

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РЕСПУБЛИКАНСКИЙ КОНКУРС НАУЧНЫХ РАБОТ СТУДЕНТОВ
ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Секция №10:

«Машиностроение и приборостроение. Механика машин. Надежность и безопасность технических систем. Научные основы и методы неразрушающего контроля и технической диагностики»

Девиз: «Плавность хода»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ НА ПЛАВНОСТЬ
ХОДА АВТОБУСОВ «МАЗ» ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ НА ЯЗЫКЕ
DELPHI

Мурашко А. С.
студент 4-ого курса
БНТУ

Василевский О. Г.
студент 4-ого курса
БНТУ

Гурвич Ю.А. – научный
руководитель, к.т.н., доцент
кафедры «Теоретическая
механика» БНТУ, доцент

Минск, 2011

Реферат
Работа 31 с., 1 ч., 14 рис., 8 источников
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ НА ПЛАВНОСТЬ
ХОДА АВТОБУСОВ «МАЗ»

Объектом исследования является подвеска автобуса «МАЗ».

Цель работы: проверка соответствия характеристик подвески (жесткости передних упругих элементов и демпфирования в передней подвеске) выбранных по предлагаемым критериям, обеспечения устойчивости движения, управляемости, отсутствие колебания управляемых колес, санитарно – гигиеническим требованиям, требованиям к плавности хода по асфальтобетонной дороге во всем скоростном диапазоне.

В основе решения данной задачи лежит использование при расчётах трехмассовой механико-математической модели вместо двухмассовой, что имеет ряд преимуществ. Трехмассовая механико-математическая модель универсальна, т.е. позволяет вести расчет колебаний автобуса не только при коэффициенте распределения поддресоренной массы, равным примерно единице, что свойственно двухмассовой модели, но и значительно отличающимся от единицы.

Трехмассовая механико-математическая модель более информативна, так как позволяет получить сразу информацию о колебаниях поддресоренной и неподдресоренной массах, позволяет получить информацию не только о вертикальных колебаниях передней и задней поддресоренных массах автобуса, но и о ее продольно угловых колебаниях.

СОДЕРЖАНИЕ

1.Исследование плавности хода автобуса -----	7
1.1 Критерии оценки плавности хода автобуса -----	7
1.2 Сравнение различных механико-математических моделей автобуса -----	11
1.3 Расчет и анализ результатов исследования плавности хода автобуса-----	26
1.4 Программная реализация вопроса исследования плавности хода -----	34
Список используемой литературы -----	36

Введение

Комфортабельность перевозок и безопасность движения во многом зависят от плавности хода транспортного средства. В свою очередь, плавность хода зависит от характеристик подвески автомобиля (жесткости передних упругих элементов и демпфирования в передней подвеске) выбранных по предлагаемым критериям, обеспечения устойчивости движения, управляемости, отсутствие колебания управляемых колес, санитарно – гигиеническим требованиям. В литературе отсутствуют способы количественного определения устойчивости, безопасности, стабилизации движения машины (с учетом среднего времени реакции водителя) и т.д. Естественно, что все это не позволяет на стадии проектирования машин создать конструкцию с заранее заданными свойствами (выходными динамическими характеристиками или критериями: устойчивость, безопасность, стабилизация движения машины и плавность хода), тем более во всем скоростном диапазоне движения машины.

Поэтому до сих пор улучшать характеристики некоторых узлов транспортных средств вынуждены не на стадии проектирования этих машин, а в процессе эксплуатации, путем проведения длительных и дорогостоящих экспериментов.

Актуальность. Все вышесказанное (исходя из оценки современного процесса проектирования) послужило основанием для разработки программного продукта, позволяющих на стадии проектирования с помощью ЭВМ впервые исследовать плавность хода и колебаний точки поддресоренной массы. Вследствие этого данная работа является актуальной.

Соответствие приоритетным научным направлениям заключается в том, что все исследования и расчеты проводились в рамках Государственной научно-технической программы (ГНТП) «Машиностроение» и подпрограммы «Тракторостроение» 2008-2010 гг., что является немаловажным в соответствии данной научной работы приоритетным научным направлениям.

Научная новизна. проверки соответствия характеристик подвески (жесткости передних упругих элементов и демпфирования в передней подвеске) выбранных по предлагаемым критериям, обеспечения устойчивости движения, управляемости, отсутствие колебания управляемых колес, санитарно–гигиеническим требованиям, требованиям к плавности хода по асфальтобетонной дороге во всем скоростном диапазоне состоит в том, что в данных исследованиях впервые рассмотрена трёхмассовая модель подвески, вместо двухмассовой, а так же разработана специальная программный продукт в среде программирования Borland Delphi 7 Вследствие этого данная работа обладает научной новизной.

Оригинальность решения поставленных задач заключается в том, что в данной работе «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода автобуса «МАЗ». Программная реализация на языке DELPHI» впервые использован многокритериальный подход к вопросу. П расчётах рассматривается

трёхмассовая модель подвески автобуса вместо двухмассовой, что позволяет получить более точные данные.

Полнота и логическая последовательность изложения материала заключается в том, что в данной научной работе ярко выражено строгое соответствие теме исследования (отсутствует отклонение от темы), а также присутствует теоретическая и логическая последовательность в изложении материала.

Теоретическая значимость полученных результатов. Методология и методы проведенного исследования. В результате применения работы «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода автобуса «МАЗ» Программная реализация на языке DELPHI» на практике можно оценить колебания подвески автобуса «МАЗ» с точки зрения воздействия их на организм человека. Так же можно провести анализ плавности хода автобуса стандартам ISO 2631.

Практическая значимость полученных результатов. Методология и методы проведенного исследования. Результаты полученные при выполнении данной работы используются в рамках Государственной научно-технической программы (ГНТП) «Машиностроение» и подпрограммы «Тракторостроение» 2008-2010 гг.

Наличие материалов, подтверждающих апробацию и использование результатов научной работы:

1) список опубликованных статей:

1. Гурвич, Ю.А. Исследования влияния параметров подвески на плавность хода транспортного средства / Ю.А. Гурвич, А.С. Мурашко, О.Г. Василевский // Научные труды международной научно-практической конференции ученых МАДИ(ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ. 17 – 18 июня 2010 года. Том 6. Естественные и технические науки. / МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ; редкол.: Е.Г. Лисовская [и др.]. – Москва – Луганск, 2010. – С. 77–81.

2) участие в конференциях, симпозиумах, семинарах:

1. XLI Республиканский научно-методический семинар (РНМС) – 2010, секция «ТММ»: «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода транспортного средства», научный руководитель - к. т. н., доцент, Гурвич Юрий Абрамович.

2. 66-ая СНТК БНТУ – 2010, секция «Теоретическая механика»: «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода транспортного средства», научный руководитель - к. т. н., доцент, Гурвич Юрий Абрамович.

3. XLII Республиканский научно-методический семинар (РНМС) – 2011, секция «ТММ»: «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода транспортного средства», научный руководитель - к. т. н., доцент, Гурвич Юрий Абрамович.

4. 67-ая СНТК БНТУ – 2011, секция «Теоретическая механика»: «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода автобуса «МАЗ», научный руководитель - к. т. н., доцент, Гурвич Юрий Абрамович.

3) К работе приложен оригинал акта внедрения в образовательный процесс.

4) Награждены на Республиканском конкурсе научных работ студентов высших учебных заведений Республики Беларусь дипломом за работу первой категории «Исследования влияния параметров подвески на плавность хода автобуса «МАЗ» - 2010 год.

К работе приложены копии оригиналов дипломов и грамот.

1. Исследование плавности хода автобуса

1.1 Критерии оценки плавности хода автобуса

В данной работе исследование плавности хода автобуса проводится с целью проверки соответствия характеристик подвески (жесткости передних упругих элементов и демпфирования в передней подвеске) выбранных по предлагаемым критериям, обеспечения устойчивости движения, управляемости, отсутствие колебания управляемых колес, санитарно – гигиеническим требованиям, требованиям к плавности хода по асфальтобетонной дороге во всем скоростном диапазоне.

Оценочные критерии плавности хода автобуса характеризуют воздействие колебаний на водителя и пассажиров. Допустимый уровень колебаний для организма человека ограничен. Он воспринимает колебания по-разному в зависимости от их частоты, таб. 3.1 [6 - 8]. В зоне низких частот восприятие колебаний пропорционально ускорениям, в зоне средних частот – скоростям, а в зоне высоких частот – перемещениям.

Таблица 3.1 – Допустимые уровни среднеквадратических вертикальных ускорений

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	Граничные частоты октав, Гц	Среднеквадратичное ускорение, м/с ²			
		Время воздействия, ч			
		1	2,5	4	8
1,0	0,7...1,4	3,17	1,88	1,42	0,84
2,0	1,4...2,8	2,96	1,75	1,32	0,78
4,0	2,8...5,6	2,13	1,28	0,96	0,57
8,0	5,6...11,2	2,24	1,35	1,0	0,8
16,0	11,2...22,4	4,26	2,54	1,89	1,13

При исследовании влияния колебаний на человека различают следующие виды вибрации: общая, локальная и фоновая [8]. *Общая вибрация* – вибрация передающаяся через опорные поверхности на тело стоячего или сидящего человека. *Локальная вибрация* – вибрация, передающаяся через руки человека, воздействующая на ноги сидящего человека, контактирующие с вибрирующими поверхностями. *Фоновая вибрация* – вибрация, регистрируемая в точке измерения и не связанная с исследуемым источником. При проверке плавности хода автобуса нас интересует только общая вибрация.

Общая вибрация в зависимости от источника ее возникновения подразделяется на:

— *общую вибрацию 1 категории* — транспортная вибрация,

воздействующая на человека на рабочих местах самоходных машин при движении по местности и дорогам. К источникам транспортной вибрации относятся среди прочих самоходных машин, грузовые автомобили;

— *общую вибрацию 2 категории* — транспортно-техническая вибрация, воздействующая на человека на рабочих местах машин, перемещающихся по специально подготовленным поверхностям производственных помещений, а также на рабочем месте водителей легковых автомобилей и автобусов. К источникам транспортно-технической вибрации относят помимо других машин легковые автомобили и автобусы;

— *общую вибрацию 3 категории* — технологическую вибрацию, воздействующую на человека на рабочих местах стационарных машин.

Наиболее простым оценочным критерием плавности хода автомобиля может служить частота собственных колебаний кузова. Экспериментально установлено, что условием, хорошей плавности хода является совпадение собственных частот колебаний автомобиля со средней частотой шагов (60...90 в мин.) человека, что соответствует колебаниям с частотой 1...1,5 Гц.

Основными оценочными показателями плавности хода автомобиля являются уровни вибронегруженности водителя, пассажиров, грузов и характерных элементов шасси и кузова. Оценка уровня вибронегруженности производится по среднеквадратическим значениям ускорений колебаний (виброускорений) или скоростей колебаний (виброскоростей) в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Нормы на допустимую интенсивность колебаний приведены в следующих документах:

- международный стандарт 2631 «Вибрация, передаваемая человеческому телу», руководство по оценке воздействия на человека [7];

- санитарные правила и нормы Республики Беларусь 2.2.4/2.1.8.10-33-2002 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий» [8].

В международном стандарте оценка ощущений колебаний человеком производится по среднеквадратическим ускорениям с учетом продолжительности воздействия колебаний. Колебания рассматриваются в диапазоне частот 1...80 Гц, который разбит на октавные полосы.

В таблице 3.1 приведены значения среднеквадратических ускорений в октавных полосах частот, соответствующие уровню вертикальных колебаний, обеспечивающему производительную работу по нормам Международного стандарта 2631 в зависимости от продолжительности воздействий колебаний.

В Международных нормах 2631, кроме уровня, обеспечивающего производительную работу для каждой полосы частот приводится еще уровень, обеспечивающий безопасность здоровья и уровень комфорта. Предельно допустимые ускорения для границ комфорта в 3,15 раза меньше, а для границ безопасности здоровья в 2 раза больше значений, приведенных в таблице 3.1.

В санитарных правилах и нормах ощущения человека при колебаниях оцениваются по среднеквадратической величине ускорений колебаний,

измеряемые в октавных полосах частот или их логарифмические уровни. Организм человека наиболее чувствителен к вертикальным колебаниям с частотой 4...8 Гц. Ниже приведены допустимые величины нормируемых параметров общей производственной вибрации рабочих мест при длительности вибрационного воздействия 8 часов для вибраций категорий 1 (транспортная) таб. 3.2 и категории 2 (транспортно - технологическая) таб. 3.3.

Таблица 3.2 – Допустимые величины общей производственной вибрации рабочих мест при длительности воздействия 8 часов для транспортной категории

Средне-геометрическое значение частоты треть октавной и октавной полос, Гц	Предельно допустимые значения виброускорений			
	м/с ²		дБ	
	Треть октавная полоса частот	Октавная полоса частот	Треть октавная полоса частот	Октавная полоса частот
0,8	0,71		67	
1,0	0,63	1,12	66	71
1,25	0,56		65	
1,6	0,50		64	
2,0	0,45	0,80	63	68
2,5	0,40		62	
3,15	0,355		61	
4,0	0,315	0,56	60	65
5,0	0,315		60	
6,3	0,315		60	
8,0	0,315	0,56	60	65
10,0	0,40		62	
12,5	0,50		64	
16,0	0,63	1,12	66	71
20,0	0,80		68	
25,0	1,00		70	
31,5	1,25	2,24	72	77
40,0	1,60		74	
50,0	2,00		76	
63,0	2,50	4,50	78	83
80,0	3,15		80	

Оценка плавности хода автобуса осуществляется по среднеквадратическим значениям вертикальных ускорений, воздействующих на водителя и пассажиров. Эту оценку обычно проводят по ускорениям, частоты которых соответствуют первым пяти октавам.

Таблица 3.3 – Допустимые величины общей производственной вибрации рабочих мест при длительности воздействия 8 часов для транспортно-технологической категории

Средне-геометрическое значение частоты треть октавной и октавной полос, Гц	Предельно допустимые значения виброускорений			
	м/с ²		дБ	
	Треть октавная полоса частот	Октавная полоса частот	Треть октавная полоса частот	Октавная полоса частот
1,6	0,25		58	
2,0	0,224	0,40	57	62
2,5	0,20		56	
3,15	0,18		55	
4,0	0,16	0,28	54	59
5,0	0,16		54	
6,3	0,16		54	
8,0	0,16	0,28	54	59
10,0	0,20		56	
12,5	0,25		58	
16,0	0,315	0,56	60	65
20,0	0,40		62	
25,0	0,50		64	
31,5	0,63	1,12	66	71
40,0	0,80		68	
50,0	1,00		70	
63,0	1,25	2,25	72	77
80,0	1,60		74	

Отметим, что большинство данных, используемых в действующих на территории Республики Беларусь нормативных документах критерии комфортабельности езды [6, 8] (среднеквадратические виброускорения), было получено на синусоидальном профиле дороги.

Таким образом, согласно санитарным правилам и нормам ощущения водителя и пассажиров при колебаниях автомобиля оцениваются по среднеквадратическим величинам ускорений или их логарифмическим уровням при длительности воздействий 8 часов, измеряемое в октавных полосах частот от 0,8 Гц до 80 Гц. При этом, грузовые автомобили относятся к 1-й категории вибрации рабочих мест, легковые автомобили и автобусы ко 2-й категории. Каждая категория вибрации рабочих мест имеет свои предельно допустимые значения ускорений. Оценка плавности хода автомобиля производится путем сравнения полученных действительных ускорений в характерных точках

автомобиля с их нормативными значениями соответственно 1-й или 2-й категории вибрации.

1.2 Сравнение различных механико-математических моделей автобуса

Для исследования колебаний и плавности хода автобуса при движении по неровностям дороги используются различные расчетные схемы и описывающие их механико-математические модели: пространственные и плоские (в зависимости от задачи исследования). Однако в практике исследования колебаний двухосных автомобилей наибольшее распространение получили плоские расчетные схемы трехмассовые и двухмассовые, позволяющие получить достаточную для практики информацию о колебаниях поддрессоренных и неподдрессоренных масс, чтобы затем судить о плавности хода автомобиля. [1...5].

Целью настоящего параграфа является сравнение результатов исследования колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной массы передней и задней частей автобуса полученных на трехмассовой и двухмассовой механико-математических моделях.

При исследовании колебаний автобуса рассматриваются следующие основные координаты: вертикальные перемещения (подпрыгивающие) $z_0(t)$ поддрессоренной и $\xi_i(t)$ неподдрессоренных масс, а также угловые перемещения (галлопирование) $\varphi(t)$ в продольно-вертикальной плоскости и вертикальная координата $q(t)$ дороги.

Для получения линейной модели предполагается, что:

- отклонения основных координат от их статического положения равновесия колебательной системы автобуса – малы;
- колеса автобуса имеют точечный контакт с поверхностью дороги, т.е. координаты $q(t)$, полностью копируют микропрофиль дороги;
- нагрузочные характеристисункетики упругих элементов подвески и амортизаторов линейны, т.е. коэффициенты жесткости подвески и сопротивления амортизаторов c_{pi} и k_{pi} постоянны ($i=1,2$);
- шины идеализированы в виде упругодемпфирующей модели, с постоянными коэффициентами $c_{ши}$ и $k_{ши}$ ($i=1,2$);
- все диссипативные силы подвески, включая трение, учитываются эквивалентными коэффициентами сопротивления, входящими в величину коэффициента k_{pi} ;
- характеристики и параметры подвески на правых и левых колесах одинаковы:

$$c_{рлi} = c_{рпi}; c_{шлi} = c_{шпi}; k_{рлi} = k_{рпi}; k_{шлi} = k_{шпi};$$

- обобщенный коэффициент сопротивления движению автобуса постоянен, влияние микропрофиля дороги и аэродинамических сил на сопротивление движению автобуса не учитывается.

На рисунках 3.1 и 3.2 показаны расчетные схемы системы поддрессоривания автобуса, соответственно трехмассовая и двухмассовая, когда коэффициент распределения масс ε находится в пределах от 0,8 до 1,2. На колебательные системы наложены двухсторонние, идеальные голономные связи. Для составления дифференциальных уравнений движения элементов расчетных схем, использовано уравнение Лагранжа второго рода.

Ниже приведены (без вывода) системы дифференциальных уравнений, описывающих колебательные движения поддрессоренной и неподдрессоренной масс соответственно трехмассовой (3.1) и двухмассовой (3.2) расчетных схем.

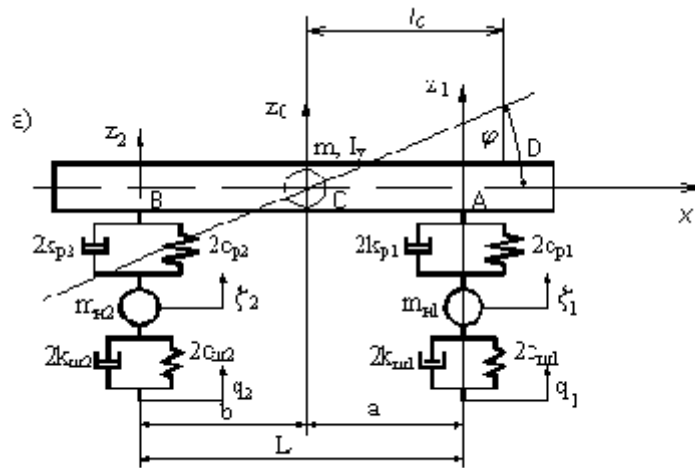


Рисунок 3.1 - Трехмассовая расчетная схема, применяемая при анализе плавности хода автомобилей (без учета водителя)

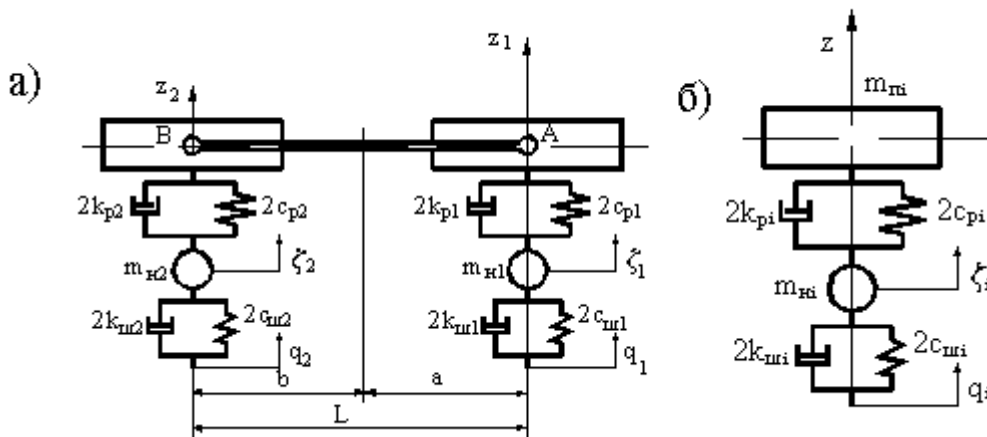


Рисунок 3.2 - Расчетная схема автомобиля при $\varepsilon = 1$
 а – с двумя независимо перемещающимися мостами; б – упрощенная схема,

$$\begin{aligned}
 M_1 \ddot{z}_1 + M_3 \ddot{z}_2 + 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2c_{p1}(z_1 - \xi_1) &= 0; \\
 M_2 \ddot{z}_2 + M_3 \ddot{z}_1 + 2k_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2c_{p2}(z_2 - \xi_2) &= 0; \\
 m_{ш1} \ddot{\xi}_1 - 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2k_{ш1}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) - 2c_{p1}(z_1 - \xi_1) + c_{ш1}(\xi_1 - q_1) &= 0;
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

$$m_{\text{к2}} \ddot{\xi}_2 - 2\kappa_{\text{p2}}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2\kappa_{\text{ш2}}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) - 2c_{\text{p2}}(z_2 - \xi_2) + c_{\text{ш2}}(\xi_2 - q_2) = 0 ;$$

$$M_1 \ddot{z}_1 + 2\kappa_{\text{p1}}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2c_{\text{p1}}(z_1 - \xi_1) = 0 ;$$

$$m_{\text{ш1}} \ddot{\xi}_1 - 2\kappa_{\text{p1}}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2\kappa_{\text{ш1}}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) - 2c_{\text{p1}}(z_1 - \xi_1) + c_{\text{ш1}}(\xi_1 - q_1) = 0 ;$$

(3.2)

$$M_2 \ddot{z}_2 + 2\kappa_{\text{p2}}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2c_{\text{p2}}(z_2 - \xi_2) = 0 ;$$

$$m_{\text{к2}} \ddot{\xi}_2 - 2\kappa_{\text{p2}}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2\kappa_{\text{ш2}}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) - 2c_{\text{p2}}(z_2 - \xi_2) + c_{\text{ш2}}(\xi_2 - q_2) = 0 ;$$

Определим коэффициент распределения масс автобуса МАЗ при номинальной загрузке салона в соответствии с трехмассовой моделью.

Полная масса, кг	18100
Масса, приходящаяся на передний мост, кг	6500
Масса, приходящаяся на задний мост, кг	11600
База, м	6,0
Расстояние от центра масс до оси задних колес, м	2,155
Шины	275/70R22,5
Высота расположения центра масс, м	1,75
Суммарные коэффициенты жесткости шин, Н/м	
-передних	2444114
-задних	4888228
Суммарные коэффициенты жесткости упругих элементов подвески, Н/м	
-передних	1273500
-задних	2275920
Суммарные коэффициенты демпфирования в шинах и подвески, Н/м	
-передних шин	126
-задних шин	251
Передней подвески	16465
Задней подвески	29383
Момент инерции подрессоренной массы автобуса, кгм ²	134634
Неподрессоренные массы, кг	
-переднего моста	610
-заднего моста	1225

Радиус инерции рассчитываем по формуле:

$$\rho = \sqrt{\frac{I}{m}} = \sqrt{\frac{134634}{16265}} = 2,877 \approx 2,88 \text{ м}^2$$

Тогда коэффициент распределения подрессоренной массы:

$$\varepsilon = \frac{\rho^2}{ab} = \frac{2,88^2}{3,845 \cdot 2,155} = 0,999$$

Следовательно, коэффициент распределения подрессоренной массы находится в указанных выше пределах и колебания автобуса МАЗ можно исследовать по упрощенной двухмассовой механико-математической модели (смотреть рисунок 3.2 и уравнения (3.2)).

Исходные данные для исследования колебаний автобуса МАЗ на трехмассовой модели приведены выше. Подготовим исходные данные для исследования колебаний автобуса на двухмассовой модели. Рассчитаем части подрессоренной массы автобуса, приходящиеся на передние и задние мосты.

- На передний мост:

$$m_1 = \frac{b}{l} m_n = \frac{2,155}{6} 16265 = 5842 \text{ кг} .$$

- На задний мост:

$$m_2 = \frac{a}{L} m_n = \frac{3,845}{6} 16265 = 10423 \text{ кг} .$$

Сумма масс, приходящихся на передний и задний мосты, должна равняться подрессоренной массе

$$m_1 + m_2 = 5842 + 10423 = 16265 \text{ кг},$$

т.е. распределение подрессоренной массы по мостам вычислено правильно. Остальные исходные данные известны и все их сводим в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 - Исходные данные для исследования колебаний передней и задней частей автобуса МАЗ на двухмассовой модели

Параметр	Передняя часть автобуса	Задняя часть автобуса
1	2	3
Массы, кг		
-подрессоренная	5842	10423
-неподрессоренная	610	1225
Коэффициенты жесткости, Н/м		
-подвески	1273500	2275920
-шин	2444114	4888228
Коэффициенты демпфирования, Нс/м		
-подвески	16465	29383
-шин	126	251

Результаты расчетов представлены в виде графических зависимостей и таблиц:

трехмассовая модель

- колебания передней части автобуса, рисунок 3.3;
- колебания задней части автобуса рисунок 3.4;
- таблица 3.5;

двухмассовая модель

- колебания передней части автобуса, рисунок 3.5;
- колебания задней части автобуса рисунок 3.6;
- таблица 3.6 и 3.7.

Результаты расчетов колебаний передней и задней части автобуса для поддрессоренной и неподдрессоренной масс, по двухмассовой и трехмассовой механико-математической модели приведены на рисунках 3.3 и 3.5, а также на рисунках 3.4 и 3.6. Сравнение двух пар рисунков показало, что они имеют одинаковый период колебаний и одинаковые значения перемещений и ускорений. Отсюда следует, что при коэффициенте распределения поддрессоренной массы ($\varepsilon \approx 1$), можно проводить исследования колебаний на двухмассовой математической модели вместо трехмассовой.

Проведем сравнение результатов расчетов колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс, полученных на трехмассовой и на двухмассовой математических моделях. Для этого воспользуемся таблицами результатов расчета (таблицы 3.5 - 3.7), в которых приняты следующие обозначения:

- z_1, z_2 – перемещение точек поддрессоренной массы автобуса над передними и задними мостами;
- dz_1, dz_2 – перемещение передней и задней неподдрессоренных масс
- z_{1T}, z_{2T} – скорости перемещения точек поддрессоренной массы автобуса над передними и задними мостами;
- dz_{1T}, dz_{2T} – скорости перемещения передней и задней неподдрессоренных масс
- z_{12T}, z_{22T} – ускорения точек поддрессоренной массы автобуса над передними и задними мостами;
- dz_{12T}, dz_{22T} – ускорения передней и задней неподдрессоренных масс
- z, dz – перемещение соответственно поддрессоренной и неподдрессоренной массы
- z_{t2}, dz_{t2} – ускорения соответственно поддрессоренной и неподдрессоренной массы.

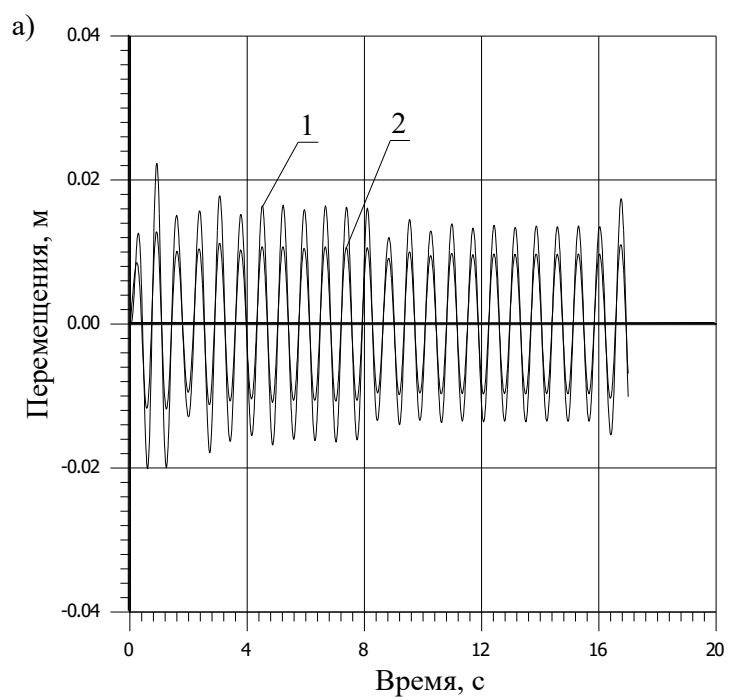
Указание на то к какой части автобуса относятся результаты расчета (передней или задней) помещено в названии таблиц.

В таблице 3.8 приведены результаты расчета колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс автобуса МАЗ, полученных на трехмассовой и на двухмассовой механико-математической моделях. В качестве критерия адекватности моделей использовалась ошибка (в процентах), полученных на трехмассовой и на двухмассовой моделях.

Анализ этих таблиц показывает, что значения перемещений и ускорений для поддрессоренной и неподдрессоренной массы для передней и задней частей

автобуса, отличается от результатов представленных в виде графических зависимостей, в соответствии с рисунками 3.3 – 3.6.

Колебания передней части автобуса (3-х массовая модель)



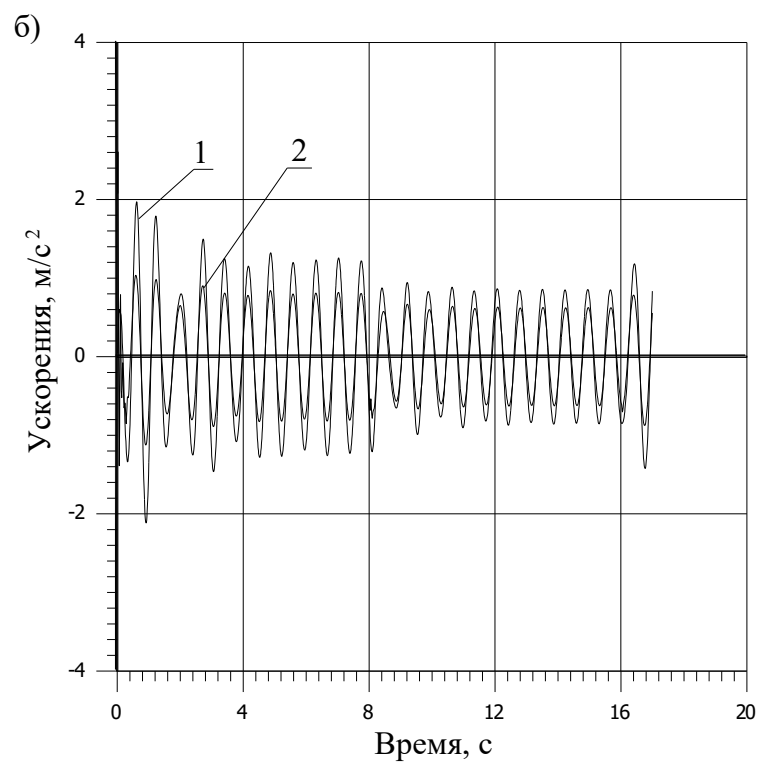


Рисунок 3.3 - а – перемещения поддресоренной и неподдресоренной массы;
 б – ускорения поддресоренной и неподдресоренной массы;
 1 – поддресоренная масса; 2 – неподдресоренная масса

Колебания задней части автобуса
 (3-х массовая модель)

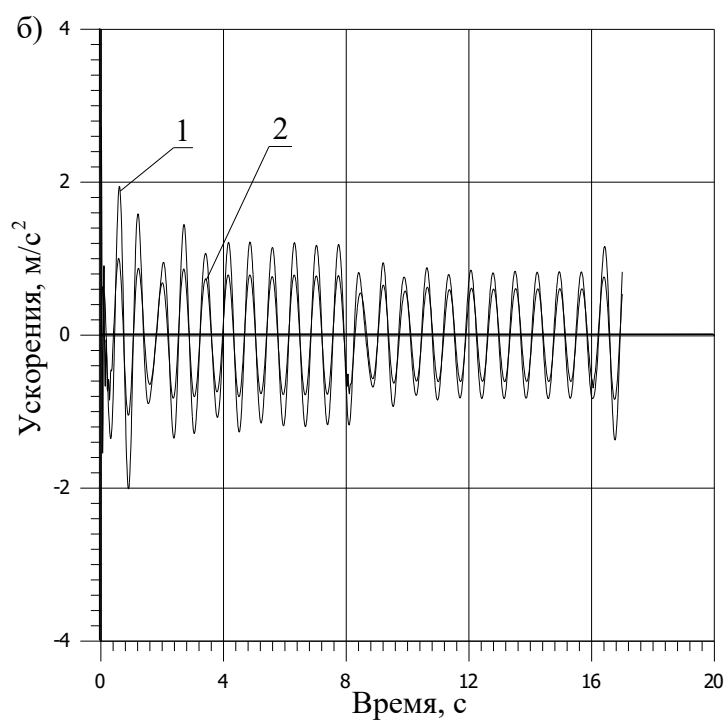
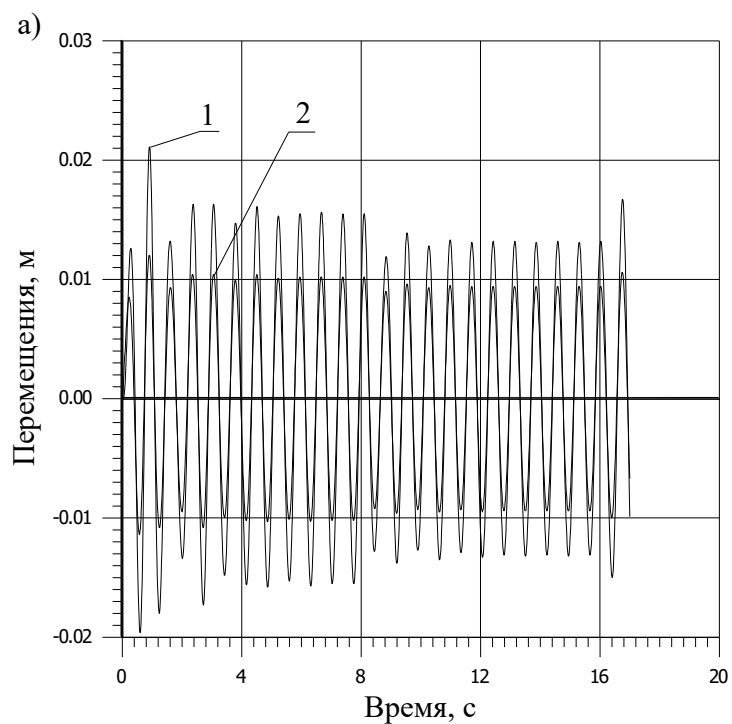


Рисунок 3.4 - а – перемещения подрессоренной и непрорессоренной массы;
 б – ускорения подрессоренной и непрорессоренной массы;
 1 – подрессоренная масса; 2 – непрорессоренная масса

Таблица 3.5 - Результаты расчета вынужденных колебаний по трехмассовой механико-математической модели автобуса МАЗ

Исходные данные

Поддресоренная масса автобуса, кг	16265.00
Неподрес. масса переднего моста, кг	610.00
Неподрес. масса заднего моста, кг	1225.00
База автобуса, м	6.00
Раст.от ц.м. до задн.колес, м	2.16
Раст.от ц.м. до точ.креплен.сиденья, м	4.85
Жест. передн. подвески, Н/м	1275300.00
Жест. задней подвески, Н/м	2275920.00

Сопрот. в передн. подвеске, Н.с/м	16465.00
Сопрот. в задней подвеске, Н.с/м	29383.00
1/2 высоты неровностей, м	0.0075
Длина неровностей, м	1.000
Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с	0.001
Шаг печати результатов расчета, с	1.000
Скорость движения, км/ч	5.000

- z_1, z_2 – перемещение точек поддресоренной массы автобуса над передними и задними мостами;
- dz_1, dz_2 – перемещение передней и задней неподдресоренных масс
- z_1T, z_2T – скорости перемещения точек поддресоренной массы автобуса над передними и задними мостами;
- dz_1T, dz_2T – скорости перемещения передней и задней неподдресоренных масс
- z_{12T}, z_{22T} – ускорения точек поддресоренной массы автобуса над передними и задними мостами;
- dz_{12T}, dz_{22T} – ускорения передней и задней неподдресоренных масс

Результаты расчета

t	Z1	Z2	dZ1	dZ2	Z1T	Z2T	dZ1T	dZ2T	Z12T	Z22T	dZ12T	dZ22T
t	м	м	м	м	м/с	м/с	м/с	м/с	м/с ²	м/с ²	м/с ²	м/с ²
1.000	0.016	0.008	0.014	0.008	-0.161	-0.093	-0.162	-0.089	-1.449	-0.712	-1.193	-0.601
2.000	-0.012	-0.009	-0.013	-0.009	0.003	0.009	-0.011	0.005	0.721	0.628	0.831	0.666
3.000	0.015	0.010	0.014	0.009	0.091	0.051	0.072	0.044	-1.287	-0.792	-1.211	-0.740
4.000	-0.004	-0.003	-0.003	-0.003	-0.125	-0.084	-0.129	-0.084	0.240	0.224	0.186	0.208
5.000	-0.007	-0.004	-0.006	-0.004	0.136	0.089	0.127	0.084	0.525	0.295	0.432	0.260
6.000	0.014	0.009	0.014	0.009	-0.057	-0.043	-0.056	-0.042	-1.083	-0.701	-1.091	-0.689
7.000	-0.016	-0.011	-0.015	-0.010	-0.036	-0.018	-0.033	-0.017	1.222	0.804	1.142	0.761
8.000	0.009	0.007	0.009	0.006	0.115	0.072	0.111	0.070	-0.699	-0.501	-0.685	-0.488
9.000	0.001	0.000	0.001	0.000	-0.142	-0.093	-0.135	-0.089	-0.087	-0.010	-0.080	-0.008
10.000	-0.011	-0.007	-0.011	-0.007	0.100	0.070	0.097	0.068	0.870	0.534	0.836	0.511
11.000	0.016	0.011	0.015	0.010	-0.014	-0.015	-0.014	-0.014	-1.232	-0.802	-1.178	-0.768
12.000	-0.013	-0.009	-0.013	-0.009	-0.080	-0.048	-0.076	-0.046	1.016	0.695	0.981	0.669
13.000	0.004	0.003	0.004	0.003	0.136	0.088	0.131	0.084	-0.330	-0.264	-0.319	-0.256
14.000	0.007	0.004	0.006	0.004	-0.129	-0.087	-0.124	-0.083	-0.514	-0.291	-0.490	-0.277
15.000	-0.015	-0.009	-0.014	-0.009	0.061	0.045	0.059	0.044	1.116	0.710	1.070	0.680
16.000	0.016	0.010	0.015	0.010	0.035	0.018	0.033	0.017	-1.197	-0.796	-1.150	-0.765
17.000	-0.009	-0.007	-0.009	-0.006	-0.116	-0.073	-0.111	-0.070	0.708	0.505	0.683	0.487

Таблица 3.6 - Результаты расчета вынужденных колебаний передней части автобуса МАЗ по двухмассовой механико-математической модели

Исходные данные

Коэффициенты жесткости, Н/м:	
шины	2444114.0
подвески	1273500.0
Коэффициенты демпфирования, Н.с/м:	
шины	126.0
подвески	16465.0
М а с с ы, кг :	
неподдрессоренная	610.000
поддрессоренная	5842.000

Неровность, м:	
половина высоты	0.0075
длина	1.000
Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с	0.001
Шаг печати результатов расчета, с	1.000
Скорость движения, км/ч	5.000

- z, dz – перемещение соответственно поддрессоренной и неподдрессоренной массы
- z_{t2}, dz_{t2} – ускорения соответственно поддрессоренной и неподдрессоренной массы

Результаты расчета

t, с	z, м	dz, м	$z_{t2}, м/с^2$	$dz_{t2}, м/с^2$
1.000	0.016	0.008	-1.454	-0.714
2.000	-0.013	-0.009	0.722	0.628
3.000	0.015	0.010	-1.285	-0.791
4.000	-0.004	-0.003	0.244	0.226
5.000	-0.007	-0.004	0.529	0.296
6.000	0.014	0.009	-1.083	-0.701
7.000	-0.016	-0.011	1.222	0.805
8.000	0.009	0.007	-0.700	-0.502
9.000	0.001	0.000	-0.088	-0.011
10.000	-0.011	-0.007	0.871	0.534
11.000	0.016	0.011	-1.234	-0.802
12.000	-0.013	-0.009	1.017	0.695
13.000	0.004	0.003	-0.330	-0.264
14.000	0.007	0.004	-0.515	-0.291
15.000	-0.015	-0.009	1.118	0.710
16.000	0.016	0.010	-1.198	-0.797
17.000	-0.009	-0.007	0.709	0.505

Таблица 3.7 - Результаты расчета вынужденных колебаний задней части автобуса МАЗ по двухмассовой механико-математической модели

Исходные данные

Коэффициенты жесткости, Н/м:		подрессоренная	10423.0
шины	4888228.0	Неровность, м:	
подвески	2275920.0	половина высоты	0.0075
Коэффициенты демпфирования, Н.с/м:		длина	1.000
шины	251.000	Шаг интегрирования диф. уравнений, с	0.001
подвески	29383.000	Шаг печати результатов расчета, с	1.000
М а с с ы, кг :		Скорость движения, км/ч	5.000
неподрессоренная	1225.000		

- z, dz – перемещение соответственно подрессоренной и неподрессоренной массы
- $z\ddot{z}, \ddot{z}z$ – ускорения соответственно подрессоренной и неподрессоренной массы

Результаты расчета

t, с	z, м	dz, м	$z\ddot{z}, \text{ м/с}^2$	$\ddot{z}z, \text{ м/с}^2$
1.000	0.014	0.008	-1.193	-0.601
2.000	-0.013	-0.009	0.830	0.666
3.000	0.014	0.009	-1.212	-0.740
4.000	-0.003	-0.003	0.185	0.208
5.000	-0.006	-0.004	0.431	0.260
6.000	0.014	0.009	-1.091	-0.690
7.000	-0.015	-0.010	1.142	0.761
8.000	0.009	0.006	-0.685	-0.488
9.000	0.001	0.000	-0.080	-0.008
10.000	-0.011	-0.007	0.836	0.511
11.000	0.015	0.010	-1.178	-0.768
12.000	-0.013	-0.009	0.981	0.669
13.000	0.004	0.003	-0.320	-0.256
14.000	0.006	0.004	-0.490	-0.277
15.000	-0.014	-0.009	1.070	0.680
16.000	0.015	0.010	-1.150	-0.765
17.000	-0.009	-0.006	0.683	0.487

Вынужденные колебания передней части автобуса
(2-х массовая модель)

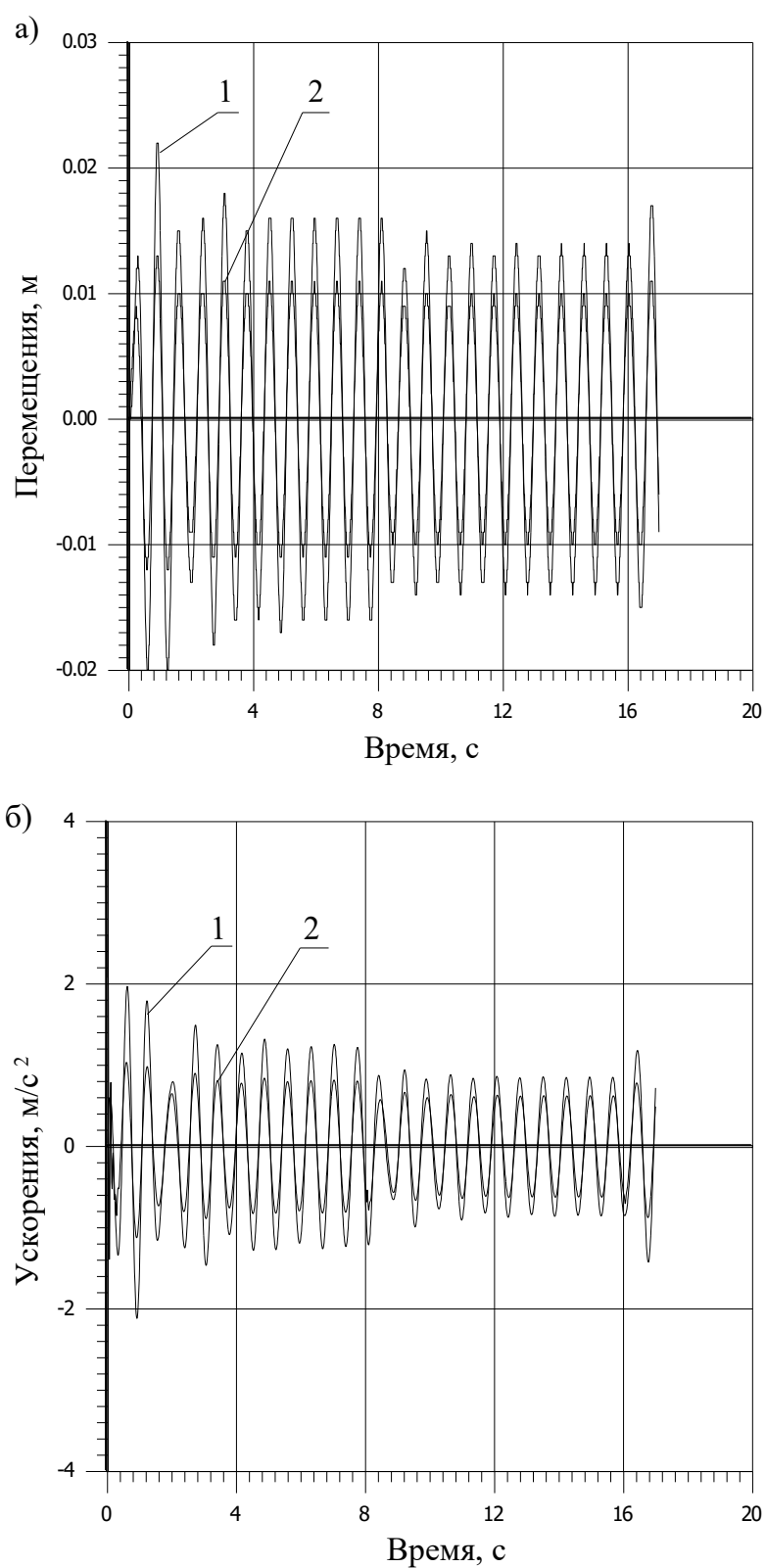


Рисунок 3.5 - а – перемещения поддрессоренной и неподдрессоренной массы;
б – ускорения поддрессоренной и неподдрессоренной массы;
1 – поддрессоренная масса; 2 – неподдрессоренная масса

Вынужденные колебания задней части автобуса
(2-х массовая модель)

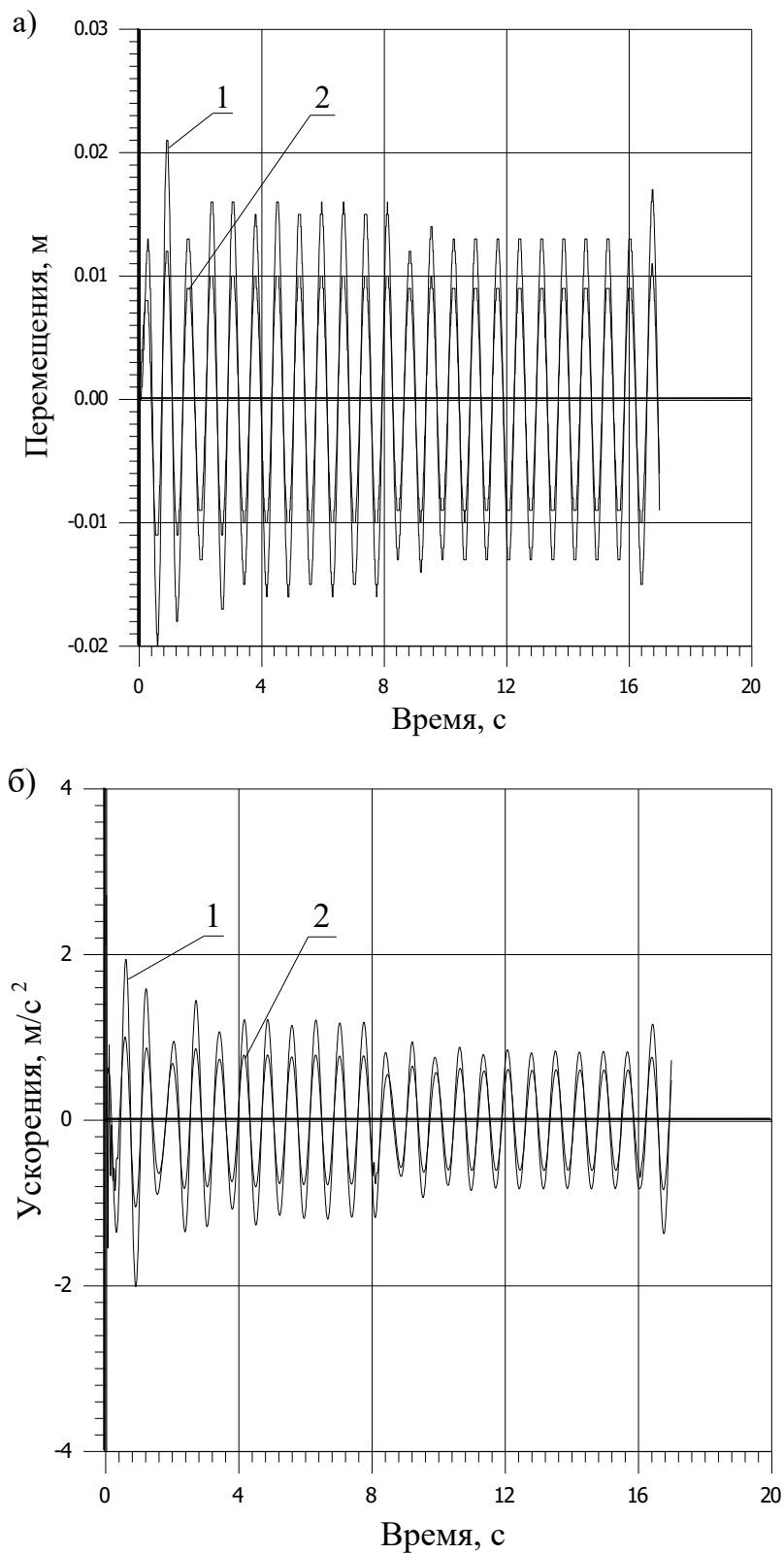


Рисунок 3.6 - а – перемещения поддресоренной и неподдресоренной массы;
б – ускорения поддресоренной и неподдресоренной массы;
1 – поддресоренная масса; 2 – неподдресоренная масса

В таблицах приведены: разница в численных значениях и в процентном отношении перемещений и ускорений, полученных для поддресоренной и неподдресоренной масс передней и задней частей автобуса, а в графических зависимостях эта разница не заметна. Например, перемещения неподдресоренной массы передней части автобуса рассчитанных на трехмассовой модели через 1 с составило 0,014 м, а на двухмассовой модели 0,008 м. Разница в процентах оказалась почти 43%.

Результаты расчетов перемещения поддресоренной массы передней части автобуса, ускорения поддресоренной массы передней части автобуса, перемещения неподдресоренной массы задней части автобуса, ускорения неподдресоренной массы задней части автобуса по различным механико-математическим моделям для некоторых параметров передней и задней частей автобуса полностью совпали (средняя ошибка составляет 0,0%).

Расхождение остальных результатов расчетов четырех наблюдаемых параметров по трехмассовой и двухмассовой моделям составило от 33% до 40%.

Учитывая вышесказанное, для проверки плавности хода автобуса с выбранными параметрами подвески, по критериям отсутствия колебаний управляемых колес, обеспечения устойчивости движения и управляемости нами использовалась трехмассовая механико-математическая модель. Трехмассовая модель имеет ряд преимуществ перед двухмассовой.

Укажем основные из них:

- трехмассовая механико-математическая модель универсальна, т.е. позволяет вести расчет колебаний автобуса не только при коэффициенте распределения поддресоренной массы, равным примерно единице, что свойственно двухмассовой модели, но и значительно отличающимся от единицы.

- трехмассовая механико-математическая модель более информативна, так как позволяет получить сразу информацию о колебаниях поддресоренной и неподдресоренной массах, позволяет получить информацию не только о вертикальных колебаниях передней и задней поддресоренных массах автобуса, но и о ее продольно угловых колебаниях.

Таблица 3.8 Сравнение результатов расчета вынужденных колебаний

Текущее время t, с	Передняя часть автобуса						Задняя часть автобуса					
	Подрессоренная масса			Неподрессоренная масса			Подрессоренная масса			Неподрессоренная масса		
	3-х масс.	2-х масс.	Ошибк а%	3-х масс.	2-х масс.	Ошибк а%	3-х масс.	2-х масс.	Ошибк а%	3-х масс.	2-х масс.	Ошибк а%
	Перемещение, м											
1.000	0.016	0.016	0,0	0.014	0.008	42,86	0.008	0.014	75,0	0.008	0.008	0,0
2.000	-0.012	-0.012	0,0	-0.013	-0.009	30,77	-0.009	-0.013	41,44	-0.009	-0.009	0,0
3.000	0.015	0.015	0,0	0.014	0.010	28,57	0.010	0.014	40,0	0.009	0.009	0,0
4.000	-0.004	-0.004	0,0	-0.003	-0.003	0,0	-0.003	-0.003	0,0	-0.003	-0.003	0,0
5.000	-0.007	-0.007	0,0	-0.006	-0.004	33,33	-0.004	-0.006	50,0	-0.004	-0.004	0,0
6.000	0.014	0.014	0,0	0.014	0.009	35,71	0.009	0.014	55,0	0.009	0.009	0,0
7.000	-0.016	-0.016	0,0	-0.015	-0.011	26,67	-0.011	-0.015	36,36	-0.010	-0.010	0,0
8.000	0.009	0.009	0,0	0.009	0.007	22,22	0.007	0.009	28,27	0.006	0.006	0,0
9.000	0.001	0.001	0,0	0.001	0.000	100,0	0.000	0.001	0,0	0.000	0.000	0,0
10.000	-0.011	-0.011	0,0	-0.011	-0.007	36,36	-0.007	-0.011	57,14	-0.007	-0.007	0,0
11.000	0.016	0.016	0,0	0.015	0.011	0,011	0.011	0.015	36,36	0.010	0.010	0,0
12.000	-0.013	-0.013	0,0	-0.013	-0.009	-0,009	-0.009	-0.013	44,44	-0.009	-0.009	0,0
13.000	0.004	0.004	0,0	0.004	0.003	0,003	0.003	0.004	33,33	0.003	0.003	0,0
14.000	0.007	0.007	0,0	0.006	0.004	0,004	0.004	0.006	50,0	0.004	0.004	0,0
15.000	-0.015	-0.015	0,0	-0.014	-0.009	-0,009	-0.009	-0.014	55,56	-0.009	-0.009	0,0
16.000	0.016	0.016	0,0	0.015	0.010	0,01	0.010	0.015	50,0	0.010	0.010	0,0
17.000	-0.009	-0.009	0,0	-0.009	-0.007	0,007	-0.007	-0.009	28,57	-0.006	-0.006	0,0
	Средняя ошибка		0,0	Средняя ошибка		33,15	Средняя ошибка		40,31	Средняя ошибка		0,0
	Ускорения, м											
1.000	-1.449	-1.454	0.35	-1.193	-0.714	40.11	-0.712	-1.193	67.56	-0.601	-0.601	0,0
2.000	0.721	0.722	0.14	0.831	0.628	24.43	0.628	0.830	32.17	0.666	0.666	0,0
3.000	-1.287	-1.285	0.31	-1.211	-0.791	36.68	-0.792	-1.212	53.03	-0.740	-0.740	0,0
4.000	0.240	0.244	1.67	0.186	0.226	21.51	0.224	0.185	17.41	0.208	0.208	0,0
5.000	0.525	0.529	0.76	0.432	0.296	31.48	0.295	0.431	46.10	0.260	0.260	0,0
6.000	-1.083	-1.083	0.0	-1.091	-0.701	35.75	-0.701	-1.091	55.41	-0.689	-0.689	0,0
7.000	1.222	1.222	0.0	1.142	0.805	29.51	0.804	1.142	42.04	0.761	0.761	0,0
8.000	-0.699	-0.700	0.14	-0.685	-0.502	26.72	-0.501	-0.685	36.73	-0.488	-0.488	0,0
9.000	-0.087	-0.088	1.15	-0.080	-0.011	86.25	-0.010	-0.080	-	-0.008	-0.008	0,0
10.000	0.870	0.871	0.11	0.836	0.534	36.12	0.534	0.836	56.55	0.511	0.511	0,0
11.000	-1.232	-1.234	0.16	-1.178	-0.802	31.92	-0.802	-1.178	46.88	-0.768	-0.768	0,0
12.000	1.016	1.017	0.1	0.981	0.695	29.15	0.695	0.981	41.15	0.669	0.669	0,0
13.000	-0.330	-0.330	18.18	-0.319	-0.264	17.24	-0.264	-0.320	21.21	-0.256	-0.256	0,0
14.000	-0.514	-0.515	0.19	-0.490	-0.291	40.61	-0.291	-0.490	68.38	-0.277	-0.277	0,0
15.000	1.116	1.118	0.54	1.070	0.710	33.64	0.710	1.070	4.12	0.680	0.680	0,0
16.000	-1.197	-1.198	0.08	-1.150	-0.797	3070	-0.796	-1.150	3.93	-0.765	-0.765	0,0
17.000	0.708	0.709	0.14	0.683	0.505	26.06	0.505	0.683	35.25	0.487	0.487	0,0

Средняя ошибка	1.31	Средняя ошибка	33.88	Средняя ошибка	39.25	Средняя ошибка	0,0
----------------	------	----------------	-------	----------------	-------	----------------	-----

1.3 Расчет и анализ результатов исследования плавности хода автобуса

При конструировании и расчёте подвески, а также исследовании плавности хода автобуса важно знать, как влияют жесткости упругих элементов и демпфирование в подвеске на работу системы поддрессоривания и, в частности, на амплитудно-частотные характеристики.

В связи с тем, что параметры передней подвески автобуса в данной работе выбираются из условия отсутствия колебаний управляемых колёс, обеспечения его устойчивости движения, а затем проверяются на соответствие колебаний автобуса нормативным требованиям, рассмотрим влияние жесткости и демпфирования передней подвески на колебания автобуса.

При исследовании колебаний автобуса принимались следующие значения суммарных (левого и правого) жесткостей c_p и демпфирования k_p передней подвески :

$$\begin{aligned} c_{p1} &= 600000 \text{ Н/м;} \\ c_{p2} &= 900000 \text{ Н/м;} \\ c_{p3} &= 1200000 \text{ Н/м} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p4} &= 1500000 \text{ Н/м;} \\ c_{p5} &= 1800000 \text{ Н/м;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k_{p1} &= 8000 \text{ Н.с/м;} \\ k_{p2} &= 12000 \text{ Н.с/м;} \\ k_{p3} &= 16000 \text{ Н.с/м;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k_{p4} &= 19000 \text{ Н.с/м;} \\ k_{p5} &= 21000 \text{ Н.с/м;} \end{aligned}$$

Изменения среднеквадратических ускорений точки А в соответствии с рисунком 3.1 кузова над передним мостом в зависимости от частоты возмущения от дороги, в качестве примера, представлены на рисунке 3.7 и 3.8. Для оценки плавности хода автобуса на этих рисунках нанесены нормативные кривые при 8 часовом и 1 часовом воздействии колебаний. На рисунке 3.7 среднеквадратические ускорения представлены при различных значениях суммарной жесткости передней подвески и одним значением демпфирования, а на рисунке 3.8 – при различных значениях суммарного демпфирования в передней подвеске и одном значении суммарной жесткости. Исследования проводились на трёхмассовой механико-математической модели автобуса (в соответствии с рисунком 3.1 и уравнениями (3.1)) по разработанной программе.

Анализ результатов исследования колебаний передней части кузова автобуса при различной жесткости передней подвески и постоянном демпфировании показывает (рисунок 3.7), что с уменьшением жесткости упругих элементов передней подвески уменьшается амплитуда среднеквадратических ускорений и одновременно уменьшается резонансная частота как в области низкочастотного, так и в области высокочастотного

резонанса. Так, при $c_p = 600000$ Н/м и $K_p = 16000$ Н.с/м максимальное значение среднеквадратического ускорения составляет $2,85$ м/с² при частоте возмущения $\omega = 10,0$ рад/с, а при $c_p = 1800000$ Н/м ($K_p = 16000$ Н.с/м) максимальное значение среднеквадратического ускорения достигло $7,18$ м/с² при частоте возмущения $\omega = 14,0$ рад/с, т.е. амплитуда среднеквадратических ускорений возрасла в 2,5 раза, а резонансная низкочастотная частота возмущения в 1,4 раза.

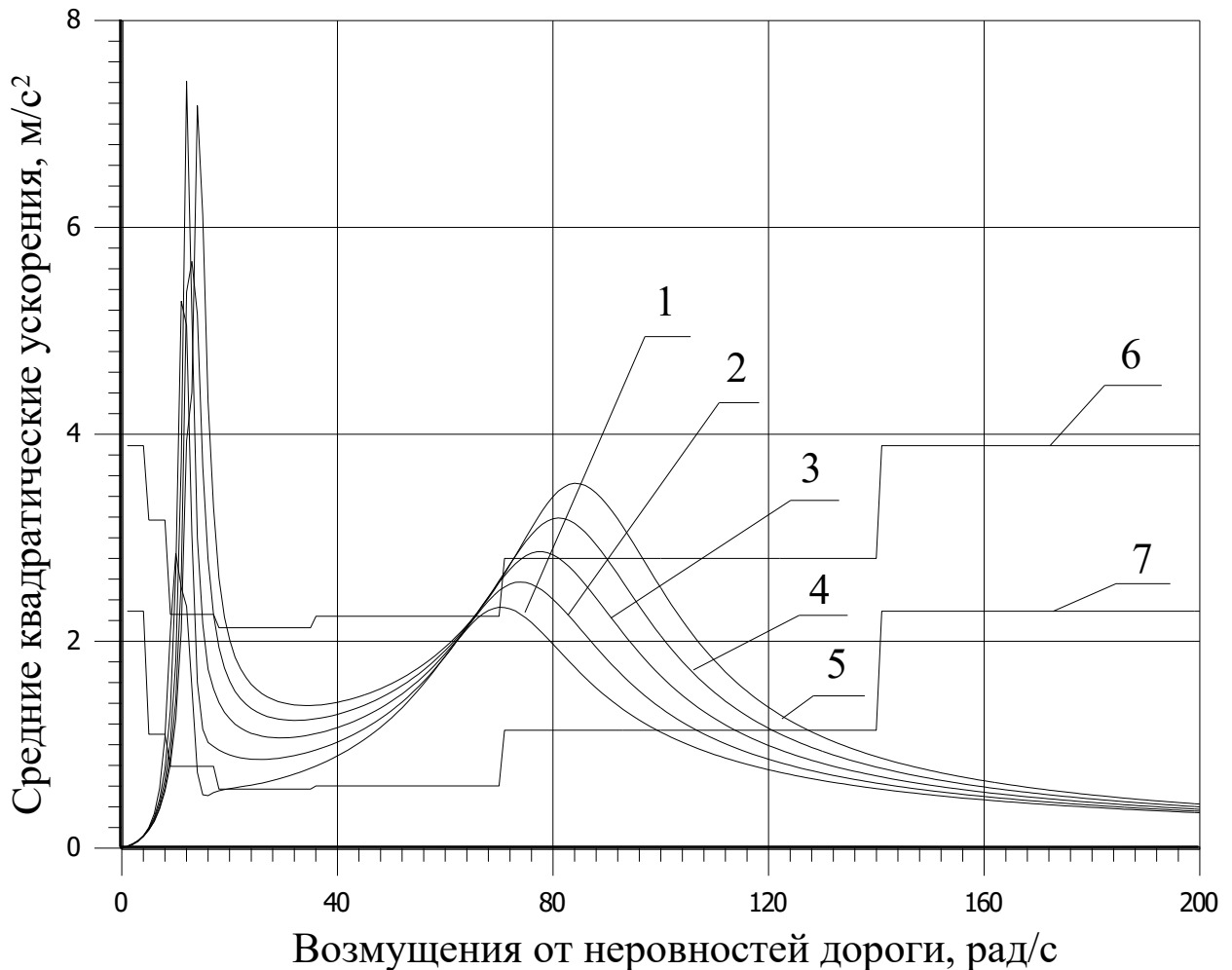


Рисунок 3.7 - Зависимость колебаний точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом от жесткости передней подвески и постоянном демпфировании в подвеске; 1 - $c_p = 600000$ Н/м; 2 - $c_p = 900000$ Н/м; 3 - $c_p = 1200000$ Н/м; 4 - $c_p = 1500000$ Н/м; 5 - $c_p = 1800000$ Н/м; 6 – нормативная кривая при 1 часе воздействия; 7 – нормативная кривая при 8 часовом воздействии; $k_p = 16000$ Н.с/м

Снижение жесткости передней подвески приводит к уменьшению амплитуды перемещений подрессоренной и непрорессоренных масс в области низкочастотного резонанса, причем его область смещается в сторону уменьшения резонансной частоты возмущения, как и ускорений.

В области высокочастотного резонанса максимальное значение среднеквадратических ускорений с увеличением жесткости подвески увеличивается не столь значительно, как при высокочастотном резонансе, причем область высокочастотного резонанса с увеличением жесткости передней подвески смещается в сторону возрастания резонансной частоты возмущения.

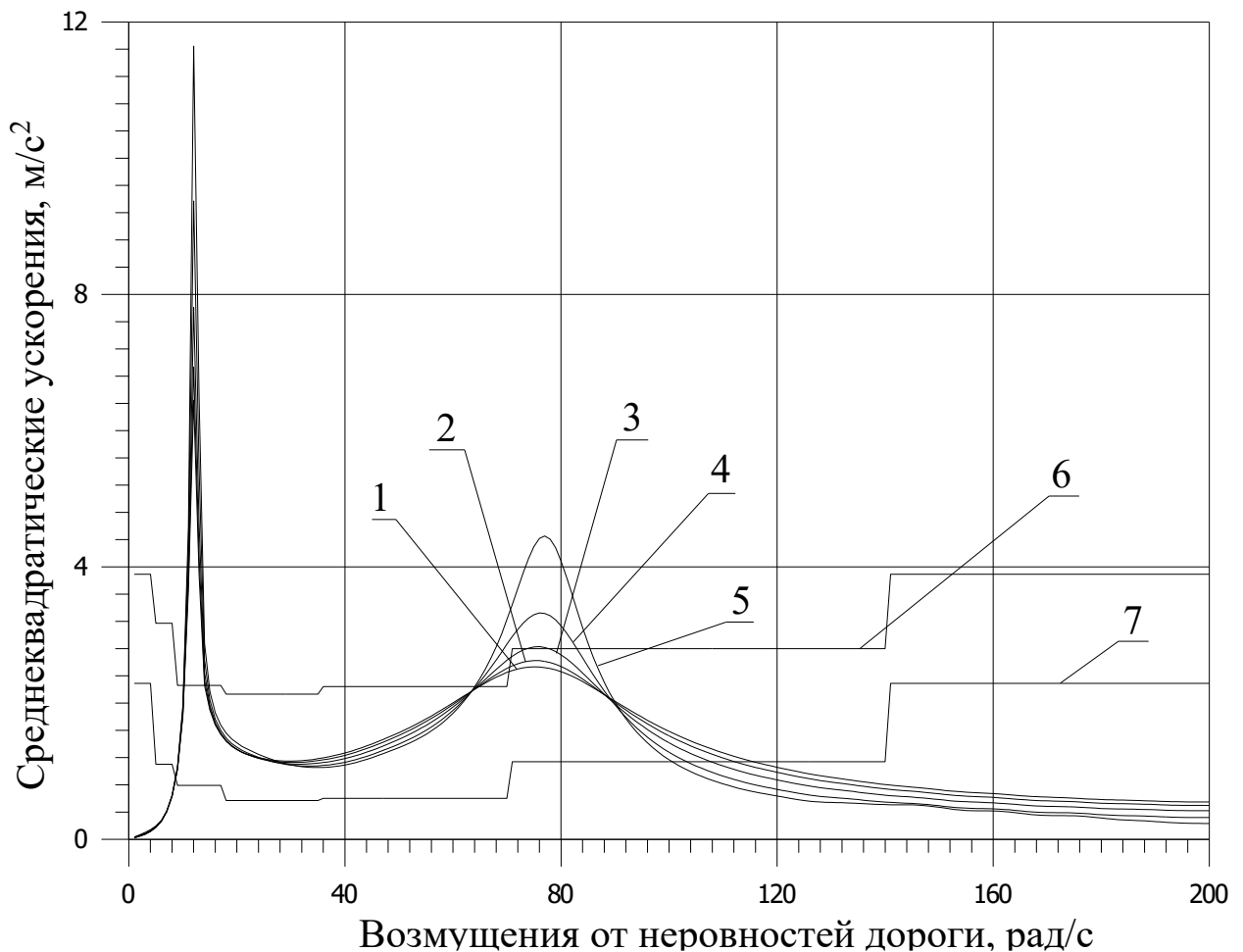


Рисунок 3.8 - Зависимость максимальных среднеквадратических ускорений поддресоренной массы автобуса над передним мостом от демпфирования передней подвески; 1 – $k_p = 8000$ Н.с/м; 2 – $k_p = 12000$ Н.с/м; 3 – $k_p = 16000$ Н.с/м; 4 – $k_p = 19000$ Н.с/м; 5 – $k_p = 21000$ Н.с/м; 6 – нормативная кривая при 1 часе воздействия; 7 – нормативная кривая при 8 часовом воздействии; $c_p = 1200000$ Н/с

Так, при $c_p = 600000$ Н/м и $k_p = 16000$ Н.с/м максимальное значение среднеквадратических ускорений достигает $2,33$ м/с² при частоте возмущения $\omega = 70$ рад/с, а при $c_p = 1800000$ Н/м ($k_p = 16000$ Н.с/м) максимальное значение среднеквадратического ускорения составило $3,53$ м/с² при частоте возмущения 84 рад/с. Амплитуда возрасла в 1,5 раза, против увеличения амплитуды в 2,5 раза

при низкочастотном резонансе. Высокочастотная резонансная частота возмущения возрасла в 1,2 раза (при низкочастотном резонансе в 1,4 раза).

Снижение жесткости передней подвески сопровождается более быстрым возрастанием перемещений неподрессоренных масс в области высокочастотного резонанса.

Следует отметить, что снижение жесткости передней подвески улучшает плавность хода автобуса. Так, при жесткости передней подвески $c_p = 1200000$ Н/м и меньше кривые среднеквадратических ускорений, кроме узкой полосы при низкочастотном резонансе, лежат ниже нормативной кривой, соответствующей одному часу воздействия колебаний.

Следовательно, уменьшение жесткости передней подвески автобуса улучшает его плавность хода, так как заметно снижает среднеквадратические ускорения передней части автобуса, а также перемещения передней части кузова. Однако снижение жесткости передней подвески неблагоприятно влияет на перемещение неподрессоренных масс в области высокочастотного резонанса, что может ухудшить устойчивость движения автобуса и его управляемость.

Рассмотрим теперь влияние демпфирования в передней подвеске при постоянной ее жесткости на колебания передней части автобуса.

В результате расчета получены (жесткость передней подвески 1200000 Н/м), в соответствии с таблицей 3.9.

Таблица 3.9 - Значения максимальных среднеквадратических ускорений передней части кузова автобуса при низкочастотном резонансе

Демпфирование, Н.с/м	Частота возмущения от дороги, рад/с	Максимальные среднеквадратические ускорения, м/с
8000	12,0	11,65
12000	12,0	9,37
16000	12,0	7,81
19000	12,0	6,93
21000	12,0	6,45

Как видно из результатов расчета, увеличение демпфирования в передней подвеске уменьшает максимальные среднеквадратические ускорения рассматриваемой точки кузова автобуса. Так, при $k_p = 8000$ Н.с/м ускорение составило $11,65 \text{ м/с}^2$, а при $k_p = 21000$ Н.с/м - $6,45 \text{ м/с}^2$ ($c_p = 1200000$ Н/м), т.е. с увеличением демпфирования в передней подвеске в 2,6 раза максимальное среднеквадратическое ускорение уменьшилось в 1,8 раза. При этом частота возмущения от дороги низкочастотной области резонанса не изменилась и составила $\omega = 12$ рад/с.

В области высокочастотного резонанса также с увеличением демпфирования передней подвески наблюдается снижение максимального среднеквадратического ускорения. Так, при $k_p = 8000$ Н.с/м ускорение равнялось $4,45 \text{ м/с}^2$, а при $k_p = 21000$ Н.с/м - $2,53$. Следовательно, с увеличением

демпфирования передней подвески в 2,6 раза максимальные среднеквадратические ускорения в области высокочастотного резонанса уменьшились в 1,76 раз, т.е. уменьшение максимальных среднеквадратических ускорений как в области низкочастотного, так и в области высокочастотного резонанса при одинаковом увеличении демпфирования и постоянной жесткости передней подвески практически одинаково. Однако максимальные среднеквадратические ускорения передней части кузова автобуса с увеличением демпфирования передней подвески возникают при различных, но близких частотных возмущения. Так, при $k_p = 8000 \text{ Н.с/м}$ резонансная частота составляет $\omega = 77 \text{ рад/с}$; при $k_p = 12000 \text{ Н.с/м}$ – $\omega = 78 \text{ рад/с}$; при $k_p = 16000 \text{ Н.с/м}$ – $\omega = 76 \text{ рад/с}$; при $k_p = 19000 \text{ Н.с/м}$ – $\omega = 76 \text{ рад/с}$; при $k_p = 21000 \text{ Н.с/м}$ – $\omega = 75 \text{ рад/с}$.

Исходя из графиков (рисунок 3.7 и 3.8) следует, что в межрезонансной и за резонансных зонах все кривые среднеквадратических ускорений при различных демпфированиях в передней подвеске сближаются.

Следовательно, из анализа зависимости среднеквадратических ускорений подрессоренной массы автобуса при различных жесткостях и демпфирования передней подвески можно сделать следующие заключение:

- на плавность хода автобуса существенное влияние оказывают все параметры системы передней подвески; влияние параметров взаимосвязаны;
- повысить плавность хода автобуса невозможно изменением лишь одного из параметров, поэтому задачу улучшения плавности хода следует решать оптимальным выбором всех параметров системы подрессоривания.

По графическим зависимостям среднеквадратических ускорений от частоты возмущения при различных параметрах передней подвески автобуса, представленных на рисунках 3.7 и 3.8 можно оценить плавность хода автобуса. Так как обычно городской автобус движется по своему маршруту примерно 1 час, то на графике кроме нормированной кривой при 8-ми часовом воздействии (кривая 7) нанесена нормированная кривая при 1 часовом воздействии (кривая 6).

Из указанных рисунков видно, что колебания (среднеквадратические ускорения) подрессоренной массы автобуса над передним мостом с параметрами передней подвески, соответствующими 1, 2 и 3 вариантам, почти полностью лежат под нормированной кривой при 1 часовом воздействии и только при низкочастотном резонансе превосходят допустимое среднеквадратические ускорение.

Среднеквадратическое ускорение точки кузова автобуса над передним мостом с параметрами передней подвески, соответствующей 4 и 5 вариантам, превосходят нормативные значения ускорений не только при низкочастотном резонансе, но и при высокочастотном резонансе.

Наиболее неблагоприятно движение автобуса при частотах возмущений, соответствующих 2-й и 5-ой октавным полосам и в частности при частотах возмущений от 2 до 12 Гц, которые соответствуют резонансам колебательной системы автобуса. При частоте 2 Гц действующие ускорения значительно превосходят допускаемые. Так, при частоте возмущения 2 Гц ускорения

передней и задней части автобуса превосходят допустимые почти в 10 раз, при частоте возмущения 12 Гц ускорения передней и задней части автобуса превосходят допустимые почти в 3 раза. В диапазоне частот 17...50 Гц действующие значения меньше допустимых ускорений для 8-ми часового рабочего дня.

Для оценки времени воздействия резонансных ускорений, превышающих нормативные значения, берем диапазон частот возмущений от 1 Гц до 17 Гц. По условиям комфортности пассажиров ускорение автобуса вдоль оси x -ов должно находиться в пределах 1,5...1,8 м/с². Рассмотрим равномерно ускоренное движение автобуса с ускорением 1,5 м/с². Искомое время движения автобуса в рассматриваемом диапазоне частот возмущения определим, воспользовавшись понятием частоты возмущения

$$\omega = \frac{2\pi x}{l}, \quad (3.18)$$

где x – текущая абсцисса неровности; l – длина неровности. Для асфальтовой дороги $l = 0,5...2$ м.

При равноускоренном движении путь, проходимый автобусом, определяем по формуле

$$x = \frac{v_0 t + \ddot{x} t^2}{2},$$

где v_0 – начальная скорость; t – время.

В нашем случае автобус трогается с нулевой начальной скоростью, т.е. $v_0 = 0$. Тогда выражение для определения пути примет вид

$$x = \frac{\ddot{x} t^2}{2}. \quad (3.19)$$

Подставим выражение (3.19) в исходное уравнение (3.18) и решим его относительно времени t , получим

$$t = \sqrt{\frac{\omega \cdot l}{\pi \ddot{x}}}. \quad (3.20)$$

Рассчитаем время воздействия больших значений ускорений на водителя, находящихся в диапазоне частот от 1 Гц до 17 Гц, для выбранных значений частот возмущений и длин неровностей дороги:

- а) при $l=0,5$ м, $\nu=1$ Гц, $t_1=0,82$ с;
 при $l=0,5$ м, $\nu=17$ Гц, $t_1=3,65$ с.

Время нахождения автобуса в неблагоприятном диапазоне частот возмущений составит $t=t_2-t_1=2,83$ с;

- б) при $l=2$ м, $\nu=8$ Гц, $t_3=1,63$ с;
 при $l=2$ м, $\nu=20$ Гц, $t_4=6,73$ с.

В этом случае, время нахождения автобуса в неблагоприятном диапазоне частот возмущений составит $t=t_4-t_3=5,10$ с.

Таким образом, при короткой неровности равной 0,5 м автобус будет находиться в диапазоне частот возмущения 1...17 Гц 2,83 с, при движении по

длинной неровности равной 2 м он будет находиться в неблагоприятном диапазоне частот возмущений 5,1 с, что вполне приемлемо для водителя.

Следовательно, время воздействия колебаний при резонансных частотах возмущения весьма кратковременно и не может сказаться на утомляемости водителя при 8 часовом рабочем дне и тем более при движении автобуса по маршруту в течение 1 часа.

Оценка плавности хода автобуса в соответствии с ГОСТ [6-8] и сравнение колебаний при различных параметрах передней подвески, полученные ранее результаты расчетов на рисунках 3.9 и 3.10, представлены в виде ломаных линий соединяющих точки, ординаты которых равны значениям среднеквадратических ускорений в октавных полосах, а абсциссы – среднегеометрическим частотам.

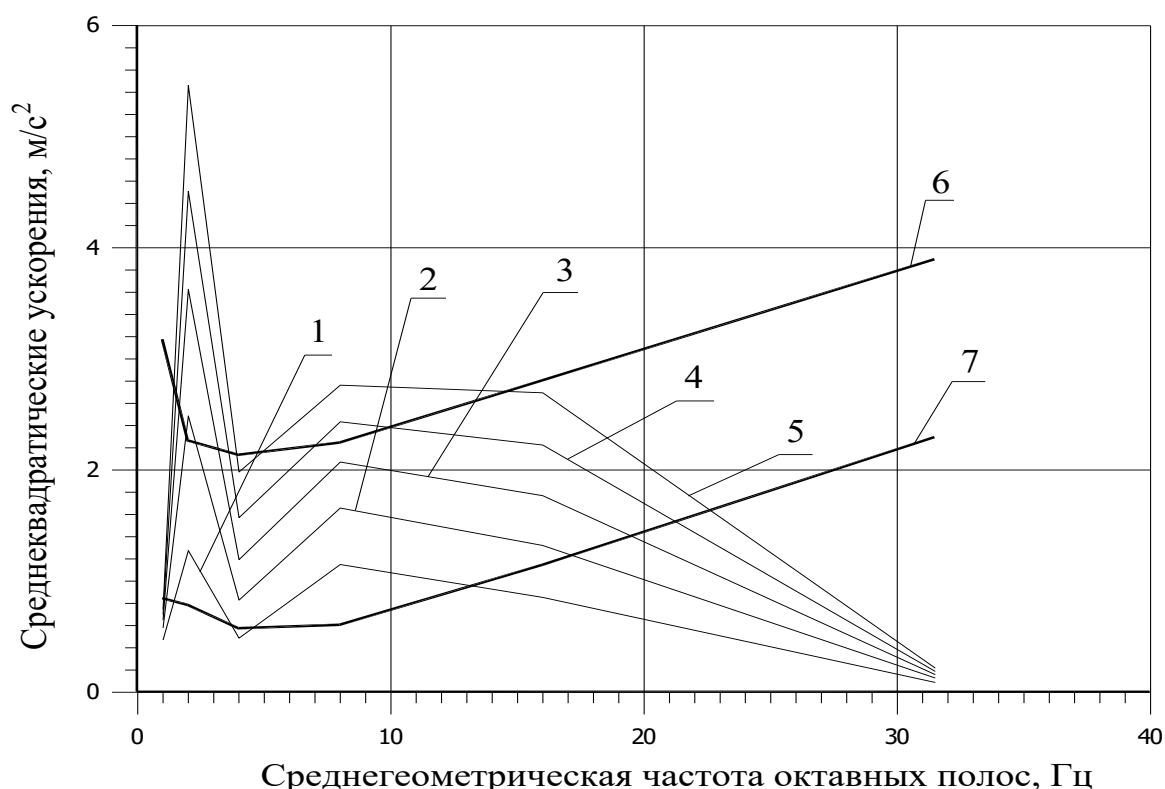


Рисунок 3.11- Зависимость среднеквадратических ускорений точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом в зависимости от возмущения при различной жесткости и постоянном демпфировании передней подвески; 1 – $c_p = 600000$ Н/м; 2 – $c_p = 900000$ Н/м; 3 – $c_p = 1200000$ Н/м; 4 – $c_p = 1500000$ Н/м; 5 – $c_p = 1800000$ Н/м; 6 – нормативная кривая при 1 часе воздействия; 7 – нормативная кривая при 8 часовом воздействии; $k_p = 16000$ Н.с/м

На этих же графиках нанесены предельно допустимые ускорения при 8 часовом и 1 часовом воздействии. Сопоставление расчетных среднеквадратических ускорений с допустимыми ускорениями, позволяет судить

о плавности хода автобуса, а также установить наиболее неблагоприятные диапазоны частот колебаний.

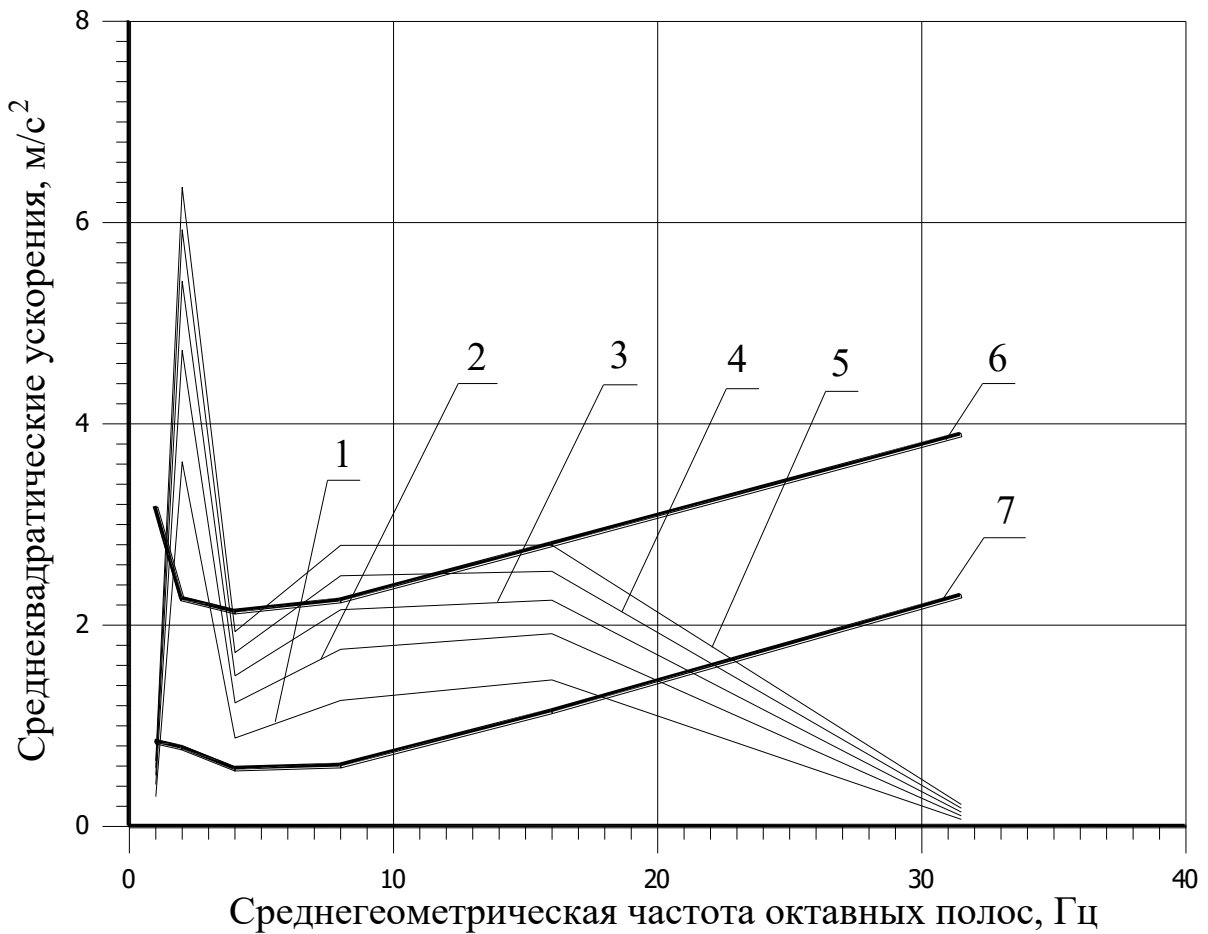


Рисунок 3.12 - Зависимость среднеквадратических ускорений точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом в зависимости от возмущения при различном демпфировании и постоянной жесткости передней подвески; 1 - $k_p = 8000$ Н.с/м; 2 - $k_p = 12000$ Н.с/м; 3 - $k_p = 16000$ Н.с/м; 4 - $k_p = 19000$ Н.с/м; 5 - $k_p = 21000$ Н.с/м; 6 – нормативная кривая при 1 часе воздействия; 7 – нормативная кривая при 8 часовом воздействии; $c_p = 1200000$ Н/с

Для сравнения колебаний точки подрессоренной массы автобуса над передним мостом при различных параметрах передней подвески определялись площади под расчетными и нормированными кривыми ускорений. Лучшим принимался вариант передней подвески, у которого площадь под кривой ускорений и отношения к площади под нормированными кривыми при 8 часовом и 1 часовом воздействии меньше.

1.4 Программная реализация вопроса исследования плавности хода

Так задача исследования плавности хода автобуса «МАЗ» является сложной и многокритериальной, была разработана программа на языке DELPHI для исследования колебаний автобуса по уравнениям (3.1) и (3.2). Пользуясь этой программой были выполнены исследования колебаний автобуса МАЗ с номинальной загрузкой салона при его движении по асфальтобетонной дороге с гармоническими микронеровностями ($q_0=0,0075$ м; $l=1$ м).

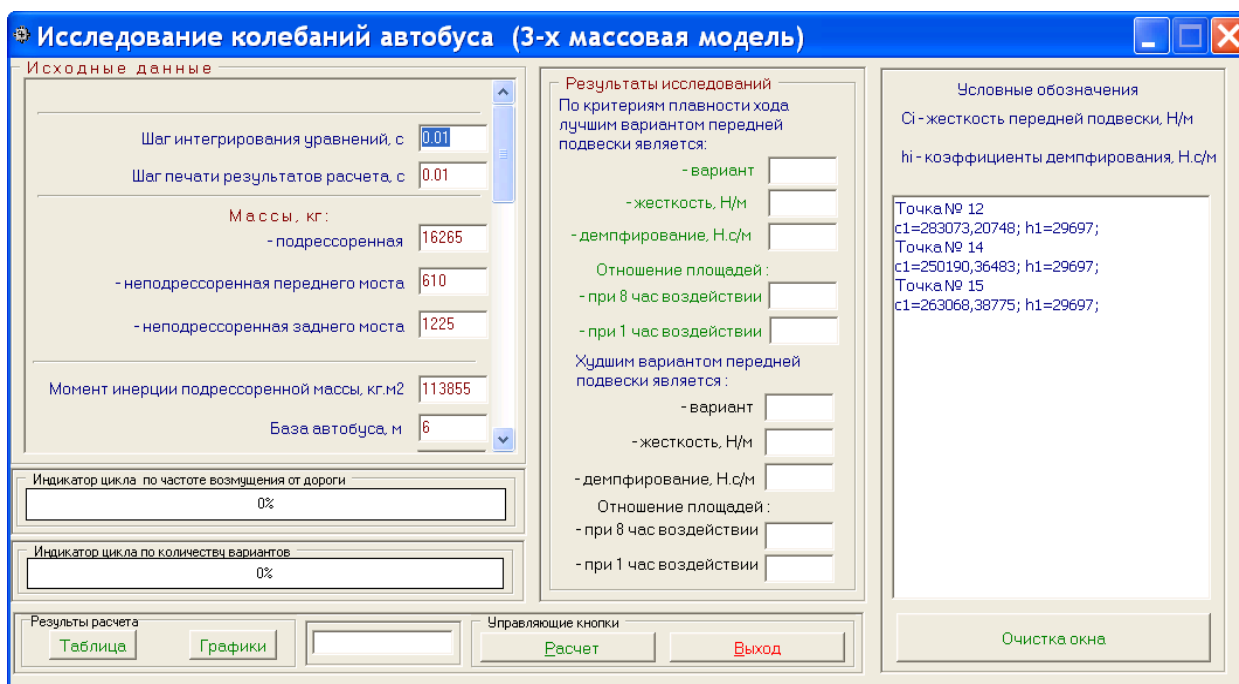


Рисунок 3.13 - Главная форма программы определения характеристик плавности хода совместно с учетом критерия «Устойчивость»

Программа предназначена для исследования плавности хода автобуса и колебаний точки поддрессоренной массы над передней осью и неподрессоренной массы передней оси на трехмассовой модели. Оценка плавности хода автобуса осуществляется по значениям среднеквадратических ускорений, полученных при различных величинах коэффициентов жесткости и демпфирования передней подвески, вычисленных по программе «Устойчивость», путем сравнения с нормативными значениями среднеквадратических ускорений при 8 часовом и 1 часе воздействия. Таким образом, осуществляется компромисс двух критериев.

Вывод: Таким образом, был разработан программный продукт, с помощью которого было определено, что автобус МАЗ по критериям плавности хода отвечает требованиям международного стандарта ISO 2631 и санитарным правилам и нормам Республики Беларусь.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследования, выполненные в данной работе, привели к следующим результатам:

- выведены критерии плавности хода, отвечающие международным стандартам
- предложен новый подход к решению многокритериальной задачи, основанный на использовании трёхмассовой математической модели.
- Предложена программная реализация решения многокритериальной задачи на языке программирования Delphi.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972.- 392с.
2. Яценко, Н.Н., Прутчиков, О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Транспорт, 1967. -164 с.
3. Успенский, И. Н., Мельников, А. А. Проектирование подвески автомобиля. М.: Машиностроение 1976. -168 с.
4. Литвинов, А.С., Фаробин, Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989.- 240 с.
5. Гришкевич, А. И. Автомобили: Теория. Мн.: Выш. шк., 1986.- 208 с.
6. ГОСТ 12.1.012 – 90 Вибрационная безопасность. Общие требования.
7. Международный стандарт ISO 2631 «Вибрация, передаваемая человеческому телу».
8. Сборник официальных документов по медицине труда и производственной санитарии Республики Беларусь. Мн.: 2003. с. 3-24.