



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования

«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»

Кафедра «Автомобили»

Допустить к защите
зав. кафедрой

Иванов А.М. / _____ /
« ____ » _____ 2021 г.

Ершов Владимир Сергеевич

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на тему: «Проектирование и исследование характеристик подвески
автомобиля УАЗ «Патриот»»

шифр и направление подготовки / специальность
23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

направленность (профиль) / специализация
«Автомобильная техника в транспортных технологиях»

группа 5А3

Автор ВКР

Ершов В.С.

/ Ершов /
(Ф.И.О., подпись, дата)

Руководитель ВКР

Осипов В.И.

/ _____ /
(Ф.И.О., подпись, дата)

Консультант(ы) ВКР

Шашина Е.В.

/ Шашина /
(Ф.И.О., подпись, дата)

Чириканова Е.А.

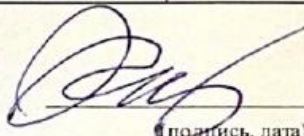
/ Чириканова /
(Ф.И.О., подпись, дата)

Москва
2021

- 3) Повышение точности хода на основе применения соотношения непересекающейся и пересекающейся масс (подбор соотношения β и выполнение расчетов)
- 4) Производственная экологическая безопасность. 5) Оценка экономической эффективности компьютерных технологий. 6) Выводы по ВКР.
- Перечень графических материалов: 1) Титул ВКР 2) Характеристики рассматриваемого автомобиля 3) Создание конечно-элементных моделей элементов подвески 4) Критерии качества 5) Расчетная модель передней подвески заданного типа автомобиля УАЗ «Депай» 6) Расчеты $\mu_{кр}$ и $\mu_{сн}$ ХФ-к 7) Соотношения непер. и пер. масс.
- 8) Характеристика дороги 9) Результаты расчетов 10) Обработка результатов 11) ВКР при разд. В
- 12) Критерий оценки по ходу 13) Сравнение расст. с нормативами. 14) Вышн. Констр. и Базов. 15) Доч. 16) Выводы

| № п/п | Наименование этапа работы (раздела) | Ф.И.О. должность, уч. степень, звание руководителя / консультанта (этапа работы раздела) | Срок выполнения этапа, раздела | Подпись, дата | |
|-------|-------------------------------------|--|--------------------------------|---------------|----------------|
| | | | | Задание выдал | Задание принял |
| 1. | Экономический | К.Э.Н. Чурикова Е.А. | | Е.А. Чурикова | Е.А. Чурикова |
| 2. | ПЗБ | К.П.Н. Шамина Е.В. | | Е.В. Шамина | Е.В. Шамина |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

Руководитель ВКР


(подпись, дата)

/Фамилия И.О./
Осипов В.И.

Задание принял к исполнению

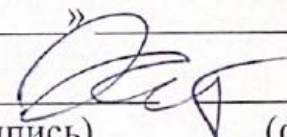

(подпись, дата)

/Фамилия И.О./
Ершов В.С.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

| № п/п | Наименование этапов работы | Сроки выполнения этапов работы | Примечание |
|-------|--|--------------------------------|------------|
| 1. | Встреча с руководителем ВКР | | Выполнено |
| 2. | Составление плана | | Выполнено |
| 3. | Написание введения | | Выполнено |
| 4. | Написание первой главы | | Выполнено |
| 5. | Написание второй главы | | Выполнено |
| 6. | Написание третьей главы | | Выполнено |
| 7. | Написание раздела БЖД | | Выполнено |
| 8. | Написание экономической части | | Выполнено |
| 9. | Сдача раздела БЖД руководителю | | Выполнено |
| 10. | Сдача раздела экон. части рук-лю. | | Выполнено |
| 11. | Написание заключения | | Выполнено |
| 12. | Оформление презентации | | Выполнено |
| 13. | Прозвучивание презентации и корректировка слайдов | | Выполнено |
| 14. | Проверка на антиплагиат Получение подписей в т.ч. зав. каф. | | Выполнено |
| 15. | Защита дипломного проекта | | Выполнено |

Дата выдачи задания « » 2021 г.

Руководитель  Осипов В.И.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Задание принял к исполнению  Ершов В.С.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Содержание

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| Глава 1. Проектирование подвески | 6 |
| 1.1 Назначение, классификация пружинных подвесок и их кинематическое описание | 6 |
| 1.2 Зависимая подвеска | 12 |
| 1.3 Создание 3D моделей элементов передней зависимой подвески..... | 13 |
| ГЛАВА 2. Моделирование рабочих процессов подвески в программном комплексе LS-DYNA | 23 |
| 2.1 Используемые программные комплексы конечно-элементного моделирования..... | 23 |
| 2.2 Создание расчетной конечно-элементной модели зависимой передней подвески | 30 |
| 2.3 Задание базовых характеристик подвески..... | 43 |
| Глава 3. Повышение плавности хода на основе изменения соотношения неподрессоренной и поддрессоренной масс. | 46 |
| 3.1 Подбор упругой и демпфирующей характеристик подвески..... | 46 |
| 3.2 Подбор соотношений неподрессоренной и поддрессоренной масс на основе различных вариантов конструкции. | 47 |
| 3.3 Результаты расчетов трех вариантов соотношений неподрессоренных и поддрессоренных масс..... | 48 |
| 3.4 Дисперсионный анализ результатов расчета | 55 |
| Глава 4. Производственная экологическая безопасность. | 64 |
| 4.1 Понятие конструктивной безопасности..... | 64 |
| 4.2. Влияние конструкции подвески АТС на активную безопасность. | 65 |
| 4.3 Влияние конструкции подвески на пассивную безопасность | 73 |

| | |
|--|-----------|
| Выводы по разделу..... | 76 |
| 5. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЬЮТЕРНЫХ ИСПЫТАНИЙ | 77 |
| 5.1 Расчет затрат на компьютерные испытания..... | 77 |
| 5.1.1 Материальные затраты | 77 |
| 5.1.2 Расходы на оплату труда | 79 |
| 5.1.3 Начисление амортизации | 80 |
| 5.1.4 Прочие статьи расходов | 81 |
| 5.1.5 Смета на создание проекта..... | 82 |
| 5.2 Определение себестоимости стендовых испытаний | 83 |
| 5.2.1 Материальные затраты | 83 |
| 5.2.2 Расходы на оплату труда | 85 |
| 5.2.3 Начисление амортизации | 86 |
| 5.2.4 Прочие статьи расходов | 86 |
| 5.2.5 Смета затрат на создание проекта..... | 88 |
| 5.3 Сравнительная таблица затрат на компьютерные и стендовые испытания | 89 |
| Заключение | 91 |
| Список использованной литературы..... | 92 |

Введение

Проектирование автомобиля представляет комплекс научно-исследовательских и конструкторско-экспериментальных работ, целью которых является создание технической документации нового автомобиля или модернизация выпускаемого. В данной работе представлен алгоритм модернизации зависимой подвески. Данный алгоритм также применим и к другим типам подвески, важно правильно выбрать расчетную схему. Все процедуры модернизации подвески соответствуют тем же принципам, что и при проектировании нового автомобиля. Проектирование осуществляется в соответствии с неким алгоритмом действий, который включает последовательность выполнения отдельных этапов, состоящих из проектных процедур и операций. Проектная процедура предусматривает формализованную совокупность операций, основанных на физическом и математическом моделировании, оптимизации, прогнозировании теории и принятия решений. В результате выполнения процедур появляется проектное решение. Проектное решение – промежуточное описание объекта, являющегося основанием для определения дальнейшего направления проектирования автомобиля. Процесс проектирования автомобиля состоит из следующих этапов:

- предпроектный этап;
- этап разработки технических требований (ТТ);
- этап эскизного проекта (ЭП);
- этап технического задания (ТЗ);
- этап технического проекта;
- этап проверки и доводки конструкции;
- этап утвержденного проектирования

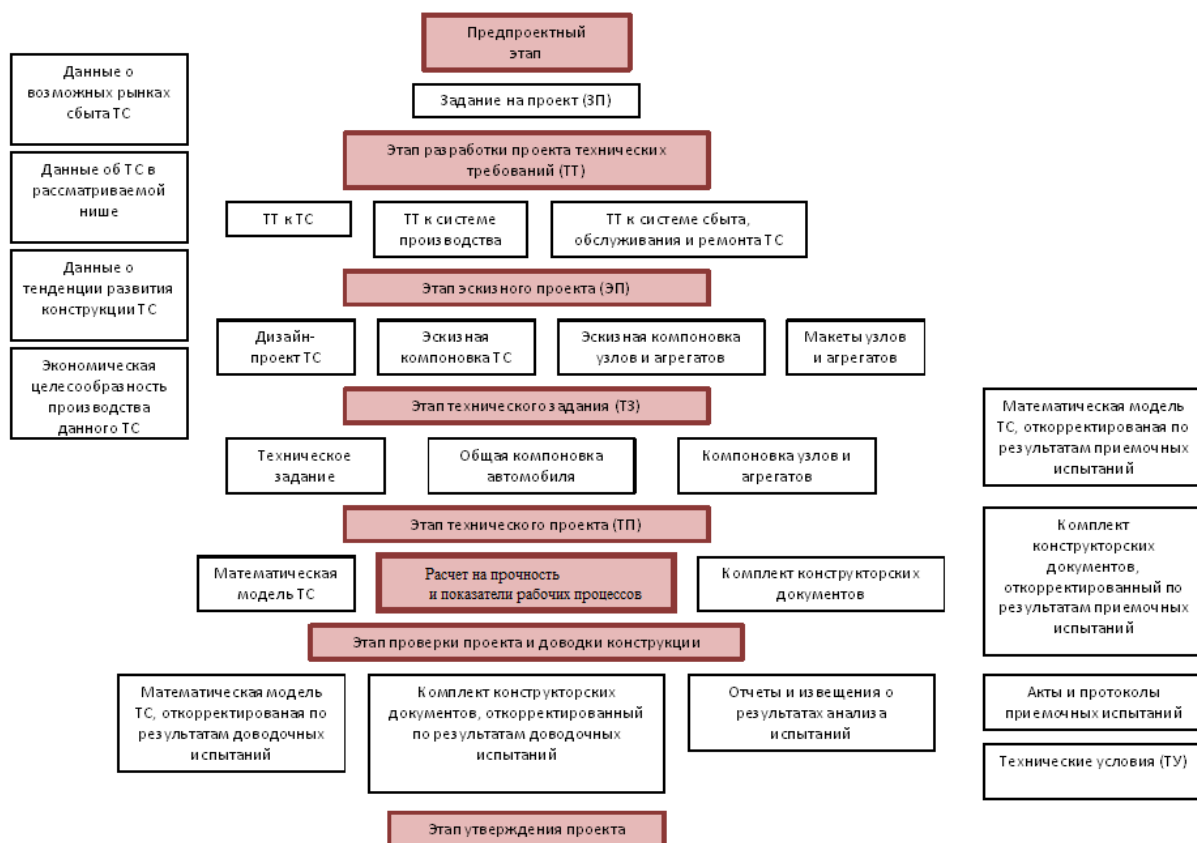


Схема 1. Этапы проектирования автомобиля

На этапе разработки проекта технических требований в разделе «технические требования к составным частям автомобиля» формулируются требования:

- к амортизатору, где по заданным параметрам транспортного средства, значениям жесткости подвески, требованиям к управляемости и плавности хода вычисляется демпфирующая характеристика
- к пружине, где на основе выбранной жесткости подбирают материал и определяют габаритные размеры пружины.

Развитие компьютерных технологий привело к активному использованию САПРов (систем автоматизированного проектирования) различного уровня на всех стадиях создания автомобиля, а также его доработок. Сегодня уже невозможно представить создание автомобиля без использования 3D моделирования, нагружения различных элементов,

продувки кузова автомобиля в различных программных комплексах. САПР дает возможность инженерам устранить многие недочеты конструкции еще на стадии проектирования, хотя раньше данные проблемы могли быть выявлены, к примеру, только в эксплуатации.

Как правило, достичь желаемых характеристик сразу практически невозможно, все равно необходимы этапы проверки и доводки конструкции. Также на данный момент невозможно отказаться от ходовых испытаний.

Основным фактором выбора зависимой подвески было то, что данный тип подвески очень распространен автомобилях повышенной проходимости (в т.ч. военных), ввиду ряда преимуществ перед другими типами подвески в условиях плохих дорог или бездорожья. Среди основных преимуществ можно выделить:

- устойчивость автомобиля и высокий запас прочности компонентов подвески;
- простота конструкции,
- неизменность колеи и клиренса;
- большие хода подвески, обеспечивающие беспроблемное прохождения препятствий.

Глава 1. Проектирование подвески

1.1 Назначение, классификация пружинных подвесок и их кинематическое описание

Подвеска автомобиля - совокупность устройств - элементов, обеспечивающих упругую и силовую связь между кузовом и дорогой, уменьшение динамических нагрузок на несущую систему и колёса, и затухание их колебаний, а также требуемые показатели устойчивости, управляемости и комфортабельности автомобиля.

Подвеска должна быть:

- максимально легкой по массе, особенно в неподрессоренной её части;
- компактной для обеспечения максимального пространства для салона и размещение смежных узлов и агрегатов;
- оптимально простой, технологичной и дешёвой в изготовлении;
- агрегатируемой для обеспечения подборки узлов и проведения требуемых регулировок до монтажа на автомобиль, и возможности автоматизации установки подвески на автомобиль;
- надёжной и долговечной в эксплуатации, в полной мере удовлетворять разнообразным условиям движения автомобиля и обеспечивать:
 - приемлемую комфортабельность, т.е. мягкое поддрессоривание;
 - изоляцию кузова от дорожных шумов и жёсткого качения радиальных шин;
 - требуемую устойчивость и управляемость движения автомобиля;
 - максимальную надёжную безопасность движения при допускаемых скоростях как по прямой, так и на поворотах.

Подвесок существует огромное множество, они классифицируются по типу направляющего аппарата (зависимые и независимые) и по типу упругих элементов (пружинные, торсионные, рессорные, пневматические и т.д.) 10 Каждая подвеска имеет свои недостатки и преимущества, и была

распространена в своё время. По типу направляющего аппарата подвеску можно разделить на две категории:

Независимые - имеют гораздо больше преимуществ, поэтому и распространены сейчас больше. Они различаются по расположению плоскости качания колёс: продольная, поперечная, диагональная на косых рычагах.

По количеству рычагов: однорычажные, двухрычажные, многорычажные, свечные. Зависимая - проще, дешевле, имеет постоянную колею, но в тоже время балка не является подрессоренной, поэтому назвать лёгкой эту подвеску нельзя. Кроме этого, при противоположных ходах левого и правого колёс одной оси, наблюдается значительный их наклон, следствием чего являются автоколебания колёс.

В отдельный класс ещё необходимо выделить так называемую полузависимую подвеску - подвеску на связанных рычагах с закручивающейся балкой. Как правило, это задняя подвеска недорогих переднеприводных автомобилей.

По виду упругого элемента подвески автомобиля подразделяются на:

Рессорные - применяются в основном на грузовых а/м, внедорожниках; на современных моделях легковых а/м не встречаются. Рессоры обычно располагаются вдоль оси а/м, но возможно и поперечное расположение (старые модели Volvo). Задние рессоры как правило имеют подрессорники, обеспечивающие близкую к постоянной собственную частоту колебаний подвески при движении, а/м с грузом и без него за счёт изменяющейся жесткости.

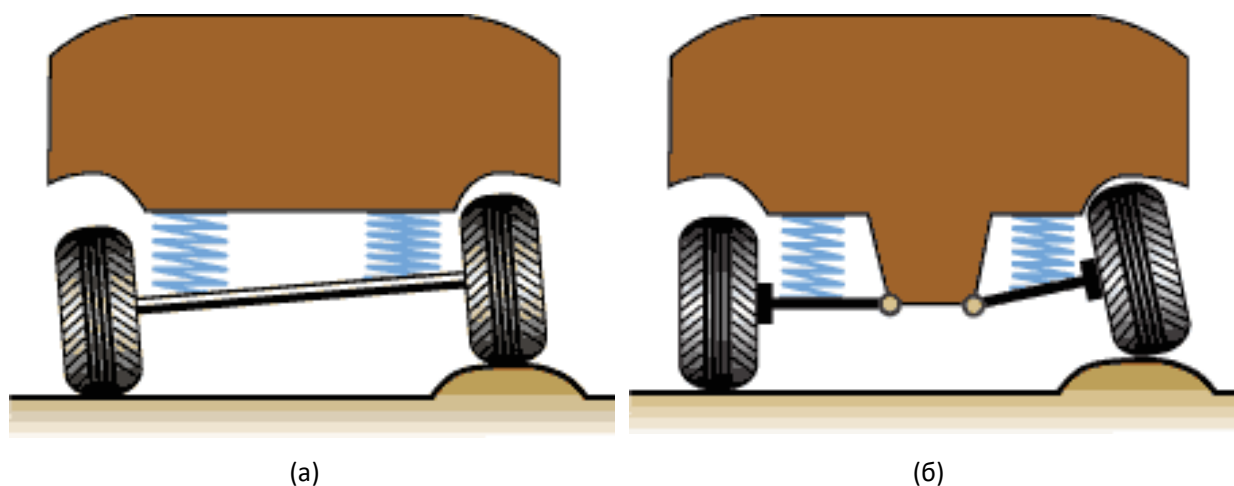
Пружинные - используется витая пружина, наиболее распространены на а/м малого и среднего классов; подвеска получается проста в изготовлении, надёжна, есть возможность изменять геометрию пружин (бочка, коническая и т.п.).

Торсионные - компактны, масса неподрессоренных частей подвески меньше, но более сложны в изготовлении, нежели пружины. Имеют стержни,

работающие на скручивание, причем торсионы могут иметь как продольное, так и поперечное расположение.

Зависимая подвеска является одним из старейших вариантов исполнения, но несмотря на это с многими усовершенствованиями применяется в автомобилестроении до сих пор. Главный недостаток зависимой подвески наличие неразрезной балки, жестко соединяющей колеса одной оси друг с другом, таким образом наезд на неровность одним колесом вызывает наклон второго колеса, что вызывает их кинематический увод в сторону наклона. Конструкции зависимой и независимой подвески представлены на рисунке 1.1.

В независимой подвеске колеса одной оси не имеют жесткой связи и перемещения одного колеса оси полностью независимо от перемещения второго. Установочные параметры (колея, развал колес и т.д.) меняются при работе подвески иногда достаточно сильно. Кинематические схемы независимых подвесок многообразны, это не позволяет дать им одной общей характеристики.



(а) – зависимая подвеска; (б) – независимая подвеска;
Рис. 1.1. Внешний вид зависимой и независимой подвесок

Кинематическая схема направляющего устройства определяет взаимосвязь между характеристиками упругого и демпфирующего устройств подвески и соответственно её упругого элемента и амортизатора. Иногда эти характеристики совпадают, например, в зависимых рессорных подвесках.

Общие представления о закономерностях между силовыми факторами, необходимых при оценке этой взаимосвязи, получим, рассмотрев схему независимой подвески (рис.1.2, а). В этом случае упругий элемент (пружина) испытывает деформацию трёх видов: осевую h_a от действия силы $P_a(h_a)$; изгиба $h_{и}$ в направлении поперечной силы $P_{\text{поп}}(h_{и})$; изгиба от момента $M_{и}(\gamma)$ в результате поворота рычага на угол γ . Пренебрегая трением в подвеске, согласно принципу возможных перемещений, можно записать:

$$P_{\text{зп}}(h_{\text{зп}}) = P_a(h_a) \frac{dh_a}{dh_{\text{зп}}} + P_{\text{поп}}(h_{и}) \frac{dh_{и}}{dh_{\text{зп}}} + M_{и}(\gamma) \frac{d\gamma}{dh_{\text{зп}}}$$

При шарнирном креплении упругого элемента к рычагу и корпусу автомобиля (рис.1.2, б) выражение упрощается, поскольку сила $P_{\text{поп}}(h_{и})$ и момент $M_{и}(\gamma)$ равны нулю.

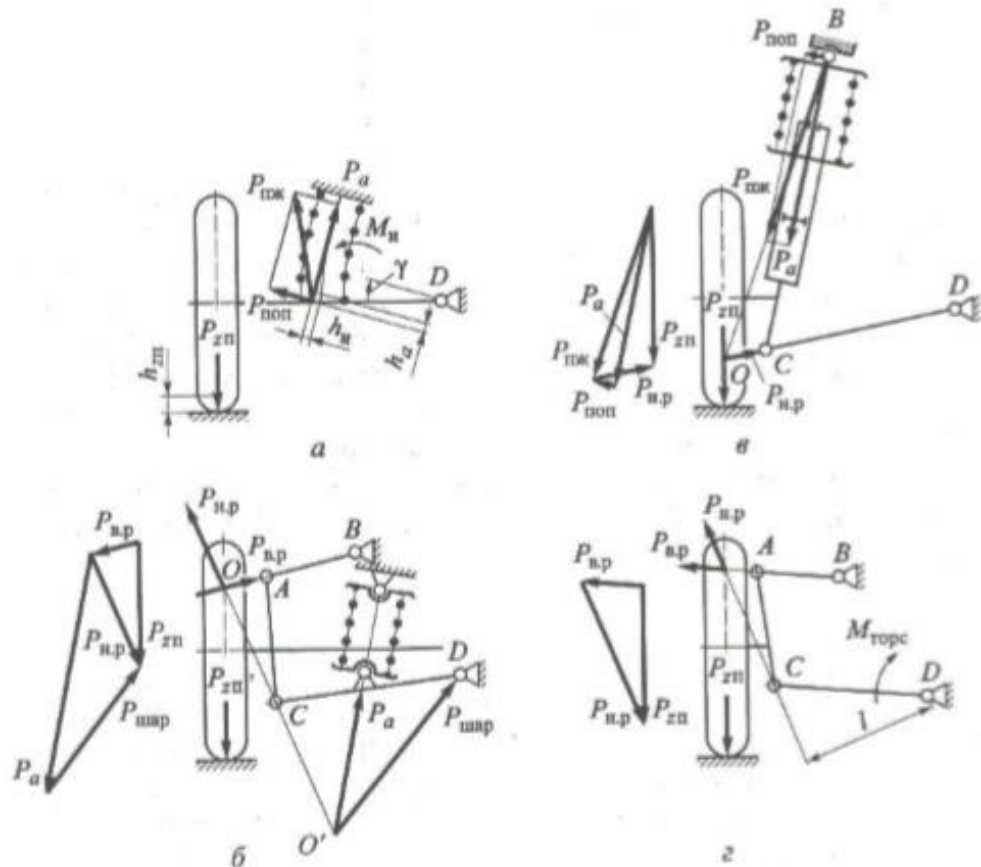
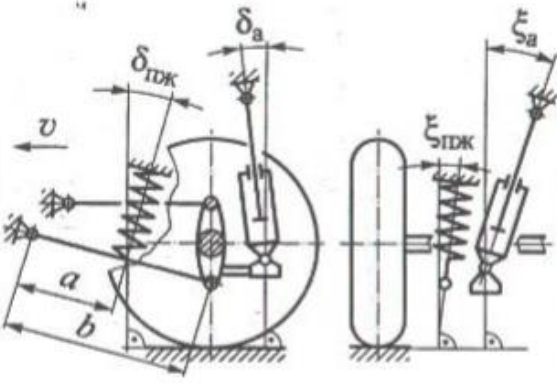
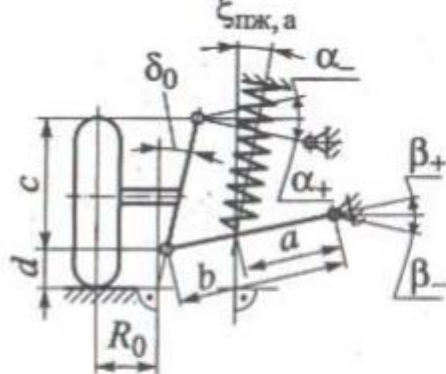


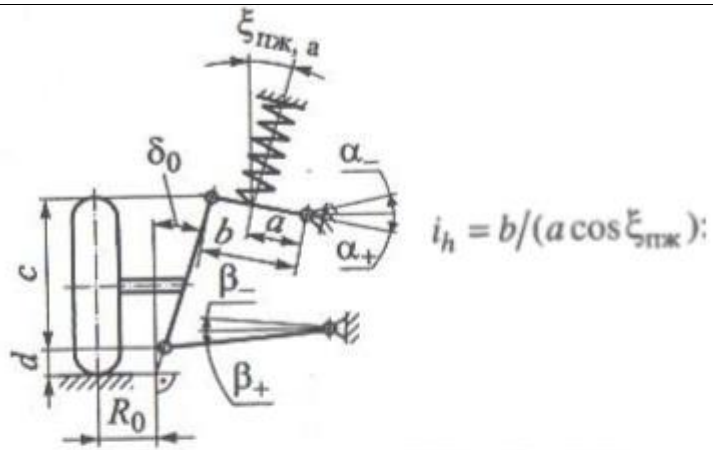
Рис.1.2. Расчетные схемы независимых подвесок: а – однорычажной с жестко закрепленной пружиной; б – двухрычажной с шарнирно закрепленной пружиной; в – рычажной телескопической; г – двухрычажной с нижним расположением торсиона (Рпж – сила, сжимающая пружину; Рв.р. – сила, действующая на верхний рычаг)

Таблица 1.1

Расчетные зависимости для передаточных отношений i_h и i_p :

| Тип подвески | Расчетные схемы и зависимости |
|---|--|
| <p>Зависимая с четырьмя продольными рычагами</p> |  <p style="text-align: right;">$i_p = i_h$</p> <p style="text-align: center;">для упругого элемента</p> $i_h = \begin{cases} 1 & \text{для упругого элемента} \\ \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{\text{ПДЖ}} + \operatorname{tg}^2 \delta_a} & \text{для амортизатора} \end{cases}$ |
| <p>Независимая двухрычажная с опорой упругого элемента и амортизатора на нижний рычаг</p> |  <p style="text-align: right;">$i_h = b / (a \cos \xi_{\text{ПДЖ}})$:</p> $i_p = \begin{cases} \frac{b(R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos \beta}{ca \cos(\xi_{\text{ПДЖ}} + \beta)} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \delta_0 + \operatorname{ctg} \alpha} + \frac{c}{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0} \pm \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0} \right] & \text{при } \alpha_+ \text{ и } \beta_{\pm} \\ \frac{b(R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos \beta}{ca \cos(\xi_{\text{ПДЖ}} + \beta)} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \delta_0 - \operatorname{ctg} \alpha} + \frac{c}{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0} \pm \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0} \right] & \text{при } \alpha_- \text{ и } \beta_{\pm} \end{cases}$ |

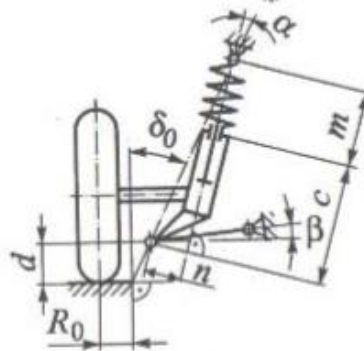
Независимая двухрычажная с опорой упругого элемента и амортизатора на верхний рычаг



$$i_h = b / (a \cos \xi_{пж, a});$$

$$i_p = \begin{cases} \frac{b \cos \alpha [R_0 + (c+d) \operatorname{tg} \delta_0]}{ca \cos(\xi_{пж} - \alpha)} \left[\frac{c}{R_0 + (c+d) \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{tg} \delta_0} \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} \right] & \text{при } \alpha_{\pm} \text{ и } \beta_{+}; \\ \frac{b \cos \alpha [R_0 + (c+d) \operatorname{tg} \delta_0]}{ca \cos(\xi_{пж} - \alpha)} \left[\frac{c}{R_0 + (c+d) \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta + \operatorname{tg} \delta_0} \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} \right] & \text{при } \alpha_{\pm} \text{ и } \beta_{-} \end{cases}$$

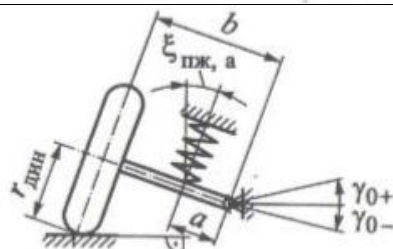
Независимая рычажно-телескопическая



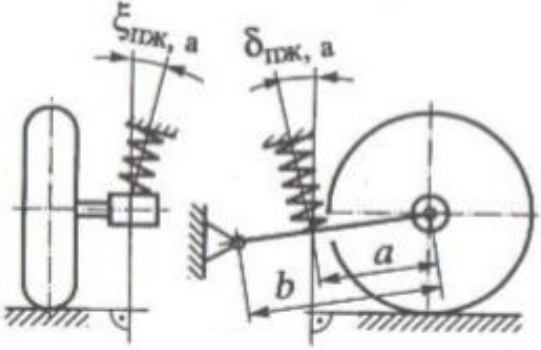
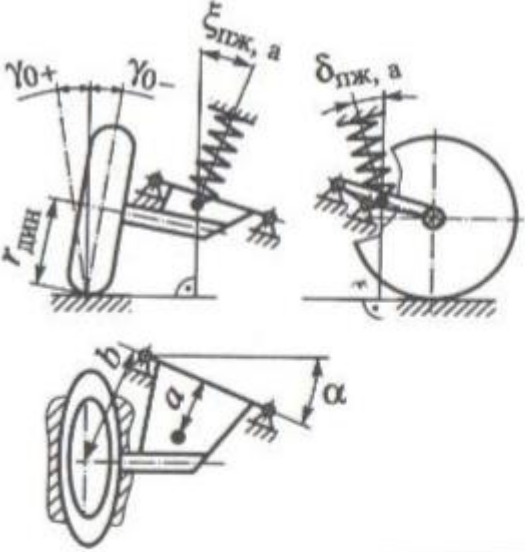
$$i_h = 1 / \cos(\delta_0 - \alpha);$$

$$i_p = \cos(\delta_0 - \alpha) + \frac{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0 + n \cos(\delta_0 - \alpha) + (c+m) \sin(\delta_0 - \alpha)}{(c+m) \operatorname{ctg}(\beta + \delta_0 - \alpha) - n}$$

Независимая однорычажная с качанием рычага в поперечной плоскости

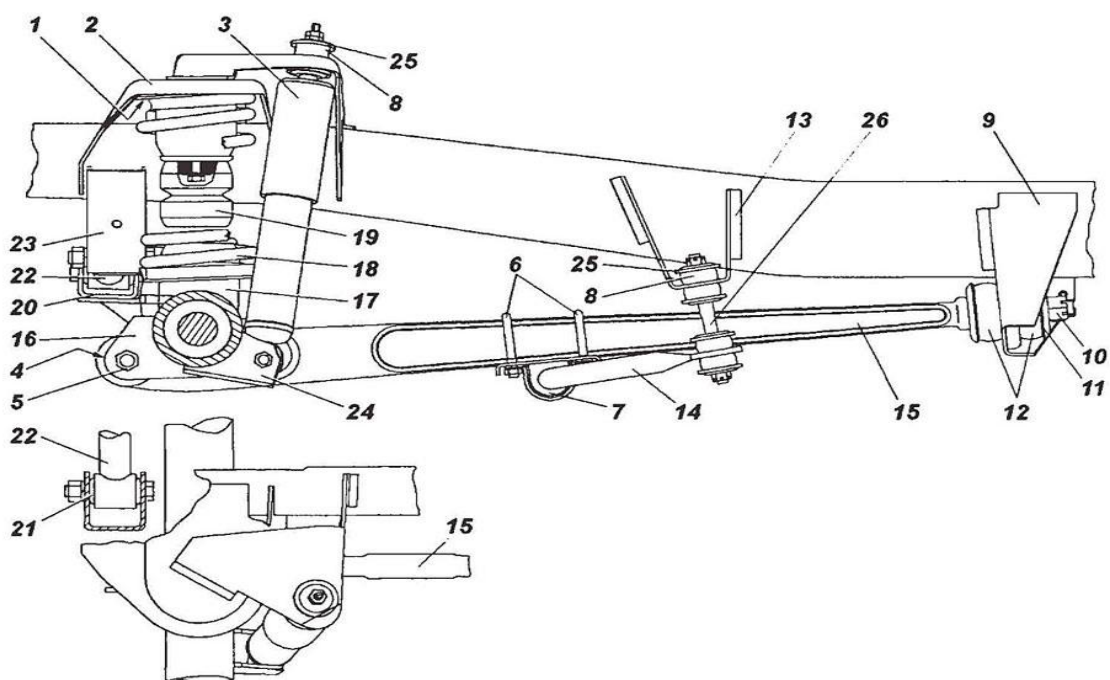


$$i_p = i_h; i_h = \frac{b \pm r_{длин} \operatorname{tg} \gamma_0}{a \cos \xi_{пж, a}} \text{ при } \gamma_{0\mp}$$

| | |
|--|---|
| <p>Независимая однорычажная с качанием рычага в продольной плоскости</p> |  $i_p = i_h; i_h = \frac{b}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{\text{пж},a} + \operatorname{tg}^2 \delta_{\text{пж},a}}$ |
| <p>Независимая диагонально-рычажная</p> |  $i_p = i_h$ $i_h = \frac{b \pm r_{\text{днн}} \operatorname{tg} \gamma_0 \sin \alpha}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{\text{пж},a} + \operatorname{tg}^2 \delta_{\text{пж},a}}$ |

1.2 Зависимая подвеска

Зависимая подвеска отличается от других типов подвески наличием жесткой балки, связывающей правое и левое колеса, благодаря чему перемещение одного колеса передается другому. Зависимая подвеска применяется там, где нужна простота конструкции и недорогое обслуживание (легковые бюджетные автомобили), прочность и надежность (грузовые машины), постоянный клиренс и большие ходы подвески (внедорожники). Схема передней зависимой подвески показана на рисунке 1.3.



Передняя подвеска

- 1 -подушка пружины; 2, 17 -кронштейны пружины; 3 -амортизатор; 4, 21 -шарниры резинометаллические; 5, 10 -гайки; 6 -стремянки; 7 -подушка стабилизатора; 8 -подушки; 9, 16 -кронштейны продольной штанги; 11 -шайба; 12 -втулки опорные резиновые; 13 -кронштейн стойки стабилизатора; 14 -штанга стабилизатора; 15 -продольная штанга; 18 -пружина; 19 -буфер сжатия; 20,23 -кронштейны поперечной тяги; 22 -поперечная тяга; 24 -кронштейн амортизатора; 25 -обоймы подушек; 26 -стойка стабилизатора

Рис. 1.3. Схема зависимой подвески

1.3 Создание 3D моделей элементов передней зависимой подвески

В качестве автомобиля подвеску которого было решено моделировать, был выбран УАЗ Патриот ввиду того, что его подвеска полностью подходит для данных исследований. Внешний вид автомобиля УАЗ Патриот показан на рисунке 1.4.



Рис. 1.4. Внешний вид а/м УАЗ Патриот (УАЗ-3163)

Масса транспортного средства: 2125 – 2650 кг;

Тип привода: полный;

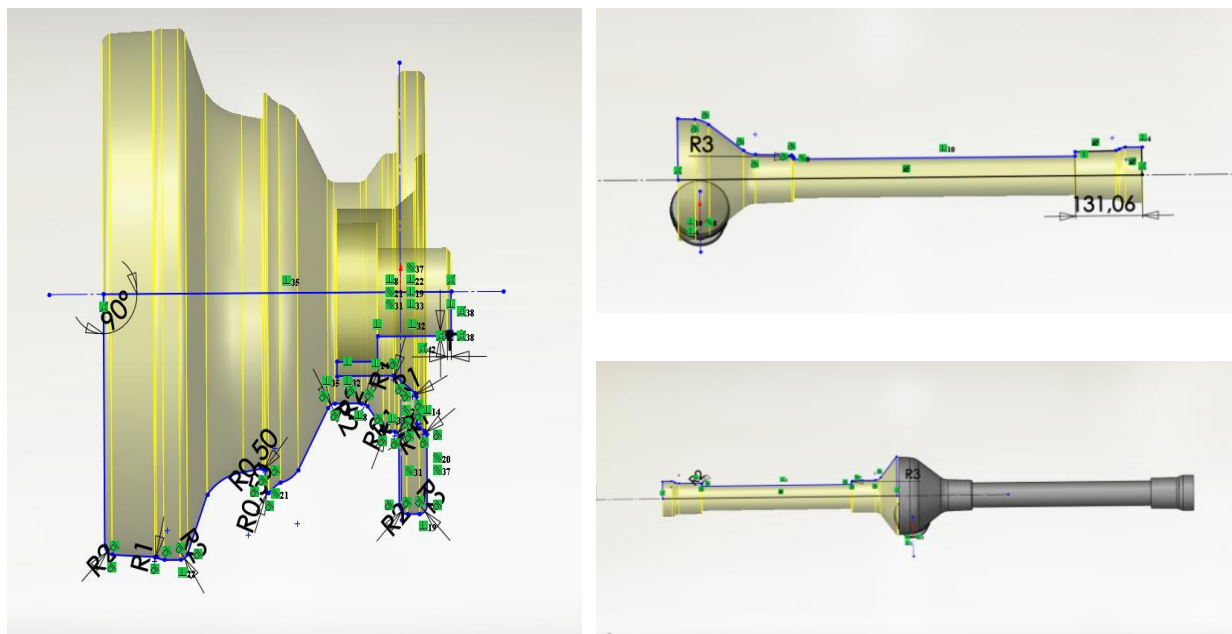
Тип подвески: передняя, зависимая, пружинная.

Исходя из проведенных замеров определено распределение массы автомобиля по осям, а также по всем 4-м колесам. Результаты представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Распределение массы автомобиля УАЗ «Патриот» по осям

| Распределение массы автомобиля по осям, кг | |
|---|-------------|
| Передняя ось: | 1110 |
| Переднее левое колесо | 560 |
| Переднее правое колесо | 550 |
| Задняя ось: | 1065 |
| Заднее левое колесо | 575 |
| Заднее правое колесо | 490 |

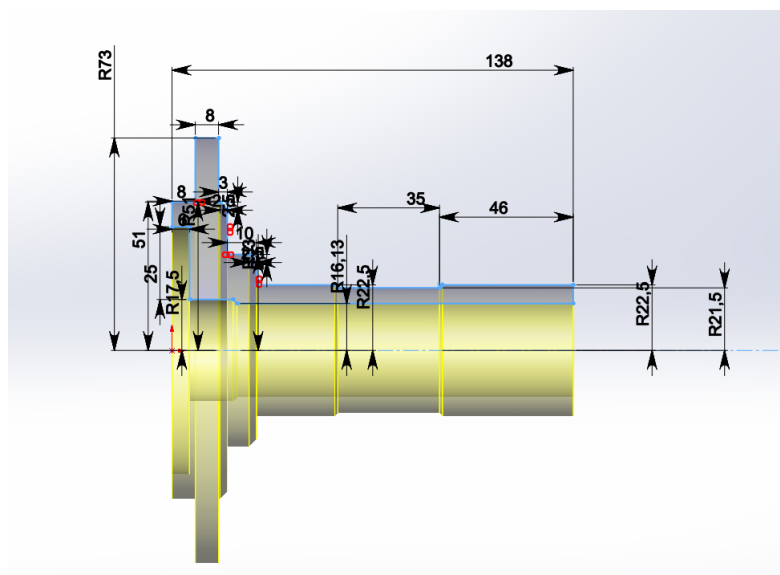
Сначала была создана 3D модель переднего моста в программе SolidWorks, для последующего разбиения на конечные элементы для получения конечно-элементной модели. Создание 3D модели показано на рисунке 1.5.



(a)



(б)



(д)

(а) – создание эскизов и выдавливание при помощи инструментов «Вращение» и «бобышка основание»; (б) – твердотельная 3D модель основной части переднего моста (корпуса редуктора); (в) – создание эскизов и 3D моделей левого и правого поворотного кулаков при помощи инструментов «3D Эскиз» и «зеркально отразить»; (г) – создание твердотельной 3D модели ступицы колеса; (д) – создание твердотельной 3D модели цапфы.

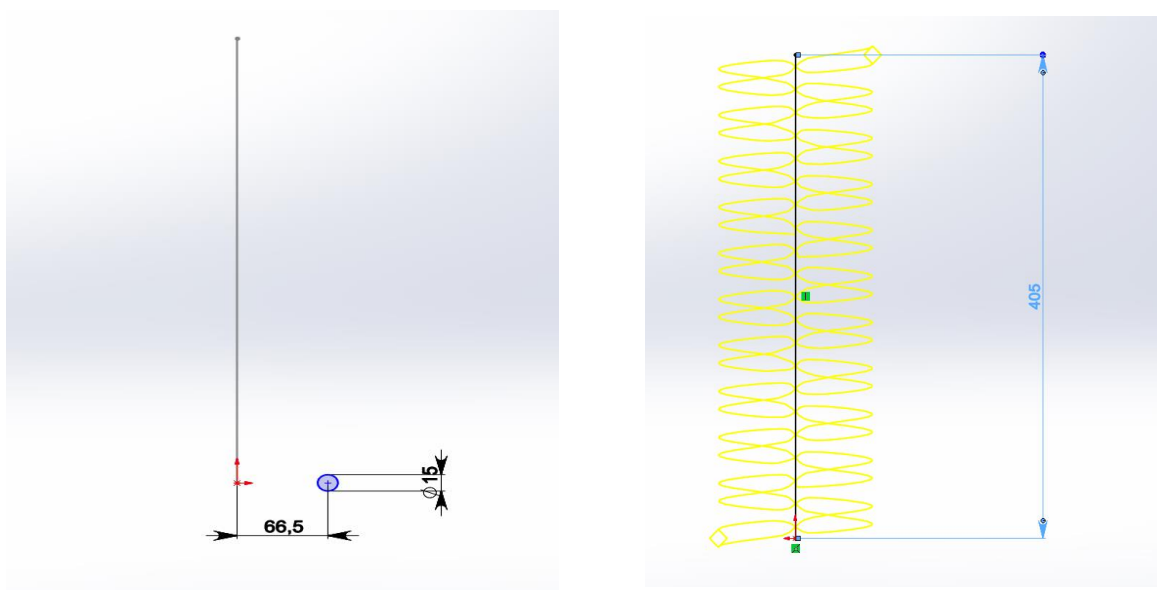
Рис. 1.5. Процесс создания 3D модели переднего моста

Далее была создана 3D модель стойки амортизатора. Основными составными частями амортизаторной стойки являются:

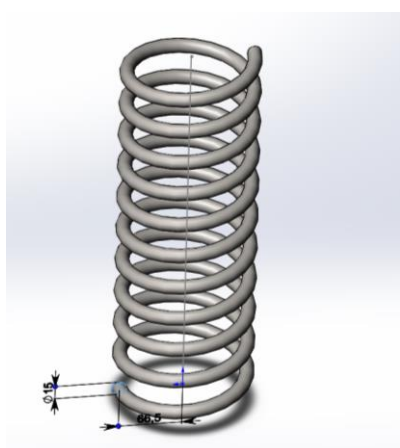
- Корпус с сошкой
- Внутренний цилиндр
- Шток
- Клапан отбоя
- Клапан сжатия
- Уплотнения
- Пружина
- Отбойник
- Пыльник
- Верхняя опора

- Пружина

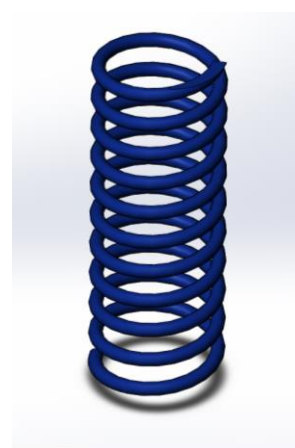
Были созданы 3D модели корпуса, внутреннего цилиндра, штока, клапанов в упрощенном виде и пружины ввиду того, что демпфирующая характеристика амортизатора задавалась условному демпферу, про который будет рассказано в главе 3. Данная модель была создана для соблюдения правильного распределения масс между подрессоренной и не подрессоренной массами. Процесс создания КЭ модели пружины и установка ее в стойку амортизатора показана на рисунке 1.6.



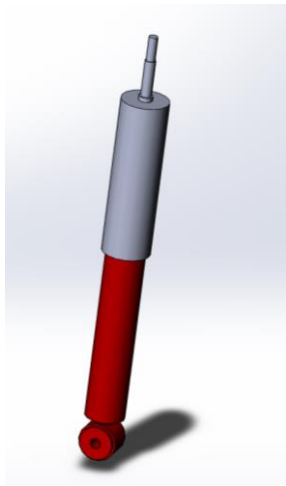
(a)



(б)



(B)



(г)



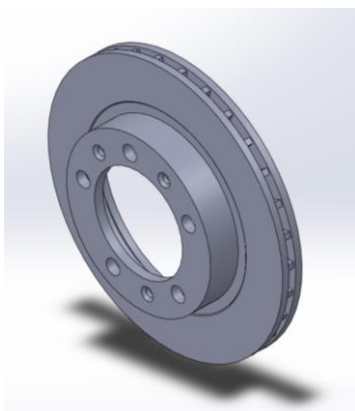
(д)

(а) – создание эскизов; (б) – твердотельная 3D модель пружины; (в) – конечно-элементная модель пружины; (г) – твердотельная 3D модель амортизатора; (д) – конечно-элементная модель амортизатора.

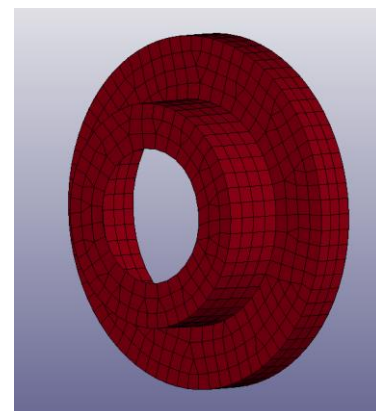
Рис. 1.6. Процесс создания 3D модели пружины и амортизатора

Все остальные элементы были созданы по аналогичному принципу. 3D модель верхней опоры стойки амортизатора также была создана в программе SolidWorks.

Тормозной механизм также представляет собой достаточно большую массу на неподдрессоренной части, поэтому он также был создан сначала в виде твердотельной 3D модели. Внешний вид твердотельной 3D модели тормозного диска представлен на рисунке 1.7.



(а)



(б)

(а) – Твердотельная 3D модель тормозного диска; (б) – КЭ модель тормозного диска

Рис. 1.7. Внешний вид 3D модели тормозного диска



Рис. 1.8 Сборная 3D модель переднего моста автомобиля УАЗ Патриот

Для снижения временных затрат на проведение расчетов и повышения адекватности рабочей КЭ модели передней подвески, при создании сетки был внесен ряд геометрических аппроксимационных изменений. Данные действия необходимы для получения идеальной, с точки зрения КЭ модели, формы элемента сетки – квадрата, за счет удаления скругления, фасок, отверстий и т.д. Сборная КЭ модель переднего моста автомобиля УАЗ Патриот представлена на рис. 1.9.

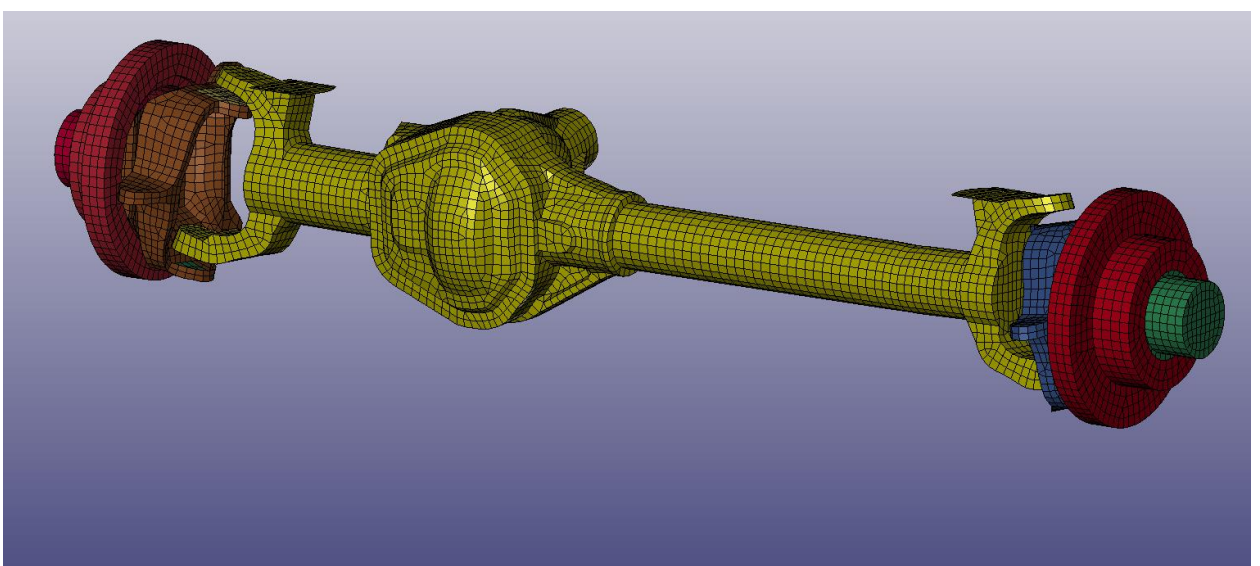
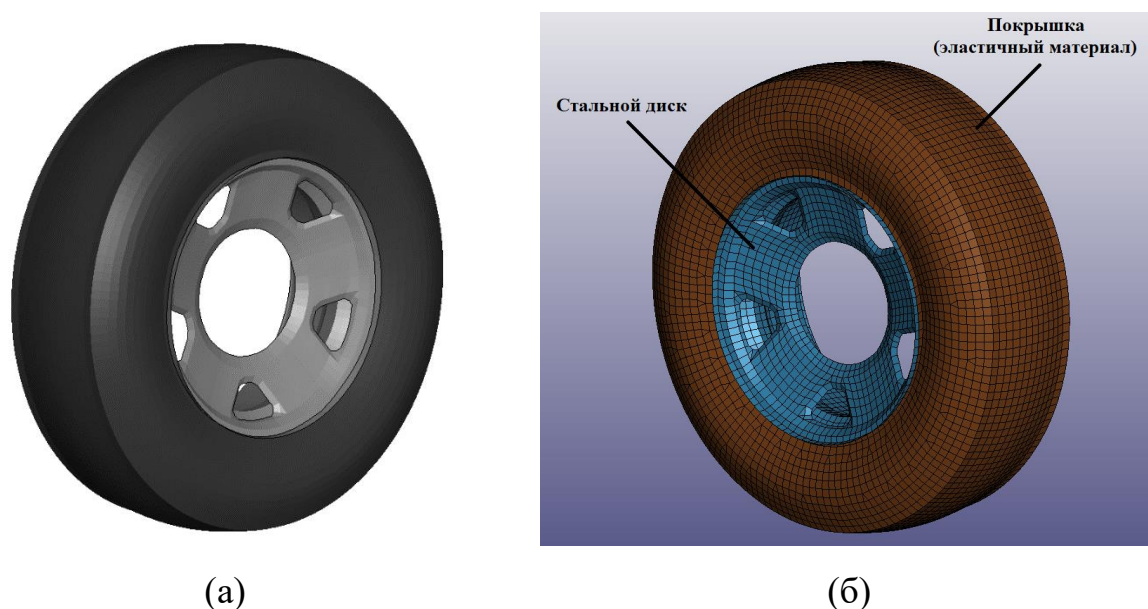


Рис. 1.9 Сборная КЭ модель переднего моста автомобиля УАЗ Патриот

Также была создана 3D модель колеса автомобиля. КЭ-модель колеса состоит из стального (штампованного) диска и эластичной шины. Внешний вид твердотельной 3D и конечно-элементной моделей колеса представлен на рисунке 1.10.



(а) - твердотельная 3D модель колеса; (б) – конечно-элементная модель колеса;

Рис. 1.10. Внешний вид 3D модели и КЭ-модели колеса в сборе

В таблице 1.3 представлены массы всех элементов передней подвески автомобиля УАЗ Патриот, модели которых были созданы.

Таблица 1.3 Массы всех КЭ моделей

| Наименование элемента (узла) | Масса, кг |
|---|-----------|
| Мост передний (МП) | 153 |
| Амортизатор (А) | 1,9 |
| Пружина (П) | 4,35 |
| Поворотный кулак в сборе со ШРУС`ом (ПКШ) | 18,56 |
| Диск тормозной (ДТ) | 5,93 |
| Суппорт тормозной (СТ) | 8,5 |
| Ступица (С) | 3 |
| Колесо* (К) | 29,5 |

*МК = МД + МШ, где МД – масса диска (кг), МШ – масса шины (кг).

$$МК = 13.2 + 16.3 = 29.5 \text{ (кг)}.$$

Таким образом, величина неподрессоренной массы передней оси (НМ_{ПО}) автомобиля УАЗ Патриот составляет:

$$НМ_{ПО} = МП + 2 * (А + П + ПКШ + ДТ + СТ + С + К) = 153 + 2 * (1,9 + 4,35 + 18,56 + 5,93 + 8,5 + 3 + 29,5) = 296,48 \text{ кг}.$$

Все 3D модели, с учетом значений массы, будут использованы для создания расчетной конечно-элементной модели, процесс создания которой подробно описан в главе 2.

ГЛАВА 2. Моделирование рабочих процессов подвески в программном комплексе LS-DYNA

2.1 Используемые программные комплексы конечно-элементного моделирования

Моделирование, как высокоэффективный метод сбора и обработки информации о характере поведения различных объектов или систем достаточно давно стало неотъемлемой частью человеческой деятельности. Данный процесс представляет собой создание физического эквивалента реального объекта. Отличительной чертой математического моделирования является наличие описанных с точки зрения математических форм протекающих процессов. Высокие темпы развития вычислительной способности цифровой техники позволяют на основании данного метода решать задачи различной сложности во многих областях: научной, строительной, производственной, экономической, социальной и т.д.

Математическое моделирование механических систем в большинстве случаев может отражает один из двух существующих уровней моделирования. Фундаментальным считается первый уровень, подразумевающий построение общих моделей, подходящий для определения широкого спектра объектов. К этому же уровню могут быть отнесены те модели, которые, в свою очередь, описывают характер (поведение) сплошной среды, в основном – модели разрушения и др. Второй же уровень моделирования определяется, как прикладной. Данная работа основывается именно на этом уровне. Основной целью в таком случае выступает описание конкретного объекта – передней подвески, а моделирование основывается на выборе и практическом использовании адекватных моделей, подобранных на первом уровне.

При математическом моделировании и исследовании динамических процессов, проходящих в подвеске автомобиля, можно условно выделить три основных этапа:

1. Математическая формулировка задачи — построение математической модели;

2. Выбор метода исследования;
3. Выполнение расчетов, анализ и интерпретация полученных результатов.

Первый и второй этапы заключаются в реализации прикладных и математических знаний исследователя. Третий, заключительный этап, во многих случаях сопровождается значительными временными затратами, в особенности, при рассмотрении различных конструкций.

Создание математической модели – это процесс, связанный с выполнением определенного алгоритма действий. Анализ объекта исследований (реального объекта) проводится на первом этапе, где также проводится его описание посредством абстрактных представлений и выбора расчетной схемы. Первый этап, в рамках данной работы, заключается в построении геометрических моделей материалов, используемых для математического описания их поведения в конструкции посредством современных систем автоматического проектирования.

При построении математических моделей также особое внимание должно быть уделено выбору метода исследований, которым, в данном случае, является метод конечно элементов (МКЭ). МКЭ также задает определенные требования к процессу описания и построения модели даже на предварительном этапе её проработки. Вторым этапом является построение математических моделей, описывающихся системами уравнений в частных производных. Метод конечных элементов позволяет свести решение системы дифференциальных уравнений к решению системы линейных алгебраических уравнений высокого порядка, которая, применительно к прорабатываемой задаче, решается тем, или иным образом. Настоящая работа включает адекватное компьютерное моделирование элементов конструкции передней подвески, которая, для чистоты эксперимента имеет 4 степени свободы (сборочная модель).

Подытожив все вышеперечисленное, можно сказать, что цель данной работы определяется, как создание динамической модели подвески

автомобиля УАЗ «Патриот», отражающей рабочие процессы, присущие реальному её исполнению. За основу выбраны процессы, возникающие при движении по реальному дорожному полотну.

Первым шагом является выбор рассматриваемой в конкретной математической модели характеристики объекта исследований. В случае необходимости охвата нескольких характеристик – допускается построение нескольких моделей. Данная работа основана на предназначенных для исследования поведения элементов конструкции подвески автомобиля моделях, в ходе возмущающего воздействия, сообщаемого её элементам дорогой.

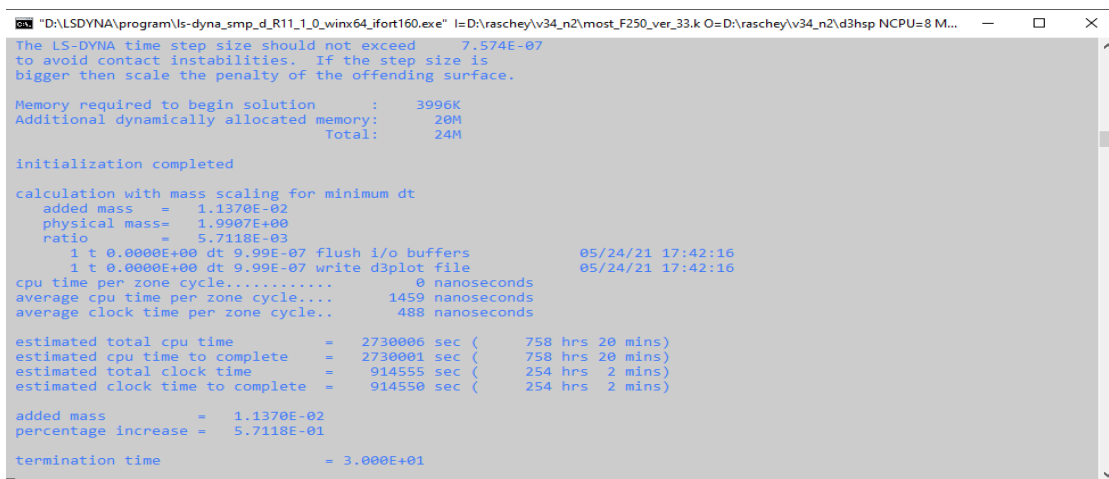
Самым важным этапом построения полной математической модели, переносимой для дальнейшего конечно-элементного анализа, является создание её геометрической составляющей. Для того, чтобы геометрическая модель удовлетворяла требованиям дальнейшего конечно-элементного анализа необходимо соблюдение её адекватности применительно к физическому объекту исследований, однако может допускаться ряд аппроксимаций. Computer-Aided Design (CAD) системы получили широкое распространение, благодаря успешному решению задач по созданию геометрических моделей, и, наряду с программными комплексами конечно-элементного анализа CAE (Computer-Aided Engineering), включены в ряд стандарта, именуемого Computer-Aided Acquisition and Lifecycle Support (CALS), регламентирующим информационную поддержку непрерывных поставок и жизненного цикла изделия (ЖЦИ). Данный стандарт был разработан около 20 лет назад в Министерстве обороны США, и в настоящее время распространен во всем мире для обмена данными, сопровождения и поддержки изделия в течение всего жизненного цикла.

Все твердотельные модели изначально созданы в CAD-системе SolidWorks. Расчеты проводятся в программе *LS-DYNA*.

Ориентируясь при построении математических моделей лишь на требование адекватности, можно построить модели, которые в дальнейшем

будут чрезвычайно сложными для численного анализа и обработки результатов расчетов. С другой стороны, применяя сложные и адекватные модели, можно учесть большее число факторов, и с наибольшей степенью точности описать исследуемый объект. При использовании МКЭ это может привести к системам уравнений очень высоких порядков.

Расчет конечно-элементной модели предъявляет высокие требования к уровню производительности компьютера. Таким образом, расчет рабочей модели подвески переднего моста продолжительность 55 секунд осуществляется около 250 часов. Основном вычислительным звеном, при ведении расчета посредством программного комплекса LS-DYNA является процессор (в данном случае - AMD Ryzen 5 1500X с максимальной частотой 3.5 ГГц). Другим не менее важным ресурсом является оперативная память (в данном случае используется память 4-го поколения DDR4 Kingston тактовой частотой 3200 МГц, с суммарным задействованным при расчете объемом 10 Гб). Также должны соблюдаться требования относительно свободного пространства жесткого диска, поскольку среднее значение результатов занимает около 40 Гб. Сформированная на этапе создания КЭ модели цель исследования позволила достичь необходимой детализации конечного результата расчета, включающего измерение параметров движения всех её элементов (ускорение, скорость, перемещение). Успешное считывание модели и начало расчета приведено на рис. 2.1.



```
"D:\LS-DYNA\program\ls-dyna_smp_d_R11_1_0_winx64_ifort160.exe" I=D:\raschey\v34_n2\most_F250_ver_33.k O=D:\raschey\v34_n2\d3hsp NCPU=8 M...
The LS-DYNA time step size should not exceed 7.574E-07
to avoid contact instabilities. If the step size is
bigger then scale the penalty of the offending surface.

Memory required to begin solution      : 3996K
Additional dynamically allocated memory: 28M
Total: 24M

initialization completed

calculation with mass scaling for minimum dt
added mass = 1.1370E-02
physical mass= 1.9907E+00
ratio = 5.7118E-03
1 t 0.0000E+00 dt 9.99E-07 flush i/o buffers 05/24/21 17:42:16
1 t 0.0000E+00 dt 9.99E-07 write d3plot file 05/24/21 17:42:16
cpu time per zone cycle..... 0 nanoseconds
average cpu time per zone cycle.... 1459 nanoseconds
average clock time per zone cycle.. 488 nanoseconds

estimated total cpu time = 2730006 sec ( 758 hrs 20 mins)
estimated cpu time to complete = 2730001 sec ( 758 hrs 20 mins)
estimated total clock time = 914555 sec ( 254 hrs 2 mins)
estimated clock time to complete = 914550 sec ( 254 hrs 2 mins)

added mass = 1.1370E-02
percentage increase = 5.7118E-01

termination time = 3.000E+01
```

Рис. 2.1. Окно расчета КЭ модели

В конструкции расчетной модели присутствует зона контактного взаимодействия между эластичной шиной и платформой. Для расширения постановки общей задачи динамики на случай контактного взаимодействия тел системы, необходимо к уравнениям равновесия, определяющим соотношениям и граничным условиям добавить ряд условий на границе контакта тел.

Динамическая задача с учетом контактного взаимодействия состоит из системы уравнений. Для решения этой системы требуется применить численные методы. В данной работе выбор остановлен на методе конечных элементов, как на наиболее подходящем методе для решения данной задачи.

Основная концепция метода конечных элементов состоит в построении дискретных конечно-элементных моделей области и некой непрерывной функции, являющейся решением задачи. Область V при построении КЭ модели аппроксимируется конечным числом непересекающихся подобластей, называемых конечными элементами и имеющих общие узловые точки. После выбора узловых неизвестных строится интерполяционный полином, которым выражается закон изменения искомой функции в пределах КЭ через значения его узловых неизвестных.

С учетом контактного взаимодействия характеризуются контактными граничными условиями, которые должны выполняться на контактирующих поверхностях. Для удовлетворения контактными граничными условиям в основном используются два метода: метод множителей Лагранжа и метод штрафных функций. Эффективность численных методов определяется временем, затраченным процессором на решение задачи. С точки зрения эффективности метод множителей Лагранжа менее выгоден, т.к. всегда увеличивает размерность системы КЭ уравнений. Метод штрафных функций не увеличивает размерность системы КЭ уравнений, однако требует добавления дополнительных слагаемых к некоторым элементам матрицы жесткости

Для численного моделирования контактов в работе используется метод штрафных функций, фактически заключающийся в виртуальном добавлении между контактирующими телами пружин с определенной жесткостью (контактной жесткостью). Преимуществами данного метода являются устойчивость, применимость к абсолютно твердым телам, отсутствие возбуждения численного эффекта деформации элементов по форме «песочных часов» (*hourglassing*).

Для решения контактной задачи в рамках моделирования рабочей КЭ модели зависимой передней подвески необходимо разграничить поверхности по типам *master* и *slave*. В конкретном случае, в качестве *master* поверхности выступают эластичные покрышки, а *slave* – платформы. Переднее левое и правое колеса разделены по отдельным контактам с идентичными характеристиками. Окно задания контактных свойств посредством функции *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE для левого колеса представлено на рис. 2.2.

Keyword Input Form

NewID Draw RefBy Pick Add Accept Delete Default Done

Use *Parameter Comment (Subsys: 1 most_F250_ver_33.k) Setting

*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE (ID/TITLE/MPP)_(THERMAL) (2)

| | | | | | | | | |
|---|-----------|------------------|-------------------------------|-------------------------------|---------|--------|--------|-----------|
| 1 | CID | TITLE | | | | | | |
| | 2 | left_wheel_platf | | | | | | |
| | | | <input type="checkbox"/> MPP1 | <input type="checkbox"/> MPP2 | | | | |
| 2 | IGNORE | BCKET | LCBCKT | NS2TRK | INITITR | PARMAX | UNUSED | CPARAMB |
| | 0 | 200 | | 3 | 2 | 1.0005 | | 0 |
| 3 | UNUSED | CHKSEGS | PENSEF | GRPABLE | | | | |
| | | 0 | 1.0 | 0 | | | | |
| 4 | SSID | MSID | SSTYP | MSTYP | SBOXID | MBOXID | SPR | MPR |
| | 2001632 | 2001633 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | FS | FD | DC | VC | VDC | PENCHK | BT | DT |
| | 0.4000000 | 0.2000000 | 0.0050000 | 0.0 | 0.0 | 0 | 0.0 | 1.000e+20 |

Total Card: 2 Smallest ID: 2 Largest ID: 3 Total deleted card: 0

2 (2) left_wheel_platf
3 (3) left_wheel_platf

Рис. 2.2. Задание контактного взаимодействия пары колесо-платформа

Следующим важным шагом является выбор и указание правильного шага по времени (timestep), формирующего временной интервал расчета. Окно задания данного параметра представлено на рис. 2.3.

Рис. 2.3. Задание шага по времени в расчетной модели

Корректность задания временного шага достигается исключительно при соблюдении критерия Куранта. Данный показатель формирует необходимое условие устойчивости численного решения дифференциальных уравнений в частных производных. Для получения корректных результатов расчета необходимо, чтобы шаг по времени был меньше определенного значения.

$$\Delta t \leq \frac{l}{V_{зв}};$$

$$V_{зв} = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где Δt – шаг по времени;

l – характерный размер элемента;

$V_{зв}$ – скорость звука в материале;

E – модуль упругости первого рода (модуль Юнга);

ρ - плотность материала;

Пример определения характерного размера элемента l колесного диска приводится на рис. 2.4.

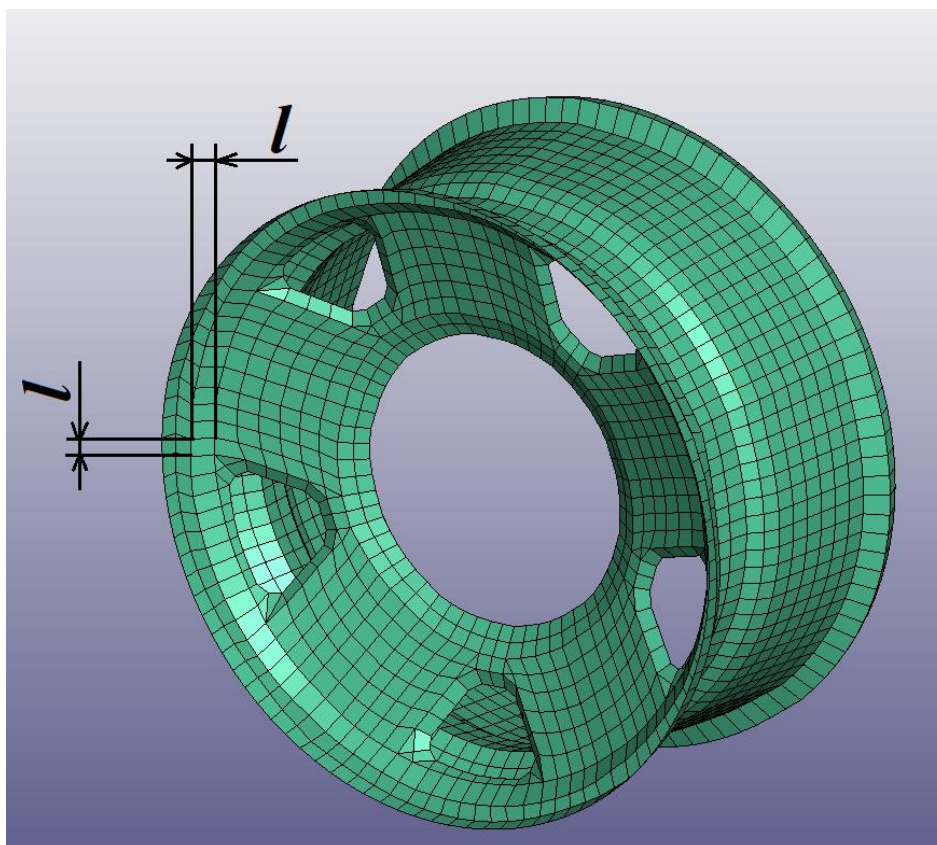


Рис. 2.4. Определение характерного размера элемента

При несоблюдении критерия Куранта программа автоматически начинает корректировать массу расчетной модели, добиваясь данного соответствия. В подавляющем большинстве данные изменения приводят к получению некорректных результатов расчета. В данной расчетной модели шаг по времени был выбран $1 \cdot 10^{-6}$ с, а критерий Куранта соблюден.

2.2 Создание расчетной конечно-элементной модели зависимой передней подвески

Для создание трехмерной расчетной модели были использованы КЭ модели элементов, описанных в главе 1. К неподрессоренной части относятся: шины, колесные диски, тормозные механизмы, ступицы, поворотные кулаки со ШРУС`ами, а также передний мост. К поддрессоренной части относятся: верхние опоры, часть массы амортизаторов и пружин, а также твердотельный элемент, имитирующий поддрессоренную массу.

КЭ можно разделить на 2 группы: оболочки (shell) и объемные (solid). Тип shell, как правило, применяется в случаях кратной разницы толщины элемента и его геометрических размеров. При создании расчетной модели зависимой подвески для подавляющего большинства составляющих данной конструкции. В качестве примера можно выделить КЭ модель шины, т.к. толщина её боковой части составляет 3 мм, 10 мм в области протектора, а диаметр равен 761 мм. За счет построения модели посредством данного типа элементов достигается значительное снижение времени расчета. Каждому shell элементу присваиваются необходимые механические свойства, которыми должна обладать деталь и задается значение толщины. Конечно-элементная модель шины представлена на рис. 2.6.

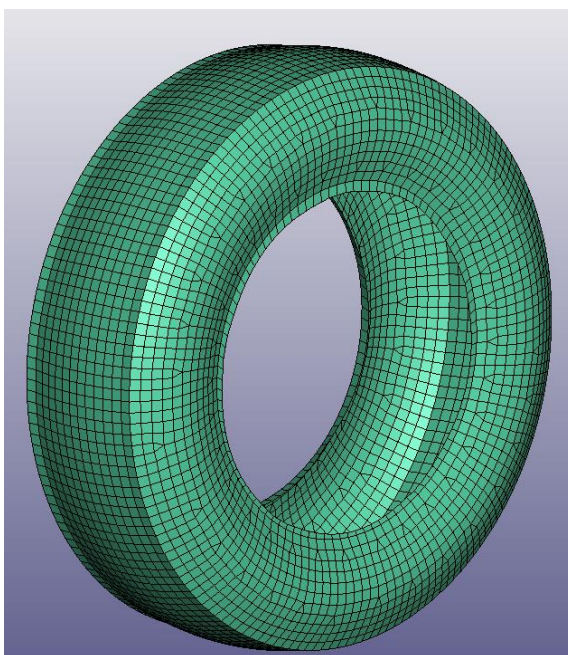


Рис. 2.6. КЭ модель шины

Solid элементы используются в том случае, когда все три измерения детали близки по своим размерам. КЭ модель пружины была создана при помощи solid элементов, диаметр прутка составляет 13 мм, а высота пружины – 397 мм. Внешний вид конечно-элементной модели пружины 2.7.

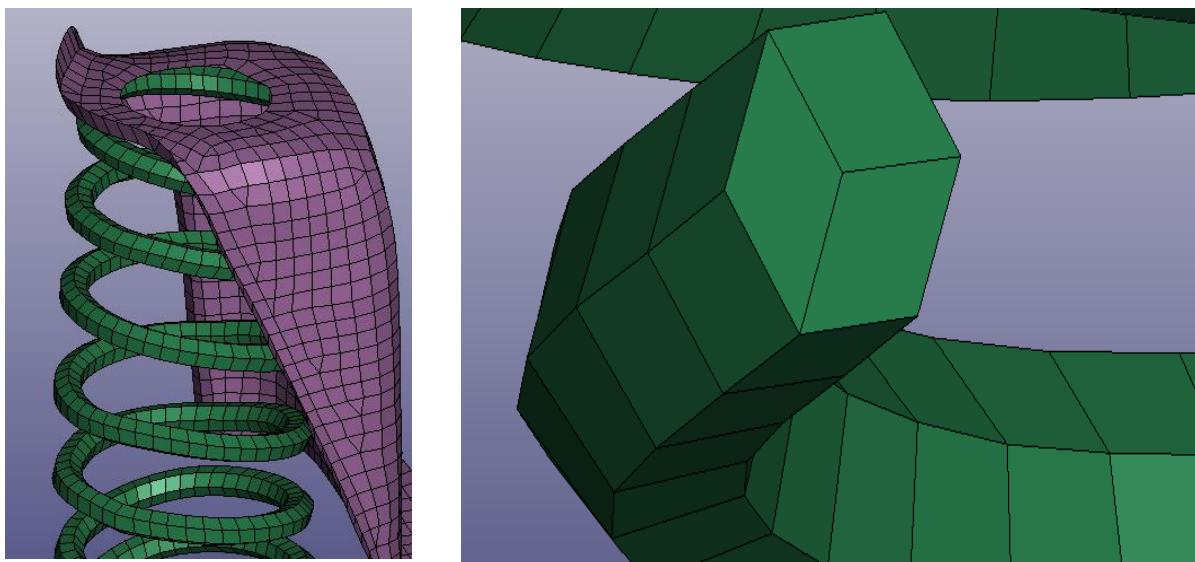


Рис. 2.7. КЭ модель пружины

Все созданные КЭ модели должны быть соединены в одну расчетную модель. При сборке модели необходимо задавать различные связи между элементами.

Сборка расчетной модели начата с КЭ модели переднего моста. Мост соединен с поворотным кулаком и кузовом автомобиля тремя шарнирами. Два из них сферические и один цилиндрический. Внешний вид конечно-элементной модели рычага с шарнирами представлен на рисунке 2.8.

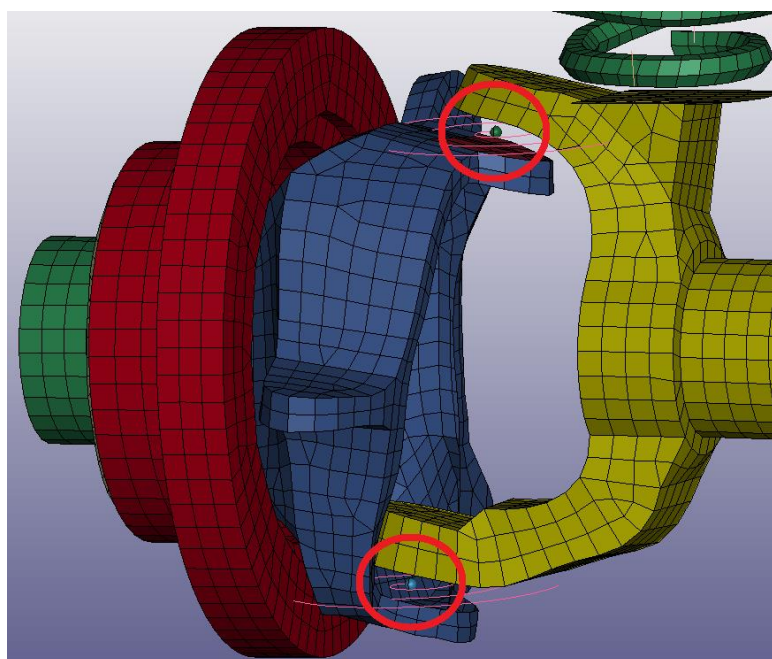


Рис. 2.8. Задание шарниров поворотного кулака

Задание шарниров данного типа производилось посредством редактора модели в программе LS-DYNA через JOINT_REVOLUTE (цилиндрический шарнир) и JOINT_SPHERICAL (сферический шарнир).

Для создания сферического шарнира требуется две точки (рис. 2.8). Для шарнира 3 первая точка должна принадлежать подрессоренной массе, а вторая рычагу, для шарнира 2 первая точка принадлежит поворотному кулаку, а вторая рычагу. После присваивания различным телам 2 точки одного шарнира должны быть соединены в одну вокруг которой будет происходить вращение. После чего в окне JOINT_SPHERICAL нужно указать номера двух точек одного шарнира. Внешний вид окна команды JOINT_SPHERICAL представлен на рисунке 2.9.

М

| JID | TITLE | N1 | N2 | N3 | N4 | N5 | N6 | RPS | DAMP |
|---------|-------|---------|---------|----|----|----|----|-----------|-----------|
| 2000001 | | 2618042 | 2618044 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1.0000000 | 1.0000000 |

Рис. 2.9. Задание сферического шарнира

Сферический шарнир имеет 1 степень свободы (вращение вокруг 1-ой оси) Для создания JOINT_REVOLUTE нужно создать четыре точки лежащие на одной прямой (оси вращения) и они должны быть соединены по 2 с каждой стороны от шарнира. В шарнире 3 две точки должны принадлежать подрессоренной массе и две рычагу. После присваивания их номера нужно

указать в окне JOINT_REVOLUTE. Внешний вид окна команды JOINT_REVOLUTE представлен на рисунке 2.10.

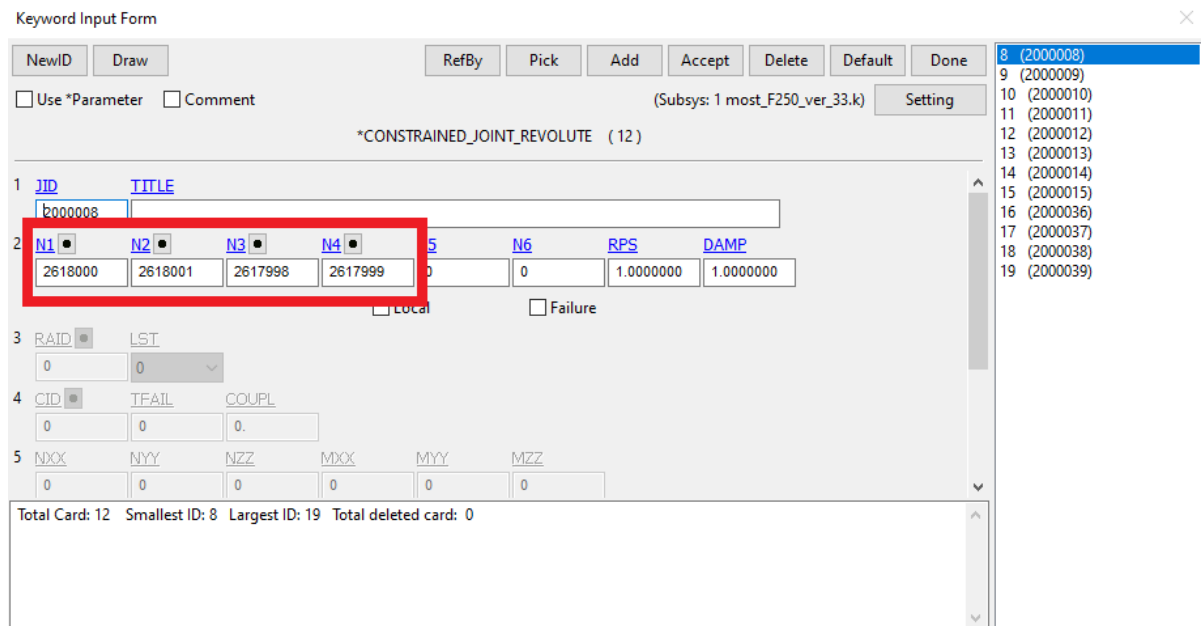


Рис. 2.10. Задание цилиндрического шарнира

Еще один цилиндрический шарнир был использован для задания возможности вращения колесу. Также, как и с цилиндрическим шарниром у рычага нужно создать 4 точки лежащие на оси вращения колеса. Две из них принадлежат диску, а остальные две поворотному кулаку. Внешний вид колеса с шарниром представлен на рисунке 2.11.

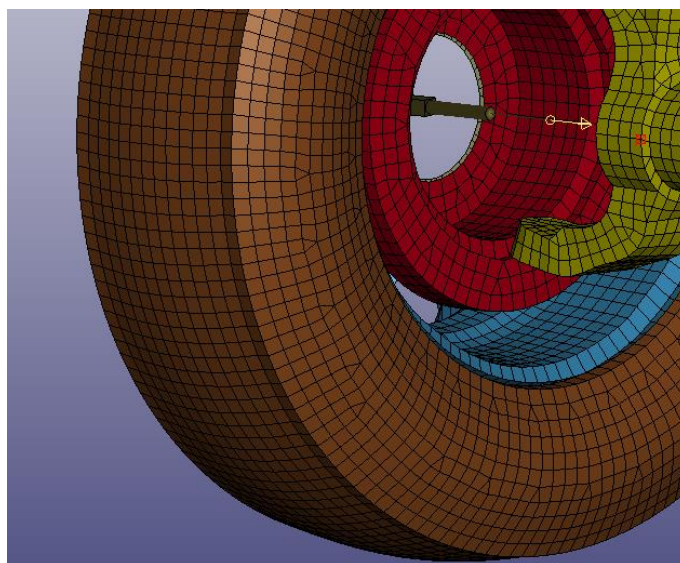


Рис. 2.11. Цилиндрический шарнир колеса

В данной расчетной модели, цилиндр, имитирующий кузов автомобиля, связывается со стаканами и другими элементами подрессоренной массы посредством функции `CONSTRAINED_EXTRA_NODES_SET`. Таким образом выполняется моделирование воздействия подрессоренной массы для обеспечения корректного расчета. Цилиндру присвоен материал абсолютно твердого тела, поскольку, во-первых, только при таком условии возможно задействие данной связующей команды, а во-вторых – на его поверхности размещаются массовые точки, дополняющие массу данной конструкции до значения эквивалентного реальному. Окно ввода параметров для задания взаимодействия приводится на рисунке 2.12.

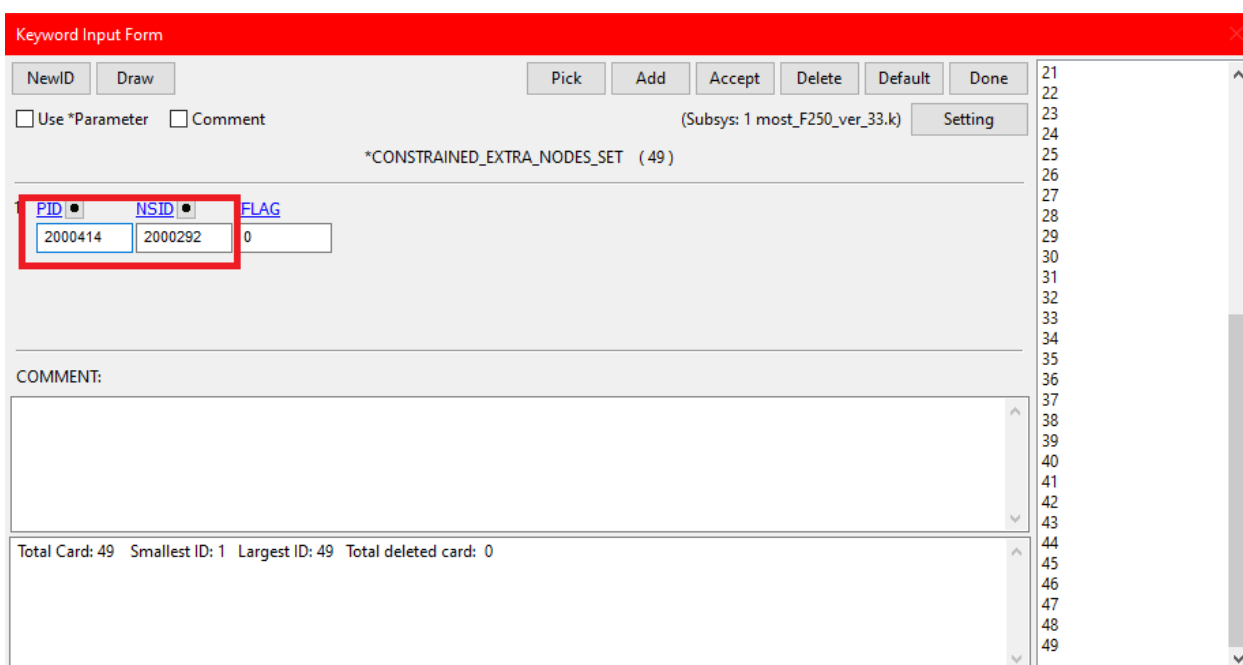


Рис. 2.12. Соединение тел при помощи команды `CONSTRAINED_EXTRA_NODES_SET`

Ввиду того, что основной целью работы является определение и оценка плавности хода расчетной модели зависимой подвески формируется необходимость получения в качестве выходных данных вертикальных значений ускорений подрессоренной массы. Для решения данной задачи необходимо ввести ограничения по степеням свободы отдельных элементов расчетной схемы. В данной работе применено ограничение степеней свободы

посредством изменения параметров материала. На рис. 2.13 отражены параметры CON1 и CON2, отвечающие за данные ограничения. Параметр CON1 отвечает за ограничение перемещения тела, имеющего заданный материал. Посредством изменения CON2 происходит ограничение вращения тела, к которому присвоен данный материал. Параметр CMO=1 активирует учет программой выбранных в CON1 и CON2 значений. Стоит отметить, что значения данных параметров могут изменяться от 0 до 7, где 0 – отсутствие ограничений, а 7 – полный запрет на перемещение/вращение относительно всех осей пространственной системы координат. В данной модели были ограничены 5 степеней свободы, за исключением перемещения вдоль вертикальной оси OZ.

Keyword Input Form

MatDB RefBy Pick Add Accept Delete Default Done

Use *Parameter Comment (Subsys: 1 most_F250_ver_33.k) Setting

*MAT_RIGID_(TITLE) (107)

TITLE
RIGID KUZOV

| MID | RO | E | PR | N | COUPLE | M | ALIAS |
|---------|-----------|-----------|-----------|-----|--------|-----|-------|
| 2000754 | 7.890e-09 | 2.100e+05 | 0.3000000 | 0.0 | 0 | 0.0 | 0. |

| CMO | CON1 | CON2 |
|-----|------|------|
| 1.0 | 4 | 7 |

COMMENT:

CON1:=If CMO=+1.0:
EQ.0: no constraints,
EQ.1: constrained x displacement,
EQ.2: constrained y displacement,
EQ.3: constrained z displacement,
EQ.4: constrained x and y displacements,

2000546 MATL20_2000546
2000549 MATL20_2000549
2000554 MATL20_2000554
2000556 MATL20_2000556
2000557 MATL20_2000557
2000560 MATL20_2000560
2000561 MATL20_2000561
2000567 MATL20_2000567
2000568 MATL20_2000568
2000569 MATL20_2000569
2000570 MATL20_2000570
2000572 MATL20_2000572
2000587 MATL20_2000587
2000600 MATL20_2000600
2000612 MATL20_2000612
2000622 MATL20_2000622
2000639 MATL20_2000639
2000647 MATL20_2000647
2000648 MATL20_2000648
2000649 MATL20_2000649
2000650 MATL20_2000650
2000667 MATL20_2000667
2000668 MATL20_2000668
2000670 MATL20_2000670
2000671 MATL20_2000671
2000672 MATL20_2000672
2000677 MATL20_2000677
2000680 MATL20_2000680
2000685 MATL20_2000685
2000689 MATL20_2000689
2000692 MATL20_2000692
2000696 MATL20_2000696
2000699 MATL20_2000699
2000754 RIGID KUZOV
2000755 RIGID PLATFORM
4000930 RIGID koleso

Рис. 2.13. Ограничение степеней свободы при помощи дополнительных функций задания материала

Каждая деталь расчетной модели имеет собственный материал. При построении применялись следующие материалы:

- RIDID;
- SPRING_NONLINEAR_ELASTIC;
- PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY;
- ELASTIC.

RIGID является материалом, задающим детали твердотельные свойства – т.е. отсутствие возможности деформироваться. При его задании необходимо указать плотность материала (RO), коэффициент Пуассона (PR), а также модуль упругости первого рода (модуль Юнга E). Окно присвоения механических свойств данному материалу представлено на рис. 2.14.

Keyword Input Form

MatDB RefBy Pick Add Accept Delete Default Done

Use *Parameter Comment (Subsys: 1 most_F250_ver_33.k) Setting

*MAT_RIGID_(TITLE) (020) (107)

TITLE
RIGID PLATFORM

| 1 | MID | RO | E | PR | COUPLE | M | ALIAS |
|---|---------|-----------|-----------|-----------|--------|---|-------|
| | 2000755 | 7.890e-09 | 2.100e+05 | 0.3000000 | 0.0 | 0 | 0.0 |

2 CMO CONV1 CONV2
1.0 4 7

3 LCO OR A1 A2 A3 V1 V2 V3
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

COMMENT:

Total Card: 107 Smallest ID: 2000009 Largest ID: 4000930 Total deleted card: 0

2000568 MATL20_200056
2000569 MATL20_200056
2000570 MATL20_200057
2000572 MATL20_200057
2000587 MATL20_200058
2000600 MATL20_200060
2000612 MATL20_200061
2000622 MATL20_200062
2000639 MATL20_200063
2000647 MATL20_200064
2000648 MATL20_200064
2000649 MATL20_200064
2000650 MATL20_200065
2000667 MATL20_200066
2000668 MATL20_200066
2000670 MATL20_200067
2000671 MATL20_200067
2000672 MATL20_200067
2000677 MATL20_200067
2000680 MATL20_200068
2000685 MATL20_200068
2000689 MATL20_200068
2000692 MATL20_200069
2000696 MATL20_200069
2000699 MATL20_200069
2000754 RIGID KUZOV
2000755 RIGID PLATFORM
4000930 RIGID koloso

Рис. 2.14. Задание механических характеристик материала RIGID

Материал SPRING_NONLINEAR_ELASTIC применен для задания discrete пружины, и определяет ее основные характеристики. Данный подход необходим для корректной работы пружины в условиях расчета. КЭ-модель пружины, выполненная из solid элементов, выполняла улучшенное массовое распределение между неподрессоренной и поддрессоренной массами соответственно. Также, в случае, когда механические свойства стали неизвестны, адекватность работы КЭ модели ставится под сомнение. Поэтому,

КЭ модель пружины выполнена из другого материала (описываемого далее), а discrete модель – отвечает всем требованиям, закладываемым в данный элемент расчетной модели.

Использование материала MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY требуется при необходимости задания работы конкретного элемента в области упругих или пластических деформаций. Данный материал подразумевает задание коэффициента Пуассона, модуля упругости первого рода (модуля Юнга), плотности материала, предела упругости и истинной диаграммы растяжения. Окно задания механических свойств материала MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY представлено на рис. 2.15.

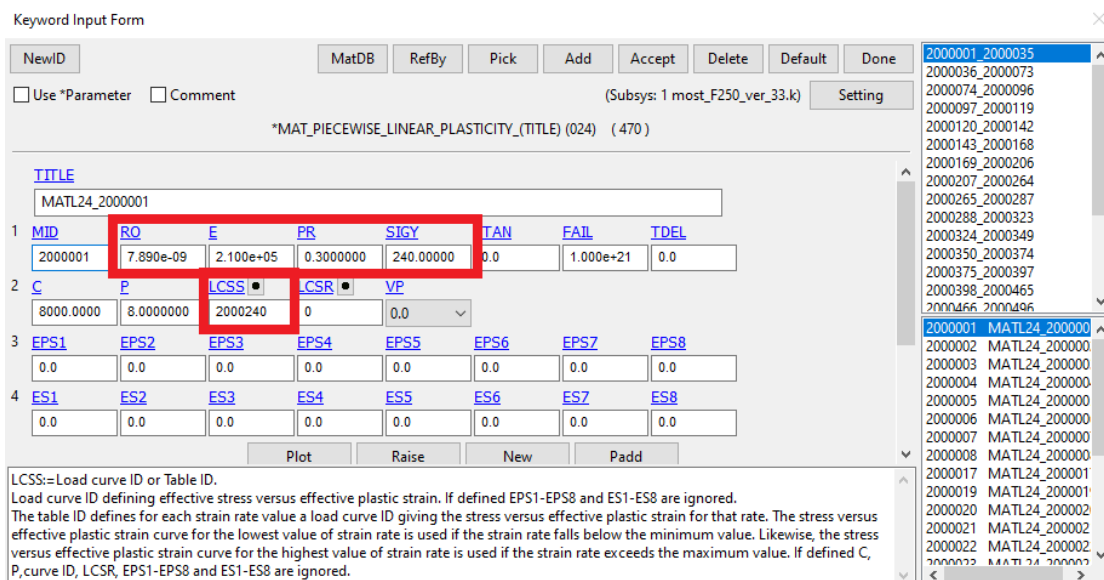


Рис. 2.15. Задание механических характеристик материала MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY

В качестве деформируемого материала была выбрана Сталь 3. Характеристики материала приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Характеристики Сталь3

| Характеристика | Значение |
|---|----------|
| Модуль упругости, МПа | 200000 |
| Плотность, кг/м ³ | 7850 |
| Предел текучести, МПа | 245 |
| Предел прочности МПа | 372 |
| Коэффициент Пуассона | 0,3 |
| Деформация, соответствующая разрушению, % | 23 |

В таблице 2.2 представлены все элементы и материалы, использованные для них.

Таблица 2.2 – Элементы и заданные для них материалы

| Наименование элемента | Тип материала |
|---|---------------------------------|
| Колесный диск | MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY |
| Шина | ELASTIC |
| Тормозной механизм | ELASTIC |
| Поворотный кулак | ELASTIC |
| Стойка амортизатора | MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY |
| Пружина | MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY |
| Верхняя опора пружины и амортизатора | MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY |
| Мост передний | ELASTIC |
| Твердотельный элемент (цилиндр), имитирующий подрессоренную массу | RIGID |
| Ступица колеса | RIGID |

Уточненное задание упругой и демпфирующей характеристик проводилось для discrete элементов подвески. Они располагались между двумя точками, принадлежащими одна – подрессоренной, а вторая – неподдресоренной массе. Внешний вид данной модели подставлен на рис. 2.16.

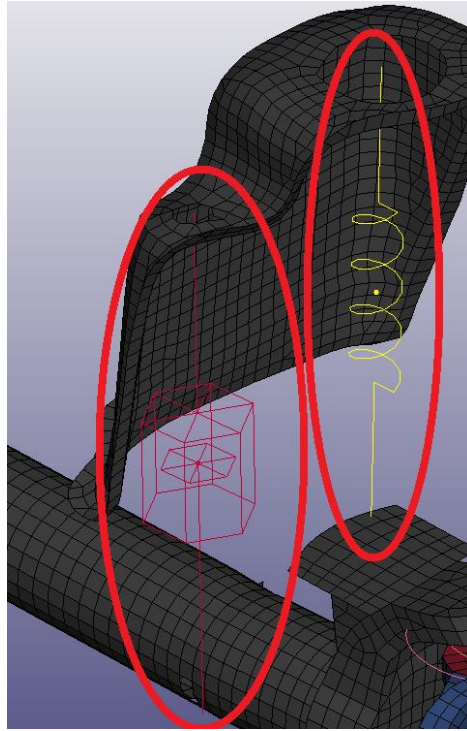


Рис. 2.16. Расположение элементов discrete в модели

После того как было выполнено пространственное позиционирование всех элементов (discrete) элементы, им присваивались необходимые механические свойства. Жесткость пружине задавалась при помощи функции `MAT_SPRING_ELASTIC`, в окне команды которой вносилась жесткость пружины в Н/мм. Демпфирующие свойства нужно задавать при помощи команды `MAT_NONLINEAR_VISCOUS`. Здесь нужно указать полностью демпфирующую характеристику (график) амортизатора. Задание жесткости пружины при помощи команды `MAT_SPRING_ELASTIC` представлено на рисунке 2.17.

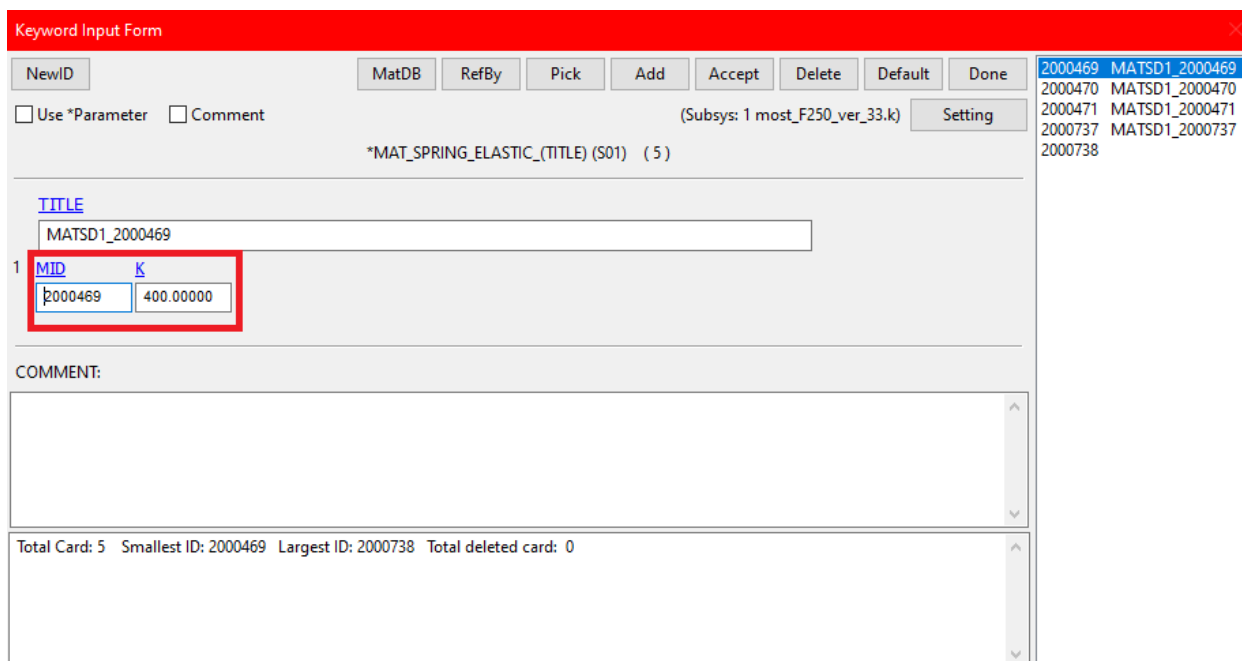


Рис. 2.17. Задание жесткости пружины (MAT_SPRING_ELASTIC)

Возмущающие воздействия в данной расчетной модели были реализованы при помощи платформ, которые находятся под колесами и совершают вертикальные перемещения согласно заданной кривой. Процесс реализации контактного взаимодействия между шинами и платформами был описан в данном разделе выше. Внешний вид конечно-элементной модели платформы представлен на рисунке 2.18.

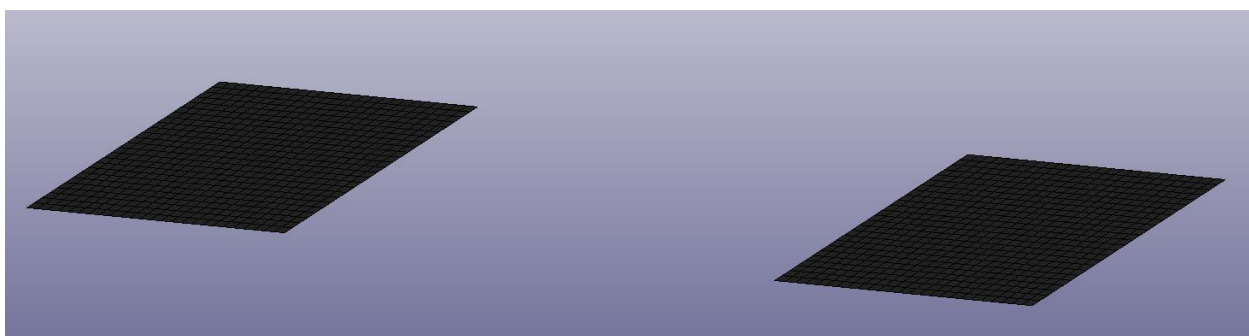


Рис. 2.18. Внешний вид КЭ моделей платформ

Возмущающего воздействия дороги было задано при помощи команды BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID. Данная команда позволяет задать перемещение элементу (в данном случае платформам) вдоль оси.

В данной работе в качестве возмущающего воздействия была выбрана бельгийская мостовая. График перемещения от времени был записан на

полигоне НАМИ. Профиль дороги представлен на рисунках 2.19 и 2.20 в левом и правом сечении соответственно.

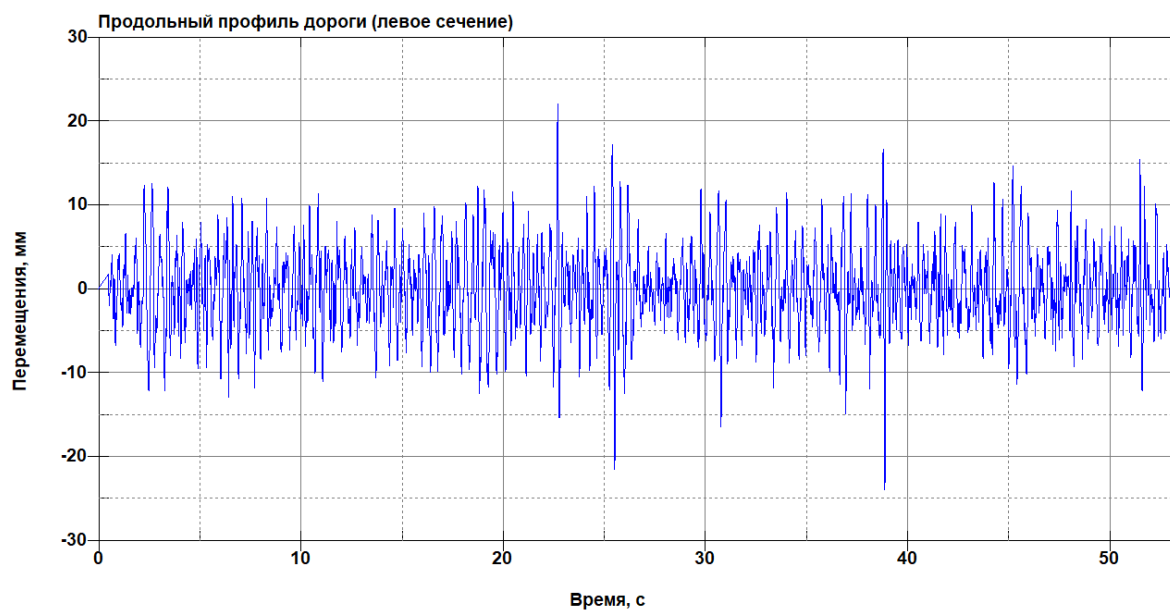


Рис. 2.19. Продольный профиль дороги (левое сечение)

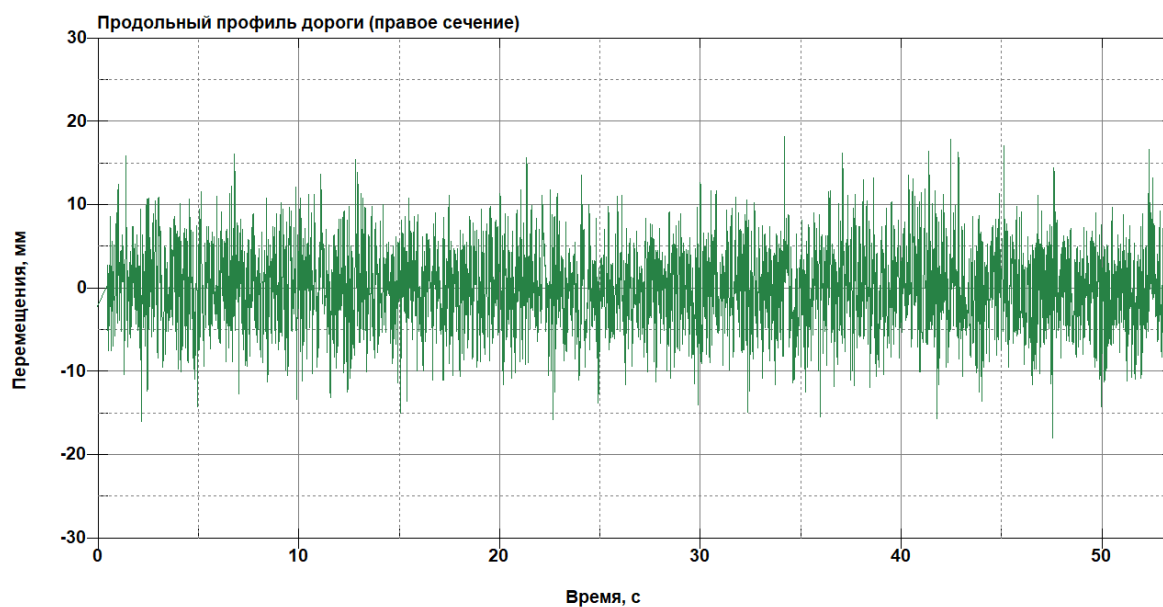


Рис. 2.20. Продольный профиль дороги (правое сечение)

Характеристики дороги, использованной в данной работе представлены в таблице 2.3.

Характеристики дороги в таблице 2.3.

| | |
|------------------------------|---------|
| Максимальное перемещение | 23,9 мм |
| Скорость движения автомобиля | 30 км/ч |
| Время испытания | 55 с |

2.3 Задание базовых характеристик подвески

После сборки расчетной КЭ модели нужно задать упругую и демпфирующую характеристики пружине и амортизатору. Данные характеристики, как было сказано выше задаются при помощи команд: MAT_SPRING_ELASTIC и MAT_NONLINEAR_VISCOUS.

Амортизатор повышает плавность хода и улучшает устойчивость движения. Огромное влияние на эти качества автомобиля оказывает правильный выбор демпфирующей характеристики амортизатора (зависимость силы на штоке амортизатора от скорости относительного перемещения штока и цилиндра).

Демпфирующая характеристика современного гидравлического амортизатора определяется коэффициентом вязкого трения сжатия ($K_{сж}$) и коэффициентом вязкого трения отбоя ($K_{отб}$). Величины этих коэффициентов определяются расчетом исходя из требований к плавности хода или устойчивости автомобиля. В данной работе основным требованием является плавность хода. Демпфирующая характеристика гидравлического амортизатора представлена на рисунке 2.22.

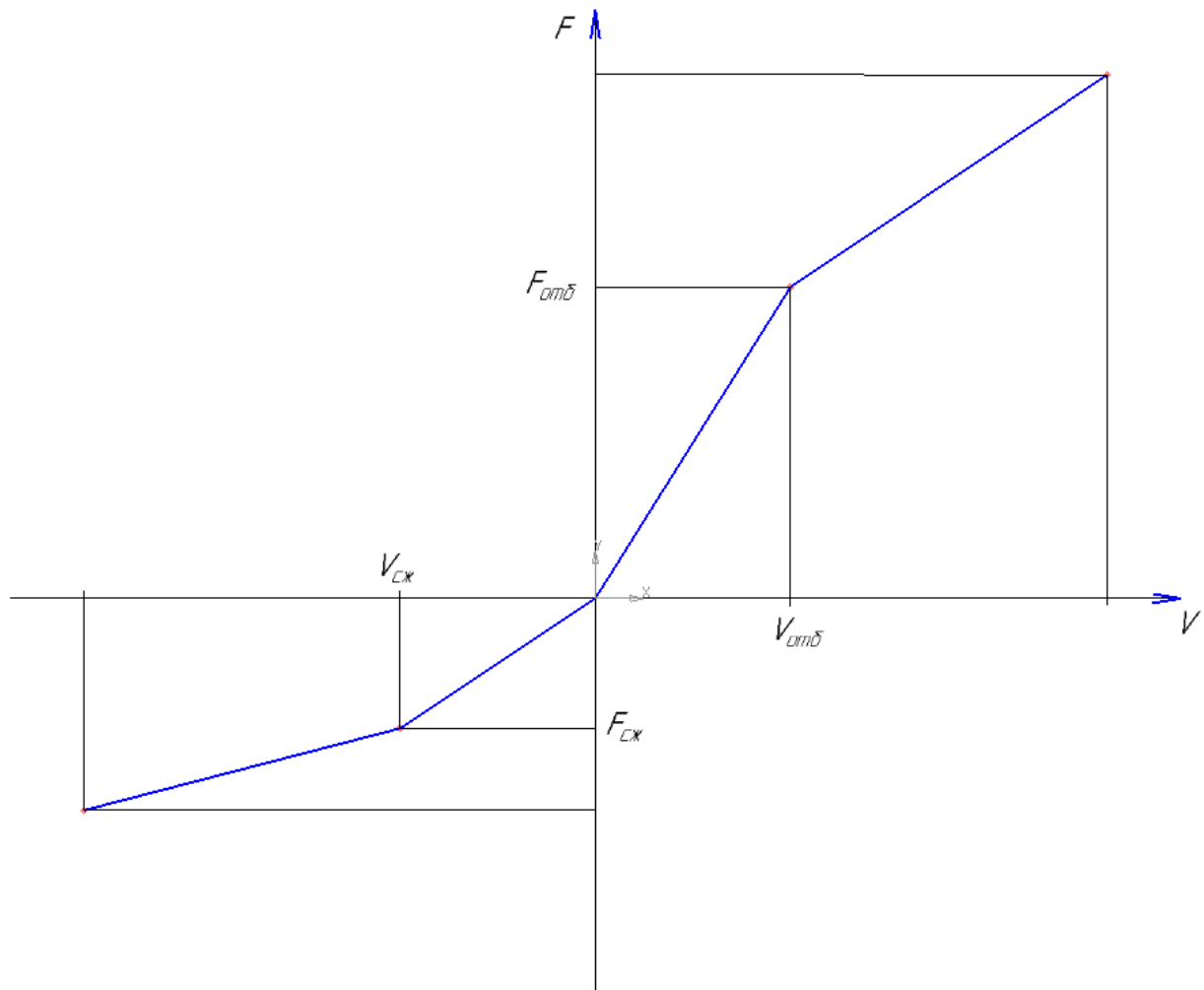


Рис. 2.22. Демпфирующая характеристика гидравлического амортизатора

$$K_{сж} = \frac{F_{сж}}{V_{сж}};$$

$$K_{отб} = \frac{F_{отб}}{V_{отб}};$$

где $F_{сж}$ и $F_{отб}$ – сила на штоке амортизатора при сжатии/отбое;

$V_{сж}$ и $V_{отб}$ – скорость относительного перемещения штока и корпуса амортизатора при сжатии/отбое;

При выборе демпфирующей характеристики амортизатора обычно задаются величиной коэффициента аperiodичности:

$$\psi = \frac{K}{2\sqrt{C_p \cdot M}},$$

где $K = \frac{K_{сж} + K_{отб}}{2}$;

C_p – жесткость пружины;

M – подрессоренная масса.

Диапазон коэффициента апериодичности $\psi = 0,15 - 0,3$.

Демпфирующая характеристика амортизатора является несимметричной. Отношение коэффициента сжатия к коэффициенту отбоя принимаем 2,4 (для современных амортизаторов оно лежит в пределах 2 – 5).

Глава 3. Повышение плавности хода на основе изменения соотношения неподрессоренной и поддрессоренной масс.

3.1 Подбор упругой и демпфирующей характеристик подвески

На основании расчетов, представленных в главе 2, были подобраны несколько сочетаний упругой и демпфирующей характеристик.

Подбор упругой и демпфирующих характеристик был начат с базовых характеристик уже существующей подвески. За основу были взяты значения жесткости пружин передней подвески автомобиля УАЗ Патриот. Геометрические параметры и жесткости пружины, используемых в расчетной конечно-элементной модели представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Геометрические размеры и жесткость пружины передней подвески автомобиля УАЗ «Патриот»

| Наименование | d, мм | D, мм | H, мм | F _{сж} , Н | L _{сж} , мм | C _n , Н/мм | n _{полн} | n _{раб} |
|-------------------|----------|----------|----------|------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------|------------------|
| Заводская пружина | 15 | 133 | 395 | 5045 | 260 | 37 | 8,5 | 7 |

За основу была взята стандартная пружина жесткостью 37 Н/мм. Далее была рассчитана демпфирующая характеристика амортизатора, исходя из того, что коэффициент аperiodичности должен быть близок к 0,2, а поддрессоренная масса, приходящаяся на 1 колесо равна 550 кг.

Демпфирующая характеристика амортизатора при жесткости пружины 37 Н/мм приведена в таблице 3.1. График демпфирующей характеристики при жесткости пружины 37 Н/мм приведен на рисунке 3.2.

В данной работе значение коэффициента аperiodичности ψ было принято равным 0,2.

Для задания демпфирующей характеристики амортизатора исходя из того, что $M_{подр}=803$ кг, $C_n= 37000$ Н/м была вычислена собственная частота подвески $\omega_0 = 1,528$ Гц.

Задание данных параметров в программном комплексе LS-DYNA описано во второй главе дипломного проекта.

Набор входных данных задается мнимым пружинам и амортизаторам, после чего программа автоматически формирует демпфирующую и упругую характеристики в ходе расчета, ввиду чего отпадает необходимость их отдельного расчета и построения. Благодаря сочетанию конечно-элементных моделей пружины и амортизатора с мнимыми снижается время расчета и снижается вероятность возникновения ошибки.

3.2 Подбор соотношений неподрессоренной и поддрессоренной масс на основе различных вариантов конструкции.

В рамках данной работы, с целью исследования влияния соотношения неподрессоренных масс к поддрессоренным (β) на плавность хода автомобиля было принято решение рассмотреть три различных конструкции передней подвески автомобиля УАЗ «Патриот».

Первая расчетная схема соответствует традиционному варианту исполнения подвески исследуемого автомобиля со шкворневым поворотным механизмом. Величина неподрессоренной массы ($M_{Н1}$) в данном случае составляет 297 кг. Соответственно, так как на переднюю ось автомобиля приходится 1100 кг, отношение неподрессоренной массы к поддрессоренной составит:

$$\beta_1 = \frac{M_{Н}}{M_{П}} = \frac{297}{803} = 0,369$$

Второе соотношение неподрессоренной и поддрессоренной масс представлено на основании конструктивных изменений в переднем мосту, сопровождаемых снижением массы данной конструкции. Неподрессоренная масса ($M_{Н2}$) в таком случае составляет 287 кг, следовательно значение β_2 может быть определено как:

$$\beta_2 = \frac{M_{Н}}{M_{П}} = \frac{297}{803} = 0,357$$

Третий расчетный вариант выбран ввиду возможности снижения величины неподрессоренной массы за счет установки колесных дисков другого типоразмера, или, аналогичных, но обладающих меньшей массой ввиду способа их изготовления (например, кованных). В таком случае для третьей расчетной схемы предполагается снижение величины неподрессоренной массы до 277 кг, соответственно β_3 составит:

$$\beta_3 = \frac{M_H}{M_{\Pi}} = \frac{297}{803} = 0,345$$

Внесение изменений в расчетную модель производилось посредством задания массовых точек.

3.3 Результаты расчетов трех вариантов соотношений неподрессоренных и поддрессоренных масс.

Посредством программного комплекса LS-DYNA был выполнен расчет 3-х вариантов соотношений неподрессоренной и поддрессоренной масс передней подвески автомобиля УАЗ «Патриот». Расчетное время составило 55 секунд. Все представленные графики выведены после момента занятия подвеской рабочего положения. Расчетная модель совершала вертикальные колебания относительно положения равновесия, благодаря чему получен весь необходимый для дальнейшего анализа спектр параметров. Внешний вид расчетной КЭ модели передней подвески зависимого типа представлен на рис. 3.1.

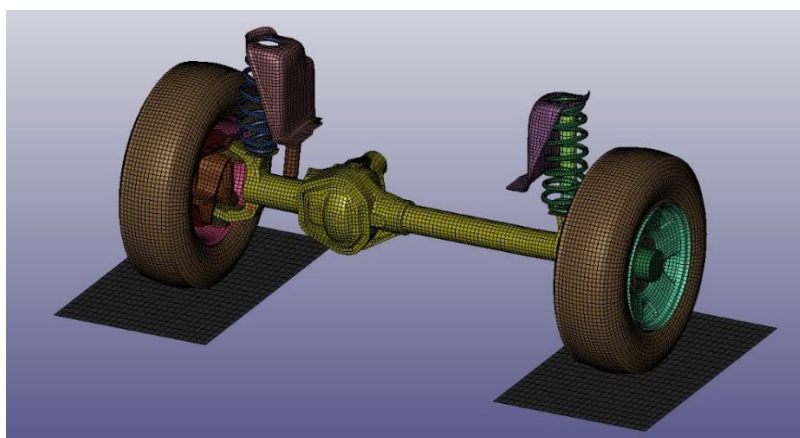
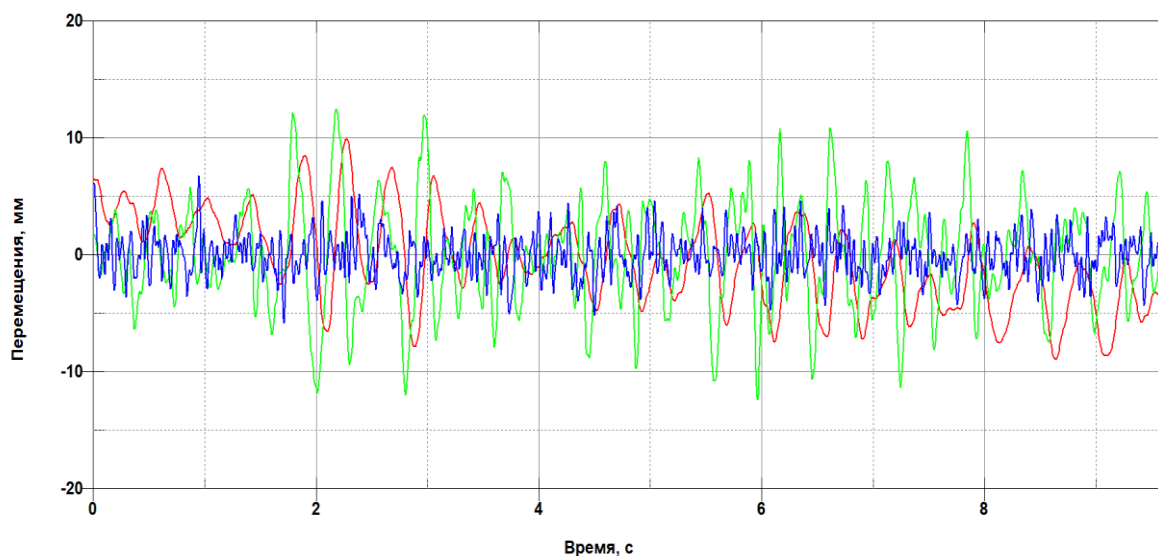


Рис. 3.1. Внешний вид расчетной КЭ модели зависимой подвески

В проведенных расчетах КЭ модели во всех трех расчетах были выведены графики вертикальных перемещений, вертикальных скоростей и вертикальных ускорений.

Для первого случая при массе автомобиля равной 2,2 т (неподдрессоренная составляющая 297 кг, подрессоренная – 803 кг; $\beta_1 = 0,369$) были получены графики вертикальных перемещений, они представлены на рисунке 3.2.

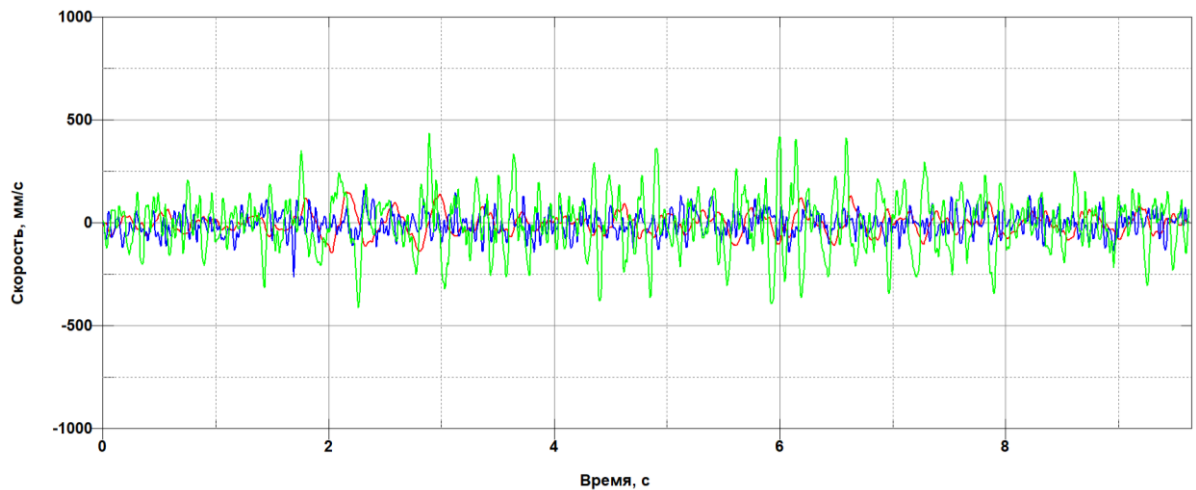


— перемещения правой платформы; — перемещения левой платформы;
— перемещения подрессоренной массы

Рис. 3.2. Графики вертикальных перемещений

Диапазон колебаний подрессоренной массы после принятия ей рабочего положения составил 18,82 мм.

Графики вертикальных скоростей представлены на рисунке 3.3.



— скорость правой платформы; — скорость левой платформы;
 — скорость поддрессоренной массы

Рис. 3.3. Графики вертикальных скоростей

Скорость вертикальных перемещений правой платформы лежит в пределах 0,2 – 0,3 м/с, левой платформы лежит в пределах 0,4 – 0,5 м/с, а максимальная скорость вертикальных перемещений поддрессоренной массы составила 0,152 м/с.

График вертикальных ускорений правой и левой платформ представлен на рисунке 3.4. и 3.5. соответственно. График вертикальных ускорений поддрессоренной массы представлен на рисунке 3.6. Отображение данных зависимостей невозможно ввиду большой разницы в амплитудных значениях, из-за чего информативность графика значительно падает. Также, для получения адекватных результатов – была применена фильтрация значений.

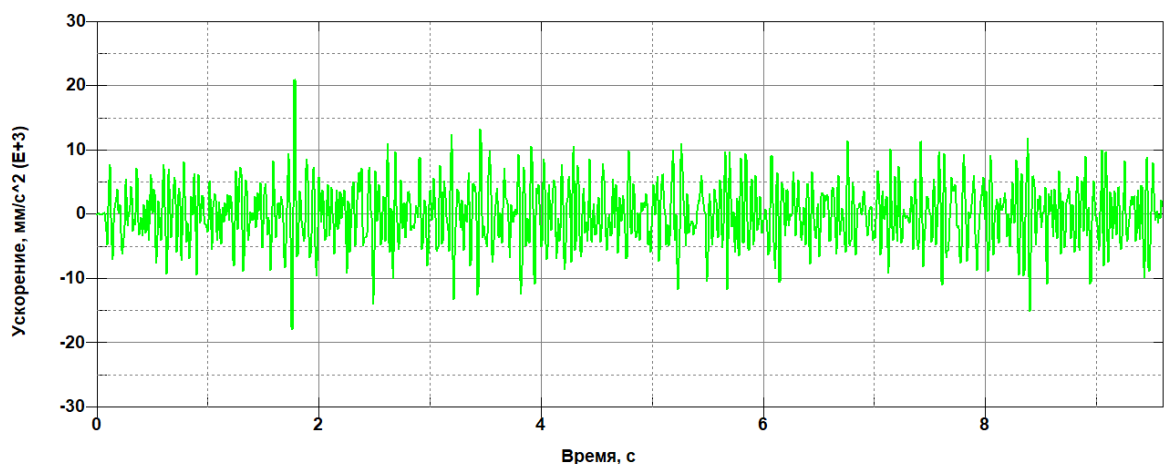


Рис. 3.4. График вертикальных ускорений правой платформы

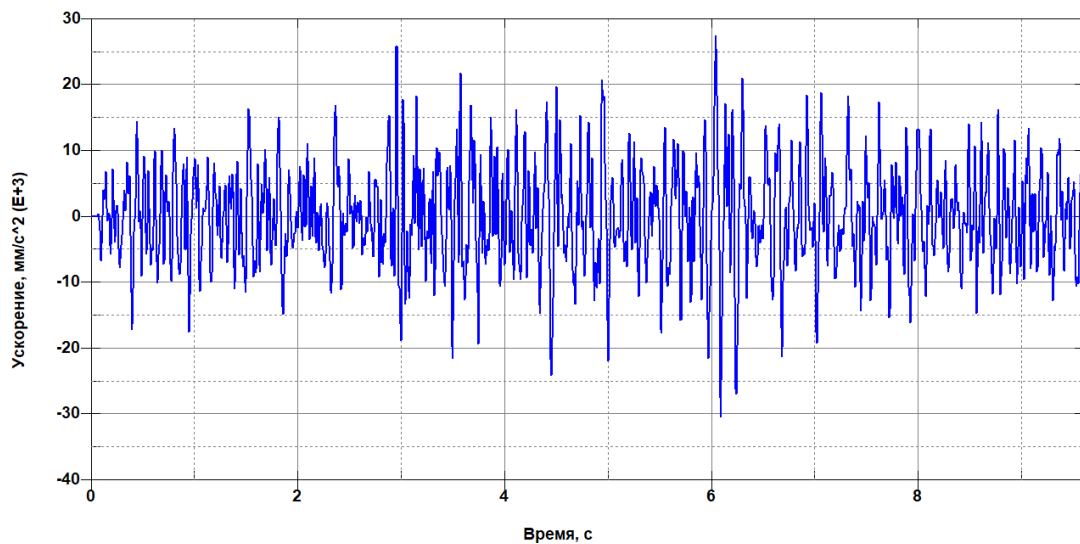


Рис. 3.5. График вертикальных ускорений левой платформы

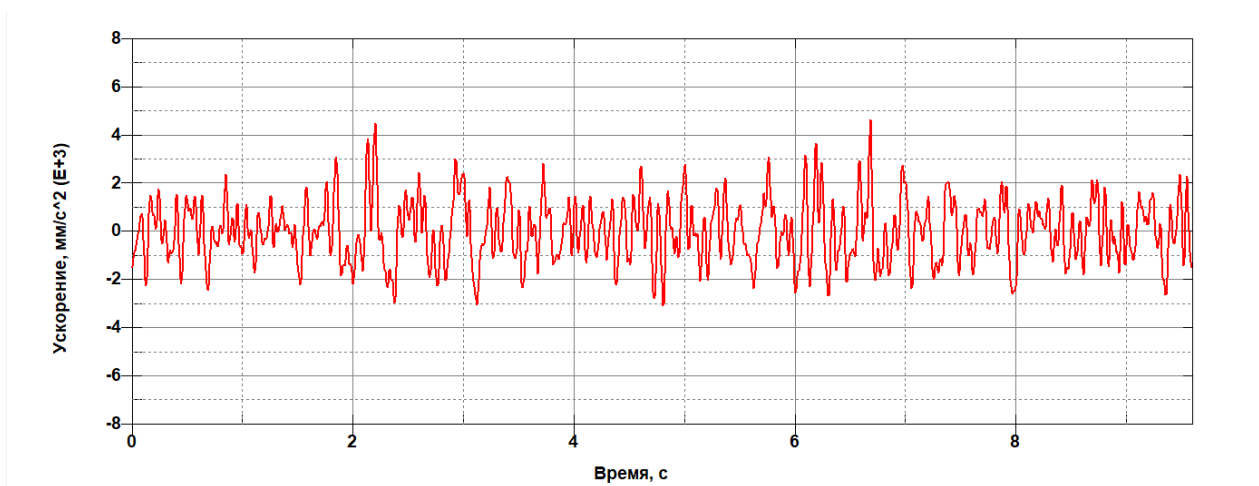
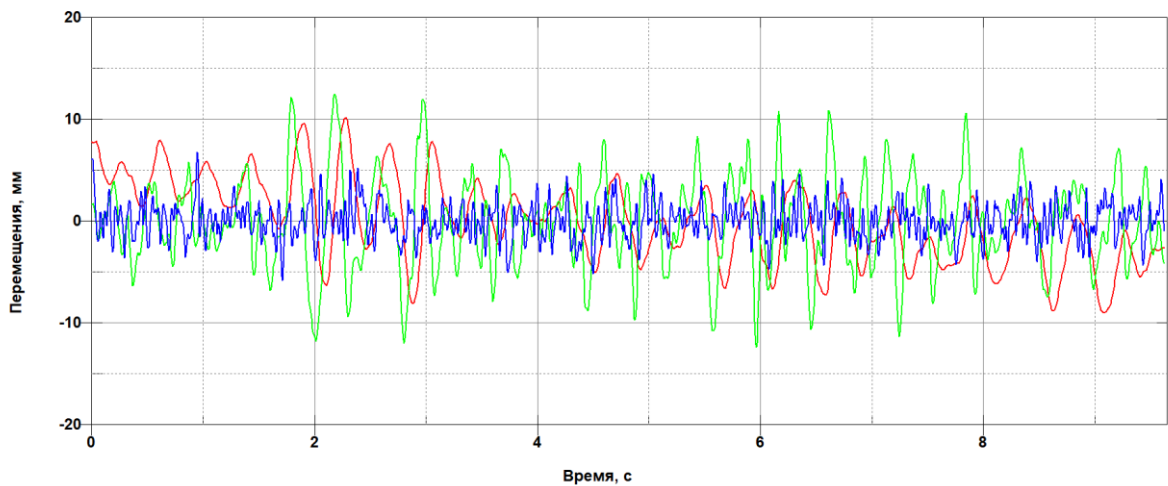


Рис. 3.6. График вертикальных ускорений подрессоренной массы

Среднеквадратическое значение вертикальных ускорений подрессоренной массы составило $1,345 \text{ м/с}^2$.

Для второго случая при массе автомобиля равной $2,2 \text{ т}$ (неподресоренная составляющая – 287 кг , подрессоренная – 813 кг ; $\beta_2 = 0,357$) были получены графики вертикальных перемещений, они представлены на рисунке 3.7.

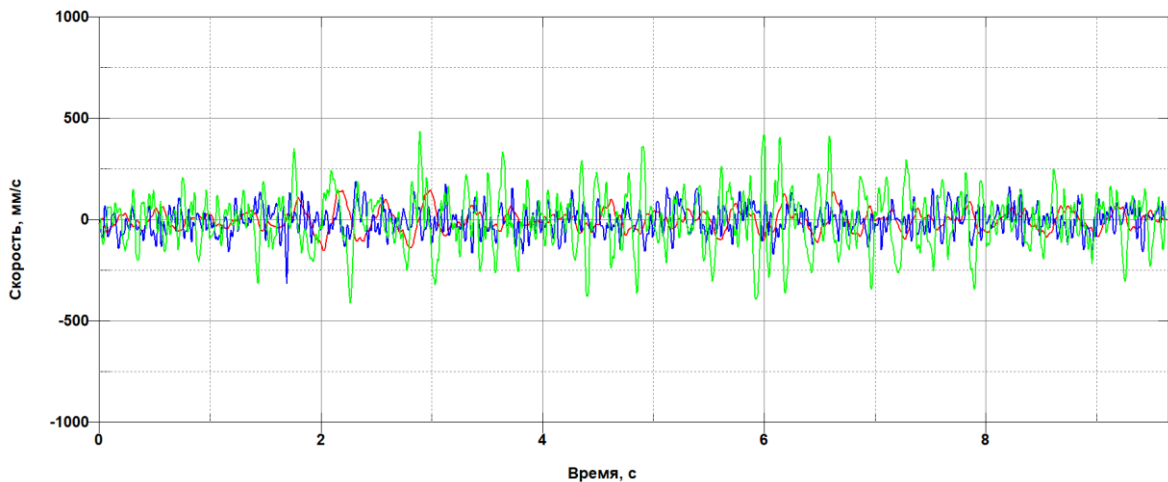


— перемещения правой платформы; — перемещения левой платформы;
 — перемещения подрессоренной массы

Рис. 3.7. Графики вертикальных перемещений

Диапазон колебаний подрессоренной массы после принятия ей рабочего положения составил 18,59 мм.

Графики вертикальных скоростей представлены на рисунке 3.8.



— скорость правой платформы; — скорость левой платформы;
 — скорость подрессоренной массы

Рис. 3.8. Графики вертикальных скоростей

Скорость вертикальных перемещений правой платформы лежит в пределах 0,2 м/с, левой платформы - в пределах 0,3 – 0,4 м/с, а максимальная скорость вертикальных перемещений подрессоренной массы составила 0,151 м/с.

График вертикальных ускорений подрессоренной массы представлен на рисунке 3.9.

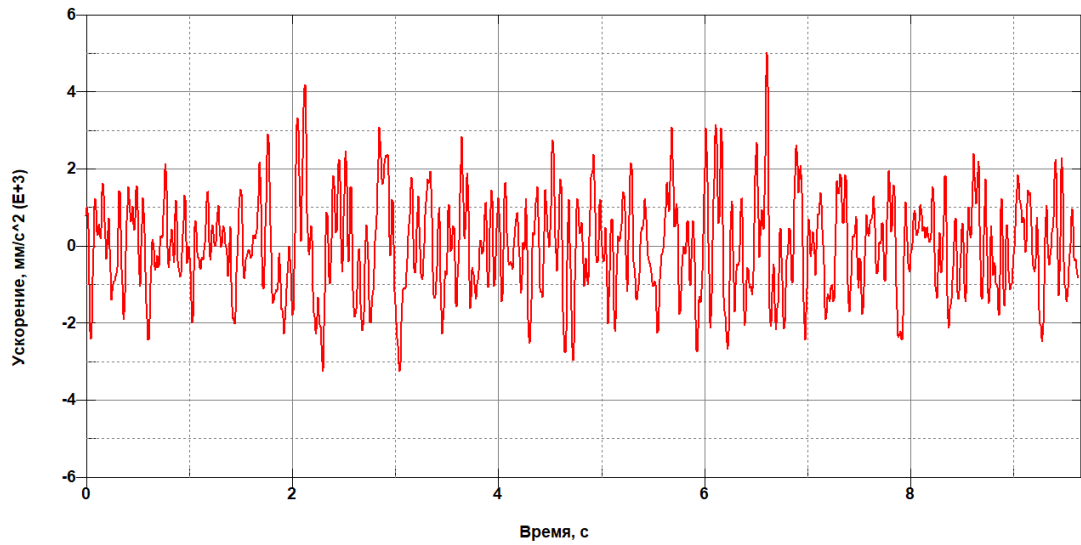
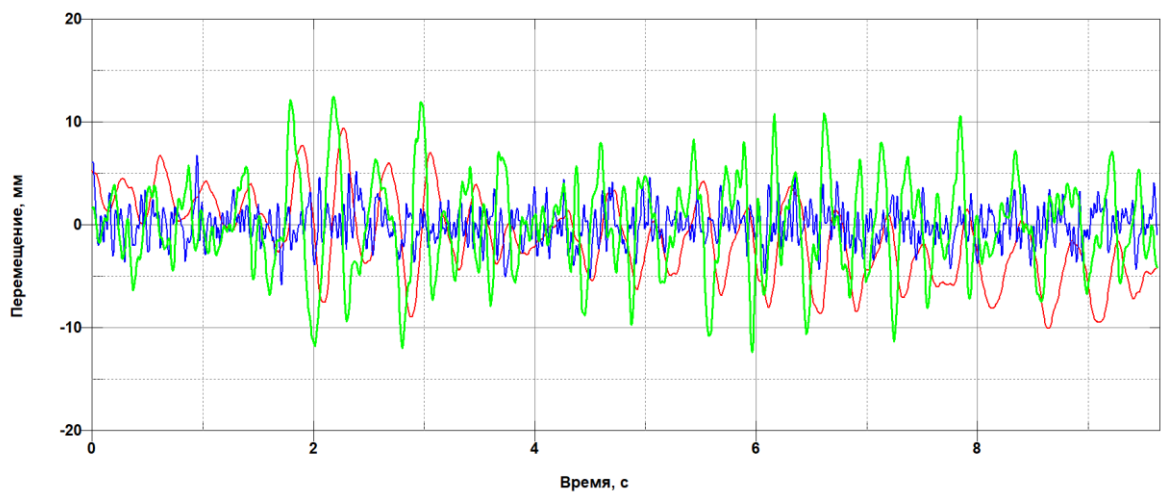


Рис. 3.9. График вертикальных ускорений подрессоренной массы

Среднеквадратическое значение вертикальных ускорений подрессоренной массы составило $1,259 \text{ м/с}^2$.

Для третьего случая при массе автомобиля равной 2,2 т (неподрессоренная составляющая – 277 кг, подрессоренная – 823 кг; $\beta_3 = 0,345$) были получены графики вертикальных перемещений, они представлены на рисунке 3.10.

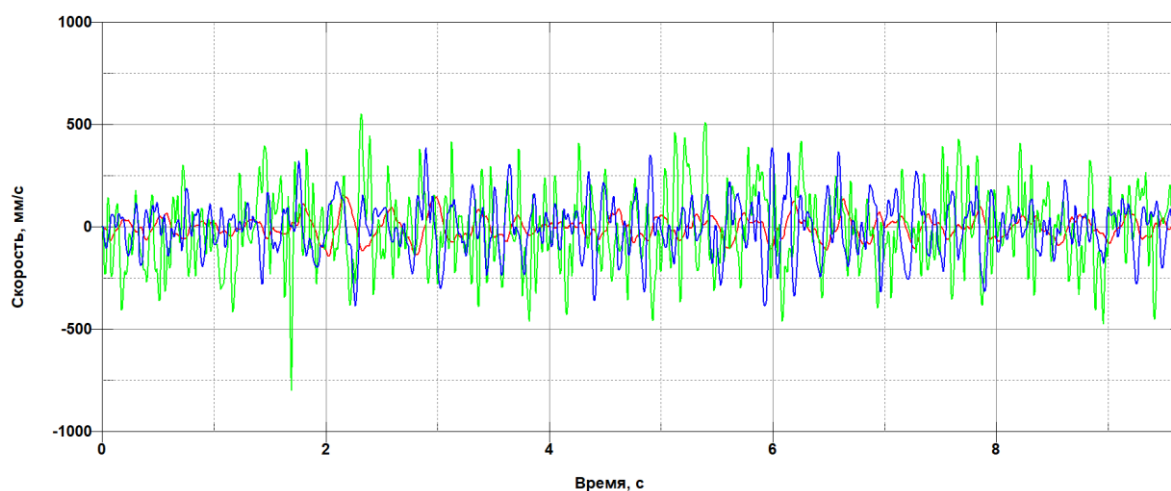


— перемещения правой платформы; — перемещения левой платформы;
— перемещения подрессоренной массы

Рис. 3.10. Графики вертикальных перемещений

Диапазон колебаний поддресоренной массы после принятия ей рабочего положения составил 16,6 мм.

Графики вертикальных скоростей представлены на рисунке 3.11.



— скорость правой платформы; — скорость левой платформы;
— скорость поддресоренной массы

Рис. 3.11. Графики вертикальных скоростей

Скорость вертикальных перемещений правой платформы лежит в пределах 0,2 – 0,3 м/с, левой платформы - в пределах 0,5 – 0,6 м/с, а максимальная скорость вертикальных перемещений поддресоренной массы составила 0,156 м/с.

График вертикальных ускорений поддресоренной массы представлен на рисунке 3.12.

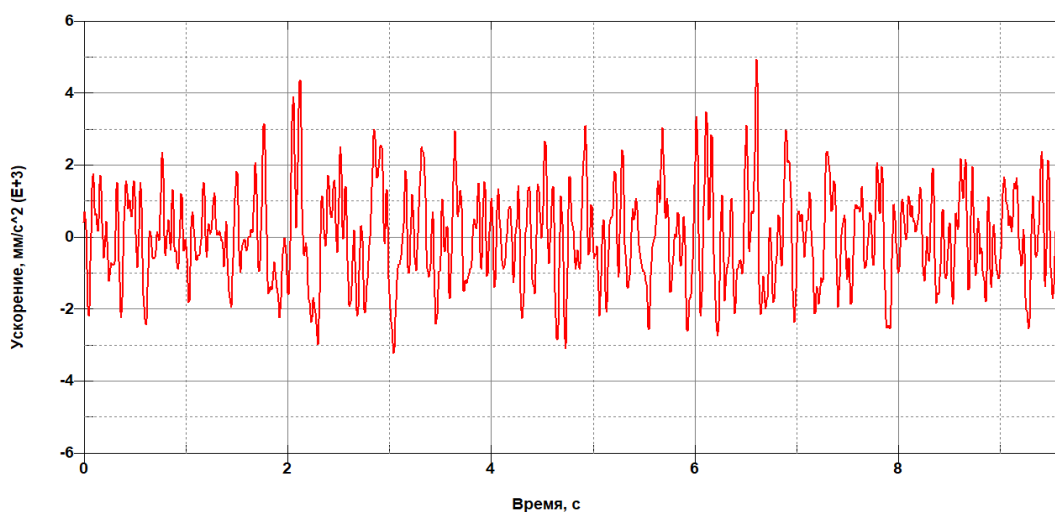


Рис. 3.12. График вертикальных ускорений поддресоренной массы

Среднеквадратическое значение вертикальных ускорений поддрессоренной массы составило 1,054 м/с².

По всем трем показателям можно провести анализ и найти какой эффект дает то или иное действие, в данной работе рассматривается сравнение трех полученных сочетаний путем разложения вертикальных ускорений на спектр ускорений и сравнением их с нормативными значениями.

3.4 Дисперсионный анализ результатов расчета

Приблизительно оценить плавность хода колесного транспортного средства можно путем сравнения измеренных колебаний, которые возникают в ходе движения автомобиля по дороге с соответствующими им измерителями, характеризующими колебания, испытываемые человеком при ходьбе. Человек устойчив к данным колебаниям с раннего детства, поэтому, чтобы плавность хода автомобиля была приемлемой – требуется соответствие колебаний, испытываемых им ходьбе и движению в транспортном средстве.

Оценка плавности хода автомобиля может быть проведена исходя из двух основных параметров – частоты колебаний и среднеквадратическим значением вертикальных ускорений. При частотной оценке колебания частотой 1,2 – 2 Гц считаются нормальными.

В данной работе плавность хода было решено оценивать, сравнивая полученные при расчетах результаты со значениями, соответствующими пределам комфорта, удобной езды и крайнему пределу при непродолжительном воздействии.

Массив данных, содержащий расчетные значения вертикальных ускорений поддрессоренной массы автомобиля, необходимо вывести в текстовом формате. Для каждого из результатов необходимо посчитать дисперсию (D_{az}) вертикальных ускорений (среднее значение квадратов ускорений). Дисперсия вычисляется согласно выражению:

$$D_{az} = \frac{1}{N-1} \sum a_{zi}^2,$$

где N – число измерений (значений);

a_{zi} – значение вертикального ускорения при i -том измерении.

Среднеквадратические вертикальные ускорения (S_{az}) определяются следующим образом:

$$S_{az} = \sqrt{D_{az}}$$

Результаты анализа массива данных представлены в виде гистограммы на рис. 3.13, где $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – соответствующие каждому расчету значения соотношений неподрессоренной и поддрессоренной масс.



Рис. 3.13. Сравнительные результаты значений среднеквадратических ускорений

Следующим важным этапом обработки полученных результатов для оценки плавности хода является применение методики скорректированных виброускорений.

Величины скорректированных (эквивалентных) виброускорений определяются исходя их следующей формулы:

$$\widetilde{a}_z = \sqrt{\sum_{i=1}^n \bar{a}_{zi}^2 K_i^2},$$

где \bar{a}_{zi} – среднее квадратическое виброускорение в i -й октавной или третьоктавной полосе частот;

K_i – весовой коэффициент, характеризующий чувствительность человека к вибрациям в i -й полосе частот (определяется по приведенной таблице 3.2, составленной на основе международного стандарта МС ИСО 2631-78);

n – число обобщаемых октавных или третьоктавных полос частот (номер октавы).

Ввиду различий в воздействии ускорений на грузы и человека при различных частотах, то, для обобщения сравнительной оценки их приводят к одному уровню. Данная операция осуществляется с учетом весовых коэффициентов, которые различны для вертикальных и горизонтальных колебаний.

Для оценки плавности хода весь частотный диапазон принято разделять на n полос (частей), которые называются октавами. Средние геометрические значения частот соседних октав отличается в 2 раза.

Таблица 3.2. Весовые коэффициенты, характеризующие чувствительность человека к вибрациям

| Средние геометрические частоты октавных или третьоктавных полос частот, Гц | Значения весовых коэффициентов K_i | | | |
|--|--------------------------------------|--------|---------------------------|--------|
| | Для третьоктавных полос частот | | Для октавных полос частот | |
| | z | x, y | z | x, y |
| 0,8 | 0,45 | 1,0 | - | - |
| 1,0 | 0,50 | 1,0 | 0,5 | 1,0 |
| 1,25 | 0,56 | 1,0 | - | - |
| 1,6 | 0,63 | 1,0 | - | - |
| 2,0 | 0,71 | 1,0 | 0,71 | 1,0 |
| 2,5 | 0,80 | 0,8 | - | - |
| 3,15 | 0,90 | 0,63 | - | - |
| 4,0 | 1,0 | 0,50 | 1,0 | 0,5 |
| 5,0 | 1,0 | 0,40 | - | - |
| 6,3 | 1,0 | 0,315 | - | - |
| 8,0 | 1,0 | 0,25 | 1,0 | 0,25 |
| 10,0 | 1,0 | 0,2 | - | - |
| 12,5 | 0,63 | 0,16 | - | - |
| 16,0 | 0,50 | 0,125 | 0,5 | 0,125 |
| 20,0 | 0,40 | 0,10 | - | - |
| 25,0 | 0,315 | 0,08 | - | - |
| 31,5 | 0,25 | 0,063 | 0,25 | 0,063 |
| 40,0 | 0,2 | 0,05 | - | - |
| 50,0 | 0,16 | 0,04 | - | - |
| 63,0 | 0,125 | 0,0315 | 0,125 | 0,0315 |
| 80,0 | 0,1 | 0,025 | - | - |

На основании значений весовых коэффициентов выполняется корректировка среднеквадратических значений ускорений для каждого из проведенных расчетов.

3.5 Сравнение с нормативными значениями

В качестве критерия плавности хода вводят критерий «безопасность», не допускающий нарушения здоровья человека-оператора и пассажиров. Показатели плавности хода обычно назначают по выходной величине, которой является вертикальное виброускорение или вертикальная виброскорость.

Таблица 3.3. отражает установленные НАМИ предельные значения виброускорений для легковых автомобилей в зависимости от типа дороги, на которой проводится испытание.

Таблица 3.3. Предельные значения виброускорений для 3-х типов дорог

| Тип дороги | Виброускорение на сиденьях, м/с ² , не более | | | СКО вертикальных ускорений в характерных точках подрессоренной части, м/с ² , не более |
|---------------|---|----------------|------------|---|
| | Вертикальное | Горизонтальное | | |
| | | Продольное | Поперечное | |
| I | 1,00 | 0,65 | 0,65 | 1,30 |
| II | 1,50 | 1,00 | 0,80 | 1,80 |
| III | 2,30 | 1,60 | 1,60 | 2,70 |

Нормы плавности движения грузовых автомобилей, автобусов, легковых автомобилей, прицепов и полуприцепов, специальных АТС определены для трех типов участков дорог автополигона НАМИ (г. Дмитров, РФ) с различными средними квадратическими отклонениями (СКО) высот неровностей: I — цементобетонной динамометрической дороги с СКО 0,6 см; II — булыжной мощеной дороги без выбоин (специальной мощеной дорогой)

с СКО 1,1 см; III — булыжной дороги с выбоинами (специальный участок) с СКО 2,9 см.

Международная организация по стандартизации (ISO) предлагает учитывать продолжительность действия колебаний. Если частота колебаний находится в пределах 4...8 Гц и колебания действуют на человека в течение 8 часов (условного рабочего дня), то средние квадратичные ускорения 0,35 м/с² определяют границу утомляемости.

Следует отметить, что при оценке вибрационной нагрузки на человека предпочтительной выходной величиной является виброускорение. Для санитарного нормирования и контроля интенсивность вибрации можно оценить средним квадратическим отклонением σ_a вертикального виброускорения. Среднее квадратическое отклонение σ_a называют контролируемым параметром. Плавность хода колесных машин определяют при постоянной вибрации в диапазоне частот 0,7 – 22,4 Гц.

При постоянной вибрации норму вибрационной нагрузки устанавливают в соответствии с нормативными скорректированными по частоте или спектральными значениями контролируемого параметра при действии вибрации в течение 8 ч, а также с использованием зависимости этих значений от длительности действия вибрации. В последнем случае норма вибрационной нагрузки на человека в соответствии со скорректированным по частоте и спектральным значениям контролируемого параметра при длительности воздействия вибрации менее 8 ч (480 мин.) равна:

$$\sigma_a = \sigma_{a8} \sqrt{\frac{480}{T_{\text{виб}}}},$$

где σ_{a8} – норма вибрационной нагрузки σ_a на человека при длительности воздействия вибрации 8 ч; $T_{\text{виб}}$ – длительность действия вибрации, мин. При $T_{\text{виб}} < 30$ мин за норму принимают значение контролируемого параметра, вычисленное при $T_{\text{виб}} = 30$ мин. Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4. Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки

| Третьоктавный диапазон частот, Гц | Среднегеометрическая частота, Гц | Ускорение, м/с ² | | |
|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|------|------|
| | | Время воздействия | | |
| | | 8ч | 4ч | 1ч |
| 0,9 – 1,12 | 1,0 | 0,63 | 1,06 | 2,36 |
| 1,12 – 1,48 | 1,25 | 0,56 | 0,96 | 2,12 |
| 1,48 – 1,78 | 1,6 | 0,50 | 0,85 | 1,9 |
| 1,78 – 2,24 | 2,0 | 0,45 | 0,75 | 1,7 |
| 2,24 – 2,8 | 2,5 | 0,4 | 0,67 | 1,5 |
| 2,8 – 3,54 | 3,15 | 0,355 | 0,6 | 1,32 |
| 3,54 – 4,48 | 4,0 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 4,48 – 5,6 | 5,0 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 5,6 – 7,05 | 6,3 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 7,05 – 8,96 | 8,0 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 8,96 – 11,2 | 10,0 | 0,4 | 0,67 | 1,5 |
| 11,2 – 14,8 | 12,5 | 0,5 | 0,85 | 1,9 |
| 14,8 – 17,8 | 16,0 | 0,63 | 1,06 | 2,36 |
| 17,8 – 22,4 | 20,0 | 0,8 | 1,32 | 3,0 |
| 22,4 – 28,0 | 25,0 | 1,0 | 1,7 | 3,75 |

График санитарных норм спектральных показателей вибрационной нагрузки представлен на рисунке 3.14.

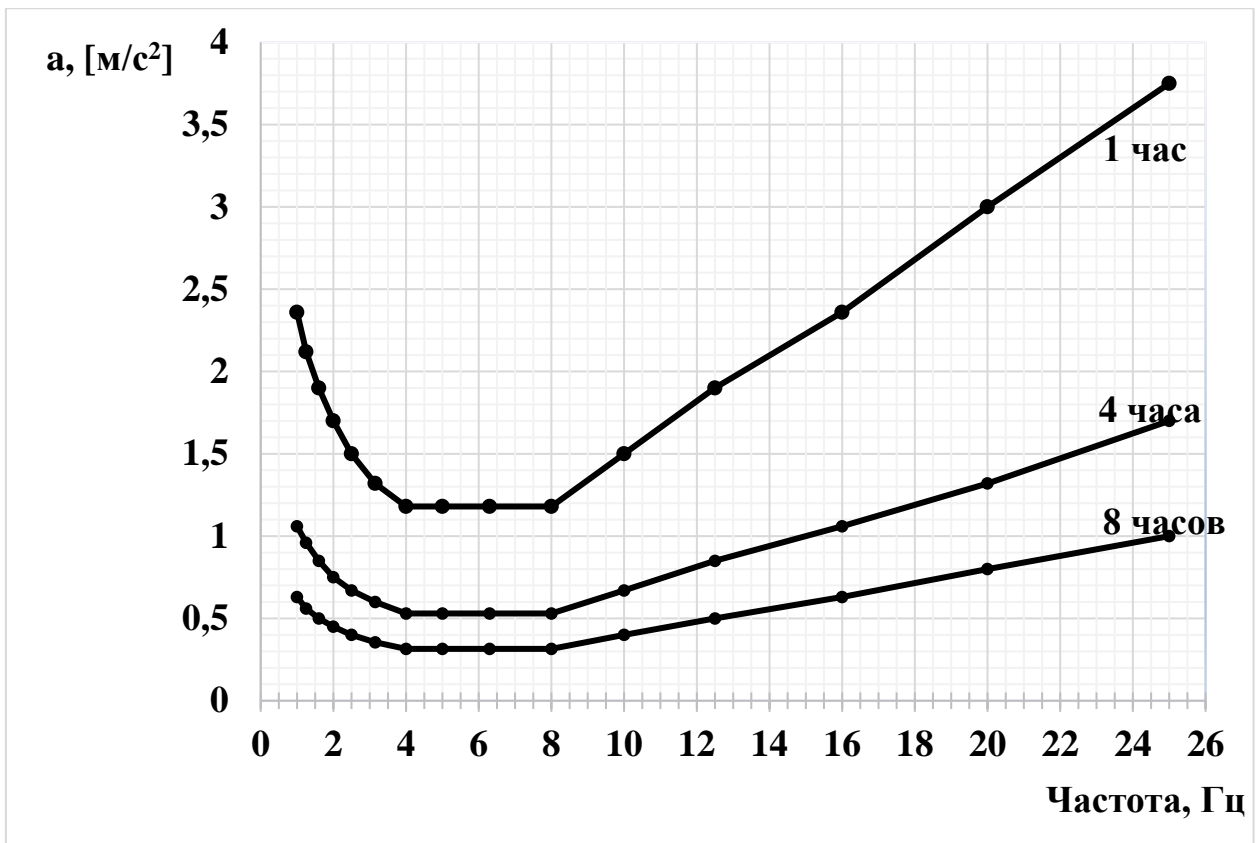


Рис. 3.14. Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки

Три линии на графиках представляют собой пороговые значения, при которых наступает утомление человека в случае воздействия продолжительностью 1 час, 4 часа и 8 часов соответственно.

После того как проведен расчёт среднеквадратических значений вертикальных ускорений подрессоренной массы и введены весовые коэффициенты, были получены скорректированные значения виброускорений, которые необходимы для сравнения с нормативными значениями. Полученные результаты представлены в виде графика на рисунке 3.15 для удобного сравнения с нормативными значениями и между собой.

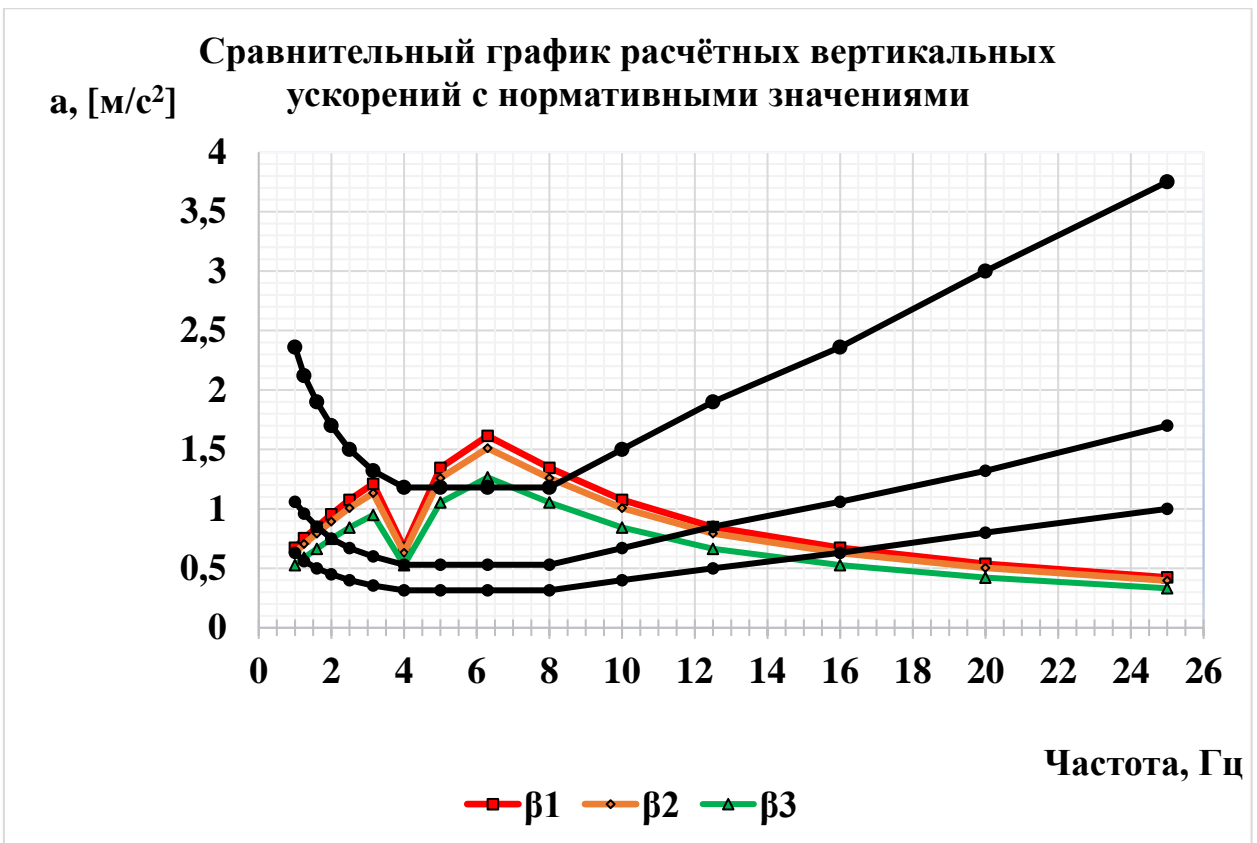


Рис. 3.15. Сравнение ускорений, полученных при расчетах с нормативными значениями

Исходя из графика видно, что соотношение неподрессоренной и поддрессоренной масс β_3 является наилучшим для данного типа дороги при скорости движения автомобиля 30 км/ч, так как, в отличие от других соотношений, удовлетворяет нормативным значениям в большем частотном диапазоне (при времени воздействия $T=1$ ч. удовлетворяет на всех частотах, кроме 6,3 Гц). Использование каждого из трех рассматриваемых соотношений при высокой длительности движения по данному типу дороги способствует быстрой утомляемости водителя. Стоит также отметить, что расчетные значения ускорений при соотношении неподрессоренной и поддрессоренной масс β_3 удовлетворяют нормативам 4-х часовой продолжительности воздействия вибрационной нагрузки с 11 Гц, и 8-ми часовому нормативному значению при частотах виброускорений выше 14 Гц. Удовлетворение нормативам наблюдается среди всех расчетов в зонах около собственной частоты подвески автомобиля.

Глава 4. Производственная экологическая безопасность.

4.1 Понятие конструктивной безопасности

Конструктивная безопасность автомобиля представляет собой сложное его свойство. Для удобства изучения отдельных аспектов ее делят на активную, пассивную, послеаварийную и экологическую.

Активная безопасность автомобиля — свойство автомобиля предотвращать дорожно-транспортное происшествие (снижать вероятность его возникновения). Активная безопасность проявляется в период, соответствующий начальной фазе ДТП, когда водитель в состоянии изменить характер движения автомобиля.

Пассивная безопасность автомобиля — свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП. Пассивная безопасность проявляется в период, когда водитель, несмотря на принятые меры безопасности, не может изменить характер движения автомобиля и предотвратить дорожно-транспортное происшествие (кульминационная фаза ДТП). Различают внутреннюю пассивную безопасность, снижающую травматизм пассажиров, водителя и обеспечивающую сохранность грузов, перевозимых автомобилем, и внешнюю безопасность, которая уменьшает возможность нанесения повреждений другим участникам движения. Иногда применяют термин «агрессивность» автомобиля, как понятие, обратное его внешней пассивной безопасности.

Послеаварийная безопасность автомобиля — свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий дорожно-транспортного происшествия после его остановки (конечная фаза ДТП). Это свойство характеризуется возможностью быстро ликвидировать последствия происшествия и предотвращать возникновение новых аварийных ситуаций.

Экологическая безопасность автомобиля — свойство автомобиля, позволяющее уменьшать вред, наносимый участникам движения и окружающей среде в процессе его нормальной эксплуатации. Таким образом, экологическая безопасность, проявляющаяся во время повседневной работы

автомобиля, коренным образом отличается от перечисленных выше трех видов безопасности, которые выявляются лишь при дорожно-транспортном происшествии (явлении экстраординарном, хотя и распространенном).

Описанные выше виды безопасности рассматриваются изолированно один от другого, однако это делается лишь для простоты их изучения. В действительности все они связаны между собой, влияют один на другой, и не всегда можно провести четкую границу между отдельными видами безопасности. Так, например, хорошая тормозная система, позволяющая остановить автомобиль на коротком расстоянии, повышает вероятность предотвращения ДТП, улучшая активную безопасность автомобиля. Кроме того, чем эффективнее тормозная система, тем большее замедление автомобиля она обеспечивает на том же расстоянии. Следовательно, если даже не удастся предотвратить наезд или столкновение, то вероятная тяжесть последствий ДТП все же будет меньше, т. е. повысится пассивная безопасность. Замки автомобильных дверей должны выдерживать большие перегрузки, не открываясь, чтобы предотвратить выпадение пассажиров при ДТП (пассивная безопасность). Вместе с тем они не должны заклиниваться и препятствовать эвакуации пострадавших из автомобиля (послеаварийная безопасность).

Взаимосвязь различных видов безопасности и противоречивость требований, предъявляемых к конструкции автомобиля, вынуждают конструкторов и технологов принимать компромиссные решения. При этом неизбежно ухудшаются одни свойства, менее существенные для автомобиля данного типа, и улучшаются другие, имеющие большее значение.

4.2. Влияние конструкции подвески АТС на активную безопасность.

Кинематика и эластокинематика подвески должны обладать следующими основными свойствами:

- постоянство ширины колеи независимо от хода подвески. Например, в подвеске на двойных поперечных рычагах это свойство обеспечивается за счет неравной длины верхних и нижних рычагов (рис. 4.1);

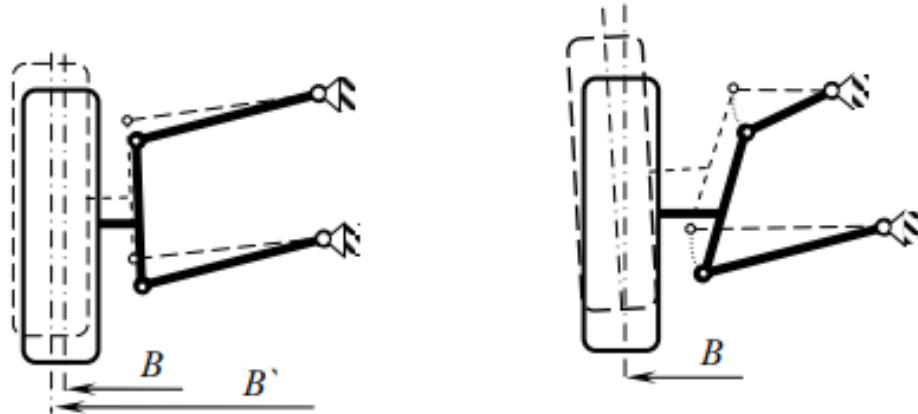


Рисунок 4.1. Изменение колеи на ходе сжатия подвески на двойных поперечных рычагах:

а – рычаги одинаковой длины; б – при соотношении длин рычагов 1:1,5...1,8

- перпендикулярность к дороге наиболее нагруженных колес на ходе сжатия подвески (внешние по отношению к центру поворота колеса). Обеспечивается расположением полюса поворота колеса на рычагах подвески между колесом и центром поворота автомобиля (рис. 4.2);

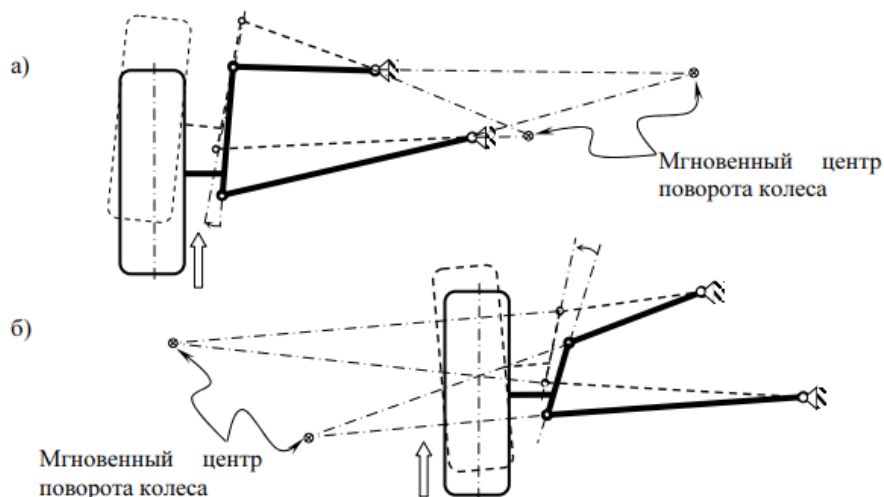


Рисунок 4.2 - Центр поворота колеса на двойных поперечных рычагах подвески: а, б – ориентация рычагов, соответствующая и

не обеспечивающая перпендикулярность шины к дороге на ходе сжатия
подвески

- оптимальное расположение центра поперечного крена подвески (рис. 4.3). При высоком расположении центра (рис. 4.3, в, г) кренящий момент минимален, при низком (рис. 4.3, а) – максимален. При расположении центра крена на уровне дороги кренящий момент значителен, но только при такой кинематической схеме подвеска может передать максимальную боковую силу, что обеспечивает максимальную скорость прохождения поворотов. В этом случае с кренами борются повышением угловой жесткости подвески, внедрением стабилизатора поперечной устойчивости;

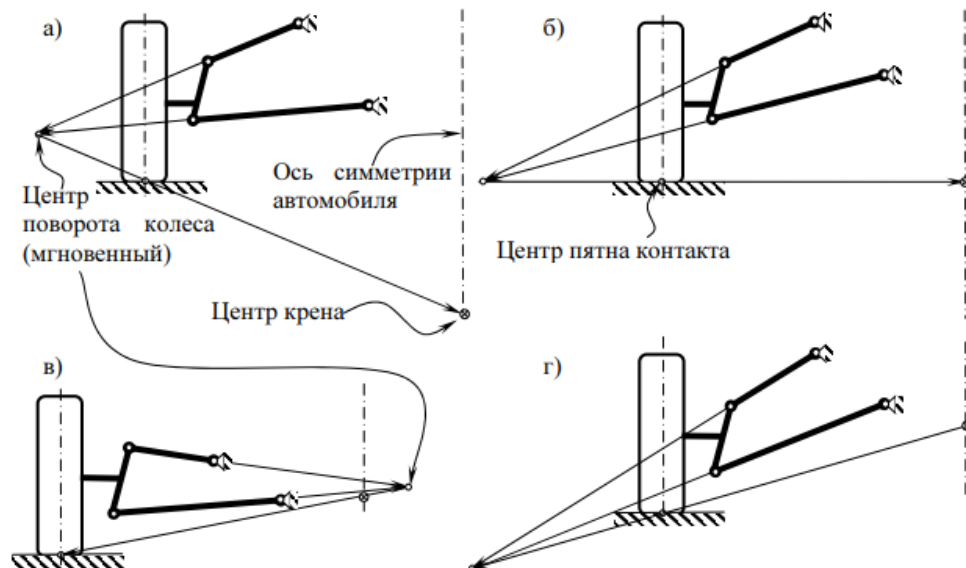


Рисунок 4.3 - Схема определения центра крена подвески на двойных поперечных рычагах: а, б – с центром крена, расположенным под дорогой и на ее уровне соответственно; в, г с центром крена, расположенным над дорогой

- оптимальное расположение центра продольного крена (клевка). При $a=0$ (рис. 4) вся тормозная сила направлена на остановку автомобиля, при $a>0$ часть ΔR_z тормозной силы R_T перенаправляется на подъем (удержание от клевка) передней части автомобиля. Отсюда вывод: противоклевковый эффект ухудшает тормозные свойства автомобиля;

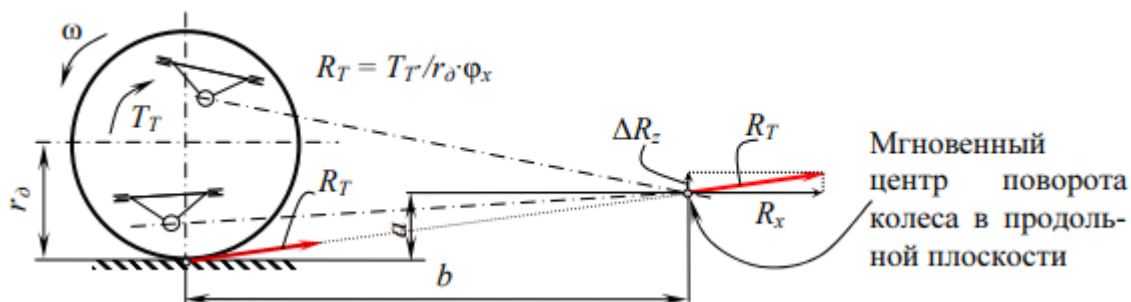


Рисунок 4.4 - Схема формирования подъемной силы на передней оси при торможении (антиклевковый эффект)

- оптимальное изменение угла схождения переднего колеса в процессе перераспределения на него вертикальной нагрузки в повороте (внешнее по отношению к центру поворота колесо);
- изменение в сторону положительного схождения заднего колеса (подруливающий эффект) в процессе перераспределения на него вертикальной нагрузки в повороте (внешнее по отношению к центру поворота колесо).

Эти свойства подвески часто противоречат друг другу. Искусство конструктора заключается в том, чтобы найти оптимальные для проектируемого автомобиля значения параметров. Например, автомобиль не может иметь одновременно мягкую подвеску и максимально быстро проходить повороты: либо комфорт, либо скорость.

Также на активную безопасность немалое влияние оказывает плавность хода. Плавностью хода называют свойство автомобиля двигаться по неровным дорогам без больших колебаний, поддресоренных масс (кузова). Основным источником колебаний являются неровности дорожного покрытия. Динамические нагрузки, сопровождающие колебания, приводят к поломкам деталей автомобиля и ускоренному изнашиванию трущихся поверхностей. При колебаниях повышается сопротивление движению, вследствие увеличения потерь энергии на трение в элементах ходовой части автомобиля возрастает расход топлива. На неровных дорогах водитель вынужден снижать скорость, вследствие чего падает производительность подвижного состава.

Ухудшение безопасности движения при больших колебаниях автомобиля связано с повышенным утомлением водителя и возможностью отрыва колес от дороги.

Для оценки плавности хода в СССР использовались санитарные нормы вибрации автомобилей, однако данный документ на момент написания работы является недействующим. Данные нормы отражаются в действующем ГОСТ 12.1.012-2004 и цепочке его производных [8].

Согласно ГОСТ Р 55855-2013, в качестве оценочного показателя вибрации применительно к автомобилям выбирается виброускорение, измеряемое в 10^{-6} м/с² [9].

Поскольку человек, управляя автомобилем занимает сидячее положение, при оценке воздействия вибрации на состояние здоровья человека принято использование частотных характеристик, определяемых коэффициентами согласно ГОСТ 31191.1 (Табл. 4.1).

Таблица 4.1. Применение основных функций частотной коррекции

| Частотная коррекция | Влияние на здоровье | Комфорт | Категория транспортного средства и место измерения |
|----------------------------|--|--|---|
| W_k | Ось z для поверхности сидения | Ось z для поверхности сидения | $M_1, M_2, M_3, N_1, N_2, N_3$ Рабочее место водителя |
| W_d | Ось x для поверхности сидения Ось y для поверхности сидения | Ось x для поверхности сидения Ось y для поверхности сидения | M_1, N_1, N_2, N_3 Рабочее место водителя |
| W_k | Ось z для поверхности сидения | Ось z для поверхности сидения Ось z для лежащего человека | M_2, M_3 Пассажиры сидения и место для больного в автомобиле скорой помощи |

| Частотная коррекция | Влияние на здоровье | Комфорт | Категория транспортного средства и место измерения |
|---------------------|--|--|---|
| W_d | Ось x для поверхности сидения Ось y для поверхности сидения | Ось x для поверхности сидения Ось y для поверхности сидения Ось x для лежащего человека Ось y для лежащего человека | M_2, M_3 Пассажиры сидения и место для больного в автомобиле скорой помощи |

Частотные коэффициенты по осям принимают следующие значения:

- Ось X: $W_{dk_x} = 1,4$;

- Ось Y: $W_{dk_y} = 1,4$;

- Ось Z: $W_{dk_z} = 1,4$;

Исследуемые в данной работе автомобиль относится к категории M_1 , а также, согласно специфике расчетной модели – рассматриваются исключительно вертикальные вибрационные воздействия (по оси Z).

Значения основных функций частотной коррекции в третьоктавных полосах частот в соответствии с ГОСТ 31191.1 приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Значения основных функций частотной коррекции в третьоктавных полосах частот

| Номер полосы частот* | Среднегеометрическая частота f , Гц | W_k | | W_d | |
|----------------------|---------------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| | | х1000 | в дБ | х1000 | в дБ |
| -10 | 0,100 | 31,20 | -30,11 | 62,40 | -24,09 |
| -9 | 0,125 | 49,30 | -26,26 | 97,30 | -20,24 |
| -8 | 0,160 | 77,60 | -22,05 | 158,00 | -16,01 |
| -7 | 0,200 | 121,00 | -18,33 | 243,00 | -12,28 |
| -6 | 0,250 | 182,00 | -14,81 | 365,00 | -8,75 |
| -5 | 0,315 | 263,00 | -11,60 | 530,00 | -5,52 |
| -4 | 0,400 | 352,00 | -9,07 | 713,00 | -2,94 |

| Номер полосы частот* | Среднегеомет- рическая частота f , Гц | W_k | | W_d | |
|----------------------------|---|---------|--------|---------|--------|
| | | х1000 | в дБ | х1000 | в дБ |
| -3 | 0,500 | 418,00 | -7,57 | 853,00 | -1,38 |
| -2 | 0,630 | 459,00 | -6,77 | 944,00 | -0,50 |
| -1 | 0,800 | 477,00 | -6,43 | 992,00 | -0,07 |
| 0 | 1,000 | 482,00 | -6,33 | 1011,00 | 0,10 |
| 1 | 1,250 | 484,00 | -6,29 | 1008,00 | 0,07 |
| 2 | 1,600 | 494,00 | -6,12 | 968,00 | -0,28 |
| 3 | 2,000 | 531,00 | -5,49 | 890,00 | -1,01 |
| 4 | 2,500 | 631,00 | -4,01 | 776,00 | -2,20 |
| 5 | 3,150 | 804,00 | -1,90 | 642,00 | -3,85 |
| 6 | 4,000 | 967,00 | -0,29 | 512,00 | -5,82 |
| 7 | 5,000 | 1039,00 | 0,33 | 409,00 | -7,76 |
| 8 | 6,300 | 1054,00 | 0,46 | 323,00 | -9,81 |
| 9 | 8,000 | 1036,00 | 0,31 | 253,00 | -11,93 |
| 10 | 10,000 | 988,00 | -0,10 | 212,00 | -13,91 |
| 11 | 12,500 | 902,00 | -0,89 | 161,00 | -15,87 |
| 12 | 16,000 | 768,00 | -2,28 | 125,00 | -18,03 |
| 13 | 20,000 | 636,00 | -3,93 | 100,00 | -19,99 |
| 14 | 25,000 | 513,00 | -5,80 | 80,00 | -21,94 |
| 15 | 31,500 | 405,00 | -7,86 | 63,20 | -23,96 |
| 16 | 40,000 | 314,00 | -10,05 | 49,40 | -26,13 |
| 17 | 50,000 | 246,00 | -12,19 | 38,80 | -28,22 |
| 18 | 63,000 | 186,00 | -14,61 | 29,50 | -30,60 |
| 19 | 80,000 | 132,00 | -17,56 | 21,10 | -33,53 |
| 20 | 100,000 | 88,70 | -21,04 | 14,10 | -36,99 |
| 21 | 125,000 | 54,00 | -25,35 | 8,63 | -41,28 |
| 22 | 160,000 | 28,50 | -30,91 | 4,54 | -46,84 |
| 23 | 200,000 | 15,20 | -36,38 | 2,43 | -52,30 |
| 24 | 250,000 | 7,90 | -42,04 | 1,26 | -57,97 |
| 25 | 315,000 | 3,98 | -48,00 | 0,64 | -63,92 |
| 26 | 400,000 | 1,95 | -54,20 | 0,31 | -70,12 |

Параметры подвески влияют также на поперечную устойчивость [10]. Под действием поперечных сил кузов автомобиля поворачивается и наклоняется в поперечном (рис. 4.6) направлении, при этом упругие элементы подвески деформируются. Осью крена называют прямую NN (рис. 4.5, а), относительно которой поворачивается кузов при его наклоне. Точки A_1 и A_2 пересечения оси крена с вертикальными плоскостями, проведенными через

середины мостов автомобиля, называют центрами крена передним (A_1) и задним (A_2).

Положение центров крена зависит от конструкции подвески автомобиля. При независимой подвеске (на двух параллельных рычагах, свечной или торсионной) центр крена обычно расположен близко к поверхности дороги. При использовании конструкции зависимой подвески он находится несколько выше центра колеса, что с точки зрения устойчивости и безопасности является существенным недостатком.

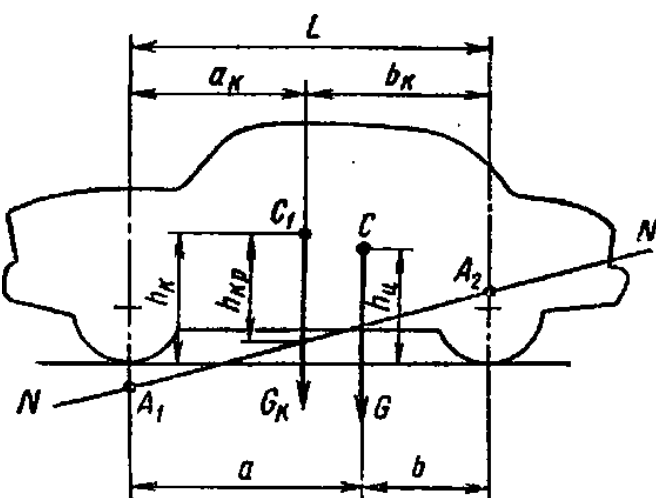


Рисунок 4.5 – Ось крена автомобиля

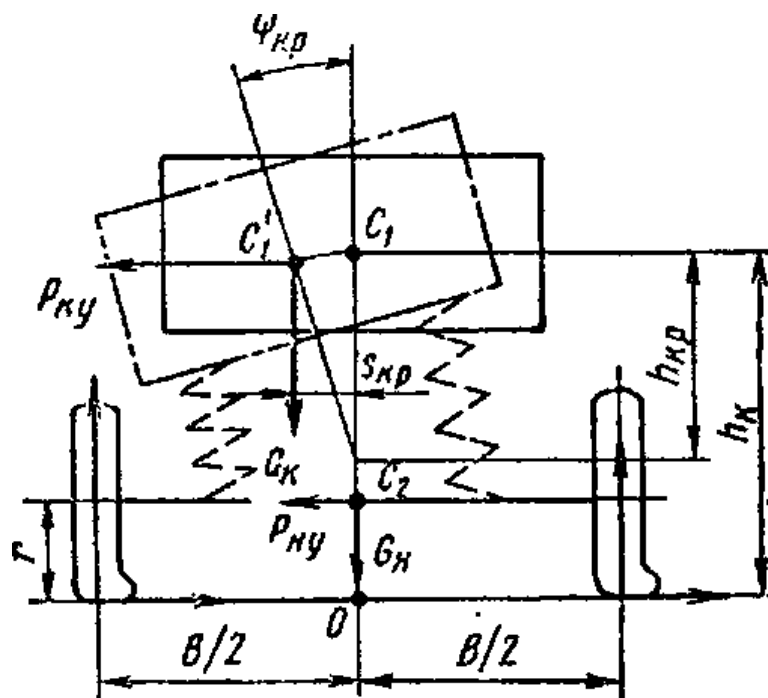


Рисунок 4.6 – Поперечный крен кузова автомобиля

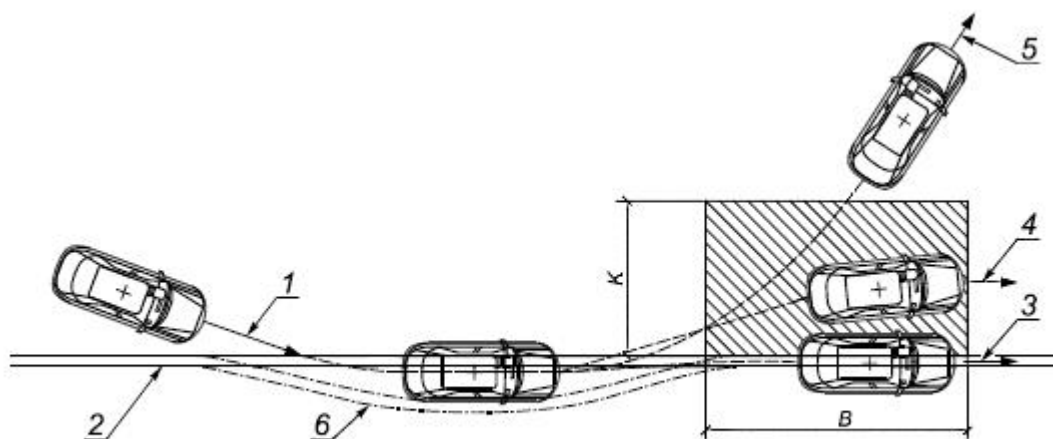
При наличии упругой подвески уменьшается критическая скорость по условиям опрокидывания. В среднем критическая скорость снижается на 10 – 15%. Для уменьшения вероятности опрокидывания автомобиля следует увеличивать угловую жесткость подвески и уменьшать плечо крена. Для увеличения угловой жесткости подвески устанавливают стабилизаторы поперечной устойчивости, позволяющие уменьшать угол крена кузова без увеличения вертикальной жесткости подвески.

На автомобиль в процессе криволинейного движения действуют два момента, противоположных по направлению: опрокидывающий момент силы и восстанавливающий момент силы (рис. 6). При равенстве этих моментов внутренние колеса автомобиля начинают отрываться от дороги. Если после этого опрокидывающий момент увеличится из-за возрастания скорости или уменьшения радиуса поворота, то автомобиль начнет наклоняться в сторону действия опрокидывающего момента. Однако отрыв колес от дороги не всегда приводит к опрокидыванию автомобиля. Если опрокидывающий и восстанавливающий моменты равны, то автомобиль может двигаться только на внешних колесах.

В эксплуатационных условиях опрокидывающий момент обычно возникает неожиданно и быстро увеличивается, так что водитель не успевает снизить скорость или повернуть рулевое колесо, и опрокидывание автомобиля становится неизбежным. Особенно данный исход характерен для транспортных средств повышенной проходимости (например, УАЗ Патриот), ввиду высоко расположенного центра масс и вышеперечисленных недостатков конструкции зависимой подвески.

4.3 Влияние конструкции подвески на пассивную безопасность

Конструкция подвески также оказывает влияние и на пассивную безопасность автомобиля. При натурных испытаниях дорожных ограждений производится удар легковым автомобилем под углом 20° к оси ограждения (рис. 4.7) на различных скоростях (в зависимости от режима испытаний).



1 – траектория наезда; 2 – дорожное ограждение; 3,4 – траектория выбега, удовлетворяющая требованиям безопасности; 5 – траектория выбега, не удовлетворяющая требованиям безопасности; 6 – линия упругого изгиба; К – ширина коридора; В – длина коридора

Рисунок 4.7 – Наезд легкового автомобиля на ограждение

После удара автомобиль не должен выходить за границы коридора выбега (рис. 4.7), это является одним из условий возможности использования данного ограждения на дорогах.

Но не только конструкция ограждения оказывает влияние на результат испытаний. Очень часто во время наезда автомобиля на ограждение происходит зацеп правого переднего колеса за стойку, и, если не произойдет отсоединение данного колеса или подвески вместе с этим колесом от автомобиля произойдет разворот автомобиля (рис. 4.8).



Рис. 4.8. Пример разворота автомобиля на испытаниях дорожных барьерных ограждений

Также может произойти опрокидывание транспортного средства. В качестве примера представлен данный исход при проведении натуральных испытаний дорожного барьерного ограждения посредством наезда автобусом (рис 4.9).



Рис. 4.9. Пример опрокидывания автобуса при проведении натуральных испытаний дорожного ограждения

Если такая ситуация произойдет на дороге - это может повлечь за собой очень тяжелые последствия. Ввиду того что пассивная безопасность автомобиля при фронтальном ударе гораздо выше. Таким образом конструкция подвески автомобиля должна обеспечить проезд автомобиля при данном типе удара по траекториям 3 или 4 (рис. 7). Возможно, либо отсоединение подвески вместе с колесом, либо складывание ее для предотвращения разворота автомобиля (в основном – независимый тип подвески легковых автомобилей).

Однако, в случае зависимой подвески, как правило, центр масс автомобиля расположен достаточно высоко по отношению к другим типам конструкции, что может приводить к существенному изменению траектории движения транспортного средства. За счет жесткой связи правого и левого колес автомобиля – его дальнейшее поведение является ситуативным, т.е.

может наблюдаться, как удовлетворяющая ГОСТ 33129 траектория движения, так и неудовлетворяющая (Рис. 4.7. варианты 3,4 и 5) [11].

Выводы по разделу

На основании проведенных расчетов, а также анализа нормативных документов можно сделать следующие выводы:

1. От конструкции подвески зависит достаточно большое кол-во факторов активной (кинематика, эластокинематика подвески, плавность хода, поперечная устойчивость и др.) и пассивной (тяжесть ДТП часто напрямую зависит от того какое положение займет автомобиль после столкновения) безопасности автомобиля. Ввиду чего требуется особое внимание к оптимизации существующих и разработке новых конструкций.
2. Зависимый тип подвески должен удовлетворять нормам вибрационного воздействия на человека, обеспечивая должные условия труда водителей (до 8 ч. управления ТС), т.е. обеспечивать соответствующий уровень активной безопасности, а также регламентируемых различными стандартами качеств.

5. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЬЮТЕРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

5.1 Расчет затрат на компьютерные испытания

5.1.1 Материальные затраты

Расчёт материальных затрат проведён при 247 рабочих днях в году.

Годовые затраты на теплоснабжение определены в соответствии с информацией Городского центра начисления коммунальных платежей.

Стоимость тепловой энергии на отопление помещения, руб:

$$C_{\text{теп}} = n \times C_{\text{уд}} \times S \times \tau; \quad (5.1)$$

где n – количество месяцев в периоде;

$C_{\text{уд}}$ – норматив потребления отопления, Гкал/м²;

S – площадь отапливаемого помещения;

τ – тариф на тепловую энергию.

Исходные данные и результаты расчёта годовой стоимости тепловой энергии, затрачиваемой на отопление помещения представлены в Таблице 5.1.

Таблица 5.1 - Годовая стоимость тепловой энергии на отопление

| Период года | Количество месяцев | Площадь, м ² | Норматив потребления отопления, Гкал/м ² | Тариф на тепловую энергию, руб/Гкал | Стоимость тепловой энергии на отопление, руб |
|----------------|--------------------|-------------------------|---|-------------------------------------|--|
| Январь-апрель | 4 | 20 | 0,0274 | 2 467,38 | 5 414 |
| Май | 1 | | 0,0274 | 2 467,38 | 1 354 |
| Октябрь | 1 | | 0,0274 | 2 546,83 | 1 397 |
| Ноябрь-декабрь | 2 | | 0,0274 | 2 546,83 | 2 794 |
| Итого: | | | | | |

Информация о тарифах на электроэнергию предоставлена организацией «Мосэнергосбыт».

Годовые затраты на электроэнергию (при 8-часовом рабочем дне), руб:

$$C_{\text{эл}} = 247 \times N \times t \times \tau; \quad (5.2)$$

где N – потребляемая мощность потребителя;

t – время работы потребителя в течение рабочего дня, ч;

τ – тариф на электрическую энергию, руб/кВт.

Исходные данные и результаты расчёта затрат на электроэнергию приведены в Таблице 5.2.

Таблица 5.2 - Годовые затраты на электроэнергию

| Наименование потребителя | Мощность, кВт | Время работы в течение рабочего дня, ч | Тариф на электроэнергию, руб/кВт | Затраты на электроэнергию, руб |
|--------------------------|---------------|--|----------------------------------|--------------------------------|
| Освещение | 0,15 | 8 | 5,15 | 1 526 |
| Системный блок | 0,15 | 8 | | 1 526 |
| Монитор | 0,1 | 8 | | 1 018 |
| Принтер (МФУ) | 0,1 | 0,5 | | 64 |
| Плоттер | 0,15 | 0,1 | | 19 |
| Итого | - | - | - | 4 153 |

Для определения величины затрат на материалы и покупные изделия использовались данные о стоимости товаров в магазинах М.Видео (электроника, компьютеры и оргтехника), ИКЕА (офисная мебель), Комус (канцелярские принадлежности).

Затраты на покупку товаров, руб:

$$C_{\text{м}} = C_{\text{изд}} \times n; \quad (5.3)$$

где $C_{\text{изд}}$ – стоимость одного покупного предмета;

n – количество покупных предметов определённого типа.

Исходные данные и результаты расчёта затрат на покупные изделия и материалы представлены в Таблице 5.3.

Таблица 5.3. Затраты на покупные изделия

| Наименование изделия | Стоимость изделия, руб | Количество изделий, шт | Стоимость набора изделий, руб |
|-----------------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------------|
| Системный блок | 80 000 | 1 | 80 000 |
| Монитор | 20 000 | 1 | 20 000 |
| Клавиатура | 1 500 | 1 | 1 500 |
| Компьютерная мышь | 1 500 | 1 | 1 500 |
| Принтер (МФУ) | 8 000 | 1 | 8 000 |
| Плоттер | 60 000 | 1 | 60 000 |
| Стол офисный | 12 500 | 1 | 12 500 |
| Кресло офисное | 3 500 | 1 | 3 500 |
| Канцтовары | 1 500 | 1 | 1 500 |
| Бумага (в упаковке по 500 листов) | 300 | 4 | 1 200 |
| Итого | - | - | 189 700 |

5.1.2 Расходы на оплату труда

В работе над проектом непосредственно принял участие 1 человек, по совместительству выполнивший все административные и вспомогательные работы. Привлечение дополнительного вспомогательного рабочего для обслуживания оргтехники и выполнения административных работ сочтено нецелесообразным ввиду предполагаемого малого объёма работ такого вида.

Годовой фонд заработной платы (руб) рассчитан упрощённо:

$$C_{зп} = 12 \times C_{ок} \times n; \quad (5.4)$$

где $C_{ок}$ – величина месячного оклада, руб;

n – количество рабочих.

Годовые расходы на оплату труда оформлены в виде Таблицы 5.4.

Таблица 5.4. Годовые расходы на оплату труда

| Работник | Месячный оклад, руб | Количество, чел | Расходы на оплату труда, руб |
|---------------|------------------------|-----------------|------------------------------------|
| Оператор ПЭВМ | 55 000 | 1 | 660 000 |

5.1.3 Начисление амортизации

Амортизация начисляется на основные фонды, находящиеся в собственности организации, имеющие среднюю стоимость не менее 100 тыс. рублей и срок эксплуатации не менее 12 месяцев. В соответствии с этими требованиями амортизация начислена на здание, находящееся в собственности организации и имеющее срок полезного использования 100 лет (X амортизационная группа). Выбран линейный метод начисления амортизации.

Годовая норма амортизации:

$$k = \frac{1}{n} \times 100\%; \quad (5.5)$$

где n – срок полезного использования, лет.

Годовая амортизация:

$$C_{\text{ам}} = k \times C_{\text{нач}}; \quad (5.6)$$

где $C_{\text{нач}}$ – начальная стоимость объекта.

$$C_{\text{ам}} = k \times C_{\text{нач}} = 0,02 * 1\,100\,000 = 22\,000 \text{ руб};$$

Исходные данные и результаты расчётов амортизационных начислений представлены в Таблице 5.5.

Таблица 5.5. Годовые затраты на амортизацию основных фондов

| Объект | Первоначальная стоимость, руб | Срок полезного использования, лет | Годовая норма амортизации, % | Годовая амортизация, руб |
|--------|----------------------------------|---|---------------------------------------|--------------------------------|
| Здание | 1 100 000 | 50 | 2 | 22 000 |

5.1.4 Прочие статьи расходов

В смету затрат включены страховые взносы (в размере 30% от фонда заработной платы), страховые взносы на мероприятия по предотвращению травматизма (0,7% от фонда заработной платы), расходы на рекламу, налог на недвижимое имущество (в размере 2,2% от средней стоимости имущества).

Величина страховых взносов, руб:

$$C_{бж} = 0,3 \times C_{зп}; \quad (5.7)$$

где $C_{зп}$ – фонд фиксированной заработной платы.

$$C_{бж} = 0,3 * 660\ 000 = 198\ 000 \text{ руб.}$$

Величина отчислений на мероприятия по предотвращению производственного травматизма, руб:

$$C_{тр} = 0,007 \times C_{зп}; \quad (5.8)$$

где $C_{зп}$ – фонд фиксированной заработной платы.

$$C_{тр} = 0,007 * 660\ 000 = 4\ 620 \text{ руб.}$$

Затраты на рекламу приняты на уровне 12 000 руб, что соответствует характеру деятельности предприятия.

Величина налога на недвижимое имущество, руб:

$$C_{им} = 0,022 \times (C_{нач} - A_{год}); \quad (5.9)$$

где $C_{нач}$ – начальная стоимость недвижимого имущества, облагаемого налогом;

$A_{год}$ – годовая амортизация.

$$C_{им} = 0,022 \times (C_{нач} - A_{год}) = 0,022 * (1100000 - 22000) = 23\ 716 \text{ руб.}$$

Оргтехника не облагается имущественным налогом.

Затраты на ремонт помещения в настоящей работе не учтены. Затраты на телефонию и услуги интернет-провайдера отнесены к прочим затратам.

Стоимость программного обеспечения LS-DYNA составляет 500 000 руб, в соответствии с лицензионным соглашением. Срок действия соглашения – 12 месяцев. Исходные данные и результаты расчётов величины прочих затрат представлены в Таблице 5.6.

Таблица 5.6. Прочие статьи расходов

| Статья расходов | Величина расходов, руб |
|----------------------------|------------------------|
| Страховые взносы | 198 000 |
| Предотвращение травматизма | 4 620 |
| Реклама | 12 000 |
| Налог на имущество | 23 716 |
| Программное обеспечение | 500 000 |
| Прочее | 25 000 |
| Итого | 763 336 |

5.1.5 Смета на создание проекта

Общие затраты на создание проекта представлены в Таблице 5.7.

Таблица 5.7. Смета затрат

| Статья расходов | Величина годовых расходов, руб | Величина суточных расходов, руб |
|---|--------------------------------|---------------------------------|
| I. Материальные затраты | | |
| Теплоэнергия | 10 959 | 44,37 |
| Электроэнергия | 4 153 | 16,81 |
| Покупные изделия | 189 700 | 768,02 |
| Итого | 204 812 | 829,20 |
| II. Фонд оплаты труда | | |
| Затраты на оплату труда специалистов | 660 000 | 2 672,06 |
| Итого | 660 000 | 2 672,06 |
| III. Амортизационные отчисления | | |
| Амортизация помещения | 22 000 | 89,07 |
| Итого | 22 000 | 89,07 |
| IV. Прочие расходы | | |
| Страховые взносы | 198 000 | 801,62 |
| Мероприятия по предотвращению травматизма | 4 620 | 18,7 |
| Реклама | 12 000 | 48,58 |
| Налог на имущество | 23 716 | 96,02 |
| Программное обеспечение | 500 000 | 2024,29 |
| Прочее | 25 000 | 101,21 |
| Итого | 763 336 | 3 090,43 |
| Всего | 1 650 148 | 6 680,76 |

5.2 Определение себестоимости стендовых испытаний

5.2.1 Материальные затраты

Расчёт материальных затрат проведён при 247 рабочих днях в году.

В настоящем дипломном проекте сделано допущение о том, что стенд для диагностики амортизаторов требует большую площадь помещения.

Годовые затраты на теплоснабжение определены в соответствии с информацией Городского центра начисления коммунальных платежей.

Стоимость тепловой энергии на отопление помещения, руб:

$$C_{\text{теп}} = n \times C_{\text{уд}} \times S \times \tau; \quad (5.10)$$

где n – количество месяцев в периоде;

$C_{\text{уд}}$ – норматив потребления отопления, Гкал/м²;

S – площадь отапливаемого помещения;

τ – тариф на тепловую энергию.

Исходные данные и результаты расчёта годовой стоимости тепловой энергии на отопление помещения приведены в Таблице 5.8.

Таблица 5.8. Годовая стоимость тепловой энергии на отопление

| Период года | Количество месяцев | Площадь, м ² | Норматив потребления отопления, Гкал/м ² | Тариф на тепловую энергию, руб/Гкал | Стоимость тепловой энергии на отопление, руб |
|----------------|--------------------|-------------------------|---|-------------------------------------|--|
| Январь-апрель | 4 | 25 | 0,0274 | 2 467,38 | 6 768 |
| Май | 1 | | 0,0274 | 2 467,38 | 1 692 |
| Октябрь | 1 | | 0,0274 | 2 546,83 | 1 746 |
| Ноябрь-декабрь | 2 | | 0,0274 | 2 546,83 | 3 493 |
| Итого: | | | | | 13 699 |

Информация о тарифах на электроэнергию предоставлена организацией Мосэнергосбыт. В настоящем дипломном проекте сделано допущение о том, что большее помещение требует увеличения количества осветительных приборов.

Годовые затраты на электроэнергию (при 8-часовом рабочем дне), руб:

$$C_{эл} = 247 \times N \times t \times \tau; \quad (5.11)$$

где N – потребляемая мощность потребителя;

t – время работы потребителя в течение рабочего дня, ч;

τ – тариф на электрическую энергию, руб/кВт.

Исходные данные и результаты расчёта затрат на электроэнергию представлены в Таблице 5.9.

Таблица 5.9. Годовые затраты на электроэнергию

| Наименование потребителя | Мощность, кВт | Время работы в течение рабочего дня, ч | Тариф на электроэнергию, руб/кВт | Затраты на электроэнергию, руб |
|--------------------------|---------------|--|----------------------------------|--------------------------------|
| Освещение | 0,15 | 8 | 5,15 | 1 526 |
| Испытательный стенд | 6 | 5 | | 38 162 |
| Принтер | 0,1 | 0,5 | | 64 |
| Итого | - | - | - | 39 752 |

Отчёт о проведённом испытании формируется в электронном виде и выдаётся заказчику в распечатанном виде, что требует наличия принтера. Ноутбук входит в испытательный комплекс «CENTURION» S1000AM.

Затраты на покупные предметы, руб:

$$C_{м} = C_{изд} \times n; \quad (5.12)$$

где $C_{изд}$ – стоимость одного покупного предмета;

n – количество покупных предметов определённого типа.

Исходные данные и результаты расчёта затрат на покупные предметы и материалы приводятся в Таблице 5.10.

Таблица 5.10. Затраты на покупные изделия

| Наименование изделия | Стоимость изделия, руб | Количество изделий, шт | Стоимость набора изделий, руб |
|-----------------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------------|
| Испытательный стенд | 2 000 000 | 1 | 2 000 000 |
| Принтер (МФУ) | 8 000 | 1 | 8 000 |
| Стол офисный | 12 500 | 1 | 12 500 |
| Кресло офисное | 3 500 | 1 | 3 500 |
| Канцтовары | 1 500 | 1 | 1 500 |
| Бумага (в упаковке по 500 листов) | 300 | 4 | 1 200 |
| Итого | - | - | 2 026 700 |

5.2.2 Расходы на оплату труда

В проведении стендового испытания непосредственно принимает участие 1 человек. Кроме того, наличие стенда требует привлечения вспомогательного рабочего для обслуживания испытательной установки.

Годовой фонд заработной платы (руб) рассчитан упрощённо:

$$C_{зп} = 12 \times C_{ок} \times n; \quad (5.13)$$

где $C_{ок}$ – величина месячного оклада, руб;

n – количество рабочих.

Годовые расходы на оплату труда представлены в Таблицы 5.11.

Таблица 5.11. Годовые расходы на оплату труда

| Должность | Месячный оклад, руб | Количество, чел | Расходы на оплату труда, руб |
|-------------------------|---------------------|-----------------|------------------------------|
| Оператор стенда | 65 000 | 1 | 780 000 |
| Вспомогательный рабочий | 40 000 | 1 | 480 000 |
| Итого | - | - | 1 260 000 |

5.2.3 Начисление амортизации

Амортизация начисляется на основные фонды, находящиеся в собственности организации, имеющие среднюю стоимость не менее 100 тыс. рублей и срок эксплуатации не менее 12 месяцев. В соответствии с этими требованиями амортизация начислена на здание и испытательный стенд. Выбран линейный метод начисления амортизации.

Годовая норма амортизации:

$$k = \frac{1}{n} \times 100\%; \quad (5.14)$$

где n – срок полезного использования, лет.

Годовая амортизация:

$$C_{\text{ам}} = k \times C_{\text{нач}}; \quad (5.15)$$

где $C_{\text{нач}}$ – начальная стоимость объекта.

$$\begin{aligned} C_{\text{ам итог}} &= k_1 \times C_{\text{нач1}} + k_2 \times C_{\text{нач2}} = 0,067 * 2\,000\,000 + 0,02 * 5\,000\,000 \\ &= 133\,333 + 100\,000 = 233\,333 \text{ руб} \end{aligned}$$

Исходные данные и результаты расчётов амортизационных начислений представлены в Таблице 5.12.

Таблица 5.12 - Годовые затраты на амортизацию основных фондов

| Объект | Первоначальная стоимость, руб | Срок полезного использования, лет | Годовая норма амортизации, % | Годовая амортизация, руб |
|--------|-------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|--------------------------|
| Стенд | 2 000 000 | 15 | 6,7 | 133 333 |
| Здание | 5 000 000 | 50 | 2 | 100 000 |
| Итого | - | - | - | 233 333 |

5.2.4 Прочие статьи расходов

В смету затрат включены страховые взносы (в размере 30% от фонда заработной платы), страховые взносы на мероприятия по предотвращению травматизма (0,7% от фонда заработной платы), расходы на рекламу, налог на недвижимое имущество (в размере 2,2% от первоначальной стоимости имущества).

Величина страховых взносов, руб:

$$C_{\text{бж}} = 0,3 \times C_{\text{зп}}; \quad (5.16)$$

где $C_{\text{зп}}$ – фонд фиксированной заработной платы.

$$C_{\text{бж}} = 0,3 * 1\,260\,000 = 378\,000 \text{ руб.}$$

Величина отчислений на мероприятия по предотвращению производственного травматизма, руб:

$$C_{\text{тр}} = 0,007 \times C_{\text{зп}}; \quad (5.17)$$

где $C_{\text{зп}}$ – фонд фиксированной заработной платы.

$$C_{\text{тр}} = 0,007 * 1\,260\,000 = 8\,820 \text{ руб.}$$

Затраты на рекламу приняты на уровне 12 000 руб, что соответствует характеру деятельности предприятия.

Величина налога на недвижимое имущество, руб:

$$C_{\text{им}} = 0,022 \times \frac{2C_{\text{нач}} - A_{\text{год}}}{2}; \quad (5.18)$$

где $C_{\text{нач}}$ – начальная стоимость недвижимого имущества, облагаемого налогом;

$A_{\text{год}}$ – годовая амортизация.

$$C_{\text{им}} = 0,022 \times (C_{\text{нач}} - A_{\text{год}}) = 0,022 * (5\,000\,000 + 2\,000\,000 - 233\,000) = 148\,874 \text{ руб.}$$

Затраты на ремонт помещения в настоящей работе не учтены. Затраты на телефонию и услуги интернет-провайдера отнесены к прочим затратам.

Исходные данные и результаты расчётов величины прочих затрат представлены в Таблице 5.13.

Таблица 5.13. Прочие статьи расходов

| Статья расходов | Величина расходов, руб |
|----------------------------|------------------------|
| Страховые взносы | 378 000 |
| Предотвращение травматизма | 8 820 |
| Реклама | 12 000 |
| Налог на имущество | 148 874 |
| Прочее | 25 000 |
| Итого | 581 694 |

5.2.5 Смета затрат на создание проекта

Общие затраты на создание проекта представлены в таблице 5.14.

Таблица 5.14. Смета затрат

| Статья расходов | Величина годовых расходов, руб | Величина суточных расходов, руб |
|---|--------------------------------|---------------------------------|
| I. Материальные затраты | | |
| Теплоэнергия | 13 699 | 55,46 |
| Электроэнергия | 39 752 | 160,94 |
| Покупные изделия | 2 026 700 | 8205,26 |
| Итого | 2 080 150 | 8421,66 |
| II. Фонд оплаты труда | | |
| Затраты на оплату труда специалистов | 780 000 | 3 157,89 |
| Затраты на оплату труда ВОП | 480 000 | 1 943,32 |
| Итого | 1 260 000 | 5 101,21 |
| III. Амортизационные отчисления | | |
| Амортизация помещения | 100 000 | 404,86 |
| Амортизация оборудования | 133 333 | 539,81 |
| Итого | 233 333 | 944,67 |
| IV. Прочие расходы | | |
| Страховые взносы | 378 000 | 1530,36 |
| Мероприятия по предотвращению травматизма | 8 820 | 35,71 |
| Реклама | 12 000 | 48,58 |
| Налог на имущество | 148 874 | 602,73 |
| Прочее | 25 000 | 101,21 |
| Итого | 581 694 | 2355,04 |
| Всего | 4 155 177 | 16 822,58 |

5.3 Сравнительная таблица затрат на компьютерные и стендовые испытания

Сравнение затрат на различные виды испытаний проводилось по величине суточных затрат и приводится в Таблице 5.15.

Таблица 5.15. Сравнительная смета суточных затрат

| Статья расходов | Затраты на компьютерные испытания, руб | Затраты на стендовые испытания, руб |
|---|--|-------------------------------------|
| I. Материальные затраты | | |
| Теплоэнергия | 44,37 | 55,46 |
| Электроэнергия | 16,81 | 160,94 |
| Покупные изделия | 768,02 | 8 205,26 |
| Итого | 829,20 | 8 421,66 |
| II. Фонд оплаты труда | | |
| Затраты на оплату труда специалистов | 2 672,06 | 3 157,89 |
| Затраты на оплату труда ВОП | 0,00 | 1 943,32 |
| Итого | 2 672,06 | 5 101,21 |
| III. Амортизационные отчисления | | |
| Амортизация помещения | 89,07 | 404,86 |
| Амортизация оборудования | 0 | 539,81 |
| Итого | 89,07 | 944,67 |
| IV. Прочие расходы | | |
| Страховые взносы | 801,62 | 1530,36 |
| Мероприятия по предотвращению травматизма | 18,7 | 35,71 |
| Реклама | 48,58 | 48,58 |
| Налог на имущество | 96,02 | 602,73 |
| Программное обеспечение | 2 024,29 | 0 |
| Прочее | 101,21 | 101,21 |
| Итого | 3 090,43 | 2 355,04 |
| Всего | 6 680,76 | 16 822,58 |

На основании проведенных расчетов можно сделать вывод, что проведение виртуальных испытаний посредством компьютерного моделирования является в значительной мере выгоднее стендовых – в 2,52 раза. Такая разница обуславливается меньшей стоимостью требуемого для виртуальных расчетов оборудования, в сравнении с затратами на покупку стенда и величиной его амортизации. Стоит также отметить, что компьютерные испытания менее требовательны с точки зрения потребления электроэнергии, размерам производственного помещения, что в общем случае способствует снижению затрат на коммунальные платежи, а также аренду и амортизацию.

Следующим фактором, объясняющим полученную разницу, является необходимость вспомогательного рабочего при проведении стендовых испытаний, за счет чего повышается размер фонда оплаты труда, и, как следствие, общая статья расходов.

Компьютерные испытания – это универсальный способ проведения исследований, за счет возможности контроля и изменения всевозможных параметров испытываемой системы. Таким образом, в отличие от стендовых испытаний, формируется возможность решения не только диагностических и исследовательских задач, но и проектировочных, настроечных и т.д.

Заключение

В данной работе была проведена большая работа по созданию 3D модели передней подвески зависимого типа автомобиля УАЗ «Патриот» при помощи программного комплекса SolidWorks. Затем с использованием программного комплекса LS-DYNA из твердотельных 3D моделей посредством нанесения сетки были созданы конечно-элементные модели всех элементов подвески и объединены в одну расчетную модель.

Созданная в ходе работы КЭ модель передней подвески зависимого типа отражает рабочие процессы, протекающие в реальной подвеске автомобиля.

Конфигурация подвески с соотношением неподрессоренной и поддрессоренной масс $\beta_3 = 0,345$ является оптимальной из всех просчитанных посредством программного комплекса LS-DYNA, так как значения виброускорений в данном случае удовлетворяют нормативным практически во всем частотном диапазоне за исключением 6,3 Гц, в отличие от первых двух вариантов расчета с $\beta_1 = 0,369$ и $\beta_2 = 0,357$.

Исходя из проведенных расчетов можно сделать вывод, что данная расчетная КЭ модель подвески может быть использована для подбора оптимальных характеристик подвески, как с точки зрения рассмотрения различных упругих и демпфирующих характеристик пружин и амортизаторов, так и оценки влияния конструктивных изменений на различные показатели. Однако, несмотря на все вышеперечисленные преимущества данной модели требуется ее дальнейшая доработка на основе лучшей детализации всех элементов, которые присутствуют в подвеске реально автомобиля для получения более подробных результатов.

Список использованной литературы

1. Подвеска автомобиля: Учебное пособие. Ч.1. / Борисов С.В., Архипов А.И., Осипов В.И., М.: МАДИ, 1995.
2. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 В 3 т. Т.3/Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2008. – 432с.:ил.
3. Испытания колесных транспортных средств: Учебное пособие. /Иванов А.М., Кристальный С.Р., Попов Н.В., Спинов А.Р. – М.:МАДИ, 2018. – 124 с.
4. LS-Dyna. Keyword user's manual. Volume 1. Руководство пользователя. Часть 1. Livermore Software Technology Corporation. Перев. Б.Г. Рубцов. 2001. 1421 с.
5. Иванов А. М., Иванов С. Н., Квасновская Н. П. под редакцией Осипова В.И., Автомобили: Конструкция и рабочие процессы: учебник. – М.: Академия, 2012, 384 с.
6. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей. СП 4616-88, 5 мая 1988 г
7. Артанова Л.И., Самохвалова Ж.П. Методические указания к выполнению курсовой работы «Эффективность, экономика сферы сервиса и основы предпринимательства» - М.: 2010 – 28 с.
8. ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. (Дата введения 2008-07-01)
9. ГОСТ Р 55855-2013. Автомобильные транспортные средства. Методы измерения и оценки общей вибрации. (Дата введения 2014-09-01)
10. ГОСТ 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. (Дата введения 2013-09-01)
11. ГОСТ 33129. Дороги автомобильные общего пользования. Ограждения дорожные. Методы контроля. (Дата введения 2015-10-01)



Проектирование и исследование характеристик подвески
автомобиля УАЗ «Патриот»



Студент: Ершов В.С., гр. 5А3
Руководитель: проф. Осипов В.И.

Москва 2021

Цели работы:

2

- Создание твердотельной и конечно-элементной 3D моделей передней подвески зависимого типа автомобиля УАЗ «Патриот»;
- Задание упругой и демпфирующей характеристик расчетной модели передней подвески зависимого типа в программном комплексе LS-DYNA;
- Оптимизация соотношения неподрессоренных и поддрессоренных масс передней подвески с целью повышения плавности хода.

Характеристики автомобиля

3

- Масса транспортного средства: 2125 – 2650 кг
- Тип привода: полный
- Тип передней подвески: зависимая

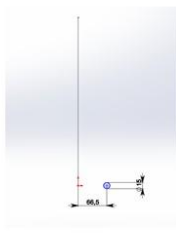
| Распределение массы автомобиля по осям, кг | |
|--|-------------|
| Передняя ось: | 1110 |
| Переднее левое колесо | 560 |
| Переднее правое колесо | 550 |
| Задняя ось: | 1065 |
| Заднее левое колесо | 575 |
| Заднее правое колесо | 490 |



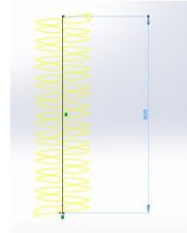
УАЗ-3163 «Патриот»

Создание КЭ моделей элементов подвески

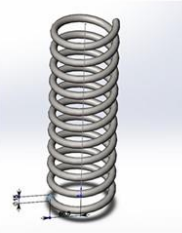
4



Эскиз прутка пружины



Эскиз образующей пружины



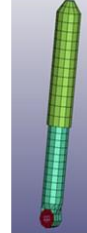
3D модель пружины



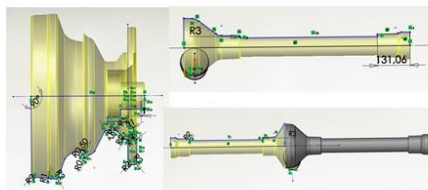
КЭ модель пружины



3D модель амортизатора



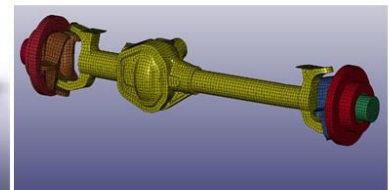
КЭ модель амортизатора



Эскизы 3D модели корпуса переднего моста



Сборная 3D модель переднего моста автомобиля УАЗ Патриот



Сборная КЭ модель переднего моста автомобиля УАЗ Патриот

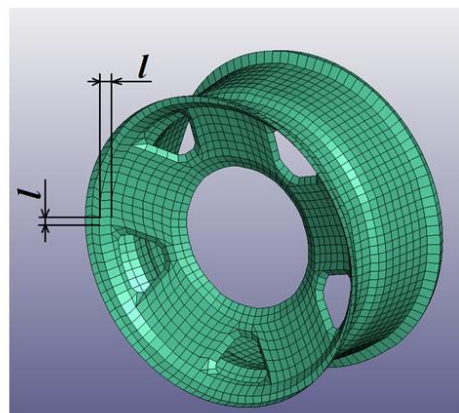
Критерий Куранта

5

Необходимое **условие** устойчивости явного численного решения некоторых дифференциальных уравнений в частных производных. Как следствие, во многих компьютерных симуляциях временной шаг должен быть меньше определённого значения, иначе результаты будут неправильными.

$$\Delta t < \frac{l}{V_{зв}}; \quad V_{зв} = \sqrt{\frac{E}{\rho}};$$

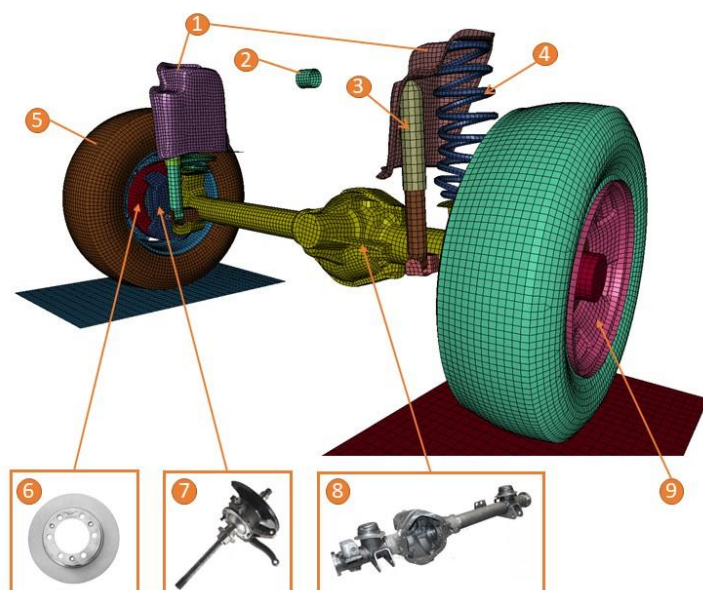
Δt – шаг по времени (timestep);
 l – характерный размер элемента;
 $V_{зв}$ – скорость звука;
 E – модуль упругости первого рода (модуль Юнга) материала;
 ρ – плотность материала.



Характерный размер элемента определяется по среднему размеру элементов в детали

Расчетная КЭ модель передней подвески зависимого типа автомобиля УАЗ «Патриот»

6



Элементы КЭ модели подвески зависимого типа

Поддресоренная масса:

1 – опоры пружины и амортизатора (стаканы);
2 – кузов автомобиля (элемент модели, имитирующий воздействие поддресоренной массы);
3 – амортизатор;

4 – пружина;

Неподдресоренная масса:

5 – эластичная шина;

6 – тормозной механизм;

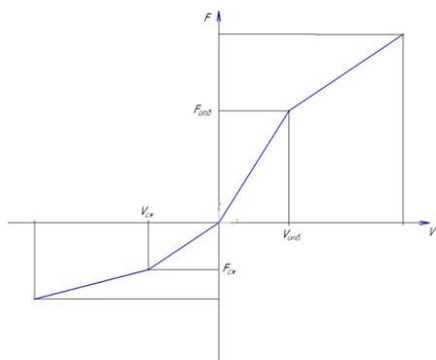
7 – кулак поворотный сборе со ШРУС`ом;

8 – картер переднего моста;

9 – диск колесный;

Конечно-элементная модель подвески установлена на платформы, которые задают возмущающие воздействия.

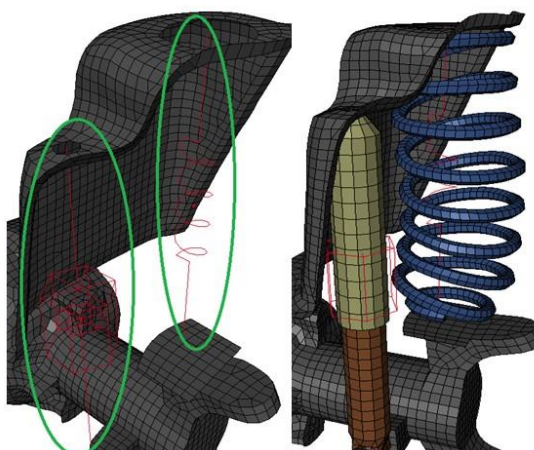
Задание упругой и демпфирующей характеристик 7



Демпфирующая характеристика гидравлического амортизатора

| *MAT_DAMPER_VISCOUS_(TITLE) (S02) (4) | |
|---------------------------------------|----------------|
| TITLE | MATSD2_2000442 |
| MP | SC |
| R000442 | 1.8000000 |

$$K = \frac{K_{сж} + K_{отб}}{2}; K_{отб} = \frac{F_{отб}}{V_{отб}}; K_{сж} = \frac{F_{сж}}{V_{сж}};$$



| *MAT_SPRING_NONLINEAR_ELASTIC_(TITLE) (S04) | |
|---|----------------|
| TITLE | MATSD1_2000445 |
| MP | S |
| 2000449 | 37.000000 |

$$\psi = \frac{K}{2\sqrt{C_p \cdot M}};$$

$$C_{\pi} = 37000 \left[\frac{\text{Н}}{\text{М}} \right];$$

$$M_{\text{подр}} = 803 \text{ [кг]};$$

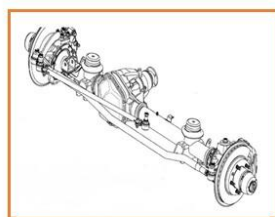
$$\omega_0 = 1,528 \text{ [Гц]};$$

$$\omega_0 = \frac{\sqrt{C_p}}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{M}};$$

Соотношения неподрессоренной и поддрессоренной масс 8

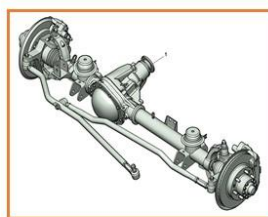
Данные значения определялись исходя из конструктивных изменений автомобиля УАЗ-3163 (Патриот)

- 1 Первая серийная конструкция (применяется с 2008 г. – н.в.)



$$\beta_1 = \frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{п}}} = \frac{297}{803} = 0,369$$

- 2 Измененная конструкция поворотных кулаков (применяется с 2018 года)



$$\beta_2 = \frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{п}}} = \frac{287}{803} = 0,357$$

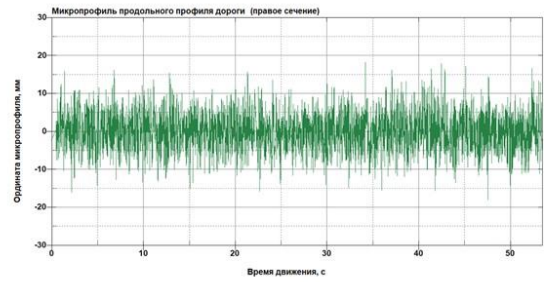
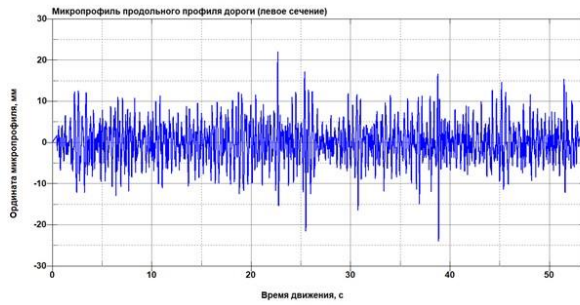
- 3 Установка облегченных колесных дисков



$$\beta_3 = \frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{п}}} = \frac{277}{803} = 0,345$$

Характеристики дороги

9



Максимальное перемещение : 23,9 мм
 Продолжительности испытания : 55 с
 Скорость движения автомобиля: 30 км/ч



Проезд автомобилей по булыжной дороге на полигоне НАМИ

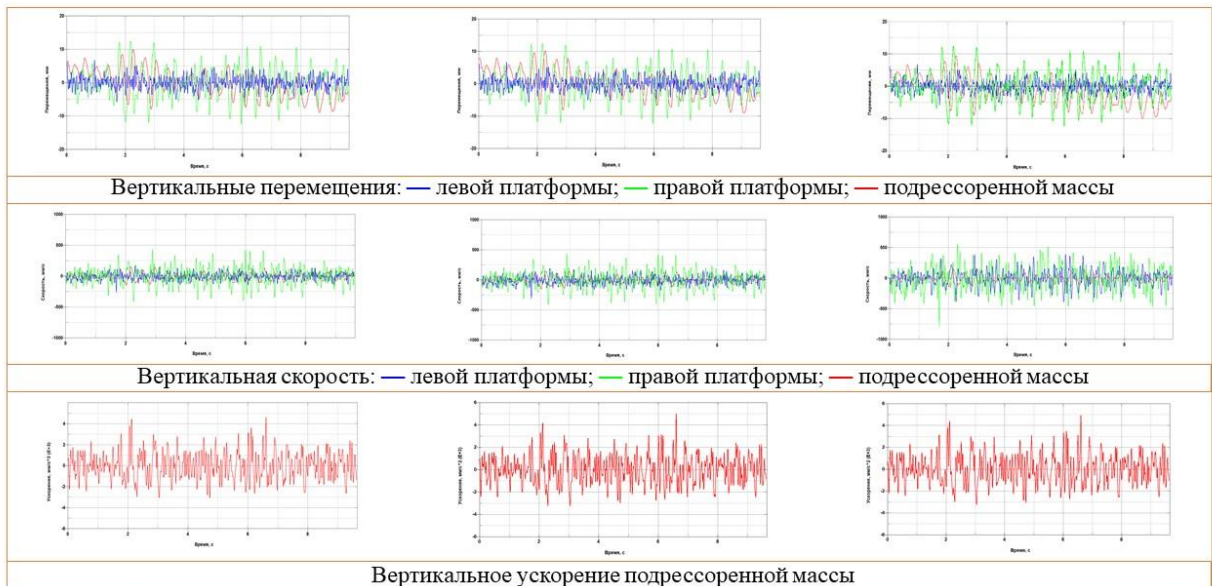
Результаты проведенных расчетов

10

При $\beta_1 = 0,369$

При $\beta_2 = 0,357$

При $\beta_3 = 0,345$




```

5.0299704075e-001 -3.2939700317e+002
5.0399684906e-001 -3.0231500244e+002
5.0499659777e-001 -2.811899536e+002
5.0599640609e-001 -2.6952600999e+002
5.0699621439e-001 -2.5760800171e+002
5.0799602270e-001 -2.5676699829e+002
5.0899584429e-001 -2.6361599731e+002
5.0999569300e-001 -2.7496799706e+002
5.1099540131e-001 -2.9736500244e+002
5.1199520962e-001 -3.2370099877e+002
5.1299501793e-001 -3.4885199979e+002
5.1399483952e-001 -3.8367599487e+002
5.1499464783e-001 -4.2036300659e+002
5.1599443965e-001 -4.5771799706e+002
5.1699420485e-001 -5.0049600220e+002
5.1799401316e-001 -5.5086401367e+002
5.1899383475e-001 -5.9310199975e+002
5.1999365346e-001 -6.2506500244e+002
5.2099348177e-001 -6.5603601079e+002
5.2199320008e-001 -6.8310699463e+002
5.2299300840e-001 -6.9916198730e+002
    
```

Массив данных



$$S_{az} = \sqrt{D_{az}}, \left[\frac{M}{c^2} \right]$$

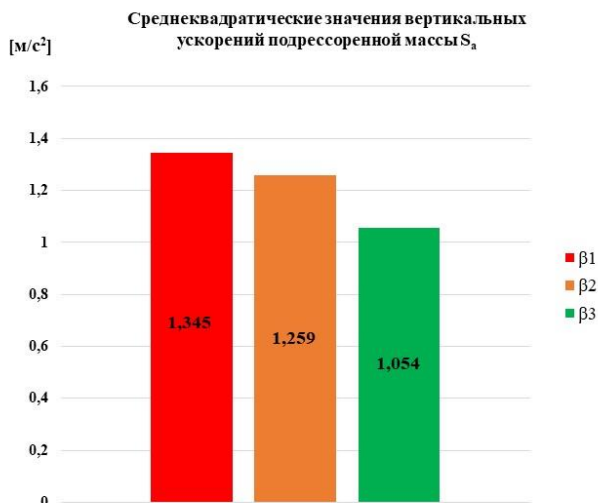
$$D_{az} = \frac{1}{N-1} \sum a_{zi}^2$$

Вычисление дисперсии и
среднеквадратических отклонений
(СКО) полученных в ходе расчета
ускорений



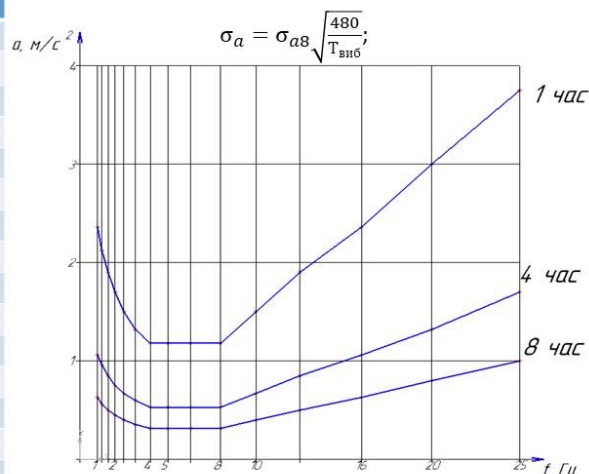
Графический
вид массива данных

Среднеквадратические значения ускорений при разных соотношениях неподрессоренной и поддрессоренной масс



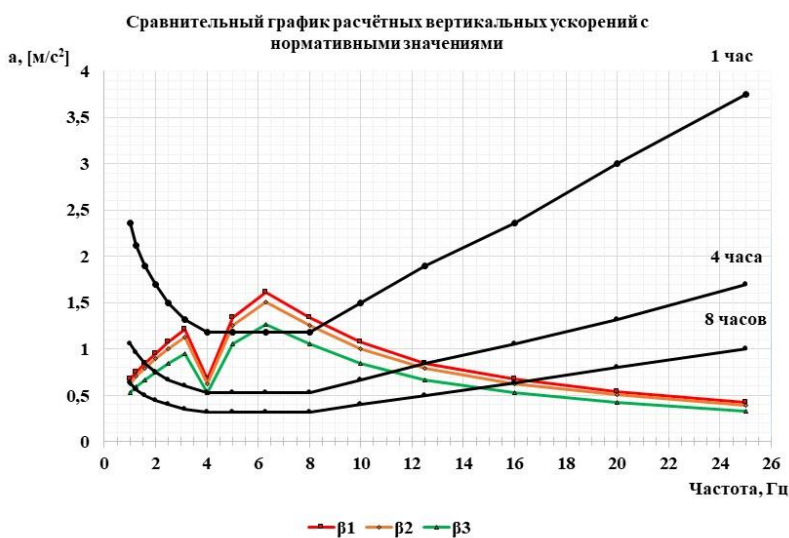
| Средние геометрические частоты октавных или третьоктавных полос частот, Гц | Значения весовых коэффициентов K_i | | | |
|--|--------------------------------------|--------|---------------------------|--------|
| | Для третьоктавных полос частот | | Для октавных полос частот | |
| | z | x, y | z | x, y |
| 0,8 | 0,45 | 1,0 | - | - |
| 1,0 | 0,50 | 1,0 | 0,5 | 1,0 |
| 1,25 | 0,56 | 1,0 | - | - |
| 1,6 | 0,63 | 1,0 | - | - |
| 2,0 | 0,71 | 1,0 | 0,71 | 1,0 |
| 2,5 | 0,80 | 0,8 | - | - |
| 3,15 | 0,90 | 0,63 | - | - |
| 4,0 | 1,0 | 0,50 | 1,0 | 0,5 |
| 5,0 | 1,0 | 0,40 | - | - |
| 6,3 | 1,0 | 0,315 | - | - |
| 8,0 | 1,0 | 0,25 | 1,0 | 0,25 |
| 10,0 | 1,0 | 0,2 | - | - |
| 12,5 | 0,63 | 0,16 | - | - |
| 16,0 | 0,50 | 0,125 | 0,5 | 0,125 |
| 20,0 | 0,40 | 0,10 | - | - |
| 25,0 | 0,315 | 0,08 | - | - |
| 31,5 | 0,25 | 0,063 | 0,25 | 0,063 |
| 40,0 | 0,2 | 0,05 | - | - |
| 50,0 | 0,16 | 0,04 | - | - |
| 63,0 | 0,125 | 0,0315 | 0,125 | 0,0315 |
| 80,0 | 0,1 | 0,025 | - | - |

| Третьоктавный диапазон частот, Гц | Среднегеометрическая частота, Гц | Ускорение, м/с ² | | |
|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|------|------|
| | | Время воздействия, ч | | |
| | | 8ч | 4ч | 1ч |
| 0,9 – 1,12 | 1,0 | 0,63 | 1,06 | 2,36 |
| 1,12 – 1,48 | 1,25 | 0,56 | 0,96 | 2,12 |
| 1,48 – 1,78 | 1,6 | 0,50 | 0,85 | 1,9 |
| 1,78 – 2,24 | 2,0 | 0,45 | 0,75 | 1,7 |
| 2,24 – 2,8 | 2,5 | 0,4 | 0,67 | 1,5 |
| 2,8 – 3,54 | 3,15 | 0,355 | 0,6 | 1,32 |
| 3,54 – 4,48 | 4,0 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 4,48 – 5,6 | 5,0 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 5,6 – 7,05 | 6,3 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 7,05 – 8,96 | 8,0 | 0,315 | 0,53 | 1,18 |
| 8,96 – 11,2 | 10,0 | 0,4 | 0,67 | 1,5 |
| 11,2 – 14,8 | 12,5 | 0,5 | 0,85 | 1,9 |
| 14,8 – 17,8 | 16,0 | 0,63 | 1,06 | 2,36 |
| 17,8 – 22,4 | 20,0 | 0,8 | 1,32 | 3,0 |
| 22,4 – 28,0 | 25,0 | 1,0 | 1,7 | 3,75 |



В случае, когда $T_{\text{виб}} < 30$ минут, принимают значение контролируемого параметра, вычисленное при $T_{\text{виб}} = 30$ минут.

Сравнение полученных ускорений с нормативными значениями



Конфигурация подвески с соотношением неподдресоренной и поддресоренной масс β_3 является оптимальной из просчитанных.

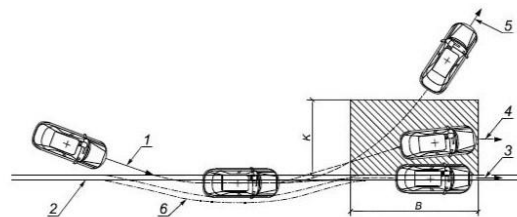
Влияние конструкции подвески АТС на безопасность 15



Разворот легкового автомобиля при натурных испытаниях дорожного барьерного ограждения



Опрокидывание автобуса при натурных испытания дорожного барьерного ограждения



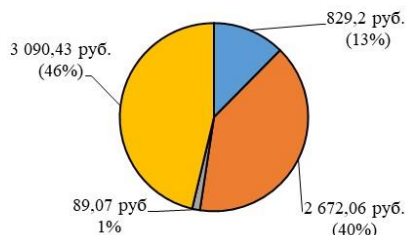
1 – траектория наезда; 2 – дорожное ограждение; 3,4 – траектория выбега удовлетворяющая требованиям безопасности; 5 – траектория выбега, не удовлетворяющая требованиям безопасности; 6 – линия упругого изгиба; К – ширина коридора; В – длина коридора

Важно обеспечить проезд АТС по траекториям 3 и 4, оно не должно выходить за пределы коридора выбега!

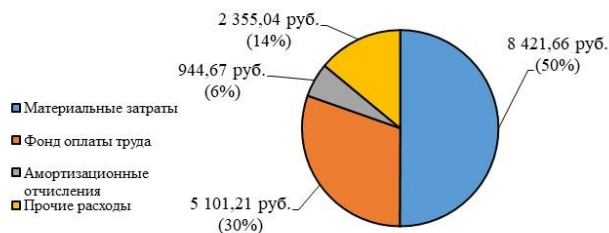
В противном случае возникает большая вероятность ДТП с тяжелыми последствиями.

Оценка экономической эффективности компьютерных исследований 16

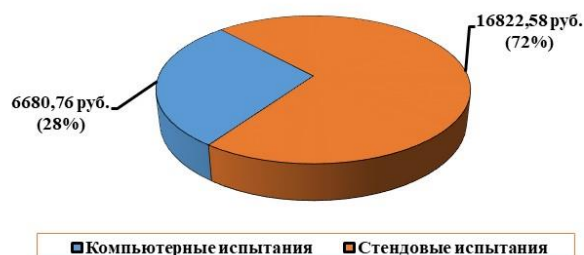
Суточные затраты на проведение компьютерных испытаний



Суточные затраты на проведение стендовых испытаний



Соотношение суточных затрат



- Инвестиции И=189 700 рублей

- Экономия в затратах:

$$\Theta = Z_{ст} - Z_{ки} = 16 822,58 - 6 680,76 = 10 141,82 \text{ руб.}$$

Таким образом, через 19 рабочих дней будет сэкономлена сумма, превышающая первоначальные инвестиции, необходимые для проведения компьютерных испытаний.

- Проведение компьютерных испытаний является в 2,52 раз дешевле стендовых.

- Программный комплекс SolidWorks позволяет создать необходимую геометрию подвески для дальнейшего использования в других программных комплексах;
- Расчетная конечно-элементная модель передней подвески автомобиля УАЗ «Патриот» позволила определить значения среднеквадратических вертикальных ускорений, величины которых составили 1,345, 1,259, 1,054 м/с² для первой, второй и третьей конфигурации расчетной модели соответственно;
- Конфигурация подвески, в которой соотношение неподрессоренной и прдрессоренной масс $\beta_3 = 0,345$ является оптимальной из просчитанных и обеспечивает соответствие полученных в ходе расчёта виброускорений нормативным при длительности воздействия $T = 1$ ч практически во всем частотном диапазоне.