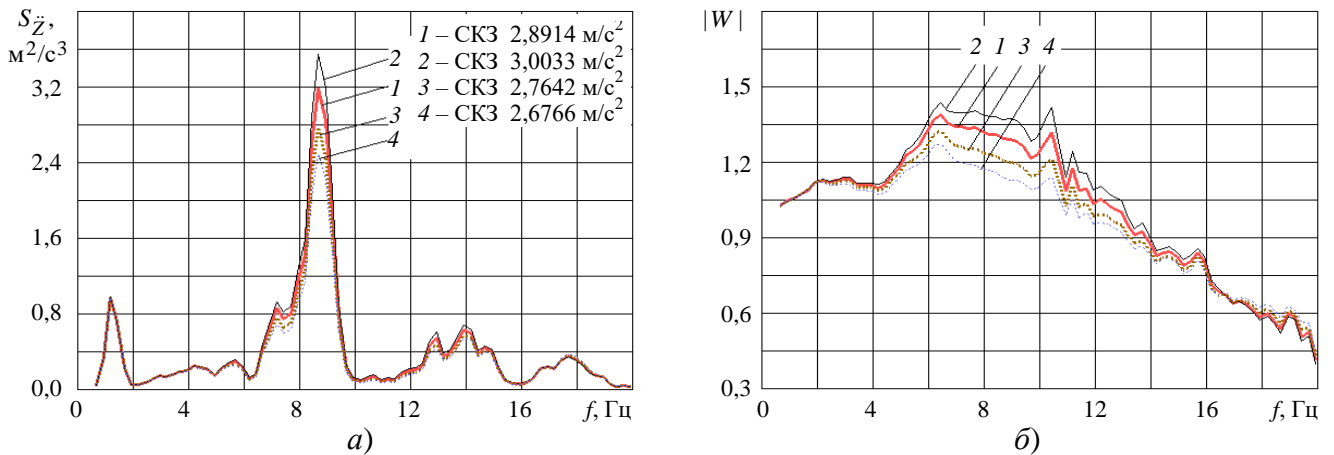


Рис. 29. Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч). а) Спектральные плотности вертикальных ускорений на остова сиденья; б) модули передаточных функций подвески сиденья; коэффициенты сопротивления амортизатора: 1 – исходный вариант; 2 – уменьшены в 2 раза; 3 – увеличены в 2 раза; 4 – увеличены в 3 раза

При возрастании коэффициентов сопротивления амортизатора ордината вершины первого низкочастотного максимума спектральной плотности вертикальных ускорений не изменяется. Наблюдается только несущественное снижение ординат межрезонансного пика, обусловленного собственными колебаниями человека, вершина которого соответствует 7 Гц, и значительное уменьшение ординат второго резонансного максимума (рис. 29, а).

С возрастанием коэффициентов сопротивления амортизатора понижается второй резонансный максимум передаточной функции, отвечающий собственным колебаниям человека (рис. 29, б). Наблюдаемая тенденция характерна для обоих типов рассматриваемых дорог, однако на ровном булыжнике влияние амортизатора более заметно.

Рассматриваемый амортизатор малоэффективен на динамометрической дороге, при малых вертикальных относительных ходах подвески сиденья. И при перемещении по участку с ровным булыжником его эффективность, хотя и в 2 раза выше, представляется также недостаточной, что обусловлено конструктивной схемой расположения амортизатора.

Влияние сухого трения в подушке сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона (рис. 30).

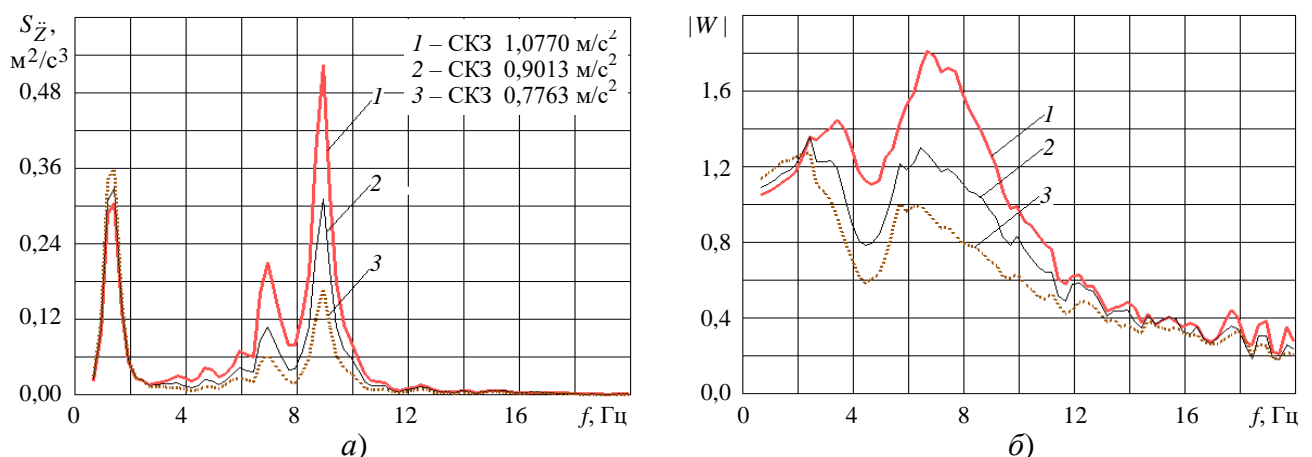


Рис. 30. Влияние сухого трения в подушке сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона (динамометрическая дорога, 70 км/ч). а) Спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья; б) модули передаточных функций поддресоренного сиденья в целом; сухое трение в подушке сиденья (половина ширины гистерезисной петли): 1 – 90 Н; 2 – 45 Н; 3 – 25 Н

Связанное с уменьшением сухого трения незначительное возрастание ординат спектральной характеристики и передаточной функции в зоне низкочастотного резонанса с одновременным резким снижением их уровней, начиная с 2,5 Гц, объясняется убыванием эк-

вивалентного коэффициента демпфирования сухим трением подушки сиденья с уменьшением ширины гистерезисной петли. В наибольшей степени это проявляется при перемещении по участкам дорог с малой амплитудой внешних возмущений (на отрезке динамометрической дороги, рис. 30, *а*).

Смещение первых максимумов графиков передаточной функции влево, т. е. на меньшую частоту, с убыванием сухого трения в подушке вызвано уменьшением ширины гистерезисной петли, а значит, снижением эквивалентной жёсткости подушки (рис. 30, *б*). Наиболее явно это прослеживается при перемещении по отрезку динамометрической дороги, то есть в условиях малых амплитуд внешних воздействий.

На участке динамометрической дороги убывание сухого трения в подушке сиденья обуславливает смещение второго максимума передаточной функции влево, на более низкую частоту. Обусловлено это тем, что частичная блокировка сухим трением модели «человек – сиденье» уменьшается. Из проведённого анализа следует, что путём выбора материала подушки сиденья сухое трение в ней следует по возможности минимизировать.

Воздействие жёсткости подушки сиденья на его вибронегруженность (рис. 31).

С повышением статической жёсткости подушки сиденья наблюдается возрастание спектральных характеристик вертикальных ускорений не только в зоне второго резонансного максимума на 9 Гц, но и для ординат межрезонансных пиков, один из которых размещается в интервале 2 ... 4 Гц, соответствуя собственной частоте колебаний подушки сиденья, а второй располагается на 6 ... 8 Гц и обусловлен собственными колебаниями человека (рис. 31, *а*). В частности, при перемещении по участку с ровным булыжником, двукратное возрастание жёсткости подушки влечёт за собой повышение ординат межрезонансного спектрального пика на 2...4 Гц тоже в 2 раза, а при трёхкратном возрастании жёсткости рассматриваемые ординаты увеличиваются в 4 раза. На отрезке динамометрической дороги этот пик проявляется слабо.

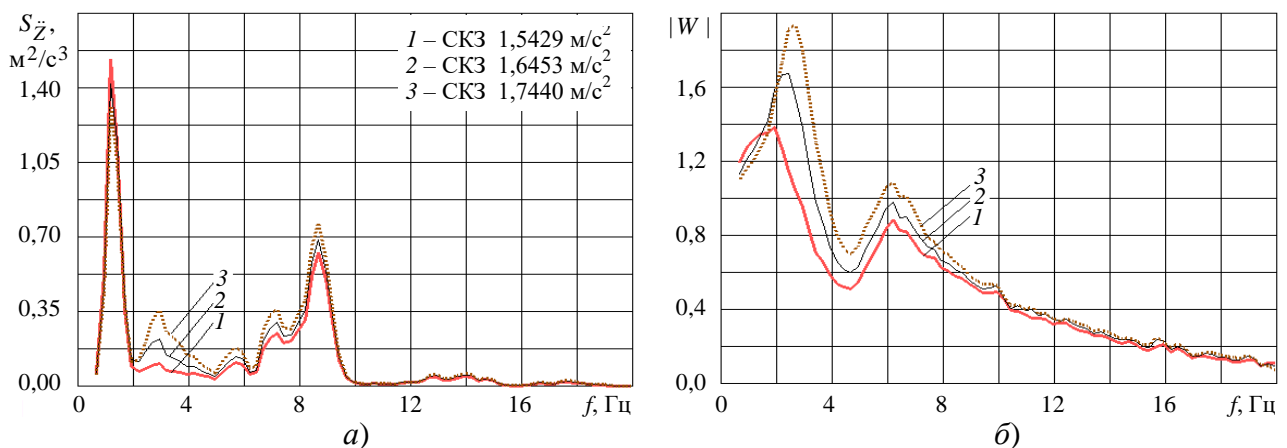


Рис. 31. Влияние жёсткости подушки сиденья на вибронегруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч). *а*) Спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя; *б*) модули передаточных функций подрессоренного сиденья в целом; статическая жёсткость подушки сиденья: 1 – 8 кН/м; 2 – 16 кН/м; 3 – 24 кН/м

Повышение жёсткости обуславливает перемещение вершин первых максимумов (соответствующих частоте собственных колебаний подушки) модулей передаточных функций подушки и модулей передаточных функций всего подрессоренного сиденья (рис. 31, *б*) вправо, на более высокую частоту.

Учёт демпфирования в подушке влечёт за собой некоторое понижение собственной частоты колебаний подушки, что сдвигает частоту расположения первого максимума на передаточных функциях подушки и всего сиденья влево, на меньшую частоту (рис. 31, *б*).

Что касается второго максимума передаточных функций подушки и всего сиденья, расположенного в диапазоне 6...8 Гц и обусловленного собственной частотой колебаний части массы человека на подушке, то значения его ординат, как и ординат первого максимума, пропорционально возрастают с повышением жёсткости подушки сиденья.

Чрезмерное уменьшение статической жёсткости подушки может спровоцировать возрастание относительных вертикальных перемещений человека на сиденье, что затруднит

управление транспортным средством. Кроме того, следует исключить совпадение собственной частоты подушки с близко расположенной к ней собственной частотой колебаний подрессоренной массы.

Особенности выбора параметров скоростной характеристики амортизатора подвески сиденья водителя грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками.

Для более полной оценки вибронегруженности подрессоренного сиденья водителя целесообразны исследования не только в режиме стационарного случайного возбуждения, но и в условиях переезда единичной неровности.

Особенностью расчётов при импульсном дорожном воздействии является наличие довольно больших вертикальных относительных ходов подвески сиденья при переезде единичных неровностей. Поэтому наиболее полное представление о характере вибронегруженности сиденья можно получить лишь на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, а также принимая во внимание геометрические особенности элементов направляющего аппарата подвески сиденья. В приведённом примере рассматривалась расчётная схема с направляющим аппаратом подвески сиденья ножничного типа.

Исследования в условиях импульсного дорожного воздействия должны предварять моделирование в случаях стационарного случайного воздействия. Таким образом, удастся значительно сократить количество рассматриваемых в дальнейшем вариантов, поскольку временные затраты на расчёт и соответствующую обработку результатов для каждого варианта при импульсном внешнем возмущении значительно меньше, чем при случайном воздействии.

Выбрано импульсное возбуждение в виде прямоугольной впадины на фоне цементобетона. Глубину единичной неровности следует выбирать резко выходящей за пределы статистической вариации данного микропрофиля, а длину такой, чтобы при принятой скорости движения свободные колебания после съезда во впадину, перед последующим наездом на её стенку, успевали затухнуть (тогда удастся рассматривать отдельно левую и правую части полученных характеристик).

Выбран широкий интервал изменения коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья водителя на дроссельном режиме, а также скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов на ходах сжатия и отбоя (табл. 2).

Таблица 2. Варианты параметров скоростных характеристик амортизатора подвески сиденья водителя

Приведённый к вертикальной оси коэффициент сопротивления на дроссельном режиме, k' , (кН·с)/м		Приведённая к вертикальной оси скорость поршня в момент открытия разгрузочного клапана, v'_{Π} , м/с						
		0,20	0,15	0,10	0,062	0,0496	0,0372	0,0248
На ходе отбоя	На ходе сжатия	Номер варианта						
5,59	1,62	31	30	1	6	11	16	21
4,47	1,29	32	29	2	7	12	17	22
3,36	0,968	33	28	3	8	13	18	23
2,24	0,646	34	27	4	9	14	19	24
1,12	0,323	35	26	5	10	15	20	25

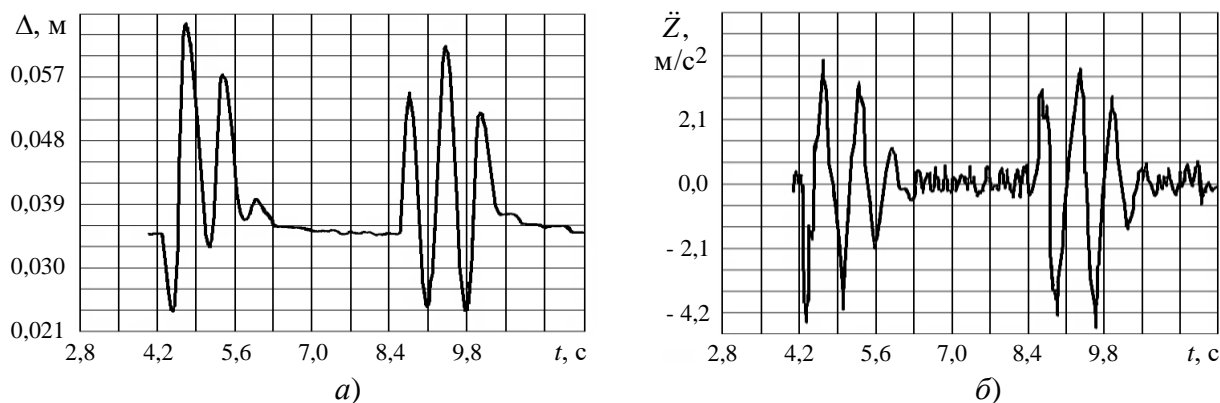


Рис. 32. Переезд впадины прямоугольной формы (глубина 10 см, длина 30 м, 25 км/ч, амортизатор по варианту № 27): а) временная реализация вертикальных относительных ходов подвески сиденья водителя; б) временная реализация вертикальных ускорений на остова сиденья

Осуществлялся вывод временных реализаций вертикальных ускорений на остове сиденья, а также вертикальных относительных ходов подвески сиденья (рис. 32). Минимальные величины вертикальных ускорений на остове сиденья водителя, а также вертикальных относительных ходов подвески сиденья, соответствуют амортизатору со скоростной характеристикой, удовлетворяющей варианту № 27 (рис. 32).

Для последующих исследований в условиях случайного дорожного воздействия в качестве основной принята характеристика, соответствующая варианту № 27. Помимо этого, рассмотрены варианты № 2, 4, 5, 26, 29, 32, 34, 35 (табл. 2) с двукратным возрастанием и понижением коэффициентов сопротивления на дроссельном режиме при ходах сжатия и отбоя, с увеличением и понижением на 0,05 м/с величины скорости поршня в момент открытия разгрузочного клапана.

Моделировались перемещения: по динамометрической дороге, 70 км/ч; по дороге с ровным булыжником, 45 км/ч; по дороге с разбитым булыжником, 15 км/ч. По результатам вычислений определены спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья, вертикальных относительных ходов подвески сиденья, модули передаточных функций подрессоренного сиденья.

Основными показателями вибронегруженности выступили ординаты второго (высокочастотного) пика и минимум величины модуля передаточной функции сиденья, расположенный между высоко- и низкочастотным максимумами. Указанные показатели определяют ускорения на подушке сиденья в частотной области 4 – 8 Гц, где проявляется наибольшая чувствительность человека к вибрациям и наиболее трудно выполнить предписания стандарта ISO 2631. Ордината первого (низкочастотного) максимума модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, а также среднеквадратичные значения вертикальных ускорений на подушке сиденья и вертикальных относительных ходов подвески сиденья, рассматривались в качестве вторичных показателей.

Итак, при перемещении как по отрезку динамометрической дороги, так и по участку с ровным булыжником, с точки зрения принятых критериев, наилучшие показатели обеспечивает амортизатор с параметрами скоростной характеристики по варианту № 35. В случаях же импульсного возмущения или перемещения по участку с разбитым булыжником предпочтителен амортизатор, обладающий характеристикой № 27. Причём, отмечено двукратное различие коэффициентов сопротивления указанных амортизаторов.

Приведённая к вертикальной оси величина скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов соответствует 0,15 м/с для варианта № 27, и 0,2 м/с – для варианта № 35. С учётом значительных конструктивных трудностей выполнения корректировки указанной скорости, её следует для обоих вариантов принять одинаковой.

Оба варианта амортизаторов (№ 26, 35) обладают равными коэффициентами сопротивления, но различными скоростями поршня в момент открытия разгрузочных клапанов. Тем не менее, изменение скорости в этих вариантах оказывает незначительное влияние на выбранные показатели вибронегруженности. В связи с этим, предложено изготовить опытные образцы со скоростными характеристиками № 26, 27 и значением приведённой к вертикальной оси скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов на уровне 0,15 м/с. Таким образом, для дорог 1, 2 и 3 категорий предпочтителен вариант № 26, а для разбитых дорог – вариант № 27.

Приведённые к вертикальной оси коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме, а также скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов, следует скорректировать с учётом передаточного числа, обеспечиваемого подвеской сиденья (табл. 3).

Таблица 3. Рекомендованные значения параметров скоростных характеристик амортизатора подвески сиденья указанного грузового автомобиля

Номер варианта амортизатора подвески сиденья	Скорость поршня при открытии клапана, $v_{\text{п}} = v'_{\text{п}} i$, м/с	Коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме				Максимальное усилие сопротивления на дроссельном режиме, $P_{\text{эфф}} = (k / k_{\text{эфф}}) v_{\text{п}}$, Н	
		$k = k' / i^2$, (кН·с)/м		$k / k_{\text{эфф}}$, (кН·с)/м		Отбой	Сжатие
		Отбой	Сжатие	Отбой	Сжатие		
26	0,09	2,9	0,84	4,46	1,29	401	116
27	0,09	5,8	1,68	8,92	2,58	803	232

Снижение эффективности работы амортизатора во время эксплуатации учтено с помощью коэффициента эффективности $k_{эфф} = 0,65$, предложенного А.Д. Дербаремдикером.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

1. Решена актуальная научно-техническая проблема, имеющая важное хозяйственное значение и связанная с расширением возможностей прогнозирования вибронагруженности конструкций транспортных средств, а также выбором рациональных параметров виброзащитных систем на этапах проектирования, по результатам динамического анализа параметров многозвенных виброзащитных систем, основанного на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях.

2. Предложено системное представление о комплексном характере пространственных колебаний транспортных средств при случайных и импульсных внешних воздействиях, с учётом динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций.

3. Разработаны новые методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем, кабин, подсистем «человек – поддресоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств на базе уравнений больших перемещений тел.

4. Предложен метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе пространственной динамической модели транспортного средства.

5. Сформированы и отлажены новые пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с отражением специфики конструкций несущих систем и проработкой особенностей элементов систем виброзащиты всех уровней.

6. Созданы новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом нелинейностей гистерезисных динамических характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющего аппарата подвесок, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

7. Соответствие разработанных моделей реальным объектам подтверждено результатами дорожных испытаний.

8. Предложены новые динамические модели подсистем «человек – поддресоренное сиденье» с детализацией представления направляющих аппаратов подвесок сидений; с учётом динамических жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; с уточнением упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье.

9. Созданы программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем транспортных средств с учётом больших перемещений тел.

10. Получены и проанализированы новые результаты по оценке вибронагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

11. С помощью компьютерного математического моделирования на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел удалось рассмотреть ряд задач, полноценное решение которых ранее, на этапе проектирования, было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций, что отражалось на существенном повышении стоимости работ:

– осуществлён подробный динамический анализ влияния на вибронагруженность транспортного средства параметров элементов виброзащитных систем с учётом их дина-

мических жёсткостей, взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс, а также особенностей конструкций направляющих аппаратов подвесок;

– благодаря детализации особенностей направляющих аппаратов подвесок транспортного средства, кабины и сиденья в сочетании с применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось подробно проанализировать виброн нагруженность транспортных средств при перемещении по участкам с высоким уровнем случайного внешнего воздействия, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем;

– учёт влияния деталей крепления упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвесок (в частности, сайлент-блоков, шарниров и т.д.), а также опор-виброизоляторов на изменение характера виброн нагруженности конструкции транспортного средства, проявляющихся на частотах свыше 10 Гц, позволил ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектральных пиков, в несколько раз превышающих общий уровень спектра, и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики указанных элементов;

– исследовано воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер виброн нагруженности транспортного средства с учётом комплексного характера их взаимодействия с неподрессоренными массами и другими подсистемами, проявляющееся на частотах свыше 10 Гц;

– впервые, ещё на этапе проектирования, с помощью новой многозвенной модели рессоры зафиксирована возможность появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении транспортного средства, что позволило предпринять меры по его устранению путём выбора рациональных геометрических параметров продольных реактивных штанг и координат мест их установки;

– получены и проанализированы кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении в целях обеспечения допустимых углов продольно-углового крена поддрессоренных масс транспортного средства;

– исследовано влияние сухого и вязкого трения в соответствующих элементах виброзащитных систем с нелинейными упругодемпфирующими характеристиками;

– детальная проработка модели виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением её элементов и их включение в состав пространственной динамической модели грузового автомобиля позволила осуществить подробный динамический анализ параметров подвески кабины (оценено влияние наличия упругого крепления передней части кабины по сравнению с вариантом её жёсткого крепления, в особенности, наблюдаемое на частотах свыше 10 Гц; исследовано воздействие угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на виброн нагруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, заметно проявляющееся на частотах свыше 7 Гц);

– включение новых динамических моделей подсистемы «водитель – поддрессоренное сиденье» позволило на более высоком уровне подойти к вопросу оценки и динамического анализа виброн нагруженности рабочих мест водителей, проанализировав влияние параметров подвески и подушки сиденья с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства;

– уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, позволило сформировать экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции поддрессоренного сиденья, соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека и расположенный в диапазоне 6...8 Гц; увеличить в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остова;

– осуществлены построение и анализ нелинейных гистерезисных статических характеристик вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок, приведённых к колесу, то есть с учётом геометрических нелинейностей, обеспечиваемых направляющим аппаратом, и влияния особенностей установки упругого элемента, амортизатора и стабилизатора, де-

талей крепления и включения ограничителей ходов на жёсткость подвески, а также радиальной и боковой податливостей шин.

12. На основе полученных результатов осуществлены проектирование и доводка конструкций систем виброзащиты транспортных средств, указанных в качестве объектов исследования.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Монография

1. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.

Статьи, входящие в базы данных Scopus, Web of Science

2. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A. Estimation of the vibration loading vehicle with pneumohydraulic suspensions // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – Vol. 177. № 012086. doi:10.1088/1757-899X/177/1/012086 (Scopus, Web of Science).

3. Polyakov Yu.A. Assessment of the vehicle vibration loading with taking into account the dynamic stiffness of the leaf spring // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 537. № 032099. doi:10.1088/1757-899X/537/3/032099 (Scopus).

4. Polyakov Yu.A. The choice of rational stiffness joints parameters of the cabin suspension levers in the vehicle // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 560. № 012151. doi:10.1088/1757-899X/560/1/012151 (Scopus, Web of Science).

Публикации в рецензируемых научных изданиях, входящих в Перечень ВАК

5. Горобцов А.С., Поляков Ю.А., Лебедев А.И. Влияние коэффициентов демпфирования адаптивных гидропневматических подвесок на виброн нагруженность автомобиля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – 2014. – № 2. – С. 122 – 132.

6. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учётом больших движений твёрдых тел // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 6. Ч. 1. – С. 102 – 115.

7. Горобцов А.С., Поляков Ю.А., Солодёнков С.В. Определение вертикальных жёсткостей зависимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2012. – Вып. 3. – С. 390 – 395.

8. Поляков Ю.А. Определение параметров продольно-углового крена кузова автомобиля повышенной проходимости с независимыми подвесками при разгоне // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 6. Ч. 1. – С. 116 – 121.

9. Поляков Ю.А. Построение характеристик поперечной угловой жёсткости независимых подвесок грузового автомобиля с помощью пространственной модели // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2012. – Вып. 10. – С. 237 – 241.

10. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Построение статических характеристик зависимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели // Наука и техника транспорта. – 2013. – № 1. – С. 10 – 13.

11. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С., Григорьева О.Е. Оценка вертикальных жёсткостей пружинных подвесок перспективного автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели // Известия Волгоградского государственного технического университета. Сер. «Наземные транспортные системы». – 2014. – № 19 (146). Вып. 9. – С. 13 – 16.

12. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Определение статических характеристик независимых подвесок грузового автомобиля с помощью пространственной модели // Журнал автомобильных инженеров (Журнал ААИ). – 2012. – № 4. – С. 30 – 33.

13. Горобцов А.С., Поляков Ю.А. Расчёт параметров продольно-углового крена кузова автомобиля повышенной проходимости с зависимыми подвесками при разгоне // Журнал автомобильных инженеров (Журнал ААИ). – 2013. – № 2. – С. 26 – 29.

14. Горобцов А.С., Поляков Ю.А., Лебедев А.И. Динамический анализ виброзащитных свойств гидропневматических элементов подвесок автомобиля повышенной проходимости // Журнал автомобильных инженеров (Журнал ААИ). – 2014. – № 1. – С. 14 – 19.

15. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 4 (22). Т. 1. – С. 73 – 79.

16. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Особенности построения статических характеристик независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – № 1. – Т. 1. – С. 47 – 52.

17. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Оценка эффективности установки передних малолистовых рессор при анализе виброн нагруженности автобуса // Автотранспортное предприятие. – 2008. – № 10. – С. 47 – 50.

18. Поляков Ю.А. Пути повышения долговечности рессор // Автотранспортное предприятие. – 2009. – № 1. – С. 35 – 39.

19. Поляков Ю.А. Особенности упрочнения рессорных листов путём дробеструйной обработки // Автотранспортное предприятие. – 2009. – № 5. – С. 51 – 53.

20. Поляков Ю.А. Направления совершенствования систем подрессоривания автомобилей // Автотранспортное предприятие. – 2010. – № 6. – С. 53 – 55.

21. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Влияние стабилизатора подвески кабины грузового автомобиля на её виброн нагруженность // Автотранспортное предприятие. – 2011. – № 11. – С. 44 – 46.

22. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Влияние жёсткости шарниров рычагов подвески кабины грузового автомобиля на её виброн нагруженность // Автотранспортное предприятие. – 2012. – № 2. – С. 53 – 55.

23. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Включение подсистемы «человек – сиденье» в динамическую модель грузового автомобиля // Автотранспортное предприятие. – 2012. – № 8. – С. 38 – 41.

24. Поляков Ю.А. Особенности выбора параметров амортизатора подвески сиденья грузового автомобиля при импульсном дорожном возбуждении // Автотранспортное предприятие. – 2012. – № 11. – С. 53 – 56.

25. Поляков Ю.А. Особенности выбора параметров амортизатора подвески сиденья грузового автомобиля при случайном дорожном возбуждении // Автотранспортное предприятие. – 2012. – № 12. – С. 53 – 55.

26. Горобцов А.С., Поляков Ю.А. Построение характеристик поперечной угловой жёсткости независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости // Автотранспортное предприятие. – 2013. – № 9. – С. 45 – 47.

27. Поляков Ю.А. Особенности компоновочных вариантов подвесок кабин грузовых автомобилей // Грузовик. – 2013. – № 10. – С. 6 – 8.

28. Поляков Ю.А. Оценка виброн нагруженности грузового автомобиля с независимыми подвесками // Грузовик. – 2013. – № 1. – С. 38 – 39.

29. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Расчёт жесткостных параметров виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов независимых пружинных подвесок автомобиля повышенной проходимости // Грузовик. – 2014. – № 6. – С. 34 – 36.

30. Поляков Ю.А. Выбор жёсткостей сайлент-блоков нижних рычагов пневмогидравлических подвесок автомобиля // Автотранспортное предприятие. – 2016. № 10. С. 36 – 38.

31. Поляков Ю.А. Моделирование динамической жёсткости рессоры при анализе виброн нагруженности автомобиля // Грузовик. – 2017. – № 7. – С. 16 – 20.

Публикации в других изданиях

32. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е. Компьютерное моделирование динамической гистерезисной характеристики пневматической шины при исследовании виброн нагруженности колёсных машин // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. VIII Международной науч. конф. – Воронеж: Центрально-Чернозёмное книжное изд-во, 2003. – С. 57 – 58.

33. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е. Уравнения вынужденных колебаний упругой подсистемы // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. VIII Международной науч. конф. – Воронеж: Центрально-Чернозёмное книжное изд-во, 2003. – С. 59 – 60.

34. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А., Солодёнков С.В. Проверка адекватности динамической модели автобуса результатам дорожных испытаний // Грузовик. – 2003. – № 1. – С. 46 – 47.
35. Поляков Ю.А. Основы технического обслуживания и ремонта рессор // Автоперевозчик. – 2003. – № 7. – С. 55 – 57.
36. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е. Моделирование характеристик стабилизаторов подвесок автобусов // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. VIII Международной науч. конф. – Воронеж: Центрально-Чернозёмное книжное изд-во, 2003. – С. 88 – 89.
37. Поляков Ю.А. Основные возможности системы AutoCAD при проектировании рессорных подвесок колёсных машин // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. IX Междун. науч. конф. – Воронеж: Науч. книга, 2004. – С. 168 – 169.
38. Поляков Ю.А. Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на виброн нагруженность рабочего места водителя // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. IX Международной науч. конф. – Воронеж: Научная книга, 2004. – С. 169 – 170.
39. Поляков Ю.А. Учёт упругих форм колебаний несущей системы при анализе виброн нагруженности автобуса // Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике. Т. 7. Математические методы и модели в прикладных задачах науки и техники: Сб. тр. VIII Междун. науч. конф. – Ульяновск: УЛГТУ, 2004. – С. 180.
40. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К. Моделирование гистерезисных характеристик рессорных подвесок // Информационные технологии в производственных, социальных и экономических процессах: Сб. материалов IV Международной научно-технич. конф. – Череповец: ЧГУ, 2005. – С. 124 – 127.
41. Поляков Ю.А. Применение системы AutoCAD при выполнении трёхмерных изображений в процессе проектирования подвесок автотранспортных средств // Современные проблемы информатизации в прикладных задачах: Сб. тр. XI Международной науч. конф. – Воронеж: Научная книга, 2006. – С. 124 – 125.
42. Поляков Ю.А. Особенности эксплуатации и ремонта рессор // Научная перспектива. – 2010. – № 8. – С. 112 – 115.
43. Поляков Ю.А. Анализ конструкционных схем подвесок кабин // Научная перспектива. – 2010. – № 8. – С. 116 – 117.
44. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Моделирование подсистем «человек – сиденье» при исследовании колебаний и вибрации сидений грузового автомобиля // Тез. докл. 69-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2011. – С. 31 – 32.
45. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Влияние амортизатора подвески сиденья на виброн нагруженность сиденья грузового автомобиля при импульсном дорожном возбуждении // Тез. докл. 70-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. – М.: МАДГТУ, 2012. – С. 9 – 11.
46. Поляков Ю.А., Карцов С.К. Оценка влияния параметров амортизатора подвески сиденья на виброн нагруженность сиденья водителя грузового автомобиля // Актуальные проблемы машиноведения: Труды XXIV Международной инновационно-ориентированной конф. МИКМУС-2012. – М.: ИМАШ РАН, 2012. – С. 143 – 146.
47. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Влияние амортизатора подвески сиденья на виброн нагруженность сиденья грузового автомобиля при случайном дорожном возбуждении // Вопросы строительной механики и надёжности машин и конструкций: Сб. науч. тр. МАДГТУ (МАДИ). – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2012. – С. 27 – 33.
48. Поляков Ю.А. Особенности виброн нагруженности грузового автомобиля с независимыми подвесками // Информационные технологии и математическое моделирование: Материалы XI Всероссийской научно-практич. конф. с междунар. участием. Ч.1. – Кемерово: Практика, 2012. – С. 79 – 83.
49. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Влияние стабилизатора подвески кабины грузового автомобиля на её виброн нагруженность // Тез. докл. 71-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2013. – С. 38 – 40.
50. Поляков Ю.А. Определение вертикальных жёсткостей независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости // Современные проблемы теории машин. – 2013. – № 1. – С. 106 – 109.

51. Горобцов А.С., Поляков Ю.А., Лебедев А.И. Влияние зарядного объёма гидропневматического элемента подвески на вибронагруженность автомобиля повышенной проходимости // Информационные технологии и математическое моделирование: Материалы XII Всероссийской научно-практич. конф. с междунар. участием. Ч. 2. – Томск: Изд-во Томского гос. ун-та, 2013. – С. 104 – 108.

52. Горобцов А.С., Поляков Ю.А., Лебедев А.И. Оценка демпфирующих свойств гидропневматического элемента подвески автомобиля // Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2013. – № 1. – С. 19 – 21.

53. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К. Проверка адекватности динамической модели автомобиля с гидропневматическими подвесками по результатам дорожных испытаний // Труды Юбилейной XXV Международной инновационно-ориентированной конф. МИКМУС-2013. – М.: ИМАШ РАН, 2013. – С. 258 – 262.

54. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Расчёт жесткостных параметров независимых пружинных подвесок грузового автомобиля // Тез. докл. 72-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2014. – С. 9 – 10.

55. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Оценка вибронагруженности кабины грузового автомобиля с задней пневматической подвеской // Тез. докл. 73-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2015. – С. 45 – 47.

56. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Проблемы выбора динамической модели подсистемы «человек – сиденье» // Современные проблемы теории машин. – 2015. – № 3. – С. 140 – 143.

57. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Сопоставление расчётных и экспериментальных вибрационных характеристик для автомобиля с гидропневматическими подвесками колёс // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: Сб. науч. статей по материалам XII Международная научно-технич. конф. «Вибрация-2016» в двух частях. Часть 1. – Курск: Юго-Западный гос. ун-т, 2016. – С. 256 – 261.

58. Поляков Ю.А. Повышение эффективности дробеструйного наклёпа при упрочнении листов рессор // Естественные и технические науки. – 2016. – № 11. – С. 143 – 147.

59. Поляков Ю.А. Учёт динамической жёсткости рессоры при моделировании вибронагруженности фургона // Компьютерные технологии в науке, производстве, социальных и экономических процессах: Материалы XVI Междунар. научно-практич. конф., посвящённой 110-летию Южно-Российского гос. политехнич. ун-та (НПИ) им. М.И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2016. – С. 74 – 77.

60. Поляков Ю.А. Влияние угловой жёсткости стабилизатора и жёсткости шарниров рычагов подвески кабины на вибронагруженность сиденья водителя грузового автомобиля // Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: Материалы XX Междунар. научно-практич. конф. – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2018. – С. 365 – 368.

61. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Учёт упругих форм колебаний кузова и рамы при моделировании вибронагруженности транспортного средства // Механика и машиностроение. Наука и практика: Материалы междунар. научно-практич. конф. – Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС, 2018. – № 1. – С. 29 – 31.

62. Карцов С.К., Поляков Ю.А. Влияние массы перевозимого груза на вибронагруженность транспортного средства // Проблемы исследования и проектирования машин: Сб. статей Международной научно-технич. конференции: Пенза. – Приволжский Дом знаний, 2018. – С. 12 – 15.