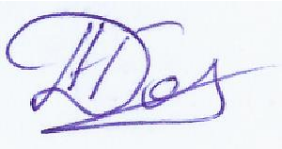
На правах рукописи



ГОРДЕЕВ Дмитрий Александрович

Методы совершенствования рабочих характеристик ограничителей ходов подвески, используемых в конструкции амортизаторов, с целью снижения шума и нагрузки, передаваемой на кузов автомобиля при пробое

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Автореферат диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Тольятти – 2021

Работа выполнена в ООО «СААЗ Комплект» и ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет».

Научный руководитель:	кандидат технических наук, доцент, **Черепанов Леонид Ананьевич** (профессор кафедры «Проектирования и эксплуатации автомобилей» ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет»)
Официальные оппоненты:	**Сарач Евгений Борисович,** доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
	Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник управления научных исследований ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления».
Ведущая организация:	**ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»**

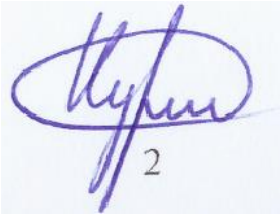
Защита состоится «15» сентября 2021 г. в 14 ^{00} часов на заседании диссертационного совета Д217.014.01 при Государственном научном центре РФ - Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный Ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» (ФГУП «НАМИ»), по адресу: 125438, г. Москва, Автомоторная, д. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГУП «НАМИ» и на сайте www.nami.ru по ссылке: https://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенные печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу, учёному секретарю диссертационного совета, а копии присылать на e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru

Автореферат разослан «05» июля 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
к.т.н., доцент



Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время разработчики автомобилей и компонентов вынуждены решать сложную и противоречивую задачу, спроектировать автомобиль и его компоненты с высоким уровнем требуемых потребителем качеств, по максимально низкой цене, в максимально короткие сроки.

Для решения данной задачи мировые производители автокомпонентов внедрили в свою практику принцип «конструктора». Смысл которого заключается в том, что любой вновь запускаемый компонент будет состоять из полностью изученных, стандартизованных (в пределах своего производства), освоенных и проверенных модулей и субкомпонентов совместных между собой. Другими словами, новый компонент составляется из набора унифицированных узлов с известными свойствами, качественными показателями и диапазонами регулировок их характеристик.

Так как все узлы, как правило, уже освоены, то их цена значительно ниже вновь осваиваемых, а также их запуск в производство не требует большого времени. Следовательно, при использовании принципа «конструктора», производители соблюдают принцип «низкая цена и минимальные сроки исполнения». Хорошо изученные свойства, характеристики и качественные показатели субкомпонентов снижают риск появления отказов и отрицательных явлений до минимума, тем самым соблюдается принцип удовлетворения ожиданий потребителя (долговечность, оптимальность характеристик и т.д.).

Выбор применяемых компонентов системы опирается на данные, полученные с помощью моделирования и расчета системы исходя из известных свойств компонента. Это позволяет на момент настроечных работ иметь параметры компонента, с одной стороны близкие к действительно оптимальному, а с другой с достаточно широким диапазоном регулировок. Таким образом, появление ошибок сводиться к минимуму, что приводит к снижению стоимости доводочных испытаний и снижает нагрузку на высококвалифицированный персонал.

Необходимость и актуальность данной работы вызвана стремлением внедрения вышеописанного принципа в проектирование амортизатора, так как являясь одним из основных элементов подвески, он в значительной мере влияет на параметры шумности, плавности хода, управляемости и устойчивости автомобиля.

Целью диссертационной работы является разработка методов определения рабочих характеристик ограничителей ходов подвески, используемых в конструкции амортизаторов, и подбор оптимальных характеристик для минимизации шума, и ударной нагрузки, передаваемой на кузов автомобиля, при пробое подвески.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие основные **задачи:**

- изучение видов ограничителей ходов используемых в конструкции амортизаторов и их систематизация;
- анализ рабочего процесса каждого вида ограничителя;
- создание методик замеров рабочих характеристик ограничителей хода;
- создание математических и динамических моделей ограничителей хода;
- проверка адекватности математических моделей;
- создание математической модели подвески автомобиля;
- составление программы для решения дифференциальных уравнений, описывающих математическую модель;
- экспериментальное подтверждение адекватности математической модели;
- проведение оптимизации характеристик ограничителя на примере комбинированного буфера;
- исследование влияния ограничителей ходов на шумы, источником которых является амортизатор.

Объект исследования: Буфера сжатия и отбоя, применяемые в конструкции амортизаторов.

Методы исследования. В работе применены методы имитационного математического моделирования, численные методы математического анализа.

Экспериментальные методы осуществлены с помощью специальных стендов и измерительной аппаратуры в соответствии с разработанной методикой.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработаны методики замеров рабочих характеристик ограничителей ходов (буферов сжатия и отбоя) используемых в конструкции амортизатора;

- разработаны динамические и математические модели ограничителей ходов подвески;

- разработаны динамическая и математическая модели автомобиля, позволяющие учитывать влияние рабочих характеристик ограничителей ходов подвески на параметры плавности хода и нагруженности кузова автомобиля;

- определены объективные признаки «стучащих» шумов амортизатора;

- выведена формула, позволяющая рассчитать длину разгрузочной камеры для исключения гидроудара при работе гидравлического буфера.

Практическая ценность работы заключается в том, что её результаты позволяют:

- определить рабочие характеристики буферов сжатия и отбоя;

- систематизировать и составить базу данных буферов сжатия и отбоя;

- оценить нагрузки, возникающие при пробое подвески;

- осуществить обоснованный выбор той или иной конструкции ограничителя хода на ранних этапах проектирования для обеспечения передачи минимальных нагрузок на кузов автомобиля и минимального шума, воспроизводимого амортизатором.

Реализация работы. Разработанные методики определения характеристик ограничителей ходов подвески, применяемых в амортизаторах, методика определения объективных признаков «стука» амортизатора на автомобиле, программа для расчета нагрузок, передаваемых на кузов автомобиля внедрены на ООО «СААЗ Комплект» и в учебный процесс Тольяттинского государственного университета.

На защиту выносятся:

- Математическая модель автомобиля единичной с нелинейными

ограничителями хода подвески, используемая для анализа кузова автомобиля при проезде единичной неровности, а также при проведении оптимизации характеристик ограничителя хода отбоя.

- Методы определения рабочих характеристик ограничителей ходов подвески.

- Метод расчета дросселирующей системы гидравлического буфера, обеспечивающий его работу без гидроудара.

Апробация работы. Результаты, полученные в рамках диссертационного исследования, обсуждались и докладывались на научных конференциях преподавателей и сотрудников Тольяттинского государственного университета 2015…2017гг., на Второй Международной конференции «Передовые технологии в аэрокосмической отрасли, машиностроении и автоматизации» в городе Красноярске 18-21 ноября 2019 года.

Публикации. По материалам исследования опубликовано 4 статьи в российских журналах, рекомендованных ВАК, и одна статья в журнале, входящем в базу данных Scopus.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованной литературы и приложений. Общий объем работы составляет 126 страниц без приложения, включая 71 иллюстрацию и 22 таблицы. Библиографический список содержит 102 наименования отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы работы, сформулирована её цель, научная новизна и практическая ценность полученных результатов.

В первой главе выполнен анализ научных работ, посвященных плавности хода автомобиля. Работам, где изучается влияние характеристик амортизатора на параметры плавности хода уделено особое внимание.

Вопросы плавности хода раскрыты в работах Агы Н.В., Алюкова А.С., Бахмутова С.В., Богданова Г.П., Вахламова В.К., Григоряна Г.П., Гусева А.С., Дербаремдикера А. Д., Дьякова А.С., Дюнова В.А., Ереминой И.В., Жигарева В.П., Захаренкова Н.В., Конева А.Д., Кулешова М.Ю., Латы В.Н., Ломакина В.В., Любимова И.И., Машкова И.И., Мирзоева Г.К., Мусарского Р.А., Новикова В.В., Огороднова С.М., Панкова В.Т., Пархиловского Н.Г., Подзорова А.В., Поздеева А.В., Раймпеля Й., Ротенберга Р.В., Семёнова Н.В., Соломатина Н.С., Тарасика В.П., Тихов-Тинникова Д.А., Фурунжиева Р.И., Хачатурова А.А., Черепанова Л.А., Чернышова К.В., Юдина Б.В., Azadi Sh., Heißing B., Daniel S. Motta., Dixon, J.C., Pellegrini E. и других.

Анализ источников, содержащих информацию о ранее проведенных работах, показал огромную, многостороннюю проработку вопроса обеспечения оптимального уровня плавности хода автомобиля, но все ещё недостаточную, так как современный потребитель вносит все новые и новые зачастую очень противоречивые требования к автомобилю, которые крайне сложно реализовать в рамках уже проработанных вопросов. Практически все ученые склоняются к тому, что для обеспечения оптимума по показателям плавности хода необходимы регулируемые подвески, с чем нельзя не согласиться, но для так называемых «бюджетных» автомобилей применение таких систем практически невозможно, в связи со значительной их ценой. Поэтому необходимо расширять диапазон регулировок для настройки подвески автомобиля, а этого можно добиться за счет изучения влияния второстепенных компонентов и их характеристик на интересующие нас параметры.

В своих работах, большинство ученых рассматривают только влияние основных характеристик (демпфирующая способность амортизатора или жесткость упругого элемента) на плавность хода, принимая за константу или более того пренебрегая характеристиками ограничителей ходов, способных в значительной мере повлиять на плавность хода. Также ученые исследуют достаточно узкий круг режимов работы автомобиля и для них подбирают оптимальные характеристики, но современные требования к автомобилям

наоборот рассматривают все больше и больше различных режимов движения по различным типам неровностей.

Таким образом открывается целое направление для изучения влияния характеристик «второстепенных» компонентов на плавность хода и смежных с ней областей, а также для разработки методик максимально близко описывающих реальные режимы работы автомобиля и компонента в этих режимах.

Во второй главе разработаны методики определения рабочих характеристик ограничителей ходов на стендах IST MSP 50 и SCHENCK MSP 25.

В начале главы приводится классификация видов ограничителей ходов подвески, встречающихся в конструкции амортизаторов.

Определено, что в качестве ограничителей хода сжатия, входящих в состав амортизатора, наибольшее распространение получили ограничители хода с упругим буфером сжатия на штоке, выполненного из ячеистого пенополиуретана или стирол-бутадиен-каучука.

В качестве ограничителей хода отбоя в амортизаторах основное распространение получили три вида ограничителей: упругие буфера, которые в свою очередь делятся на «мягкие» буфера и пружинные, гидравлические буфера, которые в свою очередь делятся на буфера с постоянным и переменным дросселем, а также комбинированные буфера.

«Мягкий» буфер – это ограничитель хода, в конструкции которого рабочий элемент изготовлен из эластомера (резины или полимера).

Пружинный буфер – это ограничитель хода, в конструкции которого рабочим элементом является витая пружина.

Гидравлические буфера снижают удар при пробоях подвески (ход отбой) за счет гидравлического сопротивления, которое возникает за счет перетекания жидкости через дроссельные каналы, щели или кольцевые зазоры.

Буфер с постоянным дросселем имеет гидравлическую характеристику на рабочем ходе, не зависящую от положения поршня в рабочем цилиндре, за счет постоянства геометрии дроссельных каналов.

Буферы с переменным дросселем имеют гидравлические характеристики, зависящие от положения поршня в рабочей камере, так как дроссельные каналы имеют переменную геометрию.

Комбинированные буфера содержат в своей конструкции как элементы упругих, так и элементы гидравлических буферов.

Проведённый анализ рабочего процесса каждого вида ограничителя, позволил создать методики замеров их рабочих характеристик, а также сформировать их динамические модели.

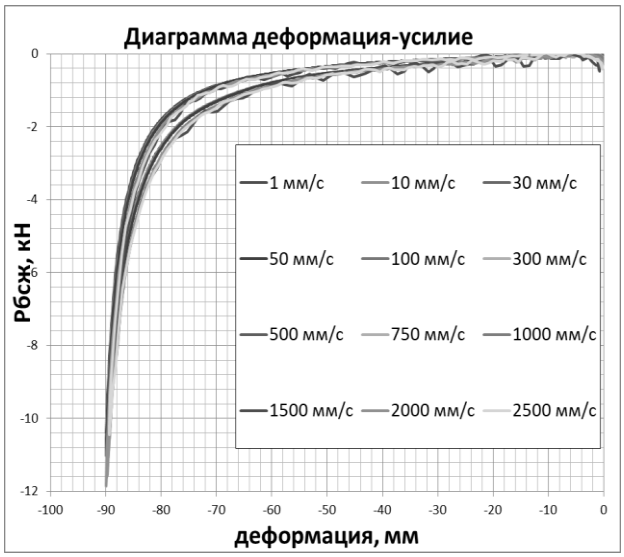


Рисунок 1 – Усилие сжатия буфера при разных скоростях нагружения

В ходе исследований рабочего процесса буфера сжатия установлено, что величина усилия сопротивления не зависит от скорости его деформации (Рис. 1), и полностью описывается выражением:

$$\vec{P}^{\text{бсж}} = \vec{P}^{\text{бсж}}_{\text{упр}} + \vec{P}^{\text{бсж}}_{\text{тр}} \qquad (1)$$

Это в свою очередь, позволяет представить динамическую модель буфера сжатия в виде параллельно работающих нелинейного упругого элемента и нелинейного элемента с сухим трением (Рис. 2).

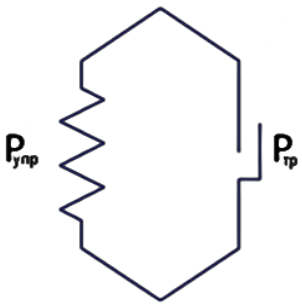


Рисунок 2 – Модель буфера сжатия

Данная модель с достаточной точностью воспроизводит рабочий процесс буфера сжатия, что подтверждается сопоставлением диаграмм, полученных опытным путем и расчетом (Рис. 3).

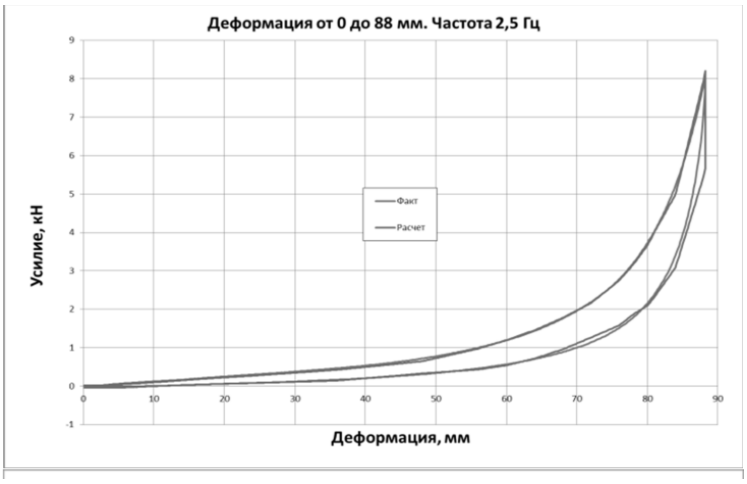


Рисунок 3 – Характеристики буфера сжатия: Режим – синусоида, ход 88 мм, частота 2,5 Гц

В ходе исследования рабочего процесса «мягкого» буфера отбоя определено:

- для исключения влияния способности к релаксации напряжений и ползучести материала рабочего элемента, его характеристики необходимо замерять на первом цикле испытаний;

- после каждого цикла нагружения необходимо предусмотреть выдержку буфера без нагрузки, для восстановления его геометрии и свойств;

- усилия сопротивления при скоростях деформации буфера от 0,1 и до 1 мм/с полностью совпадают, следовательно диаграмму снятую на скорости не больше чем 1 мм/с можно считать статической (Рис. 4);

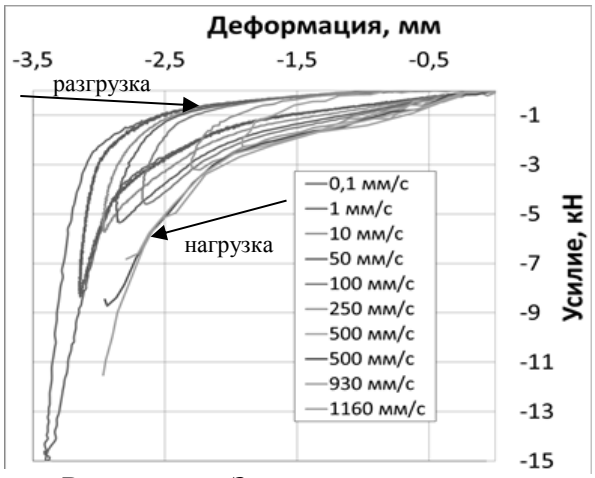


Рисунок 4 – Зависимость силы сопротивления мягкого буфера от его деформации и скорости нагружения

- усилия сопротивления деформации при разгрузке не зависят от скорости деформации буфера (Рис. 4);

- с нарастанием скорости деформации буфера при нагружения виден рост сил сопротивления, но на скоростях нагружения более 250 мм/с рост сопротивления в зависимости от скорости деформации прекращается (Рис. 4);

- величина увеличения нагрузки зависит, как от скорости нагружения, так и от деформации «мягкого» буфера (Рис. 4).

Полученные результаты исследований позволили представить динамическую модель «мягкого» буфера в виде параллельно работающих нелинейного упругого элемента и звена, содержащего в себе нелинейный упругий элемент последовательно соединённый с диссипативным узлом, состоящим из параллельно работающего сухого трения и усилия сопротивления, зависящего от скорости деформации (Рис. 5).

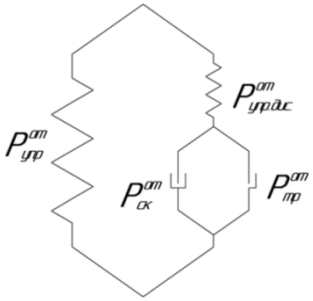


Рисунок 5 – Динамическая модель мягкого буфера

Данная модель с достаточной точностью воспроизводит рабочий процесс «мягкого» буфера отбоя, что подтверждается сопоставлением диаграмм, полученных опытным путем и расчетом (Рис. 6).

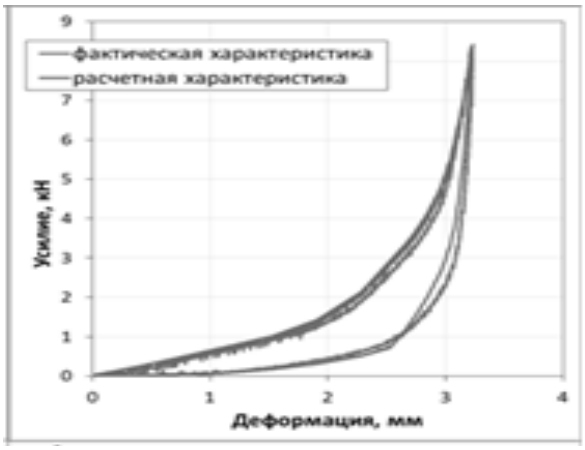


Рисунок 6 – Характеристики мягкого буфера: режим – синусоида, ход 3,2 мм, частота 5 Гц

Рабочим элементом пружинного буфера является, как правило, витая цилиндрическая пружина. Известно, что работу пружины полностью описывает её упругая характеристика, которая не зависит от скорости и направления её нагрузки.

Гидравлический буфер работает за счет гидравлического сопротивления, которое как известно, зависит от скорости перемещения поршня буфера относительно рабочего цилиндра, следовательно, полностью описывается своей

гидравлической характеристикой. Гидравлическая характеристика определяется из диаграммы ход-усилие амортизатора, записанной при постоянной скорости (Рис. 7) по формуле (2).

$$P_{\text{гб.}} = P_{\text{ам}} - P_{\text{от}} \qquad (2)$$

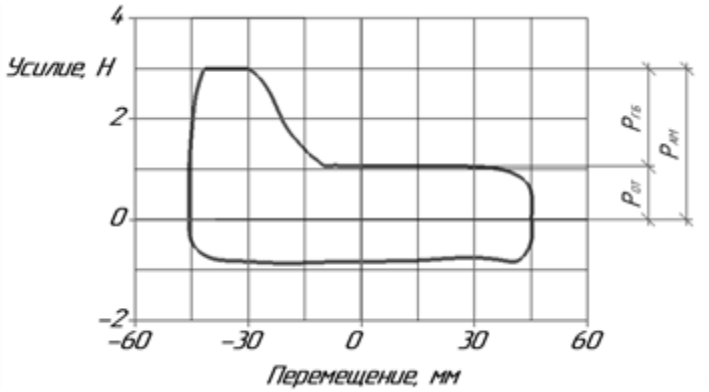


Рисунок 7 – Характеристика амортизатора с гидравлическим буфером с постоянным дросселем

Комбинированные буфера содержат в своей конструкции как элементы упругих, так и элементы гидравлических буферов. Соответственно его характеристики определяются для каждого элемента отдельно в зависимости к какой группе (упругий или гидравлический) он относится.

Таким образом, в результате работы над второй главой были решены следующие поставленные задачи:

- систематизированы основные виды ограничителей хода подвески, используемые в конструкции амортизаторов;
- проведен анализ рабочего процесса каждого вида ограничителя;
- созданы методики замеров рабочих характеристик ограничителей хода;
- созданы математические и динамические модели ограничителей хода;
- проверена адекватность полученных моделей.

В третьей главе разработана математическая модель проезда автомобилем единичной неровности с нелинейными ограничителями хода в подвеске.

В качестве динамической модели используется трехмассовая модель, состоящая из подрессоренной и неподрессоренной масс, массы штока амортизатора, связанных между собой упругими связями, демпферами и звеньями с сухим трением (Рис. 8).

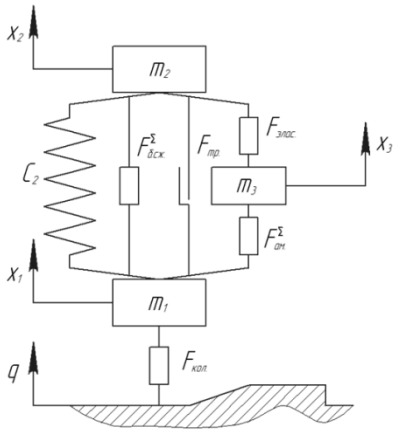


Рисунок 8 – Динамическая модель автомобиля

Данная модель имеет три степени свободы, и её колебания описываются системой дифференциальных уравнений (3).

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -F_{\text{кол}} + (x_2 - x_1) \cdot C_2 - F^{\Sigma}_{\text{б.сж.}} + F_{\text{ТР}} + F^{\Sigma}_{\text{ам}} \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -(x_2 - x_1) \cdot C_2 + F^{\Sigma}_{\text{б.сж.}} - F_{\text{ТР}} - F_{\text{элас}} \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = -F^{\Sigma}_{\text{ам}} + F_{\text{элас.}} \end{cases}, \quad (3)$$

где: m_1, m_2, m_3– неподрессоренная, подрессоренная массы автомобиля и масса штока амортизатора;

C_2 – приведенная жесткость подвески автомобиля;

x_1, x_2, x_3 – вертикальные перемещения неподрессоренной и подрессоренной масс автомобиля и массы штока амортизатора;

q – единичная неровность;

$F_{кол}$ – функция, характеризующая суммарную силу, передаваемую колесом, учитывающая жесткость шины, демпфирующую способность и отрыв колеса от дороги;

$F_{\text{ТР}}$ – сухое трение. В данной модели представлено в виде единичной функции;

$F^{\Sigma}_{\text{б.сж.}}$ – функция, характеризующая силу сопротивления буфера сжатия;

Согласно модели (Рис. 2), полученной во второй главе, усилие сопротивления буфера сжатия складывается из двух составляющих, а именно: силы сопротивления упругого элемента и силы внутреннего трения, которые задаются таблично, согласно таблице 1. Усилия рассчитываются методами интерполяции, в случае нахождения деформации буфера в диапазоне от нуля до максимального заданного в таблице значения, методом экстраполяции, в случае превышения деформации буфера максимального заданного в таблице значения, а также приравнивается к нулю, в случае если деформация имеет отрицательное значение, т.к. в этом случае буфер выключается из работы.

Таблица 1 – Табличное представление составляющих усилия сопротивления буферов

Деф., м	Усилие, Н
Δ_n	F_n
Δ_{n-1}	F_{n-1}
…	…
Δ_k	F_k
Δ_{k-1}	F_{k-1}
…	…
Δ_2	F_2
$\Delta_1=0$	F_1

$F_{\text{элас}}$ – функция, характеризующая суммарную силу сопротивления эластомера, через который происходит крепление амортизатора к кузову;

Динамическая модель эластомера представлена в виде параллельно работающих упругого элемента, а также узла с последовательным соединением элемента сухого трения и упругого элемента (Рис. 9).

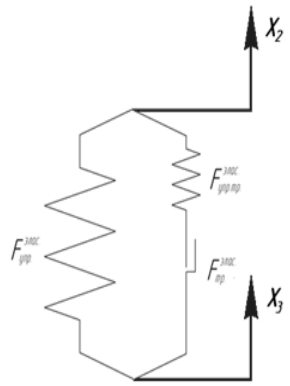


Рисунок 9 – Расчетная схема эластомера

Также, как и в случае с буфером сжатия составляющие модели эластомера задаются таблично и находятся методами интерполяции и экстраполяции в зависимости от величины деформации и её направления.

$F_{\text{ам}}^{\Sigma}$ – суммарная сила сопротивления амортизатора, включая сопротивление от буфера отбоя.

Динамическую модель гидравлического буфера отбоя можно представить в виде параллельно работающих диссипативного элемента, элемента сухого трения и упругого элемента (Рис. 10).

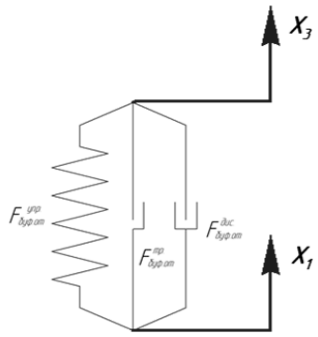


Рисунок 10 – Расчетная схема гидробуфера

Как в предыдущих случаях, составляющие модели гидравлического буфера задаются таблично и находятся методами интерполяции и экстраполяции в зависимости от величины деформации и её скорости.

Динамическая модель «мягкого» буфера была представлена во второй главе (Рис. 5). Составляющие модели также задаются в табличном виде и определяются методами интерполяции и экстраполяции в зависимости от деформации буфера и её скорости.

В качестве возмущающей функции были выбраны «лежачий полицейский» выполненный в соответствии с ГОСТ Р 52605-2006, «лежачий полицейский» нестандартного исполнения, перепад продольного профиля дорог и «трапеция». Геометрия единичных неровностей представлена на рисунке 11.

Таким образом в результате выполнения третьей главы была разработана динамическая и математическая модели проезда автомобилем единичной неровности.

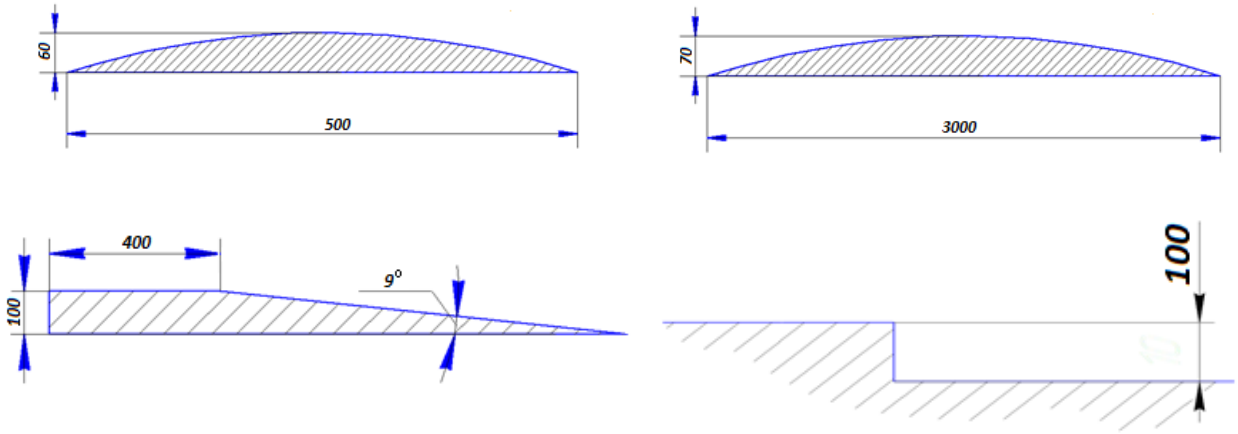


Рисунок 11 – Единичные неровности. Верх лево - «лежачий полицейский» ГОСТ Р 52605-2006, верх право - «лежачий полицейский» нестандартного исполнения, низ лево - «трапеция», низ право - перепад продольного профиля дорог

Четвертая глава посвящена теоретическому и экспериментальному методам исследования пробоя подвески.

Теоретическое исследование проводится на математической модели, описанной в третьей главе. Методика исследования заключается в определение зависимости максимального усилия, передаваемого на кузов автомобиля от варьируемых величин, а именно: типов буферов хода отдачи, их характеристик, скорости движения автомобиля и типов единичных неровностей.

Исследование показало:

- проезд через единичную неровность типа «трапеция» является наиболее показательным, с точки зрения оценки работы ограничителей хода подвески (Табл. 2);

Таблица 2 – Усилия передаваемые на кузов при пробое

Тип единичной неровности	Максимальные усилия, Н			
	«Мяг.» буфер		Комбин. буфер	
	отбой	сжатие	отбой	сжатие
«Леж. пол.» I тип	2714	1881	3423	2193
«Леж. пол.» II тип	3493	5024	3493	5024
Перепад прод. проф.	16290	3280	8644	3040
«Трапеция»	19225	4741	23543	5275

- наиболее критичной, не зависимо от вида буфера, является скорость проезда 20 км/ч, при котором передаваемое усилие на данной скорости максимально на всем диапазоне изменения характеристик (Рис. 12).

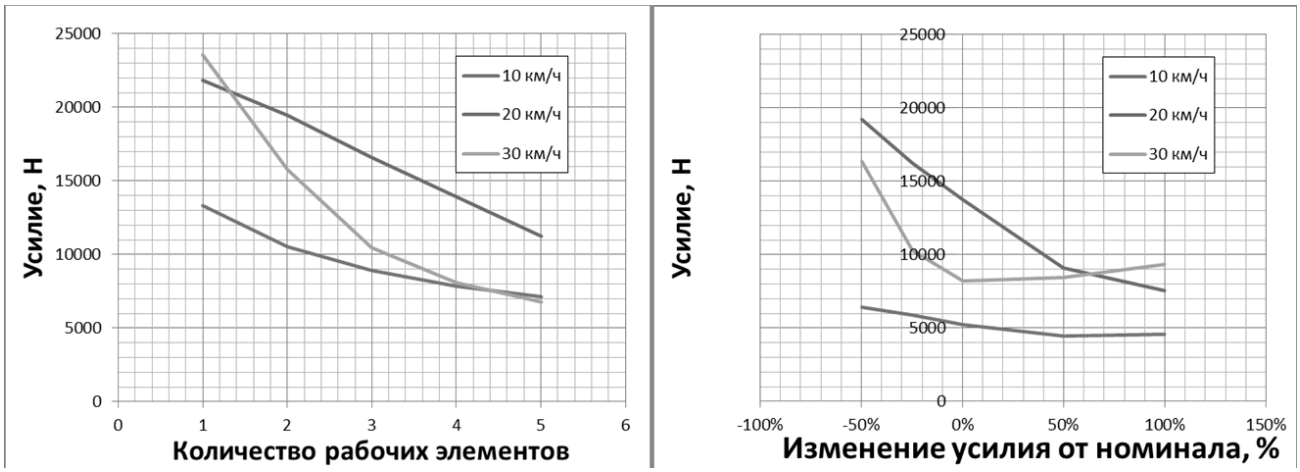


Рисунок 12 – Зависимость усилия передаваемого на кузов автомобиля от характеристик буфера отбоя: слева – «мягкий» буфер, справа – гидравлический буфер

- комбинированный буфер более эффективно гасит удар при пробое подвески на ходе отбоя (Табл. 3), а также имеет более широкую вариативность своих характеристик.

Таблица 3 – Усилия передаваемые на кузов при пробое

Скорость, км/ч	Усилие, Н	
	Мягкий буфер	Комб. буфер
10	6773	4474
20	11252	7530
30	7117	8225

- комбинированный буфер не имеет строгой монотонной зависимости усилия, передаваемого на кузов, от своих характеристик (Рис. 12). Следовательно, при применении комбинированного буфера возникает задача оптимизации его характеристик.

Проверка адекватности выбранной модели произведена с помощью эксперимента, проведенном на площадке СААЗ для органолептического контроля шумов в подвеске автомобиля. В рамках эксперимента автомобиль X-Ray Cross проезжал единичную неровность типа «трапеция» на скоростях 10 км/ч, 20 км/ч и 30 км/ч. Во время проезда измерялись вертикальные ускорения, возникающие на кузове автомобиля, штоке амортизатора и корпусе амортизатора, а также усилие на корпусе амортизатора. Для соответствия выбранной модели в нижней проушине амортизатора взамен сайлент блока установлен шаровой шарнир.

Испытания показали, что результаты, полученные с помощью эксперимента и расчета, имеют достаточную сходимость. Максимальные значения осевого усилия, передаваемого амортизатором отличаются не более

14%, ускорения – 34% (вероятно из-за наложения высокочастотной составляющей, не учитываемой в расчете), максимальные скорости штока относительно корпуса амортизатора – 7%. Следовательно, разработанную модель можно использовать для оптимизации характеристик комбинированного буфера. Результаты испытаний представлены на рисунке 13.

Рисунок 13 – Сопоставление результатов эксперимента и расчета

Оптимизация характеристик проведена для комбинированного буфера отбоя с пружиной в качестве упругого элемента и гидравлическим буфером с постоянным дросселем входящего в состав передней амортизационной стойки автомобиля Лада Веста Кросс.

За целевую функцию принято значение усилия, передаваемого на кузов. Варьируемыми параметрами являются жесткость пружины и площадь дроссельной щели гидравлического буфера.

Задача оптимизации была записана в следующем виде:

$$F^{\Sigma}(x) \to min,\ x \in \Omega\,, \qquad (4)$$

где: $F^{\Sigma}(x)$ – усилие передаваемое на кузов автомобиля,

Ω – множество всех возможных пар значений варьируемых величин;

$x(k\,;\ \omega_{щ})$ – элемент множества Ω.

k – жесткость пружины буфера отбоя,

$\omega_{щ}$ – площадь дроссельной щели буфера отбоя.

Поиск оптимальных характеристик ограничителя хода отбоя был осуществлен при помощи метода Пауэла.

В результате исследования установлено:

- целевая функция имеет «овражную» структуру, т.к. при проведении

оптимизации с разными стартовыми точками были получены различные оптимальные значения варьируемого параметра $x^*\left(4.365\ \text{мм}^2; 21000\frac{\text{Н}}{\text{м}}\right)$ и $x_2^*\left(5{,}034\ \text{мм}^2; 31000\frac{\text{Н}}{\text{м}}\right)$;

- при использовании в качестве начального направления вектора $\vec{p}_1^1 = \overrightarrow{x_2^* - x^*}$, результат оптимизации не зависит от стартовой точки;

- оптимальными параметрами комбинированного буфера отбоя являются $x_3^*\left(6{,}015\ \text{мм}^2; 42600\frac{\text{Н}}{\text{м}}\right)$. При их использовании нагрузки, передаваемые на кузов автомобиля, снижаются до 6416 Н, что на 43% меньше изначальной, при использовании стандартного «мягкого» буфера с 5 рабочими элементами (Рис. 14).

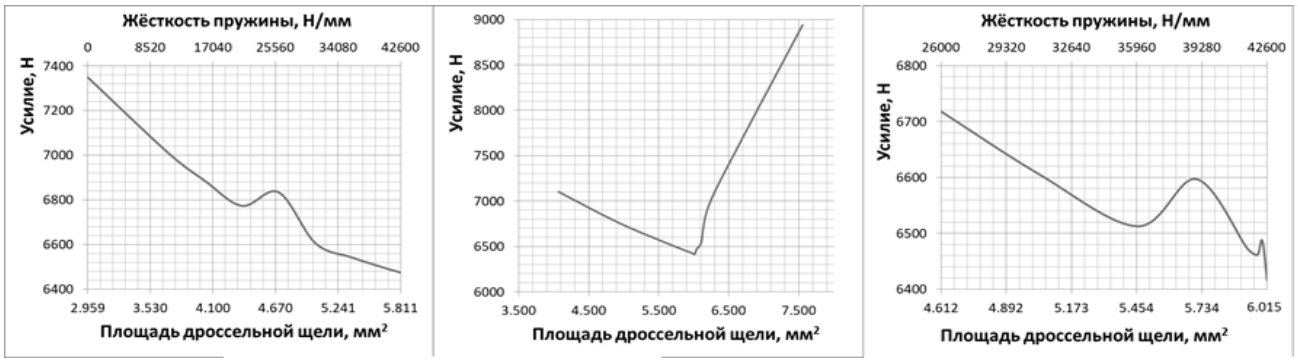


Рисунок 14 – Зависимость целевой функции от варьируемых параметров (3-й этап)

В результате выполнения четвертой главы разработана программа для решения системы уравнений, описывающих математическую модель проезда автомобилем единичной неровности. Проведено исследование, в результате которого определены наиболее критичные режимы работы ограничителей ходов подвески. Проведен эксперимент, подтверждающий адекватность выбранной модели. Проведена оптимизация характеристик комбинированного буфера.

Пятая глава посвящена описанию шумов, источником которых является амортизатор и исследованию влияния ограничителей ходов на данные шумы.

Шум амортизатора можно классифицировать по происхождению: гидравлический «сап», клапанный стук и удар.

Гидравлический «сап» – шипяще-свистящий звук, возникающий в

результате протекания жидкости через клапанную систему амортизатора. Очевидно, что ограничители хода на данный шум повлиять не могут, так как функционально не связаны с клапанной группой амортизатора.

Клапанный стук – звук, который воспринимается как часто повторяющиеся глухие стуки, при движении автомобиля с невысокой скоростью по дорогам со множеством мелких и средних неровностей (дорога типа «бельгийская» мостовая, дорога с булыжным мощением, дорога с крупным гравийным покрытием, наледь).

При анализе «стучащих» амортизаторов было отмечено, что одна и та же (исправная) клапанная система на одной модели автомобиля издает нежелательный, четко прослушиваемый стук, а на другой модели этот звук не слышен. Это свидетельствует о возможном влиянии на звук конструкции крепления амортизатора к кузову. В большинстве случаев крепление амортизаторов осуществляется через резинометаллические элементы (сайлентблоки, подушки, опоры). Буфер сжатия во многих конструкциях амортизатора располагается в прямом контакте с элементом крепления, соответственно при своей работе может оказывать влияние на характеристики элемента крепления или же являться самостоятельным источником шума.

Удар – интенсивный звук, возникающий при пробое подвески. Возникает, как правило при проезде автомобилем крупных единичных неровностей.

Для оценки влияния ограничителей хода на «стук» амортизатора проведен поиск объективных признаков его появления на автомобиле. Для этого использовался автомобиль с четко прослеживаемым клапанным стуком в задней подвеске, резиновые подушки крепления амортизатора, при использовании которых стук не прослушивался и амортизаторы с менее шумной клапанной системой. Также произведен подбор дорог и режимов движения, на которых однозначно возникал стук, при использовании автомобиля в исходной комплектации.

Инструментальный контроль осуществлялся с помощью акселерометров, установленных на шток амортизатора, на кузов в непосредственной близости от места закрепления амортизаторов, а также на корпусе амортизатора.

Для фиксации режимов, при которых возникал стук, запись сигналов с

датчиков велась до возникновения стуков, после появления звука запись немедленно останавливалась.

Анализ результатов испытаний показал, что в подавляющем большинстве случаев в момент возникновения стука происходит всплеск ускорений на штоке амортизатора, который в свою очередь передается и на кузов автомобиля (Рис. 15 а). Для сравнения, по тому же принципу были обработаны сигналы, полученные при использовании «нестучащих» подушек (Рис. 15 б) и «малостучащих» амортизаторов (Рис. 15 в). При использовании «нестучащих» подушек сигнал записывался на режимах, при которых воспроизводился стук в предыдущих случаях.

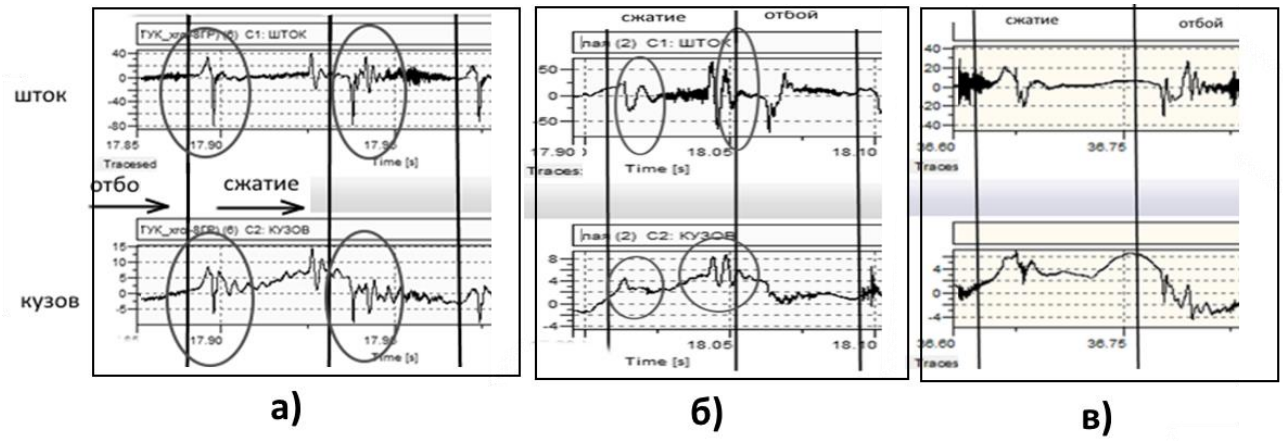


Рисунок 15 – Ускорения на штоке амортизатора и кузове автомобиля.
а – стандартное исполнение, б – «нестучащие» подушки, в – «малостучащие» амортизаторы

Из графиков прослеживается зависимость стука, воспринимаемого на слух и всплесками ускорений на кузове. Если всплеск знакопеременный, то он четко прослушивается, если нет, то стук не слышен. Также видна и зависимость между размахом всплеска (разность между максимальным и минимальным ускорением на одной волне) и громкостью звучания, чем больше размах, тем чётче прослушивается стук. У мало стучащего амортизатора размах ускорений равен 6 м/с^2. У стучащего около 13 м/с^2.

Дальнейшее изучение полученных сигналов показывает однозначную взаимосвязь между величиной всплеска ускорения на штоке с величиной

всплеска ускорения на кузове. Стучащий амортизатор имеет размах около 120 м/с^2, мало стучащий около 50 м/с^2.

Дальнейший анализ влияния буфера сжатия на стуки амортизатора, с использованием полученных оценок, показал, что буфер не является источником стучащих шумов и не влияет на интенсивность клапанного «стука» амортизатора.

Для анализа влияния ограничителей ходов на удар, наибольший интерес представляют гидравлические буфера, в связи с особенностью его рабочего процесса. В начальный момент включения гидравлического буфера амортизаторная жидкость, перетекавшая между поршнем и цилиндром, начинает перетекать через дроссельную щель гидробуфера, что приводит к резкому замедлению потока жидкости, а следовательно, возникает риск возникновения явления гидроудара, которое приведет к резкому нарастанию усилий и громкому, интенсивному удару.

С помощью теоретического анализа было установлено, что для исключения явления гидроудара в начальный момент срабатывания гидробуфера необходимо, чтобы площадь дроссельной щели $f_{щ}$ отвечала условию:

$$f_{щ} \geq \left(V_0 \cdot \sqrt{\frac{\alpha_1 \cdot \rho}{2 \cdot [P]}} - \frac{\sqrt{\alpha_1 \cdot [P]}}{c \cdot \sqrt{2 \cdot \rho}}\right) \cdot F_{ц}\ , \qquad (5)$$

где: V_0 – скорость поршня;

$F_{ц}$ – площадь кольца между штоком и цилиндром;

α_1, – коэффициент кинетической энергии потока амортизаторной жидкости;

ρ – плотность амортизаторной жидкости;

[P] – допустимое повышение давления;

c – скорость звука в амортизаторной жидкости.

Если данное условие выполнить не представляется возможным, то в конструкции необходимо применить разгрузочную камеру. С помощью теоретического анализа была получена формула для расчета длины данной камеры:

$$h > \frac{2\cdot\rho\cdot V_0\cdot\left(V_0-\sqrt{\frac{2\cdot[P]}{\alpha_1\cdot\rho}}\cdot\frac{\omega_щ}{F_ц}\right)\cdot H}{[P]-2\cdot\rho\cdot V_0\cdot\left(V_0-\sqrt{\frac{2\cdot[P]}{\alpha_1\cdot\rho}}\cdot\frac{\omega_щ}{F_ц}\right)}, \qquad (6)$$

где: $\omega_щ$ – площадь дроссельной щели обеспечивающей передачу минимальных нагрузок на кузов автомобиля при пробое подвески;

H – длина рабочей камеры;

h – длина разгрузочной камеры.

Таким образом, в результате выполнения пятой главы были разработаны методы объективного определения «стуков» амортизатора и методы расчета конструктивных параметров гидравлического буфера для снижения удара при пробое подвески.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Описаны и систематизированы основные виды ограничителей хода подвески, применяемые в конструкции амортизатора. Определено, что для ограничителей хода сжатия, чаще всего используются буфера сжатия, состоящие из ячеистого пенополиуретана или стирол-бутадиен-каучука. Для ограничения хода отбой, наиболее распространёнными являются, «мягкие» буфера, пружинные буфера, гидравлические и комбинированные.

2. Разработаны методики для снятия характеристик ограничителей хода, отличающиеся тем, что в них учитывается рабочий процесс и свойства материалов из которых выполнены ограничители хода.

3. Проведен анализ рабочих процессов ограничителей ходов подвески.

4. Разработаны математические и динамические модели ограничителей хода подвески, отличающиеся тем, что в них учитываются особенности рабочих процессов буферов.

5. Проведена проверка адекватности математических моделей ограничителей ходов подвески. Проверка показала, что экспериментальные и рассчитанные характеристики буферов практически полностью идентичны и отличаются не более 10% по параметру - рассеянная энергия.

6. На базе известной двухмассовой модели, разработана трехмассовая математическая модель автомобиля, в которой учитывается рабочий процесс ограничителей ходов подвески.

7. В MS Excel при помощи VBA разработана программа для решения численными методами (Рунге-Кутта четвертого порядка точности) дифференциальных уравнений, описывающих выбранную математическую модель.

8. Проведены расчетные исследования для определения наиболее критичного режима работы ограничителей ходов. Выявлено, что для выбранного автомобиля, наиболее критичным с точки зрения передачи нагрузок на подрессоренную массу является проезд через единичную неровность типа «трапеция» со скоростью 20 км/ч.

9. Проведена проверка адекватности математической модели автомобиля. Испытания показали, что расчетные и экспериментальные данные отличаются не более 14% для максимальных усилий, передаваемых амортизатором, и 7% для максимальной скорости штока амортизатора относительно его корпуса, следовательно, данную модель можно считать адекватной.

10. Проведена оптимизация характеристик комбинированного буфера отбоя, которая позволила снизить нагрузки, передаваемые на подрессоренную массу на 43% относительно нагрузок, возникающих при стандартном исполнении буфера отбоя.

11. Рассмотрены вопросы влияния характеристик и конструктивных особенностей буферов на шум, источником которого является амортизатор. Выявлено, что ограничители хода подвески не влияют на стучащие шумы амортизаторов.

12. Выведена формула, позволяющая рассчитать длину разгрузочной камеры для исключения гидроудара при работе гидравлического буфера.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ:

1. Черепанов Л.А. Экспериментальное определение характеристики ограничителя хода сжатия буфера амортизатора подвески легкового автомобиля /

Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. // Автомобильная промышленность. № 1, 2017 – с.19-21.

2. Черепанов Л.А. Экспериментальное определение характеристик ограничителей буферов хода отбоя амортизатора подвески легкового автомобиля / Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. // Автомобильная промышленность. № 3, 2017. – с.10-14.

3. Черепанов, Л.А. Разработка математической модели проезда единичной неровности автомобилем с нелинейными ограничителями хода в подвеске / Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. // Автомобильная промышленность. № 8, 2019. – с. 25-31.

4. Черепанов, Л.А. Теоретическое исследование проезда автомобилем единичной неровности / Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. // Автомобильная промышленность. № 11, 2020. – с. 15-20.

5. D.A. Gordeev. Creation of a methodology for predicting the appearance of knocks of shock absorber at the first stages of vehicle design / L.A. Cherepanov, V.E. Epishkin, D.A. Gordeev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2020. -Vol. 734, № 1. - Article number 012062. https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/734/1/012062