

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Воронежский государственный аграрный университет
имени императора Петра I»**

На правах рукописи



ЛОЩЕНКО АЛЕКСЕЙ ВЛАДИСЛАВОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА**

05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Поливаев Олег Иванович

Воронеж – 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 АНАЛИЗ НАУЧНЫХ РАБОТ И ИЗВЕСТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ	10
1.1 Понятие вибрации и ее влияние на организм оператора	10
1.2 Классификация и пути совершенствования конструкций подвесок сиденья колесных тракторов.....	14
1.3 Выводы	41
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА.....	42
2.1 Разработка динамической модели колебаний колесного ТТА.....	42
2.2 Разработка конструкции адаптивной подвески сиденья трактора.....	58
2.2.1 Расчет рационального объема ПГА1.....	59
2.2.2 Расчет рационального суммарного объема ПГА1 и ПГА2.....	60
2.3 Управление упругодемпфирующей характеристикой подвески сиденья..	63
2.4 Выводы	65
3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	67
3.1 Программа и задачи исследований.....	67
3.2 Объект исследований.....	69
3.3 Подбор оборудования для испытаний	71
3.4 Лабораторные испытания.....	75
3.4.1 Тарирование тензовесов	76
3.4.2 Тарирование тяговой тензобалки	79
3.4.3 Тарирование тензометрических виброакселерометров	81
3.4.4 Определение радиальной жесткости передних и задних шин трактора	86
3.4.5 Определение горизонтальной и вертикальной координаты центра тяжести трактора	88
3.5 Методика проведения дорожных испытаний.....	90
3.6 Методика проведения полевых испытаний	94
4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ..	100
4.1 Задачи экспериментальных исследований	100
4.2 Результаты лабораторных испытаний	100

4.2.1 Результаты тарировки тензовесов	100
4.2.2 Результаты тарировки тензобалки.....	102
4.2.3 Результаты тарировки тензометрических акселерометров	104
4.2.4 Результаты определения жесткости шин и координат центра тяжести трактора	108
4.3 Результаты дорожных испытаний	113
4.4 Результаты полевых испытаний	117
4.4.1 Результаты определения крюкового усилия ТТА при выполнении транспортных операций.....	117
4.4.2 Результаты определения уровня виброускорений при установке серийной и опытной подвесок сиденья оператора ТТА	119
4.5 Оценка сходимости результатов математического моделирования и полевых испытаний.....	126
4.6 Рекомендации по перспективным направлениям дальнейшего совершенствования конструкций подвесок сидений тракторов	128
4.7 Выводы	129
5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗДЕРЖЕК НА МОДЕРНИЗАЦИЮ СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТТА	131
5.1 Расчет себестоимости изготовления	131
5.2 Расчет эксплуатационных издержек при эксплуатации ТТА.....	133
5.3 Выводы	136
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	137
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	139
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Математическая модель	155
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Расчет объемов пневматической части ПГА	168
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Тарировка тензометрических акселерометров	172
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Технические характеристики модулей LTR24-2 и LTR212	180
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Патенты, опубликованные по теме работы	182
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Акты внедрения	184
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Графические зависимости аппроксимирующих функций полученные при тарировке тензовесов	186
ПРИЛОЖЕНИЕ З. Профиль исследуемого участка грунтовой дороги	188
ПРИЛОЖЕНИЕ И. Акт поверки вибропреобразователя AP2037-500-02	189

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В современных условиях развитие сельского хозяйства возможно за счет интенсификации производства на основе комплексной механизации и повышения энерговооруженности, в частности улучшения агротехнических, технологических и общетехнических показателей машинно-тракторных (МТА) и тракторно-транспортных (ТТА) агрегатов, определяющей тенденцией совершенствования которых является повышение мощности используемых тракторов. Однако создание более скоростных мобильных энергетических средств повышенной мощности приводит к увеличению вибрационной нагруженности рабочего места оператора.

Развитие сельского хозяйства также влечет за собой увеличение объема транспортировки грузов внутри хозяйств. Для выполнения данной работы используется как автомобильный транспорт, так и тракторно-транспортные агрегаты (ТТА) на базе колесных тракторов повышенной проходимости и универсальности. Анализ, проведенный экспертами Всероссийского научно-исследовательского института сельского хозяйства, показал, что доля транспортных работ, выполняемых ТТА, составляет 40–60% от общего объема перевозок. При этом увеличение рабочих скоростей движения сопровождается повышением вибрационного воздействия на оператора, что приводит к повышенной утомляемости и, как следствие, снижению производительности, качества выполняемой работы, возникновению опасных дорожных ситуаций. Таким образом, условия труда оператора в значительной мере влияют на производительность тракторно-транспортного агрегата.

Исходя из вышесказанного, одним из актуальных направлений совершенствования ТТА является повышение их производительности за счет снижения вредного воздействия транспортной вибрации и создания комфортных и безопасных условий труда оператора. Наиболее перспективным решением является применение подрессоренного сиденья. Системы подрессоривания, в которых характеристики упругих и демпфирующих элементов остаются неизменными, так называемые пассивные, на сегодняшний день сдерживают рост производительности ТТА при выполнении технологических и транспортных операций.

Диссертационная работа посвящена разработке и обоснованию технического решения по снижению вибрации на рабочем месте оператора колесного трактора сельскохозяйственного назначения. Таким образом, тема исследования является актуальной.

Диссертационная работа выполнена в рамках НИР агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский государственный аграрный университет «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации и электрификации сельскохозяйственного производства», п.п. 2 «Инновационные направления совершенствования мобильных энергетических средств», утвержденной ученым советом университета (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

Степень разработанности темы исследования. Проведенный анализ опубликованных работ показал, что снижению повышенных вибрационных нагрузок на оператора транспортно-тракторных агрегатов (ТТА) посвящены исследования таких ученых, как Р.А. Акопян, А.Д. Артюшенко, З.А. Годжаев, М.М. Жилейкин, М.В. Ляшенко, В.В. Новиков, А.М. Певзнер, О.И. Поливаев, Д.Г. Рандин, Р.В. Ротенберг, Ю.Ф. Устинов, В.И. Чернышев, К.В. Чернышов, В.В. Шеховцов и др. В используемых образцах техники для снижения вибрационной нагруженности оператора ТТА используются подвески, состоящие из упругих и демпфирующих элементов, выполненных из металлических, пневматических и гидравлических элементов. Однако, несмотря на значительное количество опубликованных научных работ, не все аспекты проблемы повышенной вибрационной нагруженности рабочего места оператора остаются решенными, что обусловлено высокой сложностью анализа формирования и распространения колебательных процессов ТТА. На основании тщательного изучения существующих подвесок сидений были выявлены их преимущества и недостатки, а также определено влияние условий труда оператора на вибрационную нагруженность и производительность тракторно-транспортного агрегата.

Объектом исследования является тракторно-транспортный агрегат в составе трактора Belarus-1221.1 + 2ПТС-6 с серийной и опытной подвеской сиденья.

Предмет исследования: закономерности изменения значений виброускорений в октавных полосах частот сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора при выполнении им транспортных операций.

Цель диссертационной работы: снижение вибрационной нагруженности оператора сельскохозяйственного трактора при выполнении транспортных работ посредством применения адаптивной подвески сиденья.

Задачи исследования:

- 1) усовершенствовать математическую модель вертикальных колебаний колесного ТТА для оценки эффективности применения подвески сиденья;
- 2) обосновать новое техническое решение, обеспечивающее реализацию рациональной характеристики подвески сиденья;
- 3) разработать методику расчета рациональных объемов пневмогидравлических аккумуляторов адаптивной подвески сиденья;
- 4) установить закономерности изменений вертикальных ускорений при движении ТТА в условиях эксплуатации с серийной и опытной подвесками сиденья.

Научная новизна работы:

- 1) усовершенствована математическая модель вертикальных колебаний колесного ТТА, отличающаяся учетом изменения скорости движения и характеристик подвески сиденья;
- 2) разработано новое техническое решение, обеспечивающее реализацию рациональной характеристики подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, отличающаяся тем, что подвеска дополнительно снабжена двумя гидропневматическими аккумуляторами, первый гидравлической полостью связан со штоковой полостью гидроцилиндра, посредством регулируемого дросселя, второй гидравлической полостью через блокировочный клапан связан с поршневой полостью гидроцилиндра, а его пневматическая полость, также через блокировочный клапан, соединена с клапаном нагнетания и сброса давления воздуха, блокировочные клапаны выполнены с возможностью взаимодействия с электронным блоком управления;

3) предложена методика выбора объемов пневмогидравлических аккумуляторов, отличающаяся тем, что учитывает характеристики подвески сиденья сельскохозяйственного колесного трактора;

4) теоретически установлены и экспериментально подтверждены закономерности изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора, отличающиеся учетом рациональной характеристики адаптивной подвески сиденья.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическое значение результатов исследования заключается в усовершенствовании математической модели вертикальных колебаний колесного ТТА, установлении влияния адаптивной подвески сиденья на показатели вибронагруженности оператора ТТА, выявлении закономерностей изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора.

Практическую значимость имеют: техническое решение конструкции подвески сиденья, позволяющее снизить уровни вертикальных ускорений сиденья оператора, что обеспечивает повышение рабочих скоростей движения ТТА; рациональная характеристика адаптивной подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора.

Методология и методы исследования. Теоретическое исследование произведено на основе методов математического моделирования и классической механики. Лабораторные эксперименты поставлены на основе апробированных методик, для проведения которых была разработана лабораторная установка для исследования характеристик тензовиброакселерометров. Измерения проводили сертифицированными и поверенными приборами. При проведении расчетов и обработке результатов эксперимента использовали современные компьютеры и применяли программное обеспечение: Microsoft Excel, Mathcad.

Положения, выносимые на защиту:

1) математическая модель вертикальных колебаний колесного ТТА, позволяющая оценить уровень воздействия вертикальных ускорений на оператора и

рассчитать допустимую скорость движения по вибронагруженности в определенных условиях;

2) техническое решение, обеспечивающее реализацию рациональной характеристики подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора;

3) методика выбора объемов пневмогидравлических аккумуляторов адаптивной подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора;

4) закономерности изменения уровней вертикальных ускорений в октавных полосах частот, воздействующих на оператора сельскохозяйственного колесного трактора, позволяющие установить диапазоны наибольшей эффективности применения адаптивной подвески сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора.

Степень достоверности и апробация результатов. Результаты получены с применением современных теоретических подходов, методов математического анализа, теории движения машин, математического моделирования, апробированных методик выполнения экспериментальных исследований.

Достоверность результатов подтверждается методологической базой исследований, применением методов математического моделирования, использованием современных средств вычислительной техники, поверенных измерительных приборов, сопоставлением результатов теоретических и экспериментальных исследований, а также результатами внедрения в производство.

Результаты диссертационной работы приняты и внедрены в ООО «Брянский тракторный завод» и используются при выборе конструктивных параметров подвесок сиденья, а также в учебном процессе ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ при обучении по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», 35.03.06 «Технические системы в агробизнесе».

Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались в период с 2018 по 2021 г. на ежегодных научных конференциях профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, а также на международных, всероссийских и национальных научных конференциях.

Личный вклад соискателя заключается в постановке цели, задач и выборе методов исследований, разработке программы и методики экспериментальных исследований, разработке лабораторной установки, проведении опытов, выполненных лично автором; получении аналитических зависимостей и проведении расчетов, обработке результатов эксперимента, подготовке публикаций по теме диссертации, выполненных при участии автора.

Публикации. Основные положения и результаты диссертационного исследования нашли отражение в 26 научных работах, из них в рецензируемых научных изданиях опубликовано 5 работ, 15 – в сборниках материалов научных конференций, получено 6 патентов РФ. Общий объем публикаций составляет 7,3 п.л., из них подготовлено самостоятельно 2,5 п.л.

Структура и содержание работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы и приложений, изложена на 192 страницах компьютерного текста, содержит 94 рисунка, 16 таблиц и 9 приложений. Список литературы включает 120 источников.

1 АНАЛИЗ НАУЧНЫХ РАБОТ И ИЗВЕСТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

1.1 Понятие вибрации и ее влияние на организм оператора

На протяжении всей своей жизни человек постоянно сталкивается с колебательными процессами различной физической природы: механическими, тепловыми и др. Механические колебания представляют собой процесс изменения какой-либо механической величины, определяющей положение как материального тела, так и его точки, при котором эта величина или величина, характеризующая скорость ее изменения, может либо возрастать, либо убывать во времени. Что касается такого явления, как вибрация, то этот процесс относится только к механическим колебаниям, при этом не всякие механические колебания принято называть вибрацией.

В соответствии с ГОСТ 24346-80 «Вибрация. Термины и определения» под вибрацией понимается движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин. Ю.В. Колосов и В.В. Барановский, не допуская нарушения границ этого понятия, приводят расширенное определение вибрации как движение точки или механической системы, при котором происходят поочередные возрастание и убывание во времени значений, по крайней мере, одной координаты.

По отношению к предмету диссертационного исследования, вибрация – механические колебания (свободные или вынужденные), возникающие при прохождении двигателем мобильного энергетического средства неровностей дорожного покрытия, из-за работы элементов двигателя, также под действием аэродинамических и других сил, основная возбуждающая частота которых может составлять от нескольких единиц до тысяч герц.

Параметрами, характеризующими вибрацию, являются:

- A (амплитуда) – величина наибольшего отклонения колеблющейся массы от положения равновесия, м;
- T (период колебаний) – время между двумя последовательными одинако-

выми состояниями системы, с;

- f (частота) – показатель, характеризующий периодичность процесса, равную количеству повторений за единицу времени, Гц. Частота связана с периодом простейшим взаимоотношением $f = 1/T$, описывает повторяющийся процесс и равна количеству повторений на единицу времени.

Основными характеристиками механических колебаний являются:

- виброперемещение (S) – показывает расстояние между максимальными границами перемещения измеряемого объекта вдоль оси его перемещения. Чаще всего отображается расстоянием между пиками амплитуды. Измеряется в линейных единицах в зависимости от величины значений: микроны (мкм), миллиметры (мм);

- виброскорость (V) – скорость перемещения измеряемой точки вдоль оси ее перемещения, является производной виброперемещения по времени. Характеризует мощность энергетического воздействия на объект контроля, учитывая перемещение и частоту колебаний исследуемого объекта. В литературе чаще всего встречается не максимальное значение, а среднеквадратичное (СКЗ).

- виброускорение (a) – является производной виброскорости по времени, определяющей мощность динамического воздействия, вызвавшего колебания. Применение виброускорения в теории находит наибольшее распространение, так как датчики вибрации измеряют виброускорение, не требуя дальнейших преобразований. Данная величина измеряется в м/с^2 , ускорении свободного падения g , где $1 g = 9,81 \text{ м/с}^2$, и в децибелах дБ, где для стандартного уровня $0 \text{ дБ} = 5 \times 10^{-6} \text{ мм/с}^2$.

Для перевода виброускорения в децибелы используется формула

$$a_{\text{дБ}} = 20 \cdot \lg 10(a) + 120, \quad (1.1)$$

где $a_{\text{дБ}}$ – виброускорение, дБ;

a – виброускорение, м/с^2 ;

Различаются свободные и вынужденные колебания. Свободные колебания являются затухающими и возникают под действием внутренних сил. Вынужденными колебаниями являются колебания, совершаемые вследствие воздействия периодической возмущающей силы.

Вибрация как положительное явление широко используется в зерноочисти-

тельных машинах, строительстве и в других областях техники. Но чаще вибрация является негативным процессом, и с ней вынуждены бороться, так как ее длительное воздействие приводит к негативным последствиям.

Колебания, оказывающие воздействие на организм человека на рабочем месте прицепных и самоходных машин, при выполнении технологических операций на различных агрофонах дороги, называются транспортной вибрацией. Значительные низкочастотные колебания возникают при активном взаимодействии движителей тракторно-транспортного агрегата с опорной поверхностью. Амплитуда и частота данных колебаний напрямую зависит как от геометрической формы опорной поверхности, так и от скорости движения агрегата. Уровень колебаний, воздействующих на механизатора, в значительной мере зависит от компоновки машины и расположения рабочего места оператора.

В результате выполнения тракторно-транспортных работ на рабочем месте возникает вибрация, воздействующая на оператора через органы управления и передающаяся на отдельные части тела (локальная вибрация) и в точках опоры (общая вибрация), что в свою очередь приводит к сотрясению всего организма. Одновременное воздействие локальной и общей вибраций называется комбинированной вибрацией.

С именем виднейшего гигиениста России Е.Ц. Андреевой-Галаниной связано полное описание клинической картины поражений, обусловленных локальной и общей вибрацией, установление зависимости влияния вибрации от ее спектрального состава, направления, амплитуды, места приложения и продолжительности воздействия [5].

В зависимости от способа передачи воздействий на организм оператора различают:

- локальную вибрацию – передающуюся на рабочее место самоходных и прицепных машин от оборудования и органов ручного управления и, как следствие, на конечности оператора;
- общую вибрацию – воздействующую на оператора, находящегося на рабочем месте при движении по агрофонам, через опорные поверхности [106].

Воздействие общей вибрации приводит к нарушению работы сердечной деятельности, расстройству нервной системы, спазмов сосудов, изменениям в суставах, ограничивающих подвижность человека. Воздействия с частотой до 1 Гц приводят к укачиванию, с частотой от 1 до 2 Гц вызывают сонливое состояние. Совпадение собственной частоты колебаний внутренних органов человека и частоты колебаний на рабочем месте (явление резонанса) может привести к механическому повреждению внутренних органов. Собственные частоты отдельных частей тела: 4–6 Гц – для туловища в положении сидя; 3,0–3,5 Гц – для органов брюшной полости и грудной клетки; 20–30 Гц и 1,5–2,0 Гц – для головы в положении сидя при вертикальных и горизонтальных вибрациях; 60–90 Гц – для глазных яблок. Наиболее опасными колебаниями, вызывающими резонанс, является вибрация с частотой от 1 до 30 Гц, так как они близки к колебаниям человеческого тела.

При воздействии на конечности локальной вибрации происходит нарушение чувствительности кожи, окостенение сухожилий, потеря упругости кровеносных сосудов и чувствительности нервных волокон, отложение солей в суставах кистей рук и пальцев и другие негативные явления. Длительное воздействие вибрации (в течение 3–5 лет) в условиях производства приводит к профессиональному заболеванию – вибрационной болезни [41].

Контроль обеспечения вибрационной безопасности и ограничения условий, при которых воздействие колебательных процессов может ухудшить состояние здоровья оператора и значительно снизить комфорт условий труда, обеспечивается межгосударственным стандартом вибрационной безопасности ГОСТ 12.1.012, ГОСТ 20062-96 «Сиденье тракторное. Общие технические условия» [24]. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 и СанПиН 1.2.3685-21 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий» [23, 86] устанавливает санитарные нормы и нормируемые параметры виброскорости на рабочем месте для тракторов, самоходных сельскохозяйственных машин при длительности вибрационного воздействия 8 ч.

По характеру спектра вибрации выделяют:

- узкополосные, у которых параметры в $1/3$ октавной полосе частот более

чем на 15 дБ превышают значения в соседних 1/3 октавных полосах;

- широкополосные, когда в диапазоне более одной октавы спектр непрерывен.

По временным характеристикам выделяют:

- постоянную вибрацию – величина нормируемых параметров изменяется не более чем в 2 раза (на 6 дБ) за время наблюдения;
- непостоянную вибрацию – величина нормируемых параметров изменяется не менее чем в 2 раза (на 6 дБ) за время наблюдения не менее чем 10 мин при измерении с постоянной времени 1 с.

В свою очередь непостоянные вибрационные воздействия разделяются на:

- импульсные – состоящие из одного или нескольких воздействий (ударов), длительность каждого менее 1 с;
- прерывистые – контакт оператора с вибрацией прерывается, а длительность интервалов, в течение которых имеет место контакт, составляет более 1 с;
- колеблющиеся во времени – величина нормируемых параметров постоянно и непрерывно изменяется во времени.

Основными источниками колебаний, действующих на оператора ТТА, являются [41, 53, 95]:

- а) внешние (неровности агрофона или дорожного полотна), а также неравномерность тяговой нагрузки или вала отбора мощности;
- б) возмущение от работы двигателя, соударения шестерен, вращение карданных валов, от элементов ходовой части машин и др.

Из опубликованных результатов испытаний колесных тракторов известно, что наиболее интенсивное изменение вертикальных ускорений, действующих на оператора, наблюдается в диапазоне частот от 1,6 до 4,0 Гц [6, 75, 120].

1.2 Классификация и пути совершенствования конструкций подвесок сиденья колесных тракторов

В настоящее время опубликовано значительное количество работ, предметом изучения которых является анализ колебаний транспортного средства, плавности хода и его виброзащитных свойств, из них многие посвящены исследова-

нию и разработке механизмов, способствующих улучшению параметров поддрессирования. Однако проблемы снижения вибронагруженности тракторно-транспортных агрегатов, выполняющих перевозку грузов сельскохозяйственного назначения в условиях отсутствия качественного дорожного покрытия, исследованы в недостаточной мере.

Совершенствование сельскохозяйственной техники непосредственно связано с повышением мощностных, скоростных и качественных показателей, что приводит к возникновению повышенных колебаний, передающихся от остова трактора на рабочее место оператора. При этом снижение уровня вибрационного воздействия на оператора позволяет повысить скорости движения, что приводит к повышению производительности агрегата без значительных изменений в затратах энергии [11, 15, 27, 36].

Фундаментальными работами в области рассмотрения колебаний колесных машин, вызванных взаимодействием шины с опорной поверхностью и оказывающих влияние на плавность хода и рабочую скорость, можно считать публикации А.А. Силаева [92], Р.В. Ротенберга [83], А.А. Хачатурова [98], М.В. Ляшенко [52] и др.

Исследования в области проектирования и теоретических расчетов упругих и демпфирующих элементов в конструкциях систем поддрессирования проводили многие авторы, например: М.М. Жилейкин [32, 33], Е.Б. Сарач [88,89], Р.А. Акопян [1, 2], В.И. Чернышев [101, 102], А.Д. Дербаремдикер [29], J.C. Dixon [111], Р. Barak [109] и др.

В работах К.В. Чернышова [30, 103, 104] предлагается использовать пневматические, гидропневматические рессоры и гидравлические амортизаторы. Предложенные автором конструкции позволяют осуществлять управление упругими и демпфирующими характеристиками. Также К.В. Чернышовым рассмотрены способы улучшения виброзащитных свойств подвесок различных наземных транспортных средств за счет применения пневматических, гидропневматических рессор и гидравлических амортизаторов, которые позволяют реализовывать оптимальные алгоритмы управления характеристиками подвески.

В работах Г.О. Котиева, Е.Б. Сарача и др. [87, 89] для улучшения виброзащитных свойств транспортных средств предлагается использование двухуровневой системы поддрессоривания, состоящей из последовательно установленных упругих и демпфирующих элементов. Эта конструкция позволяет реализовать нелинейную упругодемпфирующую характеристику, что способствует улучшению эффективности виброизоляции за счет снижения зон резонанса.

Сложность создания эффективной виброзащитной подвески заключается в том, что для снижения зоны резонанса в области более низких частот и повышения комфорта труда оператора ТТА необходимо уменьшить жесткость, что в свою очередь приводит к повышению амплитуды динамического хода, повышению вероятности пробоя подвески и снижению управляемости транспортного агрегата [56, 57].

В соответствии с ГОСТ 20062-96 «Сиденье тракторное. Общие технические условия» [24] частота собственных колебаний подвески сиденья сельскохозяйственного трактора с оператором не должна превышать 2 Гц, а ход подвески S_0 – 150 мм (Рисунок 1.1).

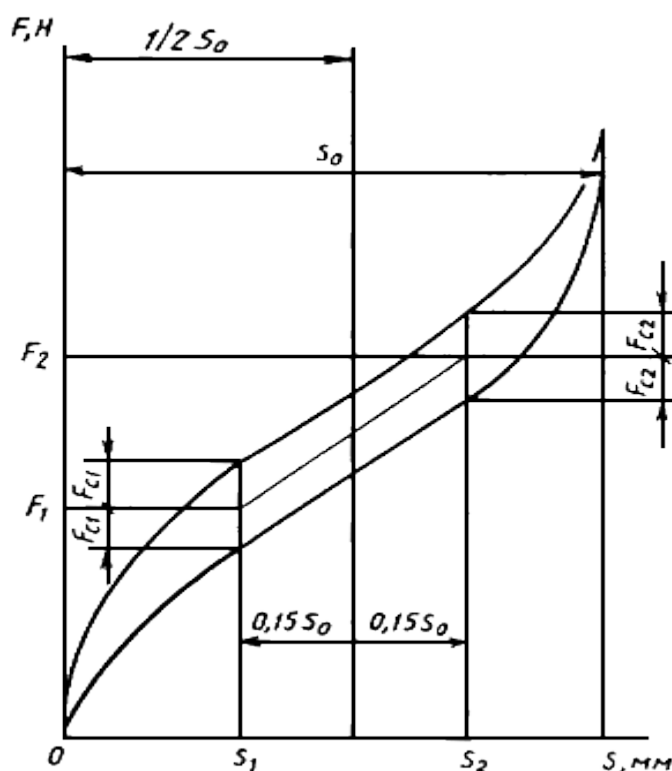


Рисунок 1.1 – Упругая характеристика подвески сиденья

На основе анализа значительного количества публикаций, описывающих различные технические решения и конструкции, предназначенные для защиты оператора от вибрационного воздействия, можно сделать вывод о том, что пассивные системы поддрессирования не позволяют на необходимом уровне гасить вибрации и тем самым препятствуют росту скоростей движения ТТА, что непосредственно сказывается на производительности данных агрегатов. Одним из актуальных направлений для совершенствования систем поддрессирования является применение упругодемпфирующих элементов с электронно-управляемыми характеристиками [18, 31, 32, 101, 103].

Основной проблемой при создании электронно-управляемой виброзащитной подвески является разработка алгоритма управления для эффективной работы. Рассмотрением данного вопроса занимались как отечественные, так и иностранные ученые: А.А. Жданов [31], К.В. Чернышов [103], М.Ю. Кулешов [46], Д.Г. Рандин [82], И.И. Машков [54], Н. Du [115], N.K. Petek [117], N. Caterino [118]. Публикации вышеперечисленных авторов посвящены моделированию, созданию алгоритмов и необходимого перечня требований, которые могут быть использованы при проектировании виброзащитной подвески, однако в них не учитываются возможности упругодемпфирующих характеристик управляемого элемента.

Многие авторы за рубежом проводили исследования с целью создания алгоритмов управления электронно-управляемых подвесок при передаче колебаний возмущающего воздействия случайного характера, что позволяет более эффективно снижать колебания. Это такие исследователи, как Р. Barak [109], J.C. Dixon [111], D. Fiscer [112] и др.

В ходе выполнения работ на тракторно-транспортный агрегат оказывают воздействие различные колебания, которые передаются на кабину и на оператора, находящегося в кабине, что приводит к повышению его утомляемости и, как следствие, снижению производительности труда. Поддрессирование остова МЭС защищает оператора от колебаний, но в недостаточном объеме, так как этот процесс связан с рядом ограничений конструктивного и агротехнического характера,

в частности, обусловлен размерами упругих элементов, параметрами динамического хода остова. Кроме того, при работе с навесным оборудованием резко снижается эффективность тракторно-транспортного агрегата [106]. В последнее время отмечена тенденция использования подрессоренного сиденья, так как остальные варианты решения данной проблемы являются более трудоемкими и экономически более затратными [50, 51, 55, 97].

С целью повышения производительности труда в сельском хозяйстве, требования эргономики все чаще внедряются в отечественные и зарубежные стандарты. Вибрация – основной эргономический показатель, дающий представление о безопасности и качестве условий труда механизатора. Для повышения уровня безопасности работы оператора ТТА необходимо обеспечить минимальное воздействие колебаний [23].

С целью уменьшения воздействия транспортной вибрации на оператора известны следующие методы:

- применение подрессоренных ходовых систем;
- внедрение подрессоренных кабин;
- использование виброзащитной подвески сиденья [16,42].

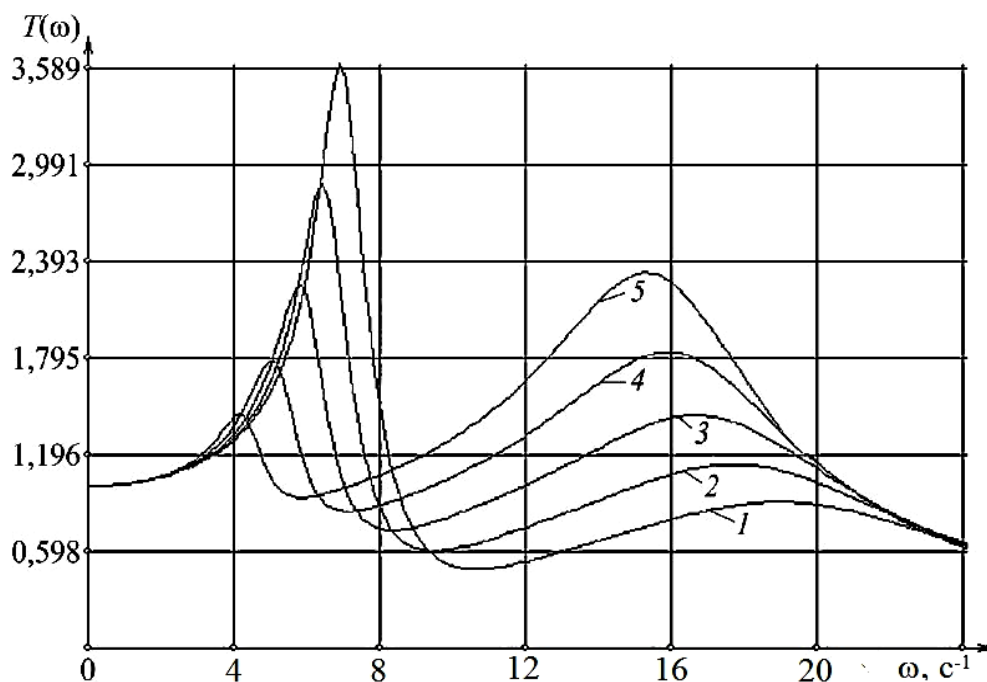
Наиболее перспективным решением является подрессоривание кабины, это позволяет повысить эффективность виброзащиты оператора, но этот метод требует значительных финансовых затрат, а также сложен в конструктивном исполнении. С учетом вышесказанного самым перспективным методом является применение подрессоренного сиденья как менее затратный и позволяющий исключить необходимость подрессоривания кабины [48,50].

Основным показателем, дающим представление о вынужденных колебаниях при различных значениях частоты, является амплитудно-частотная характеристика, которая включает в себя зависимости от перемещений и (или) ускорений виброзащищенного объекта от частоты возмущающей силы.

Упругой характеристикой подвески называется зависимость между вертикальной нагрузкой и прогибом подвески, что схематично представлено на рисунке 1.2.

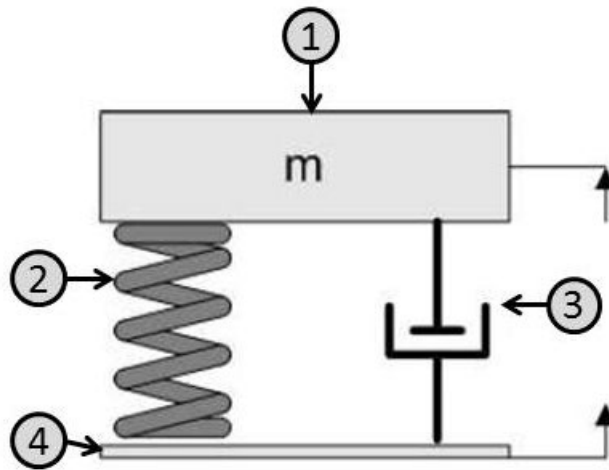
Амплитудно-частотной характеристикой подвески сиденья называется зависимость коэффициента передачи по амплитуде от частоты возмущающей силы. На рисунке 1.3 представлена амплитудно-частотная характеристика подвески сиденья трактора. По оси ординат амплитудно-частотной характеристики отложены отношения перемещений платформы сиденья к перемещениям остова $T(\omega)$, а по оси абсцисс – частота возмущающей силы ω .

На представленном рисунке показано пять кривых, построенных в порядке снижения коэффициента жесткости.



1 – 1000 Н×м; 2 – 2000 Н×м; 3 – 3000 Н×м; 4 – 4000 Н×м; 5 – 5000 Н×м
Рисунок 1.3 – АЧХ подвески сиденья при различных значениях жесткости и коэффициента демпфирования

На сегодняшний день самой распространенной серийной системой являются подвески транспортных средств с пассивной амортизацией несмотря на то, что пассивная система – это всегда компромисс между плавностью хода и безопасностью движения, причем не всегда оптимальный, что вызывает необходимость использования подвесок с управляемыми характеристиками. В этих системах характеристики упругодемпфирующих элементов подвески постоянны. Схема конструкции пассивной подвески сиденья представлена на рисунке 1.4.



1 – подрессоренная масса; 2 – упругий элемент;
3 – демпфирующий элемент; 4 – основание

Рисунок 1.4 – Схема пассивной конструкции подвески сиденья

В представленной схеме пассивной конструкции подвески перед началом работы упругий элемент настраивается по жесткости под вес оператора путем механического сжатия или ослабления упругого элемента. В процессе движения ТТА подвергается воздействию вибрации, передаваемой через шины на остов трактора, а затем и на основание подвески сиденья с подрессоренной массой. Упругий элемент, сжимаясь, принимает на себя механическую энергию, которая на обратном ходе подвески гасится гидравлическим амортизатором за счет вязкостного сопротивления. Частота собственных колебаний данной конструкции составляет от 1 до 10 Гц.

В качестве упругого элемента могут использоваться торсионы, цилиндрические пружины, эластомеры, резиновые изделия и др.

Торсион представляет собой упругий элемент, выполненный в виде стержня, работающего на скручивание. Стержневые торсионы бывают круглого или квадратного сечения. Обладая рассчитанным сопротивлением к скручиванию под нагрузкой, торсион удерживает вес подрессоренной массы, обеспечивая упругое соединение, основным достоинством которого является компактность конструкции. Главным недостатком данного элемента является то, что торсионная подвеска имеет линейную характеристику, что может вызывать резонансные колебания (Рисунок 1.5).

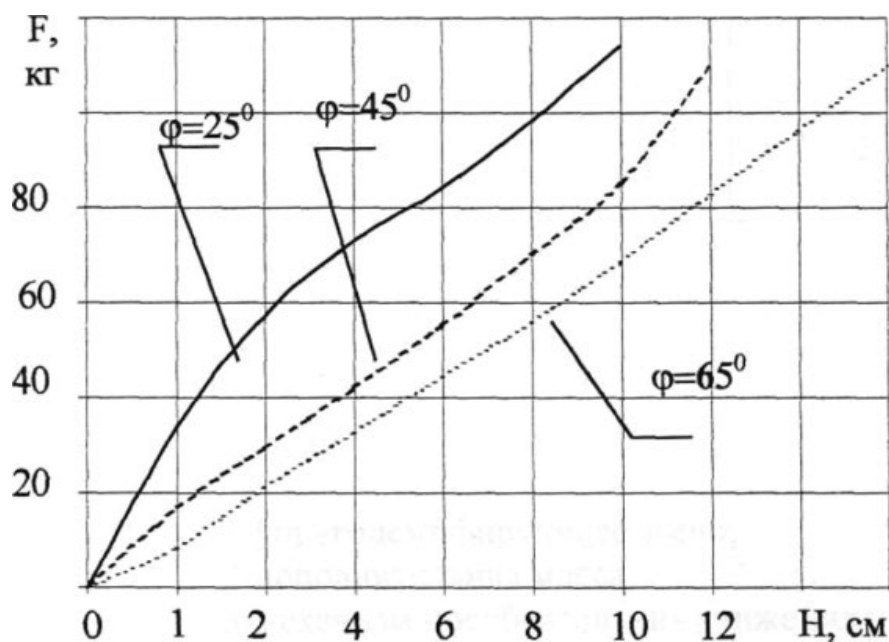


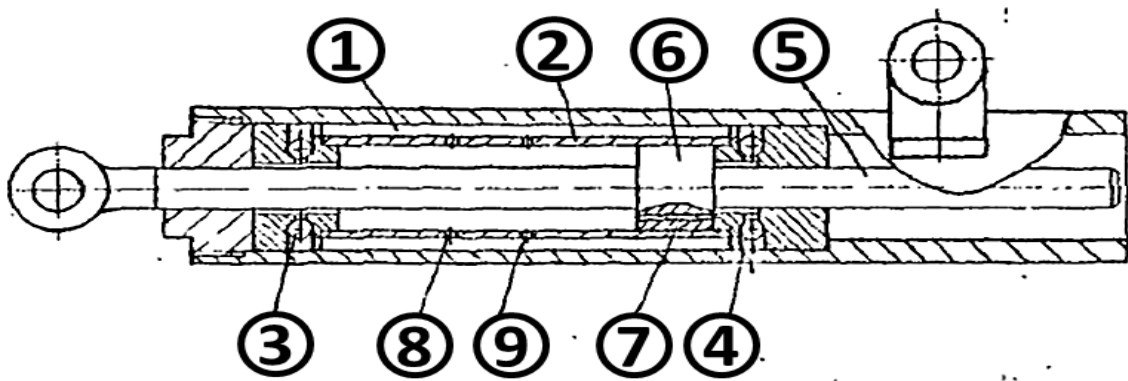
Рисунок 1.5 – Упругая характеристика торсионной подвески

Применение цилиндрических пружин для поглощения энергии колебаний находит наибольшее распространение. Они изготавливаются из высокоуглеродистых сталей (У9А-У12А) и имеют линейную упругую характеристику. Широкое применение данные элементы получили из-за простоты конструкции, низкого веса и себестоимости [85].

Значительное количество научных исследований указывают на низкую эффективность данных систем поддрессирования [17, 19, 32, 46]. Для улучшения упругой характеристики пассивных конструкций подвески Г.О. Котиевым, Е.Б. Сарач и др. [87, 89] предлагается использовать многоуровневые системы поддрессирования, состоящих из нескольких последовательно установленных упругих или демпфирующих элементов.

Также опубликованы результаты ряда научных исследований, направленных на совершенствование конструкции поддрессирования за счет использования управляемых, магнитных, магнитореологических, пневматических, гидравлических и др. конструкции амортизаторов.

В.И. Чернышев [58, 59, 60, 61, 100, 102] предлагает заменить штатные гидравлические амортизаторы и использовать в подвеске сиденья демпферы прерывистого действия с импульсным управлением. Известная конструкция гидравлического демпфера представлена на рисунке 1.6.



1 – резервуар; 2 – цилиндр; 3, 4 – клапаны; 5 – шток; 6 – поршень;
7 – дросселирующее отверстие; 8, 9 – отсекающие отверстия

Рисунок 1.6 – Гидравлический демпфер

Для импульсного управления предложено отказаться от электронных систем и использовать программируемые условия переключений демпфирования по опорным сигналам, реализуемые через свойства отдельных механических узлов системы. Испытания, проведенные на Липецком тракторном заводе, показали, что использование данного демпфера позволяет снизить уровень транспортной вибрации на 2–4 дБ в полосе частот 4,0–1,5 Гц, а в резонансной частоте 4 Гц – уровень виброускорения в 4 раза по сравнению с серийной конструкцией.

Т.Д. Ходаковой [99] отмечено, что широкое распространение получили универсальные конструкции подвески сиденья пассивного типа и приведено научное обоснование того, что данные конструкции не обладают достаточной эффективностью и не могут обеспечить эффективный уровень вибрационной защиты. Для снижения вибрационного воздействия автор предлагает использовать в подвеске сиденья пневматический элемент в виде резинокордного пневмобалона, который, по утверждению автора, имеет нелинейную упругодемпфирующую характеристику, что позволяет снизить уровень колебаний, передающихся на рабочее место оператора, в сравнении с серийной конструкцией.

Основным недостатком пассивных систем подрессоривания считается невозможность обеспечивать допустимый уровень вибрационной защиты во всем диапазоне частот. Объясняется это возникновением низкочастотного резонанса, который затрудняет или делает невозможным управление ТТА при определенных режимах работы, что приводит к снижению производительности.

Освоение электротехники и микропроцессоров открыло перспективы использования электронных систем поддрессирования, которые способны управлять элементами поддрессирования, причем как пассивные системы они не имеют ограничений по производительности, повышают комфорт работы оператора и расширяют возможности тракторно-транспортных агрегатов. Таким образом, электронные системы подвесок рассматриваются как рациональное решение для повышения производительности обычных подвесок и создания эффективной подвески для тракторно-транспортных агрегатов.

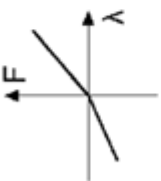
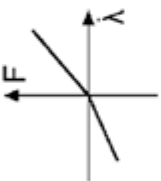
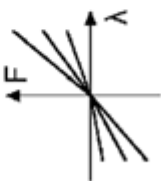
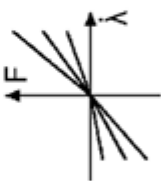
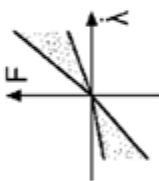
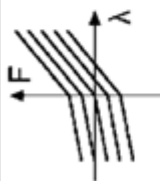
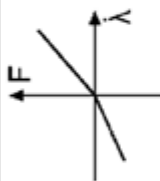
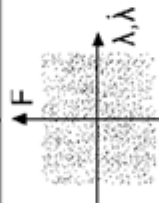
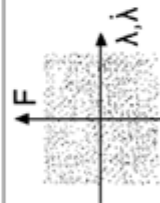
Термин «электронная подвеска» в данной работе применяется для всех типов современных подвесок, которые используют электронную систему для управления подвеской. Эти системы отличаются от пассивных систем способностью изменять свои упругодемпфирующие характеристики.

Существуют различные типы электронных подвесок: относительно простые (с ручным изменением параметров) или сложные (полностью автоматические системы). Известны системы с управлением как демпфирующими свойствами, так и упругими, которые способны изменять характеристики, только рассеивая энергию подвески, или потреблять дополнительную энергию при гашении колебаний. В этой схеме все передовые системы подвесок подразделяются на три категории: адаптивные, полуактивные и полностью активные подвески.

Многие авторы в своих работах приводят различные варианты классификации электронных подвесок [4, 34, 75, 110, 112]. Нами была принята классификация и терминология, использовавшаяся в работах D. Fischer [112], R. Isermann [110], А.В. Подзорова [74], А.И. Искалиева [36]. Данная классификация представлена в таблице 1.1.

Для устранения недостатков пассивных систем были разработаны конструкции адаптивных подвесок, главными отличительными свойствами которых является способность изменять свои упругодемпфирующие характеристики между несколькими дискретными уровнями [48]. В простых системах оператор в ручном режиме выбирает необходимую характеристику подвески в зависимости от условий работы (тип и качество дорожного покрытия, скорости движения и т.д.).

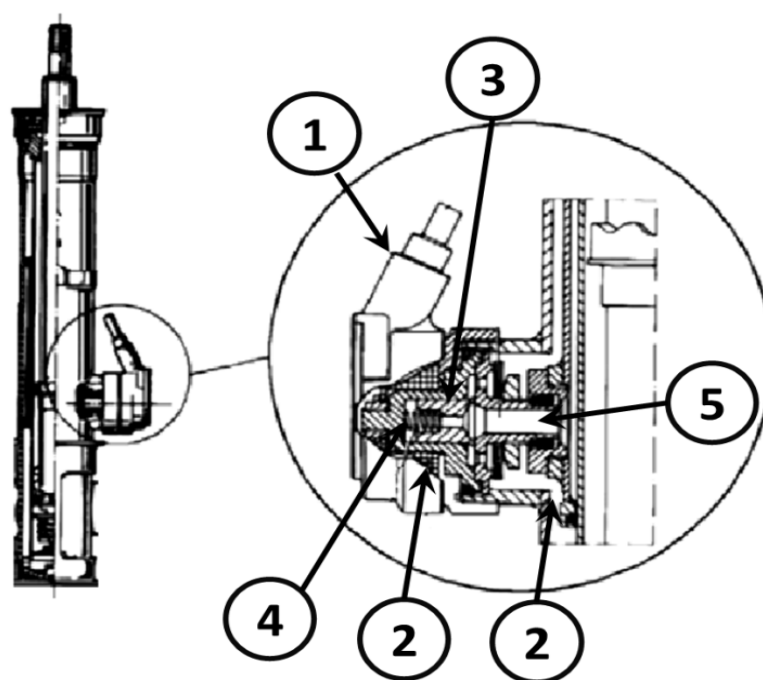
Таблица 1.1 – Классификация подвесок

Класс системы	Диапазон изменения силы в упругом элементе	Диапазон изменения силы в демпфирующем элементе	Ширина диапазона частот работы исполнительного устройства, Гц	Требуемая мощность, Вт
Пассивная			–	–
Адаптивная			1-5	10-20
Полуактивная			30-40	10-20
Система изменения клиренса			0,1-1	100-200
Частично активная			1-5	1000-10000
Полностью активная			20-30	более 10000

В более сложных адаптивных системах изменение параметров поддрессирования происходит в автоматическом режиме по заданному алгоритму в электронном блоке управления (ЭБУ). Последний формирует управляющий сигнал на основании сигналов, получаемых от датчиков: положения и ускорения подвески, скорости передвижения, положения педалей (акселератора, тормоза), положения органов рулевого управления и т.д.

Результаты исследований показали, что адаптивная подвеска уменьшает колебания, особенно на мелких неровностях и устраняет пробои при больших амплитудах колебаний [12].

Пример конструкции адаптивного гидроамортизатора представлен на рисунке 1.7

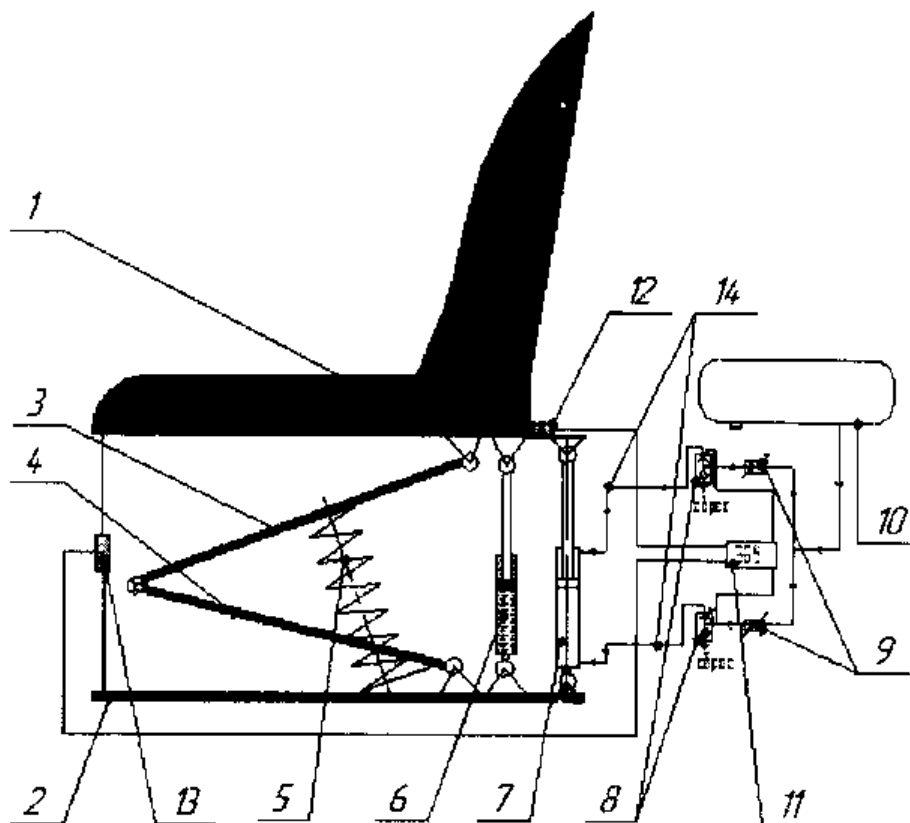


1 – корпус; 2 – соленоид; 3 – якорь; 4 – пружина;
5 – электромагнитные клапаны

Рисунок 1.7 – Адаптивный гидроамортизатор

Характеристики адаптивного гидроамортизатора изменяются в зависимости от положения якоря, который имеет возможность перемещаться за счет электромагнитной катушки. Это приводит к изменению диаметра его проходного сечения [113].

На рисунке 1.8 представлена адаптивная подвеска с активным пневмопоршневым упругим элементом [63].



1 – сиденье с подушкой и спинкой; 2 – основание; 3, 4 – верхняя и нижняя пара планок; 5 – цилиндрическая пружина; 6 – гидравлический демпфер; 7 – активный пневмоэлемент; 8 – электромагнитные клапаны; 9 – дроссель; 10 – ресивер; 11 – электронный блок управления; 12 – датчик вибрации; 13 – датчик положения; 14 – пневмомагистрали

Рисунок 1.8 – Адаптивная подвеска с активным пневмопоршневым упругим элементом

Посадка оператора на подвеску сиденья регистрируется датчиком положения 13, сигнал с которого поступает на блок управления 11, где происходит его обработка. С блока управления подается управляющий сигнал на электромагнитные клапаны 8, посредством которых воздух поступает из ресивера 10 в активный пневмопоршневой упругий элемент. Таким образом, происходит подача воздуха при колебаниях подвески сиденья сверху вниз и наоборот. Открытие электромагнитных клапанов 8 происходит по сигналу с ЭБУ 11. При незначительных колебаниях подвеска работает на среднем участке, упругодемпфирующие характеристики которого определяются параметрами пружины 5 и сопротивлением гидрав-

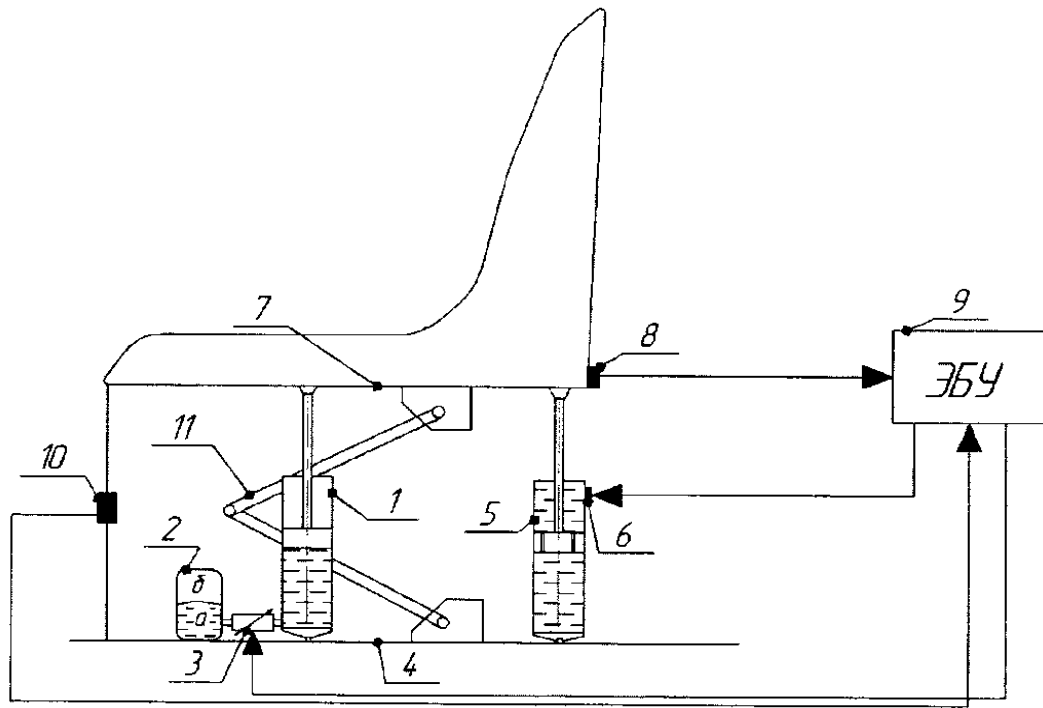
лического демпфера [64]. За счет активного пневмоэлемента увеличивается жесткость на крайних участках упругой характеристики.

Система этого класса была исследована в работе [106], в которой описано применение данной подвески с целью улучшения ее виброзащитных свойств. С учетом критериев минимума дисперсий отклонений подвески сиденья определены ее демпфирующие и упругие свойства на среднем участке ($K_c = 680 \text{ Н/с/мм}$, $C = 4000 \text{ Н/м}$). Недостатками данной подвески является наличие линейной характеристики, упругой цилиндрической пружины, работающей на среднем участке, принятая при теоретическом расчете постоянной крюковая нагрузка транспортного агрегата и скорость движения. При этом также не учитывались характеристики двигателя.

На кафедре сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей Воронежского ГАУ были разработаны адаптивные подвески с активным гидравлическим демпфером [49, 68].

Подвеска с активным демпфером, представленная на рисунке 1.9, состоит из гидроцилиндра 1, гидравлического демпфера 5, в который встроена соленоидная катушка, регулируемого дросселя, соединяющего полость гидроцилиндра с пневмогидроаккумулятором (ПГА). Полость демпфера заполнена магнитореологической жидкостью.

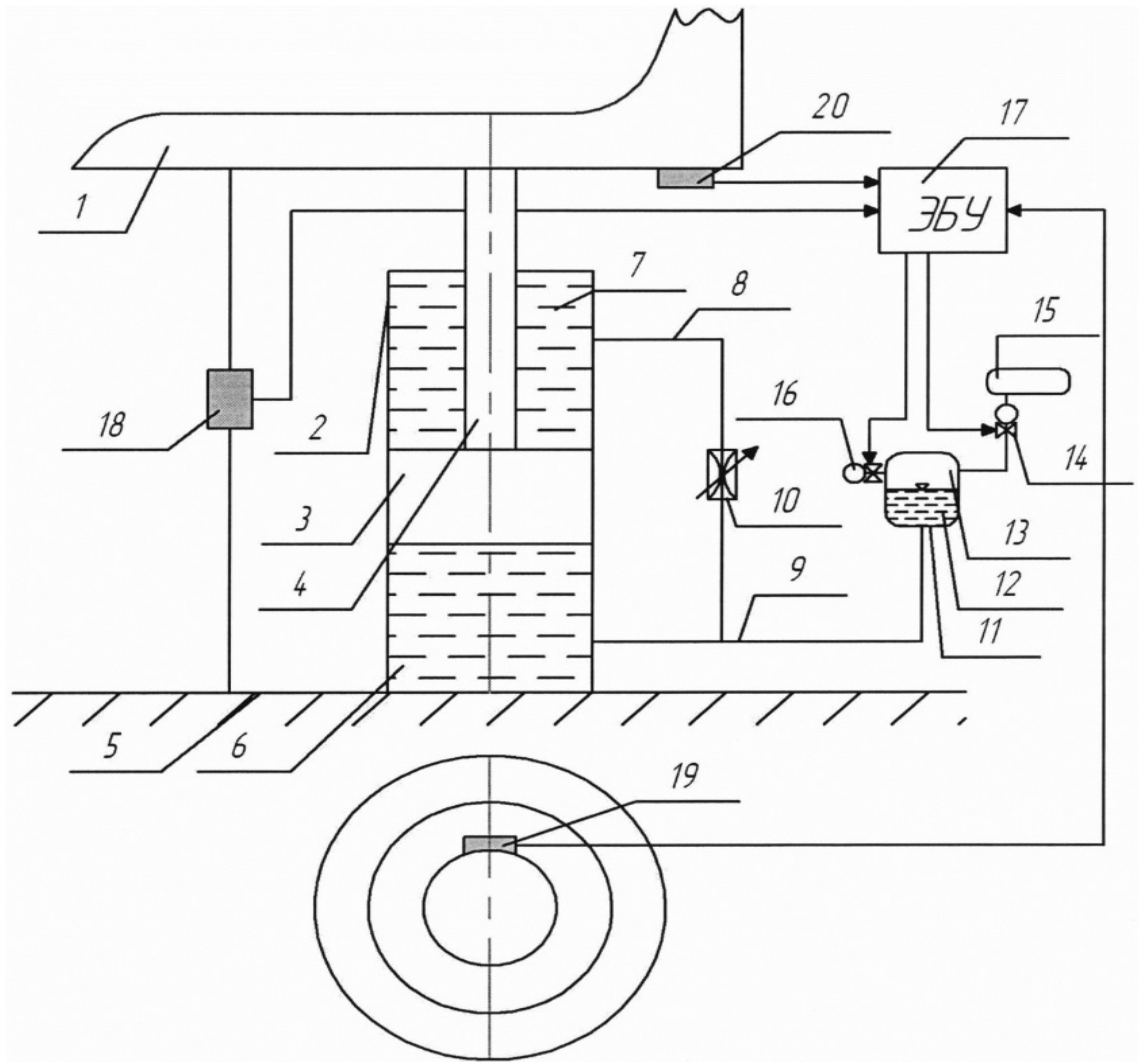
При незначительных колебаниях подвески с датчиков вибрации подвески 8 и ее положения 10 электрический сигнал поступает на электронный блок управления (ЭБУ), где он обрабатывается и по заданной программе поступает на регулируемый дроссель, после чего через преобразователь 6 поступает на соленоидную катушку, незначительно изменяя вязкость магнитореологической жидкости. При этом колебания гасятся за счет изменения проходного сечения дросселя 3 и изменения жесткости гидропневмоаккумулятора 2. При значительных или резонансных колебаниях с датчика ускорений 8 поступает сигнал на ЭБУ, который по заданной программе подает команду на регулируемый дроссель 3 и соленоидную катушку гидравлического демпфера 5. После этого вязкость магнитореологической жидкости мгновенно изменяется.



1 – гидроцилиндр; 2 – пневмогидроаккумулятор; 3 – управляемый дроссель; 4 – основание; 5 – гидравлический демпфер; 6 – датчик демпфера; 7 – каркас сиденья; 8 – датчик ускорений; 9 – электронный блок управления; 10 – датчик положения
Рисунок 1.9 – Подвеска сиденья с активным демпфером

Одним из недостатков данной конструкции является ограниченный диапазон изменения упругих качеств одним пневмоэлементом 2 и сложностью конструкции гидроцилиндра с применением магнитореологической жидкости и соленоидной катушки.

Для устранения данного недостатка была разработана адаптивная подвеска [67] (патент на полезную модель 186837, Российская Федерация), которая представлена на рисунке 1.10. Данная конструкция состоит из гидроцилиндра 2, регулируемого дросселя 10, пневмоцилиндра, клапанов сброса давления 16 и нагнетания 14. При этом регулируемый дроссель связан с полостями гидроцилиндра и гидравлической полостью ПГА 12, пневматическая полость 13 соединена с клапанами сброса давления 16 и нагнетания 14, которые также регулируются ЭБУ в зависимости от колебания подвески. Работает данная конструкция таким же образом, как и вышеуказанная подвеска, только в демпфере отсутствует магнитореологическая жидкость. Функцию демпфера выполняет гидроцилиндр с регулируемым ЭБУ дросселем и ПГА.



1 – подушка сиденья; 2 – гидроцилиндр; 3 – поршень; 4 – шток;
 5 – основание; 6 – подпоршневая полость; 7 – надпоршневая полость;
 8, 9 – гидромагистрали; 10 – дроссель; 11 – пневмогидравлический
 аккумулятор (ПГА); 12 – гидравлическая полость ПГА; 13 – пневматическая
 полость ПГА; 14, 16 – пневматические клапаны; 15 – ресивер; 17 – ЭБУ;
 18 – датчик положения сиденья; 19, 20 – датчики вибрации

Рисунок 1.10 – Адаптивная подвеска сиденья транспортного средства

На рисунке 1.11 представлены результаты сравнительных испытаний ТТА с вышеуказанной подвеской, которые показали ее работоспособность и эффективность. Применение данной подвески на тракторно-транспортном агрегате в составе трактора Belarus-1221.2 + прицеп 2ПТС-4,5 позволяет снизить уровень вертикальных ускорений до 18%, однако, данные адаптивные подвески имеют ограниченный диапазон регулирования их упругих качеств за счет установки одного пневмогидравлического аккумулятора [94, 120].

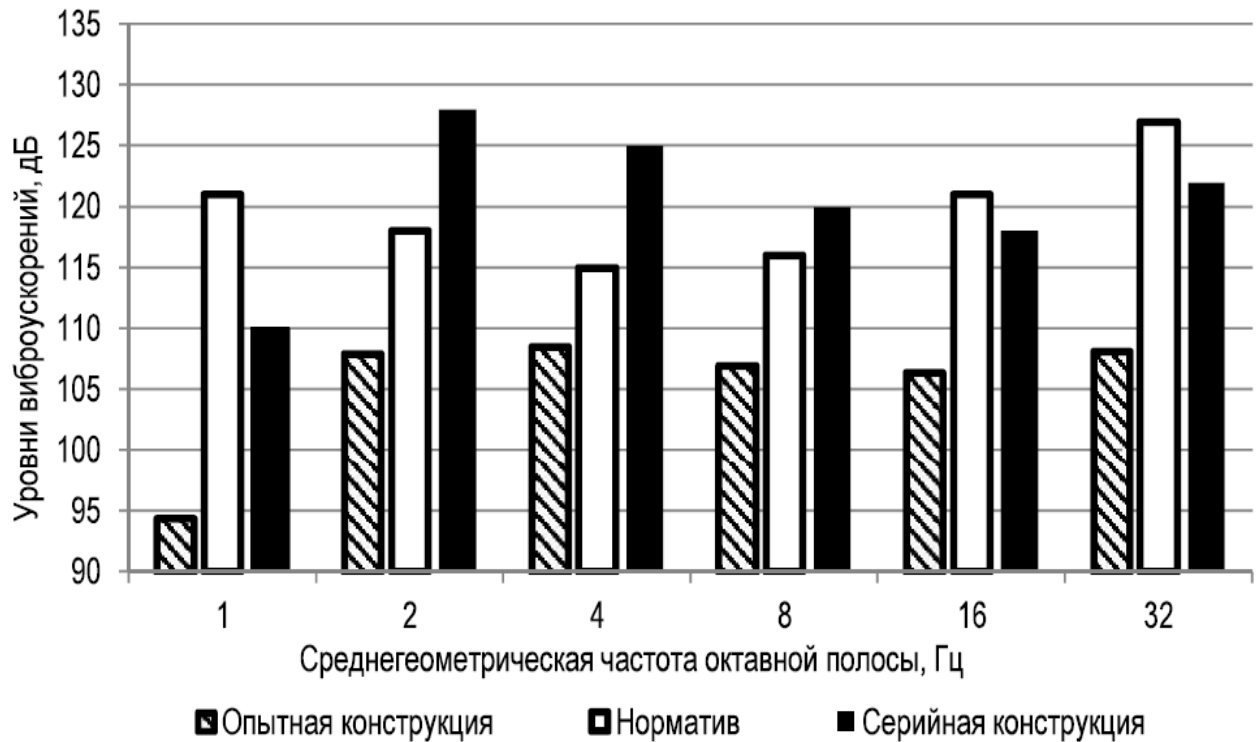
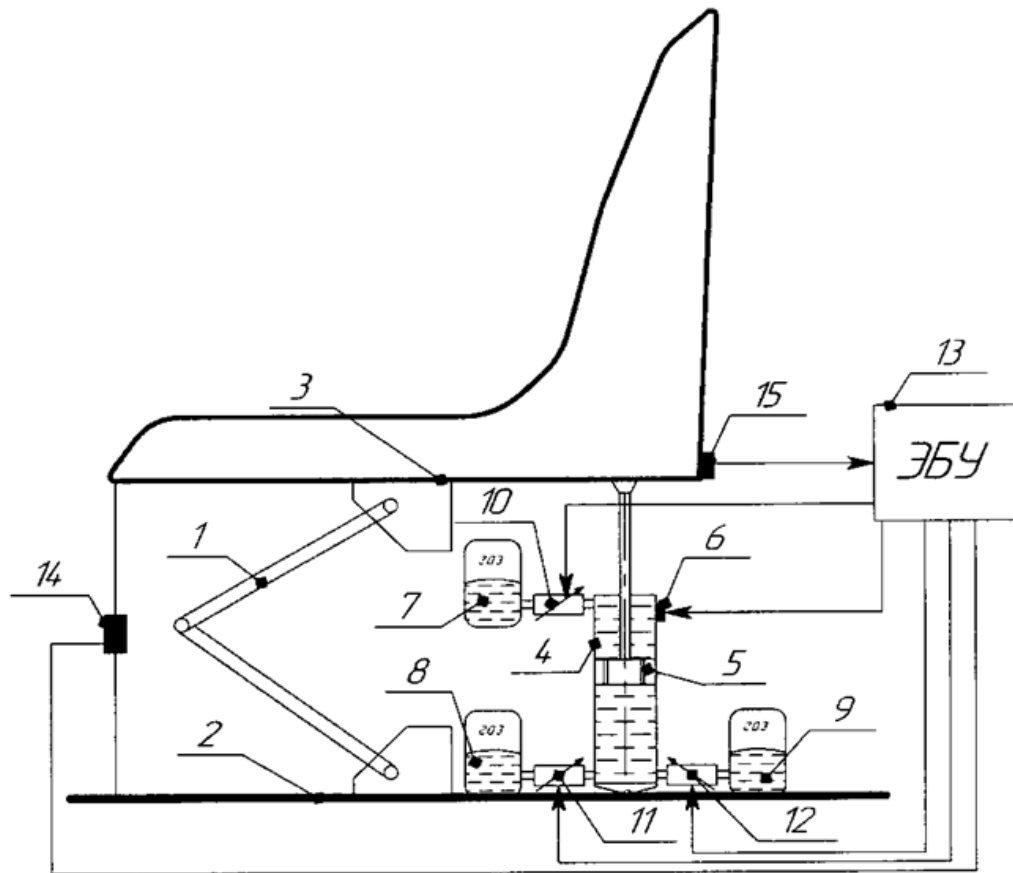


Рисунок 1.11 – Сравнительные испытания вибрационной нагруженности рабочего места оператора ТТА в составе (Belarus-1221.2 + 2ПТС-4,5) на грунтовой дороге на скорости 30 км/ч

Для устранения ограниченного изменения диапазона упругодемпфирующих качеств подвески была разработана адаптивная конструкция подвески сиденья ТТА с активным демпфером и тремя пневмогидроаккумуляторами (ПГА) [69].

Данная подвеска (Рисунок 1.12) включает пару планок 1, связанных с каркасом и основанием, а также с электромагнитной катушкой, встроенной в гидравлический демпфер. Подпоршневая полость соединена посредством регулируемого дросселя с двумя ПГА 8 и 9, а штоковая – с одним ПГА 7. При работе с незначительными колебаниями сигнал с датчика ускорений 15 поступает на ЭБУ 13, где он обрабатывается и воздействует на дроссели 11 и 12, которые изменяют проходное сечение магнитореологической жидкости, тем самым поддерживают оптимальную жесткость ПГА 8 и 9. При увеличенных колебаниях подвески 3 с датчика вертикальных ускорений 15 сигнал подается на ЭБУ и далее на электронный преобразователь 6, после чего ЭБУ дает команду на закрытие дросселя 11, который выключает ПГА 9 из работы. При этом работает только один ПГА, что увеличивает жесткость подвески, изменяя ее характеристики.

Таким образом, удастся расширить динамический диапазон регулирования жесткости упругих качеств подвески, что позволяет значительно приблизить ее к полупассивным системам.

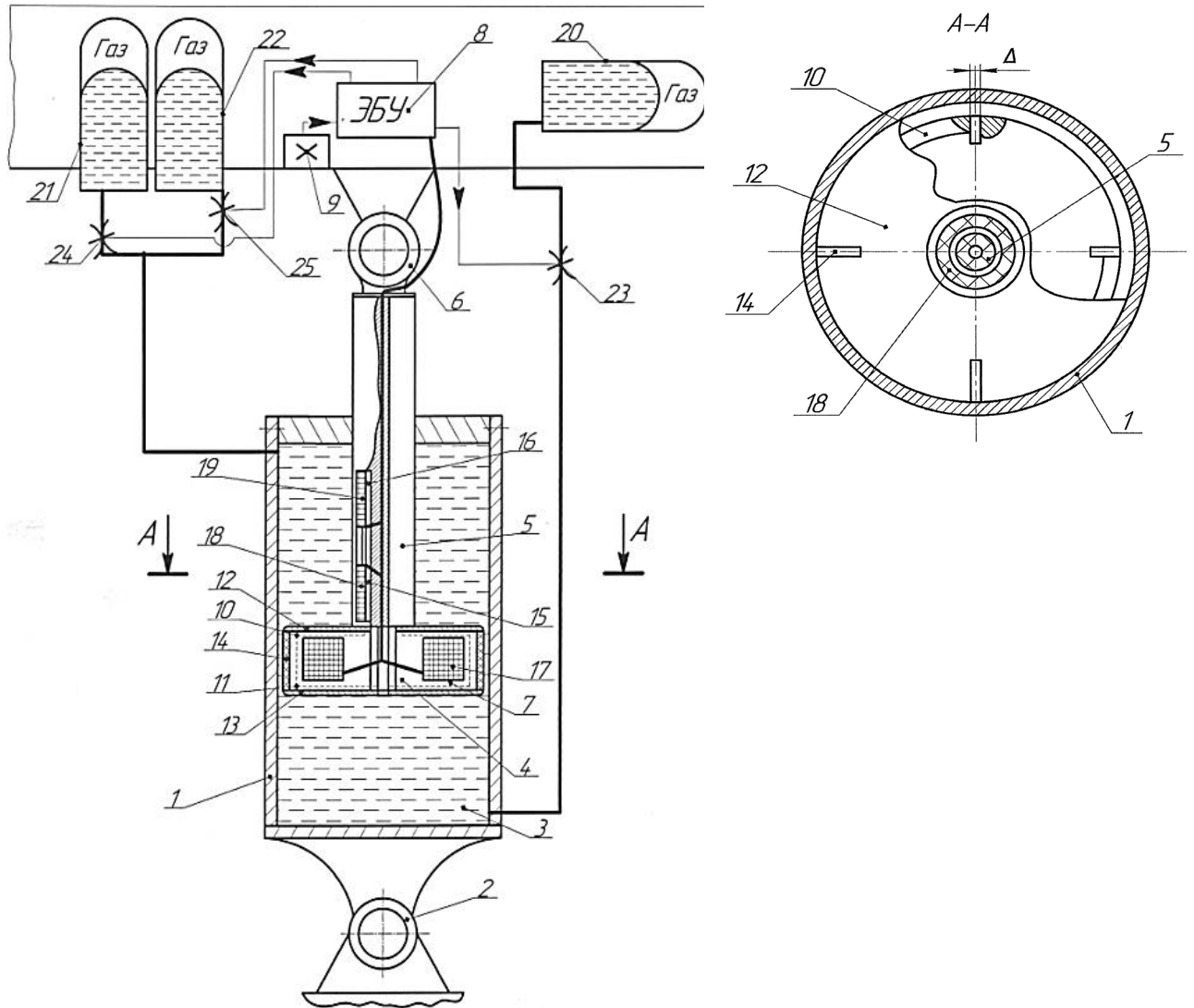


1 – направляющие планки; 2 – основание; 3 – подушка сиденья со спинкой;
4 – гидравлический демпфер; 5 – электромагнитная катушка; 6 – датчик демпфера (электронный преобразователь); 7, 8, 9 – пневмогидравлические аккумуляторы;
10, 11, 12 – управляемые дроссели; 13 – ЭБУ; 14, 15 – датчики вибрации

Рисунок 1.12 – Адаптивная конструкция подвески сиденья ТТА

На рисунке 1.13 представлен регулируемый магнитоареологический амортизатор (патент 2764210) [65], который имеет одготипную конструкцию с обычным вязким демпфером. Отличительной особенностью является магнитоареологическая жидкость, которой заправлено устройство, и наличие встроенного в демпфер соленоида, создающего магнитное поле. Под его воздействием магнитные частицы образуют цепочки, которые определяют параметр текучести масла. В таком состоянии реологические свойства и вязкость изменяются. Регулирование силы тока соленоида, бесступенчатое изменение демпфирования происходят без использования таких двигающихся частей, как клапаны или дросселируемые отвер-

ствия, что положительно сказывается на надежности и быстродействии. Данная конструкция способна изменять гидравлическое сопротивление с частотой до 1000 Гц, но для этого требуются оперативная обработка сигналов от датчиков и формирование в ЭБУ управляющего сигнала в соответствии с разработанным алгоритмом.



- 1 – корпус; 2, 6 – узел; 3 – цилиндрическая камера; 4 – поршень; 5 – полый шток; 6 – соленоидная катушка; 8 – ЭБУ; 9 – датчик вертикальных колебаний; 10, 11 – чередующиеся полюса; 12, 13 – магнитоизолирующие шайбы; 14 – антифрикционная магнитоизолирующая прокладка; 15, 16 – сердечники; 17, 18, 19 – секции соленоидной катушки; 20 – пневмогидравлический упругий элемент; 23, 24, 25 – регулируемые дроссели

Рисунок 1.13 – Адаптивный амортизатор

Представленный на рисунке 1.13 адаптивный амортизатор состоит из цилиндрического корпуса, заполненного магнитореологической жидкостью, в котором устанавливается поршень со штоком, снабженным соленоидной катушкой, связанной с электронным блоком управления, при этом штоковая полость соединена с одним, а подпоршневая полость с двумя газопневматическими аккумуляторами. На раме транспортного средства установлен датчик вертикальных ускорений, который подает управляющий сигнал на блок управления, который по заданной программе регулирует подачу жидкости в гидропневматический аккумулятор 20, сжимая в нем газ. С ЭБУ сигнал поступает также на дроссели 24 и 25, которые подают магнитореологическую жидкость из полости 21 и 22 в полость цилиндра 3. Это позволяет значительно снизить колебания магнитореологической жидкости и упругих качеств гидропневматических аккумуляторов. При повышенных колебаниях или резонансных явлениях датчик вертикальных колебаний подает сигнал на ЭБУ, на основании которого формируется управляющий сигнал, передающийся на дроссель 24, перекрывая канал 21. Таким образом, работающим остается только один гидропневматический аккумулятор 22, что позволяет изменить характеристику подвески за счет увеличения жесткости, а также устранить колебания на всех режимах, включая резонансные колебания. Несмотря на наличие определенных преимуществ, адаптивные амортизаторы имеют сложную конструкцию.

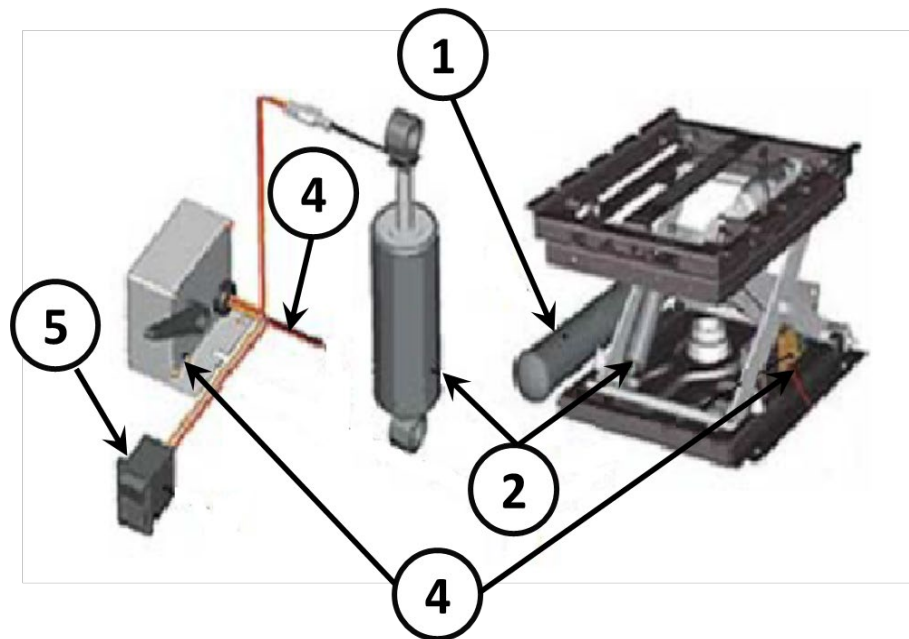
Магнитореологический амортизатор с активным демпфером и несколькими управляемыми пневмоаккумуляторами практически приближается к полуактивным подвескам. Аналогичного типа амортизаторы находят применение в современных автомобилях (Audi Dynamic Ride Control, General Motors - Ride Control и др.) [107, 108, 116].

Для управления адаптивной системой поддрессоривания достаточно контролера с низкой пропускной способностью, так как адаптивная система подвески реагирует только на значительные изменения в работе подвески, например, изменение неровности дороги, выезд МЭС с асфальтированного участка дороги на грунтовый и т.д.

В современных адаптивных системах пропускную способность контроллера пытаются увеличить для того, чтобы создать способность быстро реагировать на воздействия подвески сиденья. Однако пропускная способность этих систем по-прежнему ограничена. Анализ испытаний данных систем показал, что они снижают низкочастотные колебания подрессоренных масс с частотой колебаний от 1 до 6 Гц. Преимуществами являются более высокие пропускные способности в полуактивных и активных системах подвески, однако они имеют более сложную конструкцию из-за чего не находят широкого распространения.

Системы подрессоривания, способные изменять свои характеристики не только дискретно, но и непрерывно, относятся к полуактивным. Для их работы требуется относительно небольшое количество внешней энергии в сравнении с активными системами. Быстродействие полуактивных систем находится в пределах 20–30 Гц, что позволяет изменять их характеристики в течение отдельных циклов колебаний [118].

Фирмой «John Deere» используются конструкции полуактивной подвески сиденья с регулируемым демпфированием на основе магнитореологической жидкости, разработанные компанией «Sears» [119].



- 1 – ресивер со сжатым воздухом; 2 – магнитореологический амортизатор;
 3 – датчик положения подвески сиденья и ЭБУ; 4 – источник питания;
 5 – тумблер управления для выбора жесткости подвески сиденья

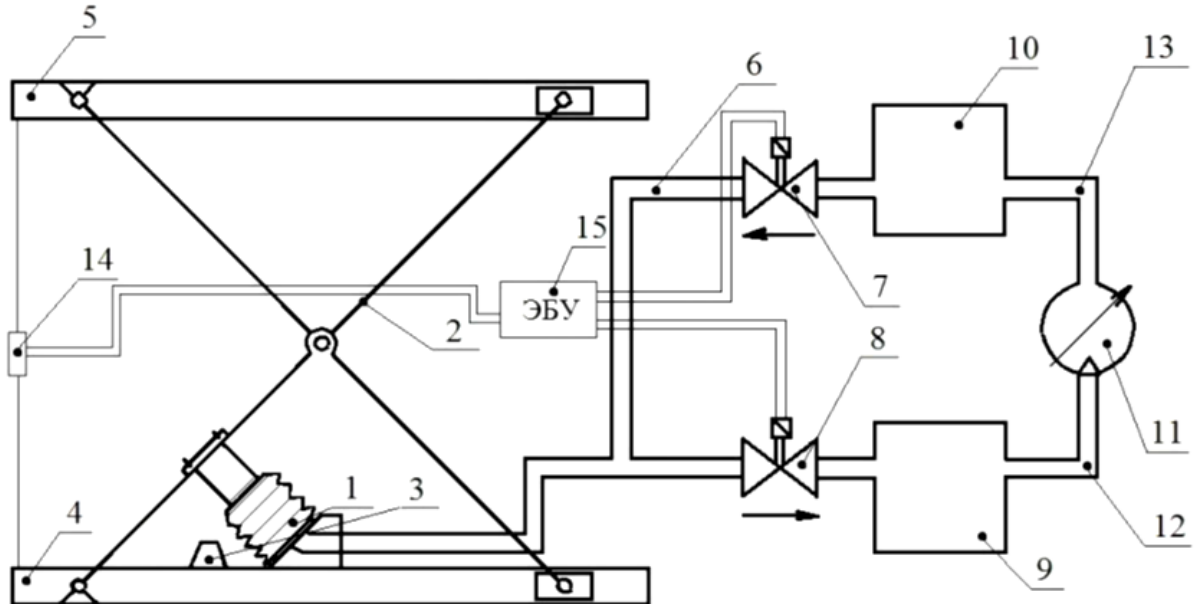
Рисунок 1.14 – Полуактивная подвеска сиденья VRS® фирмы «Sears»

Работает данная подвеска следующим образом. При движении ТТА датчик положения связан с ЭБУ, который передает электрический сигнал на электромагнитную катушку демпфера 2, что приводит к изменению демпфирующих качеств амортизатора 2. Баллон 1 сжатого воздуха служит для накопления и подачи сжатого воздуха в полость рессоры подвески, которая обеспечивает частоту собственных колебаний 0,50–0,75 Гц. Сложным узлом в этой конструкции является магнитореологический демпфер. Результаты исследований систем подрессоривания показали, что максимальное количество внешней потребляемой энергии приходится полностью на активные подвески (более 10 000 Вт), а минимум потребления энергии приходится – на адаптивные и полуактивные подвески (10–20 Вт) [110, 112].

Рассмотренные ранее конструкции систем подрессоривания работают по принципу накопления энергии колебаний через упругий элемент и рассеивание данной энергии через демпфирующий элемент. Отличительной особенностью активной системы подрессоривания является то, что для ее работы необходим ввод внешней энергии, которая расходуется на исполнительное устройство, расположенное между подрессоренной и неподрессоренной массой, что позволяет полностью управлять амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) данной подвески, которая будет формироваться за счет работы ЭБУ с обратной связью по разработанному для конкретной системы алгоритму.

В Волгоградском государственном техническом университете разработана оригинальная конструкция пневматической системы вторичного подрессоривания с управляемым отбором энергии из колебательного контура (патент на полезную модель 177004). Данная конструкция работает следующим образом. При движении вниз давление в пневмобаллоне 1 возрастает, и в конце сжатия с датчика положения 14 сигнал поступает на ЭБУ 15, который открывает клапан 8. При этом воздух поступает из пневмобаллона 1 в ресивер 9, что приводит к перепаду давления между ресиверами 9 и 10. Это позволяет пневмодвигателю 11 перемещать воздух из одного ресивера 9 в другой 10. На ходе отбоя клапан 8 закрывается, а в его конце открывается клапан 7, при большем давлении в пневмобаллоне 1 по

сравнению с ресивером 10. Это позволяет запускать пневмодвигатель 11 за счет перепада давления между ресиверами 9 и 10 [58]. Таким образом, управляемая характеристика подвески получается в результате изменения перепада давления воздуха в ресиверах 9 и 10. За счет этого приводится в действие пневмодвигатель.



1 – пневмобаллон; 2 – направляющие рычаги; 3 – резиновый буфер; 4, 5 – нижнее и верхнее основание; 6 – датчик перемещения; 7, 8 – пневматические клапаны; 9, 10 – ресиверы; 11 – пневмодвигатель; 12, 13 – пневмомагистрали

Рисунок 1.15 – Подвеска сиденья с активной системой вторичного подрессоривания

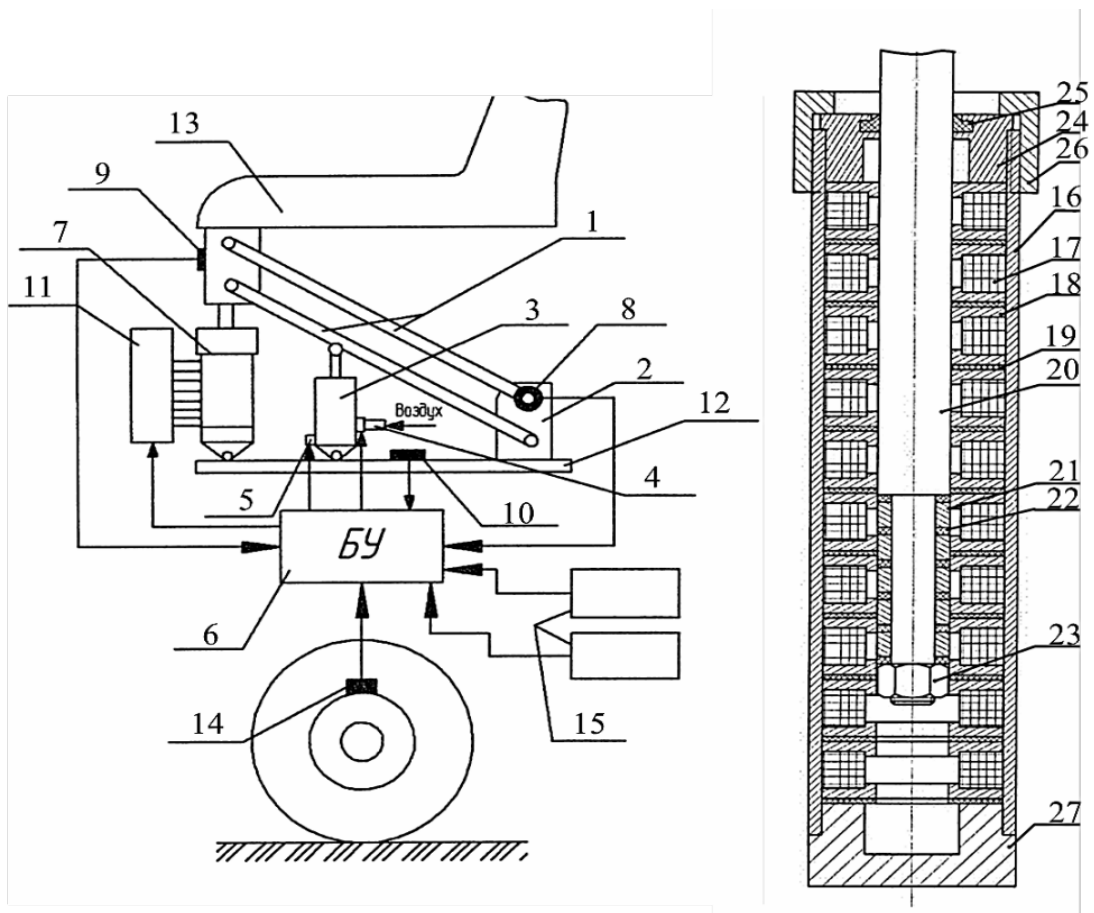
В результате исследований [36] было определено следующее:

- частота собственных колебаний сиденья с грузом составляет 1,2–1,4 Гц;
- разработанное техническое решение обладает широким динамическим диапазоном изменения эксплуатационных показателей;
- параметры упругодемпфирующей характеристики соответствуют требованиям ГОСТ и значительно снижают колебания оператора ТТА.

На рисунке 1.16 приведена активная подвеска сиденья, особенностью которой является применение электромагнитного демпфера [66].

Подвеска работает следующим образом. При колебаниях с датчиков вертикальных ускорений кабины 10, перемещения сиденья 13, углового перемещения рычагов подвески 8, а также с датчика 6 ускорений подвески и переднего моста 14, сигнал поступает на ЭБУ, который принимает решение о режиме гашения. При незначительных колебаниях работает пневмоцилиндр 3 и электромагнитный

демпфер с одной катушкой, это приводит к снижению электроэнергии. При значительных колебаниях ЭБУ перекрывает впускной клапан 4, а выпускной соединяет с атмосферой. С этого времени упруго-демпфирующие свойства выполняет электромагнитный цилиндрический демпфер, который включает катушки индуктивности 17, разделенные магнитными 18 и немагнитными кольцами 19, при этом внутри катушек помещен шток 20 с магнитами. Сила тока в катушках, а также скорость ее нарастания или убывания регулирует ЭБУ по сигналам с датчиков 8, 9 и 10 [3, 79, 80]. В этом случае потребляется значительное количество электроэнергии.

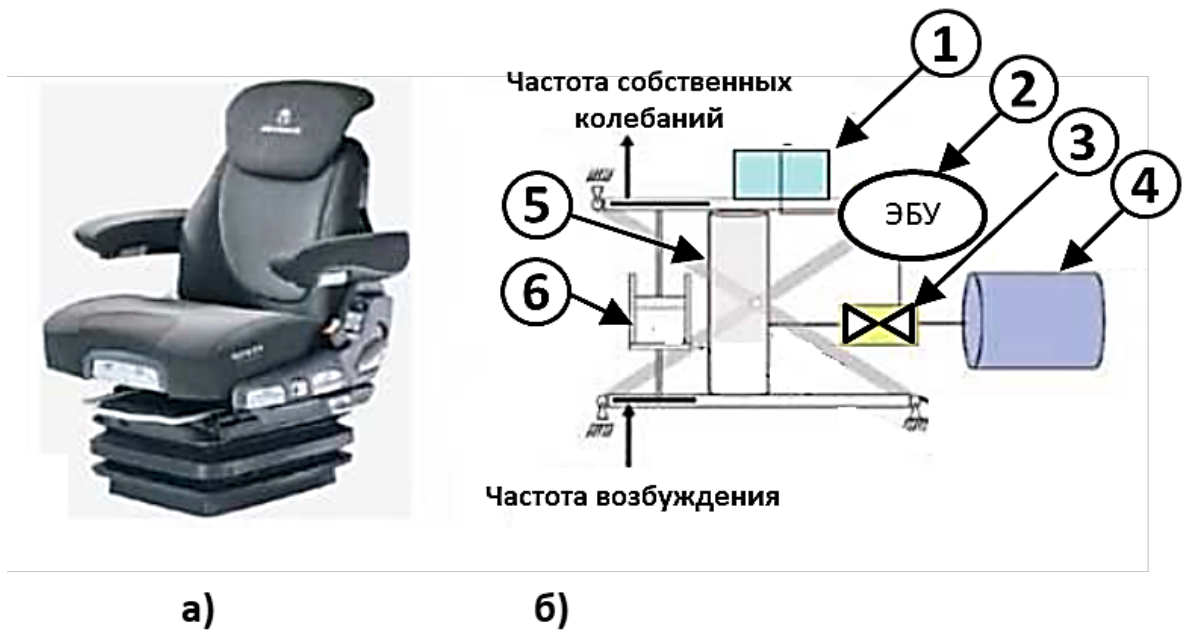


1 – рычаг; 2 – кронштейн; 3 – пневмоцилиндр; 4, 5 – впускной и выпускной клапаны; 6 – блок управления; 7 – электромагнитный демпфер; 8 – потенциометрический датчик углового положения рычага; 9 – датчик ускорения; 10 – датчик вертикальных ускорений кабины; 11 – преобразователь сигналов; 12 – основание; 13 – каркас подвески сиденья; 14 – датчик ускорения переднего моста; 15 – сигналы бортовой системы; 16 – цилиндр; 17 – катушки индуктивности; 18 и 19 – магнитные и немагнитные кольца; 20 – шток; 21 – магниты; 22 – немагнитные кольца; 23 – гайка; 24 – уплотнительный элемент штока; 25 – упор; 26 – гайка; 27 – нижний стакан

Рисунок 1.16 – Подвеска сиденья с активной системой подрессоривания

Описанные выше технические решения в настоящее время внедряются в подвесках современных гоночных автомобилей [108,116]. Однако пока широкого применения в подвесках мостов и сидений мобильных энергетических средств не получили из-за высокого потребления электроэнергии.

Фирма «Grammer» выпустила целый ряд активных подвесок сидений [114], испытания которых были проведены на тракторах «John Deere». Работает подвеска следующим образом. При движении трактора датчик положения 1 передает данные на блок управления 2, управляющий сигнал от которого поступает на электропневматический клапан 3, дополнительный объем воздуха поступает из ресивера 4. Демпфирование колебаний производят пневматическим и гидравлическим амортизатором 6.



а) общий вид сиденья; б) схема подвески;

1 – датчик положения; 2 – контроллер; 3 – электропневматический клапан; 4 – дополнительный объем воздуха; 5 – пневматический упругий элемент; 6 – амортизатор

Рисунок 1.17 – Сиденье фирмы «Grammer» с активной подвеской

Таким образом, предпринимаются попытки создания эффективных активных подвесок, однако из-за большого потребления энергии, недостаточной степени проработки алгоритмов управления виброзащитными характеристиками и дорогих магнитореологических амортизаторов такие подвески пока внедряются не-

достаточно широко.

Несмотря на значительное количество разработанных виброзащитных систем, на сегодняшний день широкое применение получили пассивные системы виброзащиты. Данные системы обладают простой конструкцией, надежны и долговечны в эксплуатации. Однако они не удовлетворяют требованиям по вибрационной защите оператора, особенно в МЭС, выполняющих свои задачи в сельском хозяйстве на повышенных скоростях движения, где применение пассивных систем ограничено и практически достигло своего предела, а в некоторых случаях эти системы уже не справляются с поставленными задачами.

Таким образом, анализ вышеперечисленных работ показал, что промежуточным вариантом по эффективности виброзащиты оператора на повышенных скоростях движения является использование адаптивных и полуактивных систем. Результаты исследований данных систем показали хорошую эффективность снижения вибрационной нагруженности.

Однако в таких подвесках недостаточно проработан вопрос выбора рациональной характеристики и системы управления упругодемпфирующими свойствами. При этом применение полуактивных систем с магнитореологическими амортизаторами пока не находит широкого применения из-за высокой сложности как самой конструкции, так и системы управления.

Активные виброзащитные системы по-прежнему остаются перспективным направлением, однако основным фактором, сдерживающим их широкое применение, является высокое энергопотребление, сложность конструкции и высокая стоимость [16].

Учитывая вышеизложенные аргументы, совершенствование подвески оператора за счет выбора рациональной характеристики и управления ее упругодемпфирующими свойствами при движении на повышенных скоростях ТТА, является актуальной проблемой.

1.3 Выводы

1. Повышение скоростей движения в связи с увеличением мощности двигателей тракторно-транспортных агрегатов привело к снижению трудоспособности операторов, так как их рабочее место не удовлетворяет санитарным требованиям по вибрационной нагрузженности.

2. Виброзащитные средства пассивного типа, устанавливаемые в тракторах, не справляются с устранением повышенных колебаний, действующих на оператора в связи с увеличением скорости движения ТТА.

3. Наибольшую эффективность обеспечивают системы адаптивного, активного и полуактивного типа. Однако системы активного типа имеют сложную конструкцию, при их работе затрачивается значительное количество энергии, из-за чего они не находят широкого применения.

4. Использование полуактивных систем в настоящее время не получило широкого распространения из-за сложности конструкции магнитореологических амортизаторов и систем управления.

5. Наибольшее распространение в тракторостроении получили адаптивные виброзащитные системы подрессоривания рабочего места оператора ТТА. Однако в таких подвесках недостаточно проработан процесс выбора рациональной упругодемпфирующей характеристики и систем ее управления.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА

В настоящее время известно достаточно большое количество математических моделей, описывающих вертикальные колебания колесных транспортных средств, в том числе ТТА. Разработками подобных моделей занимались отечественные и зарубежные ученые: Ю.Е. Атаманов, Р.В. Ротенберг, А.А. Хачатуров, А.А. Силаев, М.В. Ляшенко, Ю.В., Волошин, В.Н. Сидоров, В.И. Чернышев, О.В. Фоминова, А.Ю. Юшин, Д.Г. Рандин, J.C. Dixon и др. [19, 52, 53, 82, 83, 92, 103, 106, 111].

Следует заметить, что данные математические модели, как правило, содержат ряд допущений, таких как постоянство скорости движения вдоль оси X , отсутствие или постоянство значения крюкового усилия, отсутствие характеристики двигателя, выключение момента инерции остова из структуры уравнений, описывающих модель и некоторых других. Вследствие этого данные теоретические разработки позволяют лишь отчасти точно прогнозировать уровни колебаний различных узлов ТТА и только для некоторых частных случаев.

Анализ опубликованных работ показал, что в настоящее время отсутствуют математические модели вертикальных колебаний колесного ТТА, описывающие изменение скорости движения трактора вдоль продольной оси, при перемещении по неровностям поверхности грунтовых дорог, с учетом изменения крюковой силы и характеристики двигателя.

2.1 Разработка динамической модели колебаний колесного ТТА

Разработка всеобъемлющей динамической модели колебаний колесного ТТА является трудоемкой задачей. Для учета нелинейных взаимодействий различных узлов и агрегатов, сложного характера изменения жесткостей и демпфирования необходимо использовать значительное количество определенных констант и зависимостей в качестве исходных данных для математической модели, что также чрезмерно затрудняет ее решение. Поэтому с целью сокращения времени, затрачиваемого на выполнение расчетов, в разрабатываемую математическую

модель следует вводить некоторые упрощения.

При этом вместо реального ТТА принимается эквивалентная ему в динамическом отношении физическая модель, которую составляют инерционные массы, заменяющие движущиеся массы ТТА и момент инерции его остова, упругие элементы, характеризующие жесткость шин и подвески сиденья, а также диссипативные элементы, описываемые коэффициентами демпфирования шин и подвески сиденья.

При построении динамической модели приняты следующие допущения.

1. Рассмотрение амплитудно-частотных характеристик передаточных трактов «грунт – остов» или «грунт – сиденье» будем производить в диапазоне частот до 20 Гц.

2. Поверхность грунта считаем абсолютно жесткой, не обладающей реологическими свойствами.

3. Параметры жесткости и демпфирования шин принимаем постоянными и не зависящими от частоты возмущения.

4. Принимаем остов как единое недеформируемое жесткое тело с неизменным положением центра тяжести.

5. В математической модели не учитываем упругие и демпфирующие свойства демпферов кабины.

6. Рассмотрение колебаний производим в одной продольно-вертикальной плоскости XZ , что обосновывается симметрией трактора относительно данной плоскости, при этом предполагается отсутствие колебаний в поперечной плоскости.

7. Расстояние от центра масс трактора до колес переднего моста прицепа предполагается постоянным.

8. Коэффициенты сопротивления качению f трактора и f_{np} прицепа принимаем одинаковыми под колесами передних и задних мостов.

С учетом принятых допущений колесный трактор представляет собой колебательную систему с четырьмя степенями свободы, схематичное представление которой показано на рисунке 2.1.

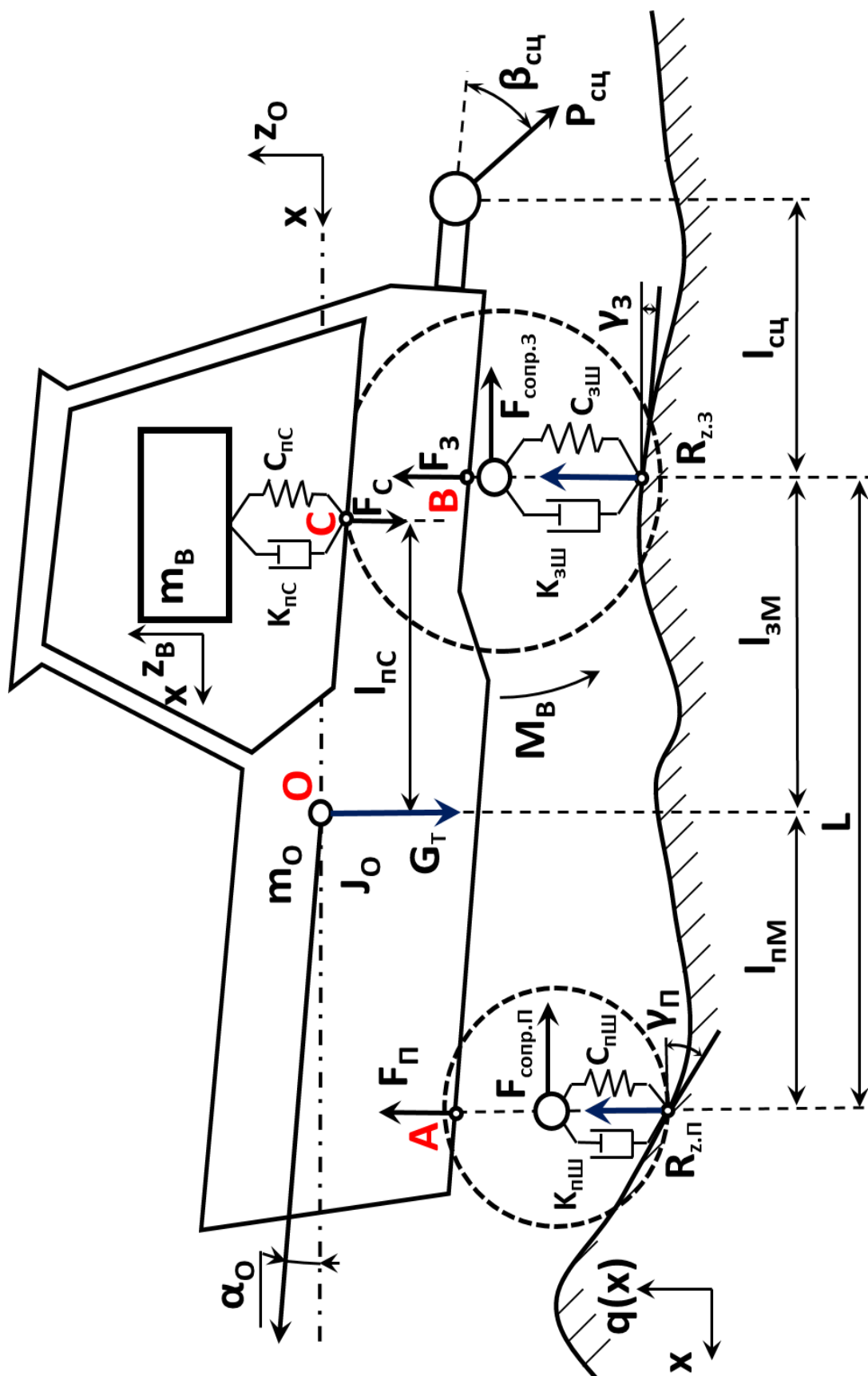


Рисунок 2.1 – Общая схема сил, действующих на трактор в составе ТТА

Для составления уравнений движения тракторно-транспортного агрегата разберем баланс сил и моментов, действующих на остов, подвеску сидения и тракторно-транспортный агрегат в целом.

1. Силы и моменты, действующие на остов, упрощенно представлены на рисунке 2.2.

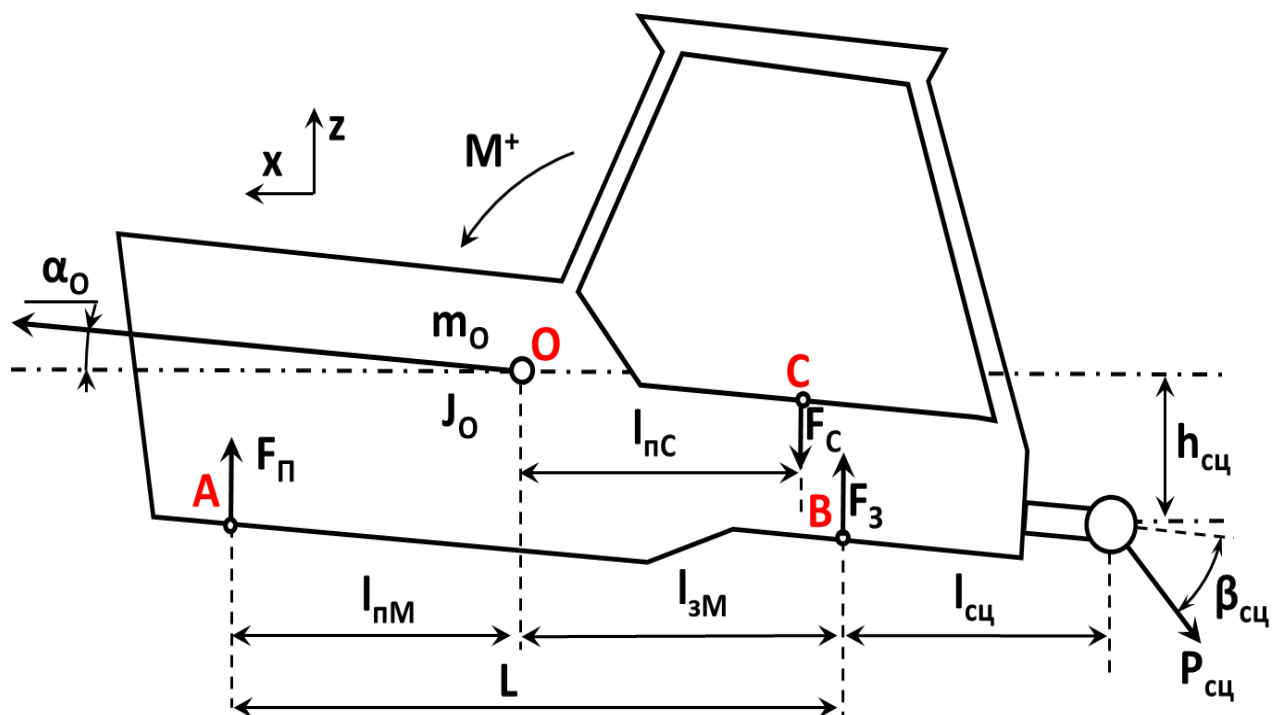


Рисунок 2.2 – Схема сил и моментов, действующих на остов трактора в составе ТТА

Сумма сил, действующих на остов вдоль вертикальной оси Z , выражается следующим уравнением:

$$m_0 \cdot \frac{d^2 z_0}{dt^2} = F_{\Pi} + F_3 - F_c - P_{\text{сц}} \cdot \sin(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0), \quad (2.1)$$

где F_{Π} – проекция суммарной силы, действующей на переднюю ось трактора вдоль оси Z , Н;

F_3 – проекция суммарной силы, действующей на заднюю ось трактора вдоль оси Z , Н;

F_c – проекция суммарной силы, действующей на подвеску сиденья трактора вдоль оси Z , Н;

$P_{\text{сц}}$ – сила, действующая в сцепном устройстве трактора, Н;

$\beta_{\text{сц}}$ – угол между вектором приложенной силы $P_{\text{сц}}$ и осью продольных тяг навески трактора, рад.;

α_0 – текущий угол отклонения остова трактора от положения статического равновесия, рад.;

m_0 – масса остова трактора, кг;

z_0 – текущее смещение центра масс остова трактора от положения статического равновесия вдоль оси Z , м.

Следует заметить, что действие весовых нагрузок на передний $G_{\text{ст.П}}$ и задний $G_{\text{ст.З}}$ мосты, формируемых общим весом трактора G_T , всегда компенсируется вертикальными реакциями опорной поверхности $R_{z.П}$ и $R_{z.З}$, что позволяет не включать их в явном виде в представленное выше уравнение, т.е.

$$G_T = R_{z.П} + R_{z.З}. \quad (2.2)$$

Сумма моментов, действующих на остов относительно центра масс остова трактора (точки O), выражается следующим уравнением:

$$J_O \cdot \frac{d^2 \alpha_O}{dt^2} = -F_{\Pi} \cdot l_{nM} + F_3 \cdot l_{zM} - F_C \cdot l_{nC} - P_{\text{сц}} \cdot \sin(\beta_{\text{сц}} + \alpha_O) \cdot (l_{zM} + l_{\text{сц}}) + P_{\text{сц}} \cdot \cos(\beta_{\text{сц}} + \alpha_O) \cdot h_{\text{сц}}, \quad (2.3)$$

где $l_{\text{пМ}}$ – проекция на ось X расстояния от центра масс остова трактора до передней оси трактора, м;

$l_{\text{зМ}}$ – проекция на ось X расстояния от центра масс остова трактора до задней оси трактора, м;

$l_{\text{пс}}$ – проекция на ось X расстояния от центра масс остова до точки крепления упругого элемента подвески сиденья в кабине трактора, м;

$l_{\text{сц}}$ – проекция на ось X расстояния от задней оси до шарниров продольных тяг навески трактора, м;

$h_{\text{сц}}$ – проекция на ось Z расстояния от центра масс остова до шарниров продольных тяг навески трактора, м;

J_O – суммарный момент инерции остова трактора относительно оси, проходящей через центр его масс, $\text{кг} \times \text{м}^2$.

Следует заметить, что действие моментов сил $G_{\text{ст.П}}$ и $G_{\text{ст.З}}$ взаимно скомпенсировано, т.е.

$$G_{\text{ст.П}} \cdot l_{\text{п.М}} = G_{\text{ст.З}} \cdot l_{\text{з.М}}. \quad (2.4)$$

Это позволяет не использовать их в явном виде в уравнении моментов.

Сумма сил, действующих на поддрессоренную массу подвески сиденья с водителем, находится из следующего уравнения:

$$m_{\text{В}} \cdot \frac{d^2 z_{\text{В}}}{dt^2} = F_{\text{с}}, \quad (2.5)$$

где $m_{\text{В}}$ – масса неподрессоренной части подвески сиденья трактора с оператором, кг;

$z_{\text{В}}$ – текущее смещение неподрессоренной части подвески сиденья от положения статического равновесия вдоль оси Z , м.

Сумма внешних сил, в общем случае действующих на тракторно-транспортный агрегат (Рисунок 2.3) в направлении продольной оси X , выражается следующим уравнением:

$$m_0 \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = P_{\text{К}} \cdot \cos(\gamma_{\text{з}}) - F_{\text{сопр.П}} - F_{\text{сопр.З}} - P_{\text{сц}} \cdot \cos(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot h_{\text{сц}}, \quad (2.6)$$

где $P_{\text{К}}$ – действующая касательная сила тяги, формируемая ведущим мостом трактора, Н;

$F_{\text{сопр.П}}$ – компонента суммарной силы сопротивления перемещению колес переднего моста трактора, действующая вдоль продольной оси X , Н;

$F_{\text{сопр.З}}$ – компонента суммарной силы сопротивления перемещению колес заднего моста трактора, действующая вдоль продольной оси X , Н;

$\delta_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии трактора;

$\gamma_{\text{п}}$ – приведенный угол уклона профиля опорной поверхности под передними движителями трактора, рад.;

$\gamma_{\text{з}}$ – приведенный угол уклона профиля опорной поверхности под задними движителями трактора, рад.;

x – текущее смещение центра масс остова трактора от положения статического равновесия вдоль оси X , м.

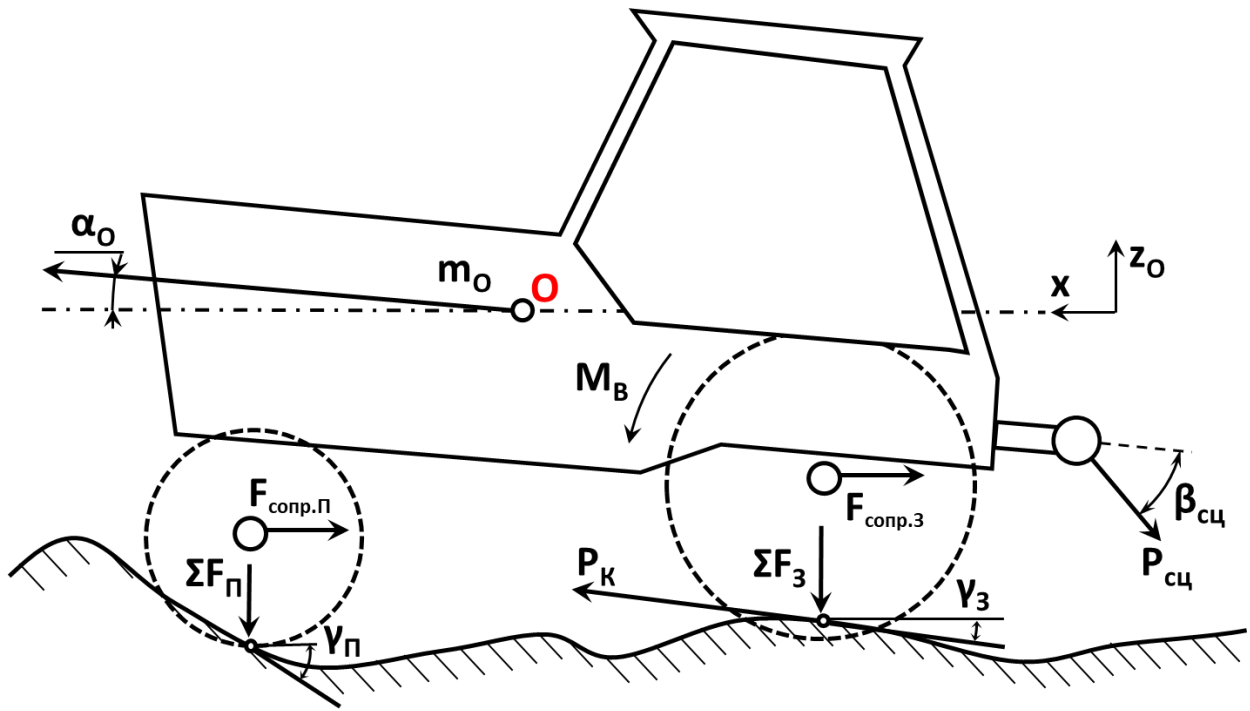


Рисунок 2.3 – Схема сил, действующих на остов вдоль продольной оси X , а также взаимосвязанных с ними сил

Для определения сил $F_П$ и $F_З$, действующих со стороны шин на опорную поверхность и остов (совместно со статическими нагрузками $G_{ст.П}$ и $G_{ст.З}$), необходимо вычислить их текущую деформацию $z_{пш}$ и $z_{зш}$ и скорость данной деформации $V_{пш}$ и $V_{зш}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} z_{пш} = z_0 - q(x) + l_{пм} \cdot \sin(\alpha_0); \\ z_{зш} = z_0 - q(x + L) - l_{зм} \cdot \sin(\alpha_0); \\ V_{пш} = \frac{d z_{пш}}{dt}; \\ V_{зш} = \frac{d z_{зш}}{dt}; \end{array} \right. \quad (2.7)$$

где $q(x)$ – функциональная зависимость, описывающая величину микронеровностей агрофона, м;

L – база трактора, м.

Для определения силы F_C , действующей со стороны подвески сиденья на оператора и остов, также необходимо вычислить ее текущую деформацию $z_{пс}$ и скорость данной деформации $V_{пс}$:

$$\begin{cases} z_{\text{пс}} = z_{\text{в}} - z_{\text{о}} - l_{\text{пс}} \cdot \sin(\alpha_{\text{о}}); \\ V_{\text{зш}} = \frac{d z_{\text{пс}}}{dt}. \end{cases} \quad (2.8)$$

Отсюда могут быть найдены силы, действующие на остов трактора:

$$\begin{cases} F_{\text{п}} = c_{\text{пш}} \cdot z_{\text{пш}} + k_{\text{пш}} \cdot V_{\text{пш}}; \\ F_{\text{з}} = c_{\text{зш}} \cdot z_{\text{зш}} + k_{\text{зш}} \cdot V_{\text{зш}}; \\ F_{\text{с}} = F_{\text{упр}}(z_{\text{пс}}) + F_{\text{демпф}}(V_{\text{пс}}), \end{cases} \quad (2.9)$$

где $c_{\text{пш}}, c_{\text{зш}}, c_{\text{пс}}$ – жесткость передних, задних шин и подвески сиденья, Н/м;
 $k_{\text{пш}}, k_{\text{зш}}, k_{\text{зс}}$ – коэффициенты демпфирования передних, задних шин и подвески сиденья, Н с/м

Для серийно выпускаемых подвесок сидений с неизменным значением жесткости $c_{\text{пс}}$ и демпфирования $k_{\text{пс}}$ силы упругости и демпфирования будут находиться из следующих формул:

$$\begin{aligned} F_{\text{упр}}(z_{\text{пс}}) &= z_{\text{пс}} \cdot c_{\text{пс}}. \\ F_{\text{демпф}}(V_{\text{пс}}) &= k_{\text{пс}} \cdot V_{\text{пс}}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Для подвесок сиденья с пневматическим упругим элементом данная зависимость имеет более сложный характер.

Работа колес переднего моста

Силы, действующие на колеса переднего моста трактора, показаны на рисунке 2.4.

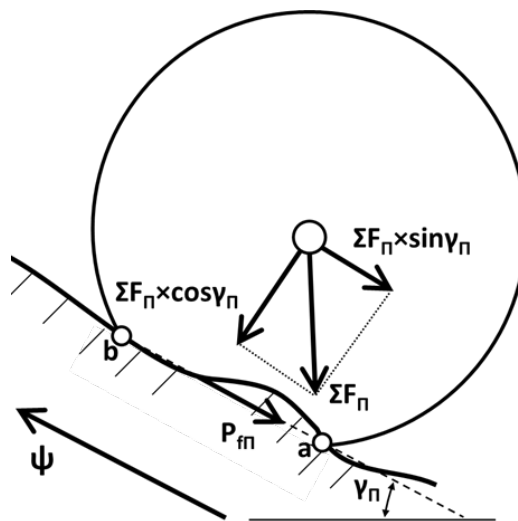


Рисунок 2.4 – Схема сил, действующих на передний мост трактора

Суммарная вертикальная сила, действующая на переднюю ось трактора вдоль вертикальной оси Z , равна

$$\sum F_{\Pi} = F_{\Pi} + G_{\Pi.ст}, \quad (2.11)$$

где $G_{\Pi.ст}$ – вес, приходящийся на передний мост, в положении статического равновесия, кН.

Сила сопротивления качению переднего моста напрямую связана с компонентом суммарной силы, прижимающим колесо к поверхности:

$$P_{f\Pi} = f \cdot \sum F_{\Pi} \cdot \cos \gamma_{\Pi}, \quad (2.12)$$

где f – коэффициент сопротивления качению;

γ_{Π} – приведенный угол поверхности, по которой катятся колеса переднего моста, °.

Сила сопротивления на подъем колес переднего моста определяется из следующего выражения:

$$P_{i\Pi} = \sum F_{\Pi} \cdot \sin \gamma_{\Pi}. \quad (2.13)$$

Тогда общая сила сопротивления движению колес переднего моста вдоль оси ψ равна:

$$F_{сопр.\Pi} = (P_{f\Pi} + P_{i\Pi}) \cdot \cos \gamma_{\Pi} = (f \cos^2 \gamma_{\Pi} + \cos \gamma_{\Pi} \cdot \sin \gamma_{\Pi}) \cdot (F_{\Pi} + G_{\Pi.ст}). \quad (2.14)$$

Для нахождения приведенного угла γ_{Π} при известном текущем положении оси переднего моста трактора и известных геометрических параметрах опорной поверхности $q(x)$ вдоль оси X , необходимо найти координаты начальной и конечной точки пятна контакта колес с грунтом (Рисунок 2.5, точки а и б). Для этого требуется решить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} (Y_i - q(X_a))^2 = r_{k\Pi}^2 - (X_a - X_i)^2; \\ (Y_i - q(X_b))^2 = r_{k\Pi}^2 - (X_i - X_b)^2, \end{cases} \quad (2.15)$$

где X_i, Y_i – координаты текущего положения оси переднего моста, м;

$r_{k\Pi}$ – статический радиус колес переднего моста, м;

X_a, X_b – координаты точек начала (а) и конца (б) пятна контакта вдоль оси X , м.

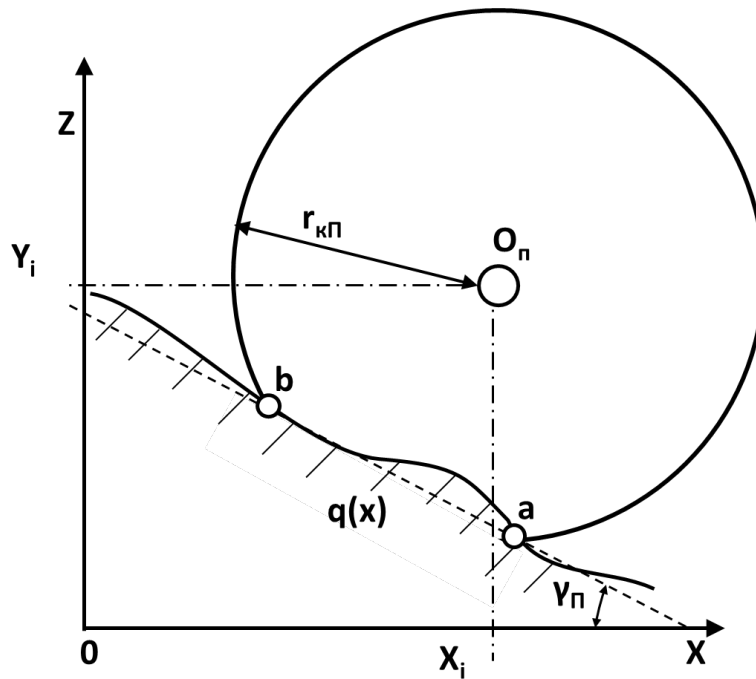


Рисунок 2.5 – Определение приведенного угла $\gamma_{\text{п}}$ контакта передних колес с опорной поверхностью

Зная положение точек а и b, можем рассчитать приведенный угол $\gamma_{\text{п}}$ опорной поверхности под колесами переднего моста:

$$\gamma_{\text{п}} = \arctg \left(\frac{q(X_b) - q(X_a)}{X_a - X_b} \right). \quad (2.16)$$

Силы, действующие на задний мост, аналогичны силам, действующим на передний мост, но в баланс добавляется касательная сила тяги P_K , которая формируется в пятне контакта под действием ведущего момента M_d , приложенного от трансмиссии.

Действующая касательная сила тяги P_K может быть найдена из следующего известного соотношения:

$$P_K = \frac{M_d \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k}, \quad (2.17)$$

где M_d – текущий крутящий момент двигателя, Н×м;

$i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{\text{тр}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии;

r_k – радиус качения, м.

Крутящий момент M_d для дизельных двигателей находится в функциональной зависимости от частоты вращения n_d , определяемой скоростной характеристикой ДВС (Рисунок 2.6).

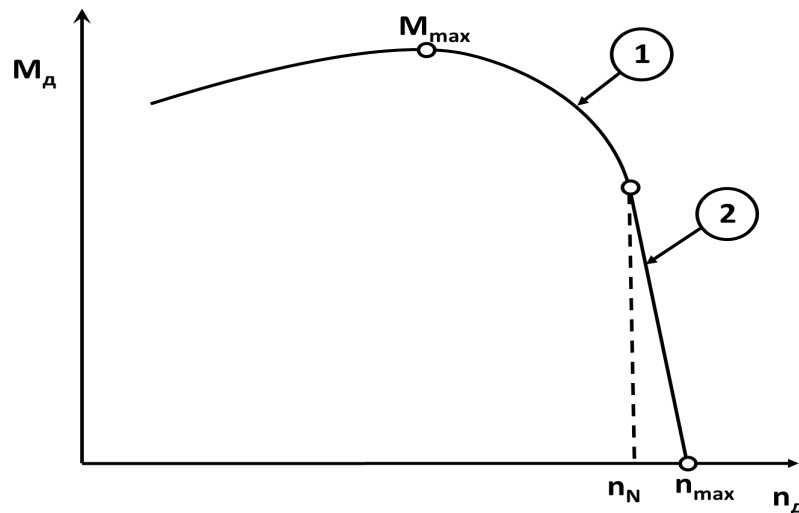
Данная зависимость при математическом анализе работы ДВС часто описывается уравнениями Лейдермана [14, 47]:

$$N_e = N_{max} \left[0,53 \frac{n_d}{n_N} + 1,56 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^2 - 1,09 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.18)$$

где N_{max} – максимальная мощность ДВС, кВт;

n_d – текущая частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

n_N – частота вращения, соответствующая номинальной мощности работы двигателя, мин^{-1} .



1 – корректорная ветвь; 2 – регуляторная ветвь

Рисунок 2.6 – Характерный вид внешней скоростной характеристики дизельного ДВС

Расчет текущего крутящего момента осуществляется по следующей формуле:

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_d}. \quad (2.19)$$

Данные уравнения справедливы для корректорной ветви внешней скоростной характеристики двигателя, на регуляторной ветви зависимость имеет линейный характер [14, 47]. При этом максимальная частота вращения двигателя, характерная работе трактора без крюкового усилия [76], определяется из следующей зависимости:

$$n_{max} = (1 + \delta_p) \cdot n_N, \quad (2.20)$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора частоты вращения, для тракторных дизелей $\delta_p = 0,06 \div 0,08$.

Следовательно, для регуляторной ветви справедливо следующее соотношение:

$$M_d = (n_{max} - n_d) \cdot \frac{M_N}{n_{max} - n_N}, \quad (2.21)$$

где M_N – крутящий момент двигателя, соответствующий номинальной частоте вращения двигателя, Н·м;

Частота вращения двигателя зависит от текущей скорости движения согласно формуле:

$$n_d = V \cdot \frac{i_{тр}}{0,377 \cdot r_k}. \quad (2.22)$$

Тогда, используя те же подходы, что были применены при анализе работы переднего моста, определим общую силу сопротивления движению колес заднего моста $F_{сопр.з}$ вдоль оси χ [76, 94]:

$$F_{сопр.з} = (P_{i3} + P_{f3}) \cdot \cos \gamma_3 = (f \cdot \cos^2 \gamma_3 + \cos \gamma_3 \cdot \sin \gamma_3) \cdot (F_3 + G_{3.ст}), \quad (2.23)$$

где $G_{3.ст}$ – вес, приходящийся на задний мост, в положении статического равновесия, кН;

γ_3 – приведенный угол поверхности, по которой катятся колеса моста, °;

P_{f3} – сила сопротивления качению колес заднего моста, Н;

P_{i3} – сила сопротивления на подъем колес заднего моста, Н;

Одной из наименее изученных сил, влияющих на вертикальные колебания ТТА, является действующая в сцепном устройстве трактора сила $P_{сц}$. Как показывают исследования, средняя сила, действующая в сцепном устройстве с допустимой точностью (Рисунок 2.8), может быть найдена как [8, 73, 93]:

$$P_{сц} = (f_{пр} \cdot \cos \tau_{пр} + \sin \tau_{пр}) \cdot G_{пр}, \quad (2.24)$$

где $G_{пр}$ – вес загруженного прицепа, кН;

$\tau_{пр}$ – приведенный угол поверхности, по которой катится прицеп, °;

$f_{пр}$ – коэффициент сопротивления перекачиванию колес прицепа по опорной поверхности.

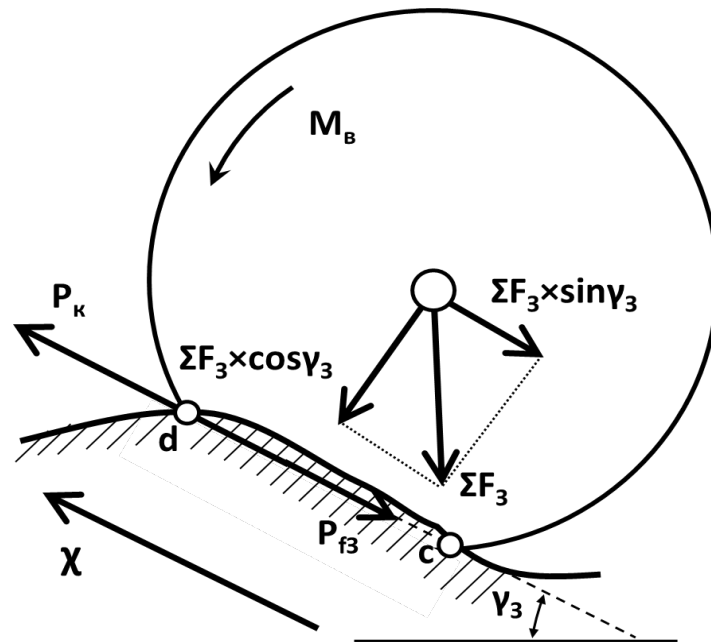


Рисунок 2.7 – Схема сил, действующих на задний мост трактора

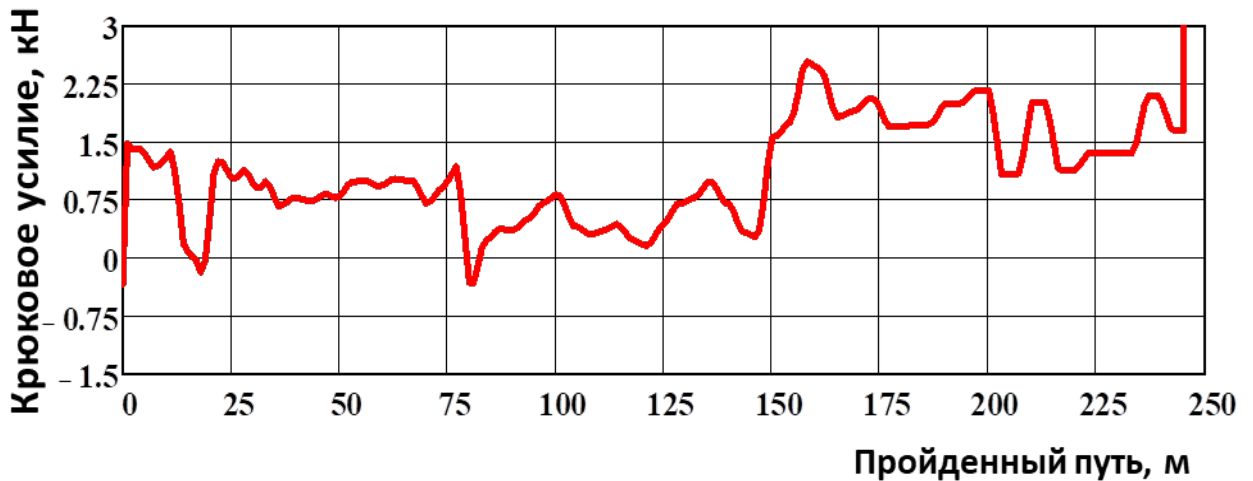


Рисунок 2.8 – Зависимость среднего значения тягового усилия на крюке трактора от агрофона опорной поверхности

Приведенный угол поверхности, по которой катится загруженный прицеп, будем определять по следующей формуле:

$$\tau_{\text{пр}} = \text{arctg} \left(\frac{q(X_{\text{п.пр}}) - q(X_{\text{з.пр}})}{L_{\text{пр}}} \right), \quad (2.25)$$

где $X_{\text{п.пр}}$ – горизонтальное положение точки касания переднего моста прицепа опорной поверхности, м;

$X_{\text{з.пр}}$ – горизонтальное положение точки касания заднего моста прицепа опорной поверхности, м;

$L_{\text{пр}}$ – база прицепа, м.

Положение точек касания колес прицепа опорной поверхности, согласно принятым допущениям, принимаем постоянным. Взаимосвязь между положением точек касания может быть описано тривиальной формулой:

$$L_{\text{пр}} = X_{\text{п.пр}} - X_{\text{з.пр}}. \quad (2.26)$$

Представим математическую модель в виде обобщенной 4-х массовой системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_0 \cdot \frac{d^2 z_0}{dt^2} = F_{\text{П}} + F_3 - F_C - P_{\text{сц}} \cdot \sin(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0); \\ J_0 \cdot \frac{d^2 \alpha_0}{dt^2} = -F_{\text{П}} \cdot l_{\text{пм}} + F_3 \cdot l_{\text{зм}} - F_C \cdot l_{\text{пс}} - P_{\text{сц}} \cdot \sin(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot (l_{\text{зм}} + l_{\text{сц}}) + \\ \quad + P_{\text{сц}} \cdot \cos(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot h_{\text{сц}}; \\ m_{\text{Б}} \cdot \frac{d^2 z_{\text{Б}}}{dt^2} = F_C; \\ m_0 \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = P_{\text{К}} \cdot \cos(\gamma_3) - F_{\text{сопр.П}} - F_{\text{сопр.З}} - P_{\text{сц}} \cdot \cos(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot h_{\text{сц}}. \end{array} \right. \quad (2.27)$$

Все параметры, входящие в данную систему определяются по приведенным выше соотношениям (2.2) – (2.26).

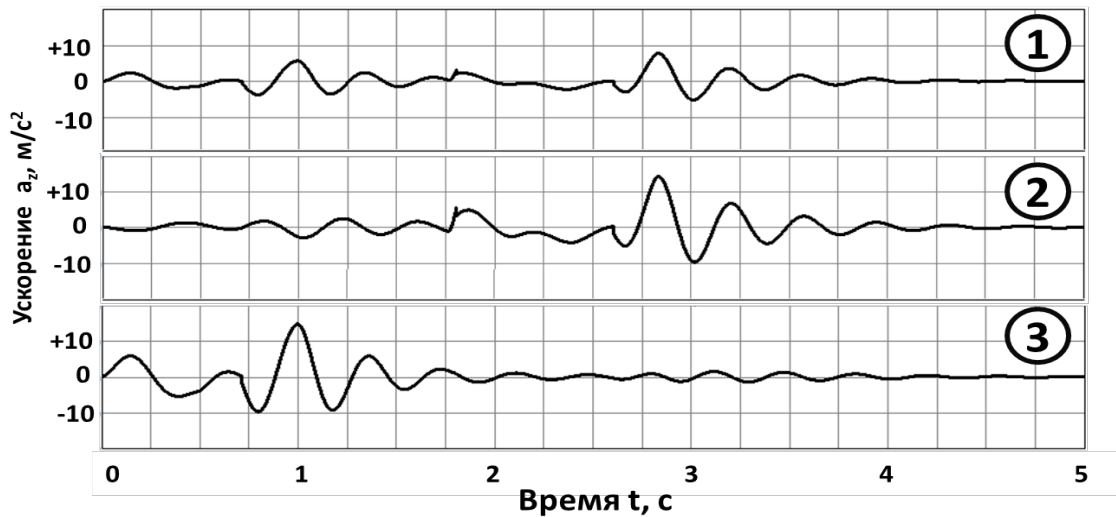
Начальными условиями в момент времени $t = 0$ при решении данной задачи являлись:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dz_0}{dt} \big|_{t=0} = 0; \\ z_0(0) = 0; \\ \frac{d\alpha_0}{dt} \big|_{t=0} = 0; \\ \alpha_0(0) = 0; \\ \frac{dz_{\text{Б}}}{dt} \big|_{t=0} = 0; \\ z_{\text{Б}}(0) = 0; \\ \frac{dx}{dt} \big|_{t=0} = V_{\text{нач}}; \\ x(0) = 0, \end{array} \right. \quad (2.28)$$

где $V_{\text{нач}}$ – начальная скорость движения, км/ч.

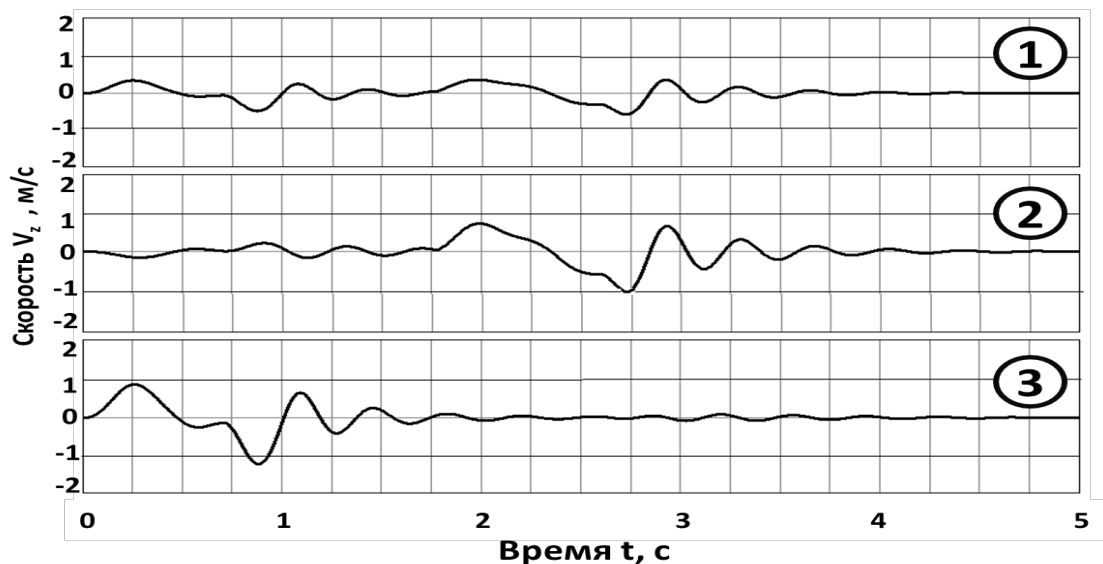
Данная классическая задача Коши решалась численным методом с использованием математического пакета MathCad 15 (Приложение А).

При использовании данной модели мы можем получить значения вертикальных ускорений, скоростей и перемещений в различных точках трактора. На рисунках 2.9–2.11 представлены теоретические значения вертикальных ускорений, скоростей и перемещений при переезде единичной неровности синусоидального профиля с начальной скоростью 7,4 км/ч, которые получены с использованием разработанной математической модели.



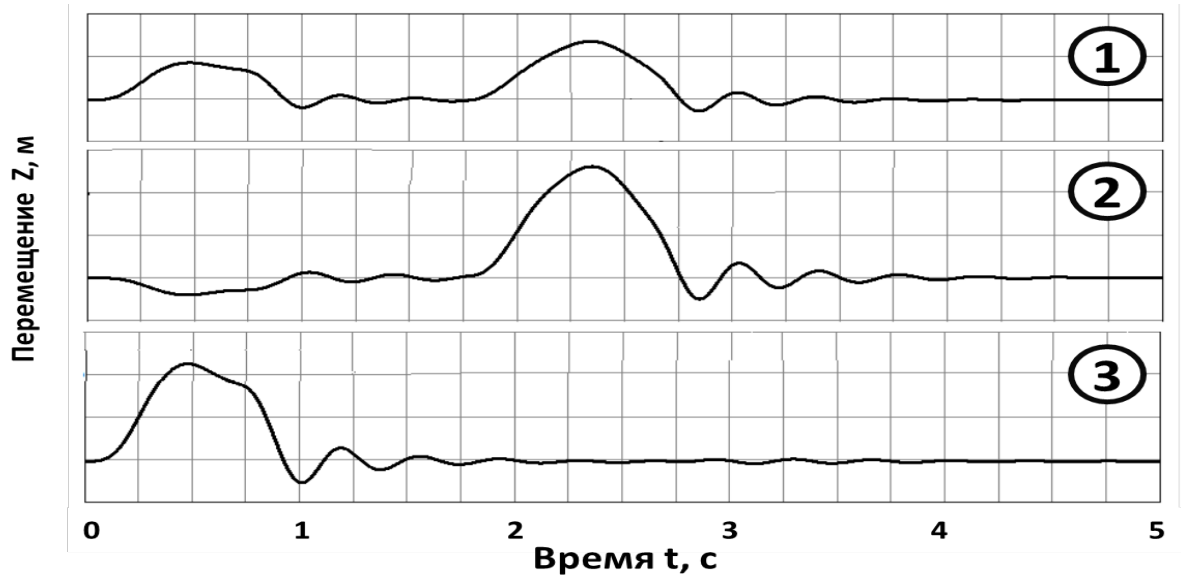
- 1 – ускорения в центре масс остова трактора;
- 2 – ускорения на заднем мосту трактора;
- 3 – ускорения на переднем мосту трактора

Рисунок 2.9 – Значения ускорений в разных точках трактора при переезде единичной неровности



- 1 – скорость вертикального перемещения трактора в центре масс остова;
- 2 – скорость вертикального перемещения трактора на заднем мосту;
- 3 – скорость вертикального перемещения трактора на переднем мосту

Рисунок 2.10 – Значения скоростей вертикальных перемещений в разных точках трактора при переезде единичной неровности



- 1 – вертикальные перемещения трактора в центре масс остова;
 2 – вертикальные перемещения трактора на заднем мосту;
 3 – вертикальные перемещения трактора на переднем мосту

Рисунок 2.11 – Значения скоростей вертикальных перемещений в разных точках трактора при переезде единичной неровности

Кроме этого, применение вышеописанной модели позволяет теоретически оценить эффективность использования подвесок сидений с различными упруго-демпфирующими свойствами, например при переезде единичной неровности.

Результаты математического моделирования применения различных конструкций подвесок сидений на тракторе Belarus-1221.2 представлены на рисунке 2.12.

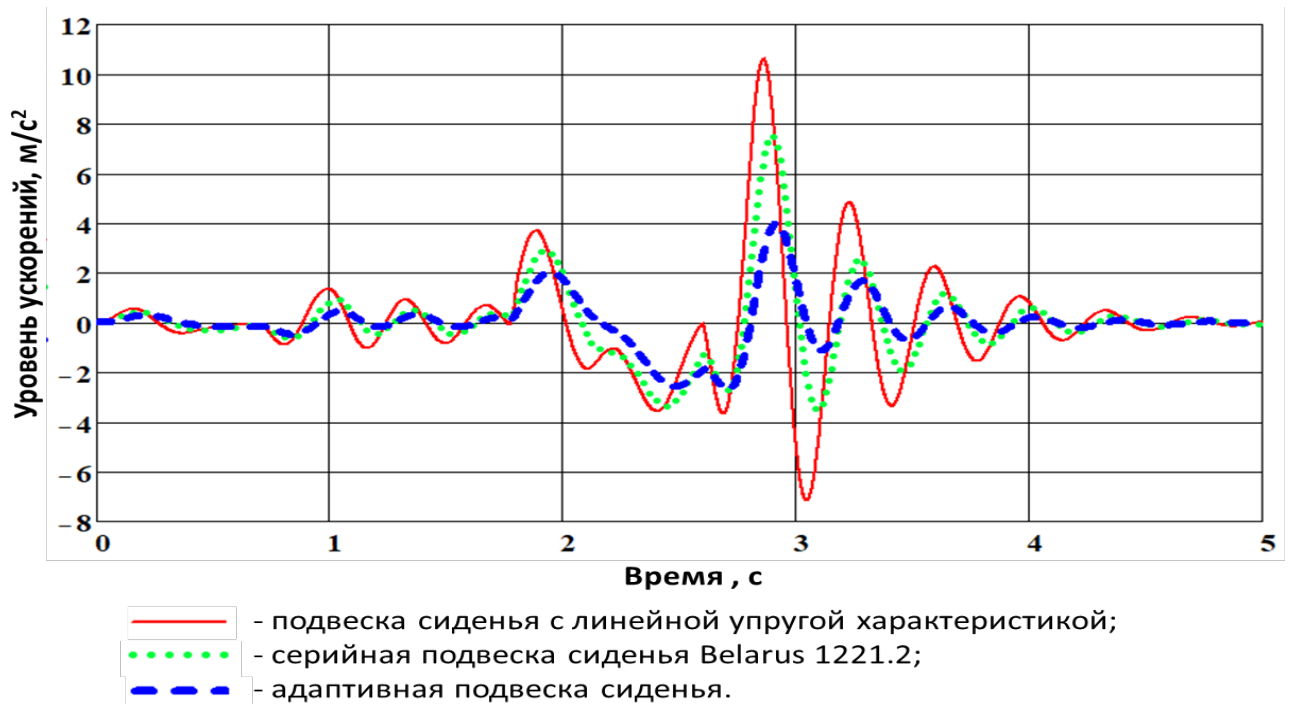
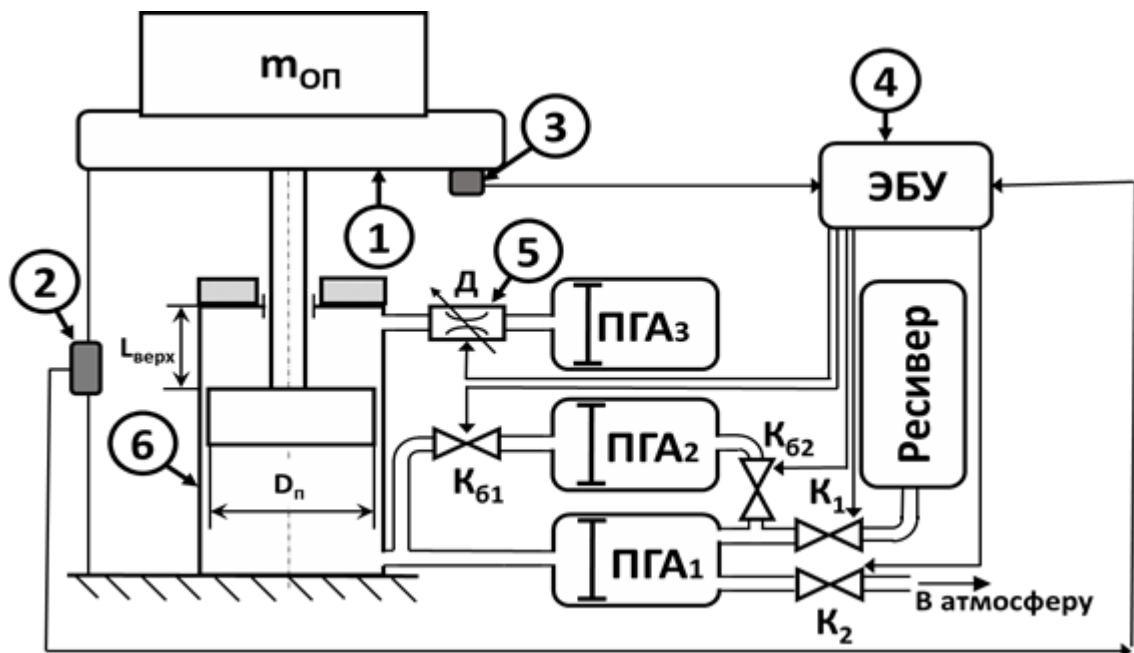


Рисунок 2.12 – Результаты математического моделирования применения различных подвесок сиденья при переезде единичной неровности

Анализ представленных аналитических зависимостей показал, что наименьшую эффективность по снижению вертикальных ускорений имеют конструкции подвески сидений с линейной упругой характеристикой. Наибольшую эффективность демонстрируют конструкции обладающие малой жесткостью в зоне незначительных перемещений с резким ее возрастанием при приближении деформации к зоне пробоя. При этом демпфирование должно изменяться соответствующим образом. Подобные упругодемпфирующие свойства реализуются в адаптивных подвесках сиденья.

2.2 Разработка конструкции адаптивной подвески сиденья трактора

Принцип работы предлагаемой адаптивной подвески сиденья [70] поясняет рисунок 2.13.



1 – гидроцилиндр; 2 – датчик текущего положения; 3 – датчик вертикальных ускорений; 4 – электронный блок управления;

5 – управляемый дроссель; 6 – гидроцилиндр

Рисунок 2.13 – Схема конструкции адаптивной подвески сиденья

При посадке оператора ТТА на сиденье 4, его вес воздействует на поршень со штоком 2, что приводит к перемещению рабочей жидкости из подпоршневой полости гидроцилиндра 1 в соответствующие полости ПГА1 и через открытый быстродействующий клапан K_{61} ПГА2. Это вызывает сжатие рабочего газа пнев-

матической части ПГА1 и ПГА2, которые соединены через открытый быстродействующий клапан K_{62} , до некоторого установившегося значения давления $P_{ст}$, при котором происходит выравнивание сил упругой деформации газа и веса оператора $G_{оп}$, приходящегося на сиденье. Как правило, этот вес определяется следующим образом [7]:

$$G_{оп} = \frac{5}{7} \cdot m_{оп} \cdot g, \quad (2.29)$$

где $m_{оп}$ – масса оператора, кг.

Перед началом работы происходит первоначальная настройка подвески сиденья на исходное положение, при котором поршень расположен на расстоянии $1/3$ полного хода L от положения с полностью вытянутым штоком ($L_{верх}$), что может быть определено датчиком текущего положения подвески сиденья. Это достигается за счет регулирования давления в пневматической части ПГА1 и ПГА2 открытием клапанов K_1 или K_2 . При этом давление статического равновесия $P_{ст}$ остается неизменным:

$$P_{ст} = \frac{4 \cdot G_{оп}}{\pi \cdot D_{п}^2}, \quad (2.30)$$

где $D_{п}^2$ – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

2.2.1 Расчет рационального объема ПГА1

Для определения минимального рабочего объема V_1 пневматической полости ПГА1 необходимо задаться амплитудным значением постоянно действующего ускорения $a_{макс}$ на тело оператора, которое может привести к пробую подвески.

Тогда максимальное значение давления $P_{макс}$ будет определяться как:

$$P_{макс} = \frac{20 \cdot m_{оп} \cdot (g + a_{макс})}{7 \cdot \pi \cdot D_{п}^2}. \quad (2.31)$$

Этому давлению должно соответствовать полное перемещение штока с поршнем вниз и соответствующее изменение объема в пневматической камере ПГА1 (Рисунок 2.14):

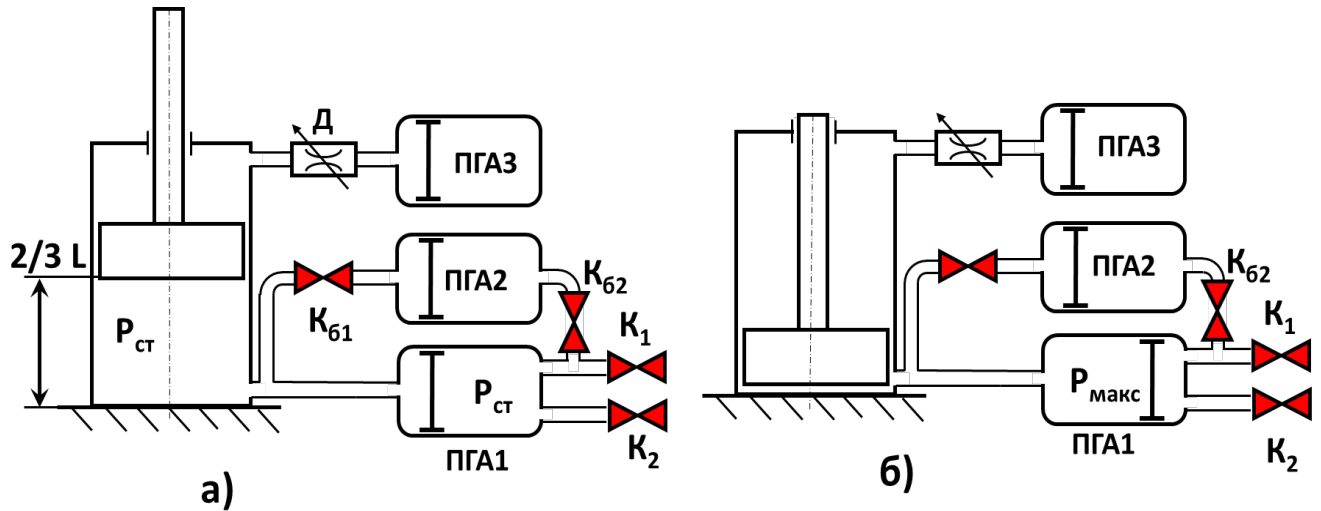
$$\Delta V = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{п}^2, \quad (2.32)$$

где L – полный ход подвески, м.

В этом случае должно удовлетворяться следующее соотношение политропного процесса сжатия [69, 81]:

$$P_{\text{ст}} \cdot V_1^n = P_{\text{макс}} \cdot (V_1 - \Delta V)^n, \quad (2.33)$$

где V_1 – рабочий объем пневматической камеры ПГА1, при давлении $P_{\text{ст}}$, м³.



а) в положении статического равновесия;

б) в положении максимального сжатия подвески

Рисунок 2.14 – К расчету минимального рабочего объема ПГА1

Для того чтобы найти объем V_1 , при котором удовлетворяется указанное выше тождество, необходимо вычислить [9]:

$$V_1 = \frac{\Delta V}{1 - \left(\frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{макс}}}\right)^{\frac{1}{n}}}. \quad (2.34)$$

2.2.2 Расчет рационального суммарного объема ПГА1 и ПГА2

Определение рационального суммарного объема ПГА $\sum V$ можно обосновать достижением требуемой минимальной жесткости, которая обеспечит зону резонанса колебательной системы подвески сиденья на частотах меньших частот основных гармоник возмущающих колебаний, как правило, равных ~2 Гц [3, 36, 50, 94].

Жесткость линейных колебательных систем связана с частотой резонанса f_p известным выражением [71, 98]:

$$C_{\min} = \frac{20 \cdot \pi^2 \cdot f_p^2 \cdot m_{\text{оп.}}}{7}. \quad (2.35)$$

Жесткость пневматических упругих элементов, как правило, носит нелинейный характер, но в зоне малых деформаций с достаточной степенью точности можно говорить о крайне близкой к линейной упругой характеристике ПГА.

Тогда сила $F_{\text{ср}}$, необходимая для перемещения поршня в среднее положение между статическим равновесием и пробоем, может быть определена из следующего выражения:

$$F_{\text{ср}} = \frac{1}{3} L \cdot C_{\min}. \quad (2.36)$$

При этом будет развиваться следующий прирост давления от статического $P_{\text{ст}}$:

$$P_{\text{пр}} = 4 \cdot \frac{F_{\text{ср}}}{\pi \cdot D_{\Pi}^2}. \quad (2.37)$$

При достижении данного давления должно происходить изменение упругой характеристики подвески сиденья за счет уменьшения рабочего объема сжимаемого газа. Это реализуется отключением ПГА2 путем закрытия управляемых быстродействующих клапанов K_{61} и K_{62} .

В этом случае должно выполняться следующее тождество, соответствующее политропному процессу расширения/сжатия газа:

$$P_{\text{ст}} \cdot \left(\sum V \right)^n = (P_{\text{ст}} + P_{\text{пр}}) \cdot \left(\sum V - \frac{4 \cdot L}{3 \cdot \pi \cdot D_{\Pi}^2} \right)^n. \quad (2.38)$$

Исходя из этого тождества, для нахождения суммарного объема пневматических камер ПГА $\sum V$ необходимо рассчитать следующее выражение:

$$\sum V = \frac{\frac{4 \cdot L}{3 \cdot \pi \cdot D_{\Pi}^2}}{1 - \left(\frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{ст}} + P_{\text{пр}}} \right)^{\frac{1}{n}}}. \quad (2.39)$$

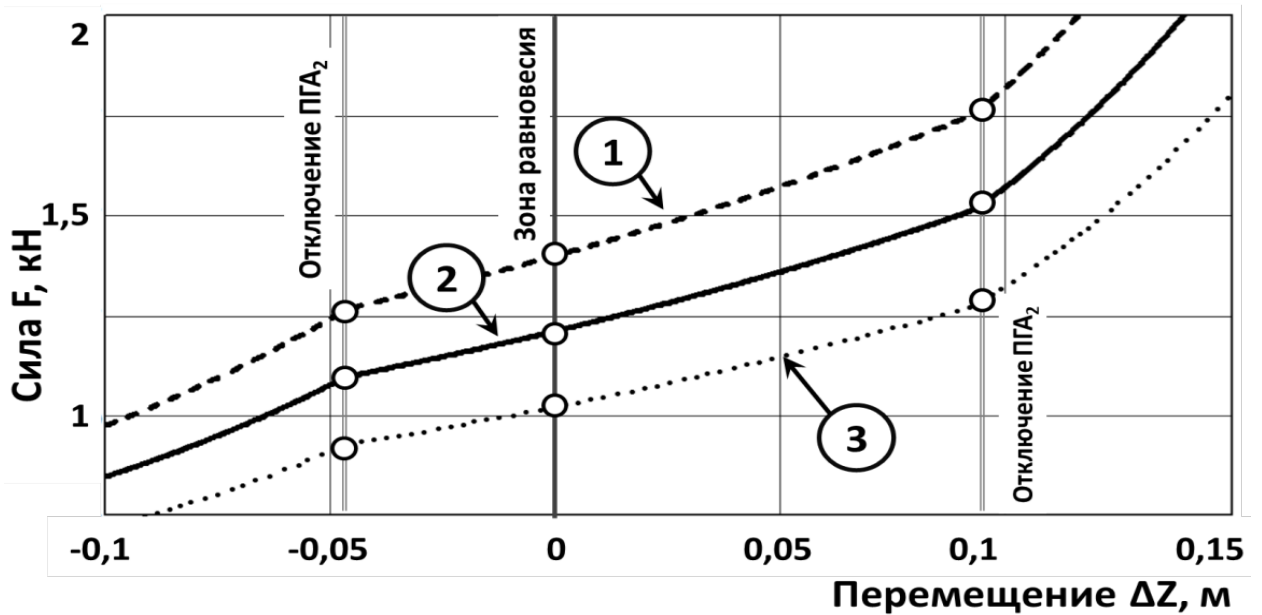
Отсюда можно определить значения объема V_2 пневматической камеры ПГА2:

$$V_2 = \sum V - V_1. \quad (2.40)$$

В результате использования предложенной методики можно рассчитать рациональные значения объемов ПГА, а также величину давления статического равновесия. Используя данные параметры, можно получить упругую характеристику подвески сиденья, сложив участки, соответствующие переключению объемов ПГА:

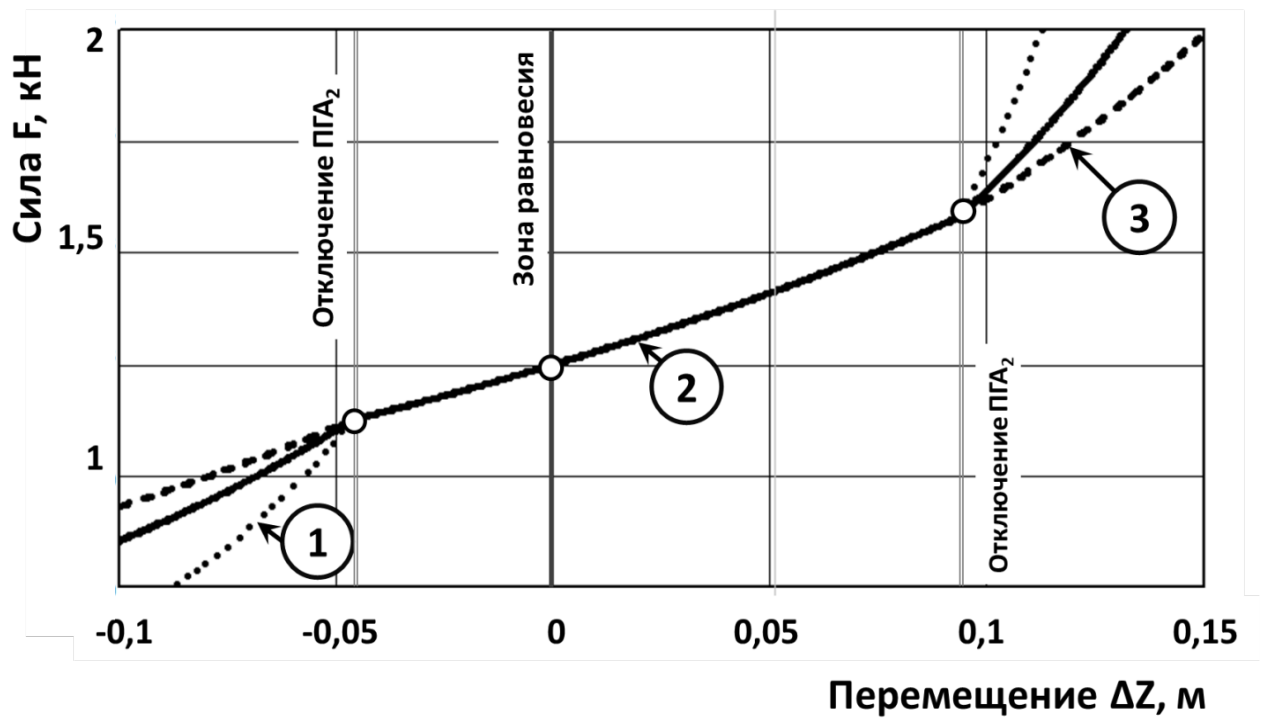
$$F_{\text{упр}} = \begin{cases} P_{\text{ст}} \cdot S \left[\frac{V_{\text{max}} \cdot V_{\text{min}}}{(V_{\text{max}} \cdot \frac{7}{30} L \cdot S) [V_{\text{min}} - S(z + \frac{7}{30} L)]} \right]^n & \text{при } z < -\frac{7}{30} L \\ P_{\text{ст}} \cdot S \left(\frac{V_{\text{max}}}{(V_{\text{max}} - S \cdot z) [V_{\text{min}} - S(z + \frac{7}{30} L)]} \right)^n & \text{при } -\frac{7}{30} L \geq z \geq \frac{7}{15} L \\ P_{\text{ст}} \cdot S \left[\frac{V_{\text{max}} \cdot V_{\text{min}}}{(V_{\text{max}} \cdot \frac{7}{15} L \cdot S) [V_{\text{min}} - S(z + \frac{7}{15} L)]} \right]^n & \text{при } z > \frac{7}{15} L \end{cases} \quad (2.41)$$

Эти данные позволяют построить графики упругих характеристик предлагаемой конструкции подвески сиденья при разных значениях входных параметров (Рисунки 2.15, 2.16). Расчет объемов пневматических полостей ПГА и построение упругой характеристики представлены в Приложении Б.



- 1 – упругая характеристика при массе оператора $m = 120$ кг;
- 2 – упругая характеристика при массе оператора $m = 100$ кг;
- 3 – упругая характеристика при массе оператора $m = 80$ кг

Рисунок 2.15 – Упругие характеристики предлагаемой конструкции подвески сиденья при различных значениях веса оператора



- 1 – упругая характеристика при 50% объеме ПГА₂ от расчетного значения;
 2 – упругая характеристика при рациональном значении ПГА₂;
 3 – упругая характеристика при 150% объеме ПГА₂ от расчетного значения
- Рисунок 2.16 – Упругие характеристики предлагаемой конструкции подвески сиденья при различных значениях объема ПГА₂

2.3 Управление упругодемпфирующей характеристикой подвески сиденья

В разработанной нами конструкции предусмотрена возможность изменения моментов переключения ПГА₂, что приводит к изменению упругой характеристики подвески сиденья. Это позволяет регулировать непосредственно в процессе эксплуатации ее средневзвешенную жесткость.

Момент отключения ПГА₂ определяется электронным блоком управления по разработанному алгоритму на основании сигнала от датчиков вертикальных ускорений и положения сиденья (Рисунок 2.13), где управляемый дроссель имеет возможность изменения проходного сечения, что позволяет адаптировать упругодемпфирующие характеристики под изменения агрофона опорной поверхности. При этом управление проходным сечением дросселя осуществляется за счет привода ЭБУ шагового двигателя, который через зубчатую передачу вращает золотник.

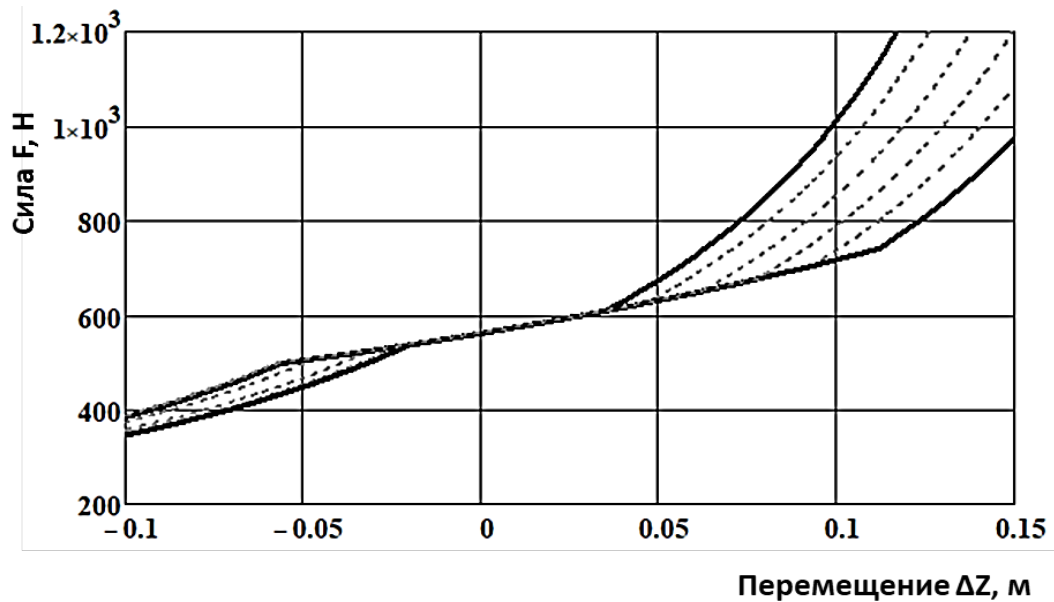


Рисунок 2.17 – Вариации упругой характеристики разрабатываемой конструкции подвески сиденья при изменении моментов переключения используемых ПГА

Рациональное соответствие коэффициента демпфирования и приведенной жесткости подвески неоднократно исследовалось различными авторами [1, 82, 92, 103, 106]. На рисунке 2.18, представлены данные соотношения, полученные в исследованиях, которые проводились под руководством профессора О.И. Поливаева на кафедре тракторов и автомобилей Воронежского ГАУ [106], при разработке подвески сиденья с активным пневмопоршневым упругим элементом, на основании которых было реализовано управление демпфированием.

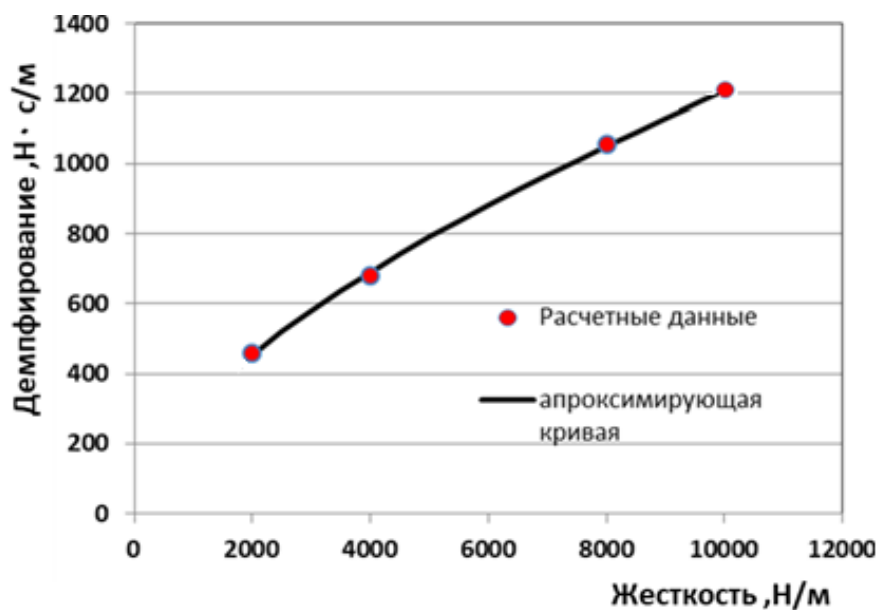


Рисунок 2.18 – Рациональные значения коэффициента демпфирования от различной жесткости

Использование разработанной в п.п. 2.1 математической модели позволяет определить предельно допустимую скорость движения исследуемого ТТА при применении серийной и предлагаемой конструкции подвески сиденья, в которой реализовано управление упругодемпфирующими характеристиками.

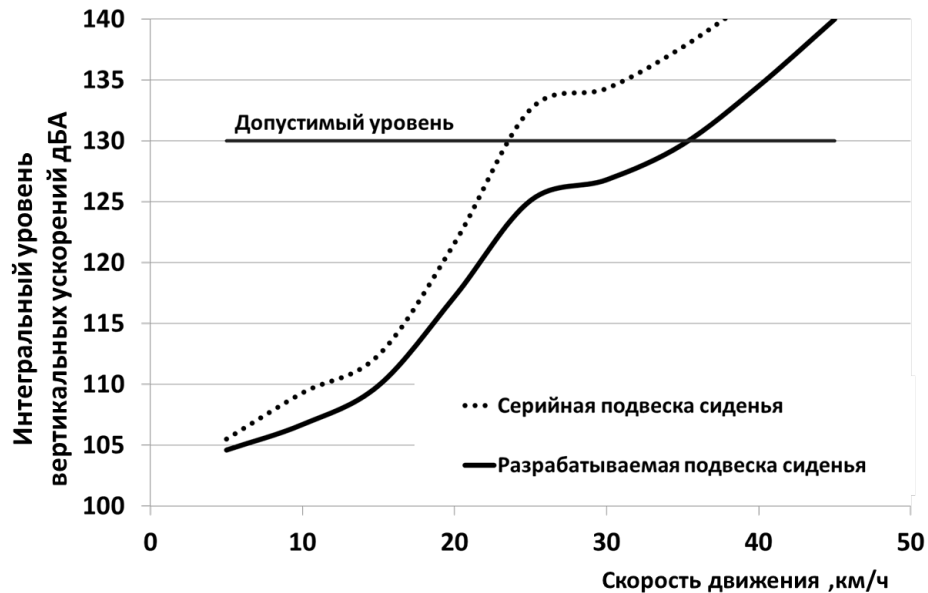


Рисунок 2.19 – Зависимость интегрального уровня вертикальных ускорений от скорости движения при использовании серийной и опытной конструкций подвесок сидений

Как показано на рисунке 2.19, предложенная конструкция подвески сиденья позволяет повысить рабочую скорость движения с учетом требований СанПиН 1.2.3685-21 [86] на 11 км/ч – с 24 до 35 км/ч, что позволяет повысить производительность агрегата.

2.4 Выводы

1. Разработанная четырехмассовая математическая модель вертикальных колебаний колесного ТТА, включающая комплекс показателей, (крюковую нагрузку, профиль опорной поверхности, характеристики двигателя и подвески сиденья), что позволяет прогнозировать уровни вертикальных ускорений в различных точках ТТА и допустимую скорость движения.

2. Разработанная методика определения рациональных объемов пневмогидравлических аккумуляторов предлагаемой конструкции подвески сиденья позволила подобрать серийные ПГА с наиболее подходящим объемом пневматической

полости для реализации прогнозируемой упругой характеристики подвески сиденья ($V_{ПГА1} = 1,2$ л, $V_{ПГА2} = 0,6$ л).

3. Разработанный способ управления упругодемпфирующими свойствами предлагаемой конструкции подвески сиденья в зависимости от профиля опорной поверхности, позволил добиться высокой эффективности гашения вертикальных ускорений на сиденье ТТА, за счёт применения разработанной рациональной характеристики.

4. Использование математической модели показало, что с ростом начальной скорости движения колесного ТТА скорректированный уровень вертикальных ускорений с серийной подвеской возрастает с 105,5 дБА при скорости движения 5 км/ч до 137,7 дБА при скорости 35 км/ч, в то время как при использовании адаптивной подвески сиденья он составляет 104,6 дБА и изменяется до 129,7 дБА. Наибольший прирост среднеквадратических значений (СКЗ) вертикальных ускорений при использовании серийной подвески сиденья наблюдается на 3 и 6 октавных полосах со среднегеометрическими частотами (СГЧ) 4 и 31,5 Гц. С опытной подвеской сиденья рост СКЗ вертикальных ускорений находится в 5-й и 6-й полосе с СГЧ 16 и 31,5 Гц.

5. Анализ данных, полученных моделированием вертикальных колебаний ТТА, оборудованного серийной и опытной конструкцией подвески сиденья, показал, что большей эффективностью обладает адаптивная подвеска сиденья на всех рассмотренных скоростях движения 5–35 км/ч. Максимум прироста эффективности опытной подвески сиденья в сравнении с серийной наблюдается на 1, 2 и 3-й октавных полосах с СГЧ 1, 2 и 4 Гц и составляет ~10,4 дБ.

6. Использование разработанной математической модели позволило определить допустимую скорость движения с учетом требований санитарных норм СанПиН 1.2.3685-21, которая для ТТА с опытной конструкцией составила 35 км/ч, в то время как при движении агрегата с серийной подвеской скорость движения не должна превышать 24 км/ч.

3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Программа и задачи исследований

Для практического применения разработанной в предыдущей главе математической модели необходимо с определенной точностью знать некоторые константы, входящие в эту модель. Обоснованный подбор данных значений позволит проверить степень адекватности предлагаемой модели и возможность ее использования при создании новых конструкций подвесок ТТА.

К наиболее значимым константам относятся радиальные жесткости и коэффициенты демпфирования шин и серийной подвески сиденья, масса и момент инерции остова трактора, горизонтальное и вертикальное положение центра тяжести трактора, а также масса подрессоренной части подвески сиденья.

С учетом вышесказанного главной целью экспериментальных исследований являлось определение значений:

- коэффициентов жесткости C_{III} и демпфирования K_{III} передних и задних шин колесного трактора;
- горизонтального и вертикального положения центра тяжести колесного трактора;
- момента инерции J_O остова трактора;
- сцепной силы P_{cy} при движении в составе ТТА и ее влияние на вертикальные колебания подвески сиденья.

Кроме того, в круг задач входило следующее:

- сравнительная оценка степени защиты оператора от вибраций при использовании серийной и разрабатываемой подвески сиденья;
- проверка адекватности разработанной математической модели движения колесного ТТА.

В соответствии с поставленными целями и задачами была разработана программа экспериментальных работ, которая предусматривала:

- проведение лабораторных испытаний по тарировке тензовесов, тяговой тензобалки, а также определению передаточных коэффициентов тензометриче-

ских виброакселерометров;

- проведение лабораторных испытаний для определения основных геометрических характеристик ТТА, радиальных жесткостей и демпфирования шин мостов, а также положения центра тяжести;

- проведение дорожных испытаний трактора при переезде единичного препятствия с целью определения момента инерции остова трактора;

- проведение сравнительных дорожно-полевых испытаний ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 для оценки эффективности применения разработанного технического решения относительно серийной подвески сиденья, а также подтверждения адекватности разработанной математической модели движения колесного ТТА.

Лабораторные исследования выполнялись в лабораториях кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ на подготовленных стендах.

Дорожные и дорожно-полевые испытания трактора и ТТА проводились на базе УНТЦ «Агротехнология» ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, а также на полевых дорогах на территории университета.

Программа и методика экспериментальных исследований разрабатывались с учетом требований ГОСТов [23, 25, 26].

Основными этапами подготовки к лабораторным и дорожно-полевым исследованиям являлись:

- материально-техническая подготовка, включающая подготовку измерительного и лабораторного оборудования, а также объекта исследований;

- самоподготовка, включающая изучение методов работы с измерительной аппаратурой, а также разработку методики последующей обработки результатов;

- подготовка участка грунтовой дороги к испытаниям, а также предварительное исследование микропрофиля данной дороги;

- изучение методов контроля качества и достоверности проведения экспериментальных исследований с учетом выявления ошибки опыта;

- организационная подготовка.

3.2 Объект исследований

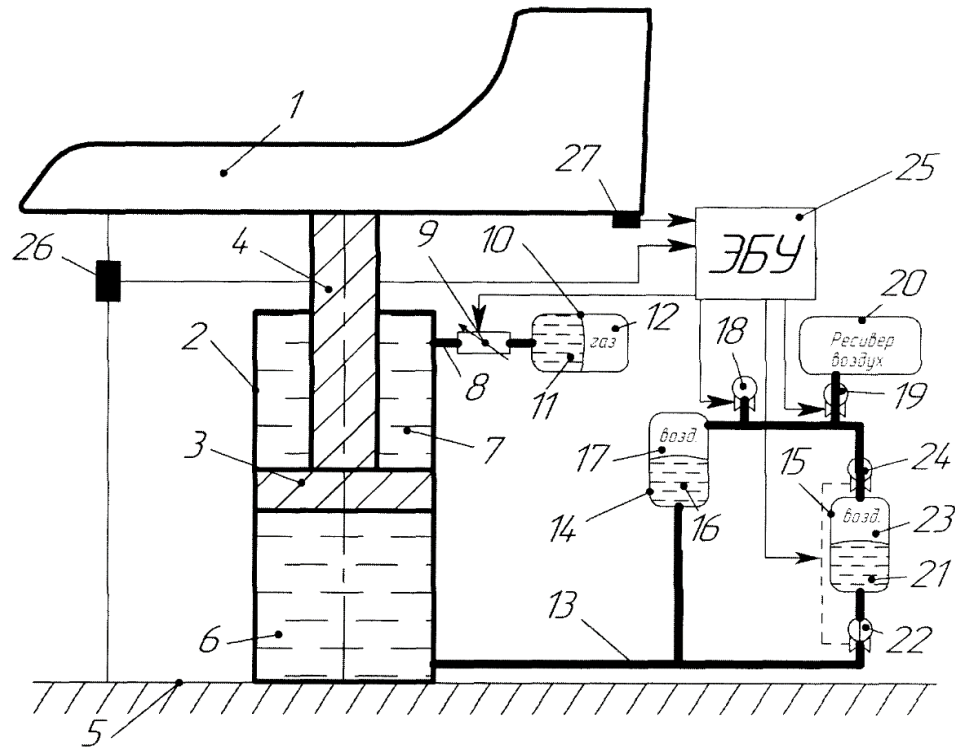
В качестве объекта исследования при испытаниях опытной конструкции подвески сиденья был выбран тракторно-транспортный агрегат (ТТА), состоящий из универсального колесного трактора тягового класса 2.0 Belarus-1221.2 в агрегате с прицепом 2ПТС-6, масса груза 6000 кг (Рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 – Объект исследований

В соответствии с результатами теоретических исследований была изготовлена опытная конструкция активной подвески сиденья. Устройство работает следующим образом. В процессе работы тракторно-транспортного агрегата возникают колебания, передаваемые от дорожного покрытия через движители на основание 5 и само сиденье 1, вследствие чего происходит изменение положения подвески сиденья, которое фиксирует датчик положения 26. Сигналы от данного датчика, а также от датчика ускорения сиденья 27, поступают в электронный блок управления 25, где после преобразования входных сигналов, формируется управляющий сигнал, который подается на электронно-управляемый дроссель и управляемые клапаны 18, 19, 22, 24. Сжатие подвески сопровождается воздействием на поршень со штоком, что приводит к перемещению рабочей жидкости из-под поршневой полости гидроцилиндра 2 в гидравлические полости ПГА 14 и через

открытый клапан 22 в ПГА 15. Это вызывает сжатие рабочего газа пневматической части 17 ПГА 14 и полости 23 ПГА 15.

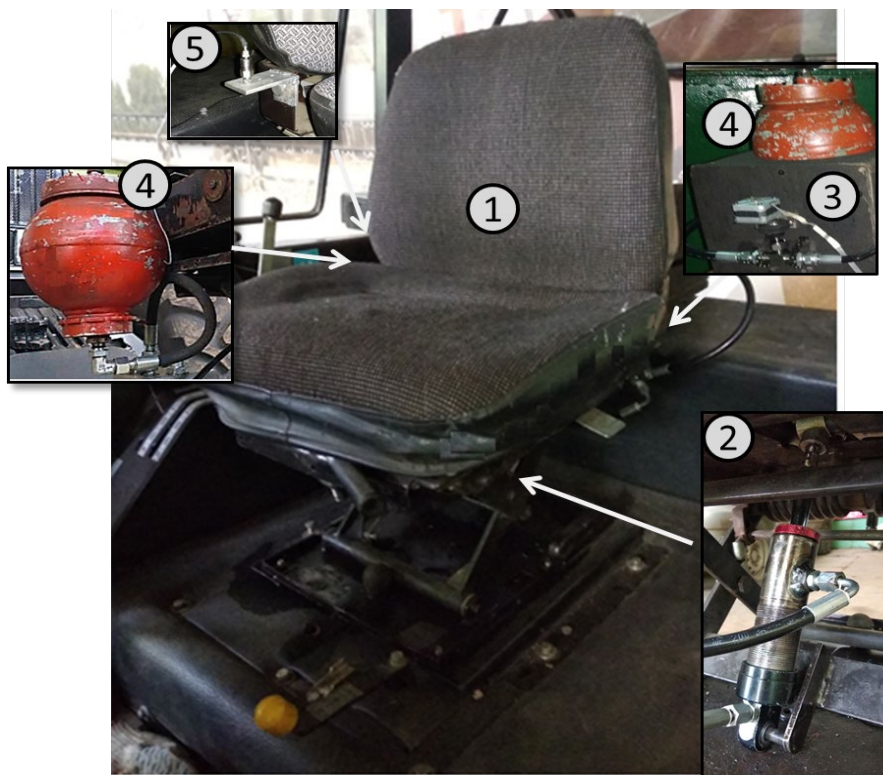


1 – сиденье со спинкой; 2 – гидроцилиндр; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – основание; 6 – надпоршневая полость; 7 – штоковая полость; 8, 13 – гидромагистрали; 9 – электронно-управляемый дроссель; 10, 14, 15 – пневмогидравлические аккумуляторы (ПГА); 11, 16, 21 – гидравлическая полость (ПГА); 12, 17, 23 – пневматическая полость ПГА; 18, 19, 22, 24 – управляемые клапаны; 20 – ресивер; 25 – электронный блок управления; 26 – датчик положения подвески сиденья; 27 – датчик вибрации
Рисунок 3.2 – Принципиальная схема предложенной конструкции

Нелинейная упругодемпфирующая характеристика и изменение ее свойств реализованы за счет возможности изменения суммарного рабочего объема пневматических полостей ПГА 14 и ПГА 15. Изменение дорожного полотна фиксируется датчиком ускорений 27 и передается в ЭБУ, после обработки данного сигнала по заложенному алгоритму происходит изменение упругодемпфирующей характеристики за счет выключения из работы ПГА 15 и изменения проходного сечения управляемого дросселя.

Предложенный способ управления упругодемпфирующей характеристикой позволяет устранить возможность резонансных явлений, а также значительно снижает вероятность пробоя подвески.

Общий вид опытной конструкции подвески сиденья представлен на рисунке 3.3.



1 – сиденье оператора; 2 – гидроцилиндр; 3 – управляемый дроссель;
4, 5 – гидропневматические аккумуляторы; 6 – датчик ускорений
Рисунок 3.3 – Общий вид опытной конструкции подвески сиденья

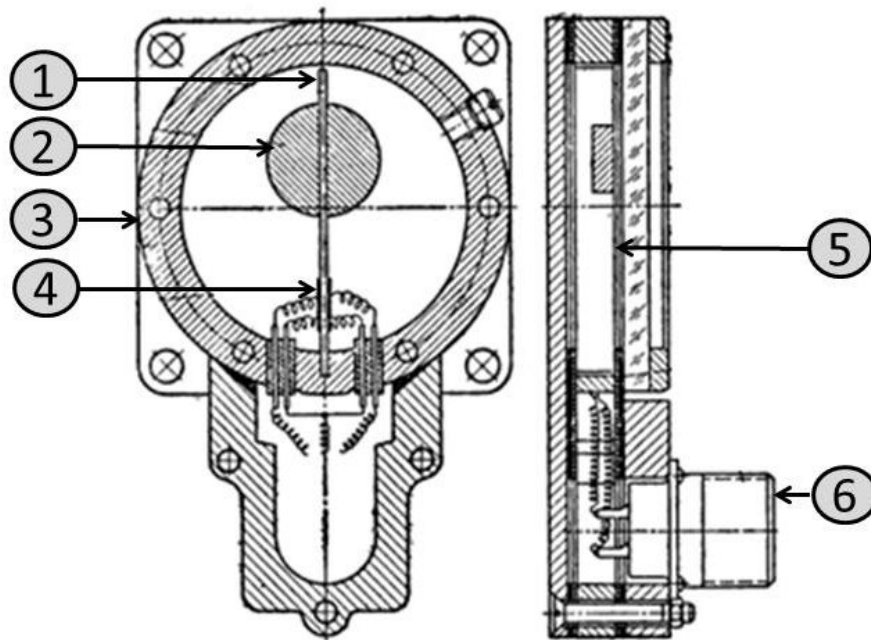
3.3 Подбор оборудования для испытаний

Для выполнения поставленных задач было подобрано соответствующее оборудование. С нашей точки зрения наиболее целесообразными датчиками для замера уровней виброускорений являются тензовиброакселерометры типа АТ-1 (Рисунок 3.4).

Акселерометр АТ-1 позволяет экспериментально производить замеры ускорений для оценки плавности хода и условий работы операторов в диапазоне ускорений от -2 до $+2g$ [13].

Работа датчика заключается в следующем. Инерционный груз закреплен на свободном конце упругой консольной балки зафиксированной в основании. При воздействии ускорения груз отклоняется, тем самым вызывая прогиб (деформацию) балки, пропорциональный действующему ускорению. Деформация фиксируется тензодатчиками, наклеенными по обе стороны балки и включаемыми в смежные плечи полумостовой схемы. Для улучшения характеристик подвижную

систему акселерометра заполняют демпфирующей силиконовой жидкостью, обладающей стабильной вязкостью (ПМС-100).



1 – балка; 2 – груз; 3 – корпус; 4 – тензодатчик; 5 – прокладка; 6 – разъем
Рисунок 3.4 – Тензометрический акселерометр АТ-1

Для качественной тарировки данного датчика, было принято решение использовать поверенный датчик виброускорений, в качестве которого использовался поверенный ICP датчик (Рисунок 3.5).

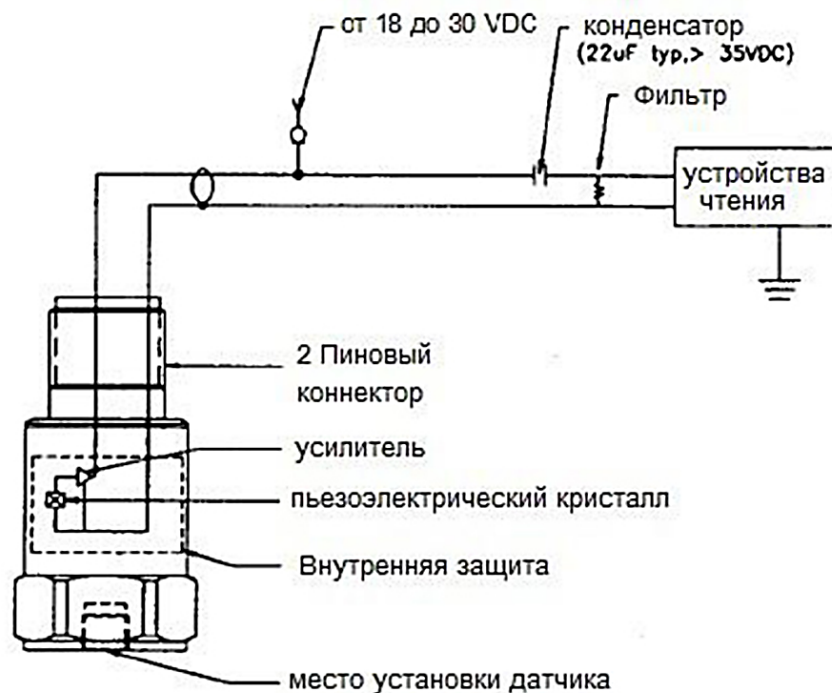


Рисунок 3.5 – ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric) датчик

ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric) датчик – устройство, применяемое для измерения ускорения, силы или деформации. Чувствительный элемент, преобразовывающий механическое воздействие в электрический сигнал, выполнен из пьезоэлектрического материала. Данное устройство имеет встроенную микросхему, посредством которой происходит усиление сигнала и передача его на внешние устройства.

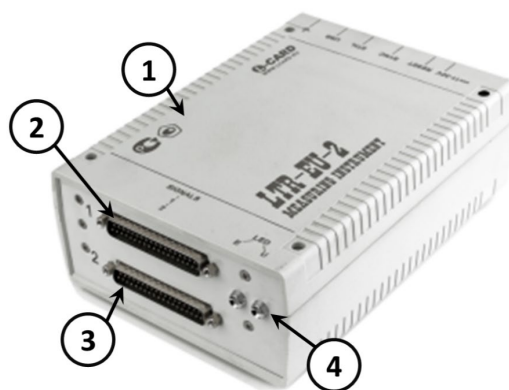
Питание встроенного предусилителя заряда и прием сигнала осуществляются по двухпроводной схеме.

Основные преимущества ICP датчиков, по сравнению со стандартными конструкциями:

- широкий частотный диапазон;
- линейная амплитудная характеристика в широком динамическом диапазоне;
- возможность при использовании интеграторов, включенных на выход акселерометра, получить сигнал, пропорциональный виброскорости и вибропеременению;
- способность работать в тяжелых окружающих условиях;
- высокая механическая надежность и долговечность;
- высокая вибро- и ударопрочность;
- отсутствие необходимости в источнике питания;
- малогабаритная конструкция и большое значение отношения чувствительности к собственной массе;

Для фиксации сигнала с ICP датчика и тензовиброакселерометра использовался аналого-цифровой преобразователь (АЦП) модуль LTR 24-2 установленный в крейт LTR-2-8EU.

В устройство входили АЦП двух модулей LTR212 и LTR24-2, объединенные общим двуместным крейтом (Рисунок 3.6), которые предназначены для высокоточной оцифровки электрических сигналов частотами преобразования до ~117 кГц (для LTR24-2) и 7,86 кГц с использованием внутреннего источника тока (для LTR212).



1 – корпус крейта; 2 – АЦП-модуль LTR24-2;
3 – АЦП-тензомодуль LTR212; 4 – индикаторы работы крейта
Рисунок 3.6 – Внешний вид двухместного крейта LTR-2-8EU

LTR212 – специализированный модуль для крейтовой системы фирмы LCard, предназначенный для измерения напряжения разбаланса тензомостов в 4-х проводной схеме измерения сопротивления.

LTR24-2, кроме дифференциальных входов, имеет возможность прямого подключения ко входам ИСР-датчиков (с тестовым режимом обрыва линий и обнаружения короткого замыкания). Каждый вход четырех каналов АЦП модуля может быть независимо программно настроен на постоянное подключение к дифференциальному входу, либо входу ИСР-датчика. Четыре канала АЦП – строго параллельные, независимые, без коммутационной задержки между собой. Имеется питающий выход ± 15 В до 30 мА, который может обеспечить прямое подключение маломощных предусилителей (Приложение Г).

Предварительные исследования чувствительности применяемых датчиков показали необходимость применения прецизионного усилителя для тензодатчиков, в качестве которого был выбран тензоусилитель ПИН-703 (Рисунок 3.7). Данный усилитель позволяет увеличивать напряжение разбаланса тензомоста в 50–1500 раз. Настройки коэффициента усиления задаются фиксацией галетного переключателя (режимы А, Б и В) и комбинацией включенных тумблеров (1, 2 и 3), что позволяет выбрать один из 24 возможных коэффициентов усиления. В данном усилителе имеется возможность предварительной компенсации исходного разбаланса тензомостов вращением многооборотного переменного резистора.

Данный усилитель может быть использован для одновременного усиления 8-ми мостовых схем, для каждой из которых применяется отдельный съемный модуль усилителя.



- 1 – общая кнопка включения тензоусилителя; 2 – галетный переключатель выбора канала для настройки баланса; 3 – резистор для балансировки моста; 4 – галетный переключатель режимов усиления; 5 – тумблеры выбора коэффициента усиления; 6 – тумблер включения модуля тензоусилителя; 7 – микроамперметр модуля балансировки

Рисунок 3.7 – Общий вид тензоусилителя ПИН-703

О методике и принципах подбора оставшегося тензометрического и другого оборудования более подробно будет описано в дальнейшем в соответствующих главах.

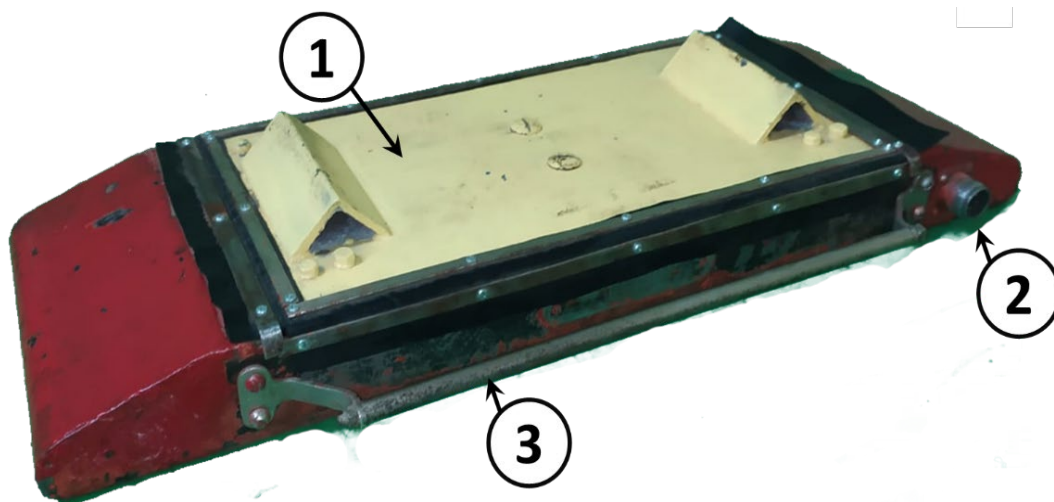
3.4 Лабораторные испытания

Лабораторные испытания включали в себя несколько независимых исследований:

- 1) тарирование тензовесов на стенде;
- 2) тарирование тяговой тензобалки;
- 3) тарирование тензометрических виброакселерометров на вибростенде;
- 4) определение радиальной жесткости передних и задних шин трактора;
- 5) определение горизонтальной и вертикальной координаты центра тяжести трактора.

3.4.1 Тарирование тензовесов

На предварительном этапе, перед проведением основных испытаний, в учебных лабораториях кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ была произведена тарировка тензовесов (Рисунок 3.8).



1 – установочная площадка тензовесов; 2 – 5-пиновый разъем для подключения кабеля; 3 – рукоятка для переноски

Рисунок 3.8 – Внешний вид тензовесов

Всего в распоряжении кафедры имеется шесть пронумерованных тензометрических весов с тремя максимальными значениями весов 500, 1000 и 2000 кг. По паспортным характеристикам снаряженная масса трактора Belarus-1221.2 составляет 5370 кг (495 кг составляет съемный балласт переднего моста) [28].

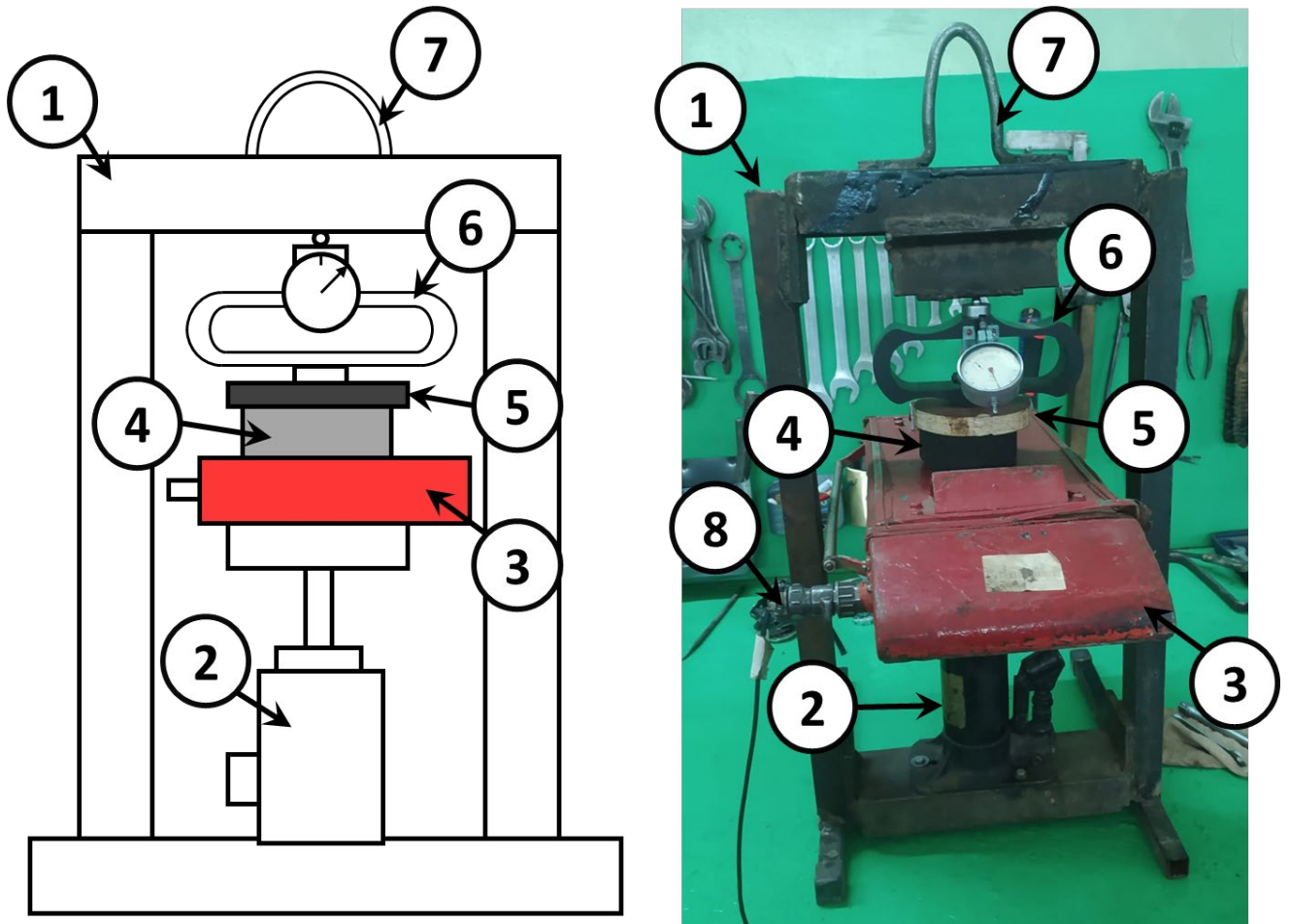
Учитывая, что перегрузка в 10% относительно номинала для тензовесов не является значительной, для тарирования мы выбрали пары весов с максимальной массой 1 и 2 т (весы с номерами 2, 3, 4 и 5).

Для быстрой тарировки всех 4-х тензовесов был изготовлен стенд, схема которого представлена на рисунке 3.9.

Работа стенда заключалась в следующем.

Тарируемые весы 3 помещались на установочную платформу гидравлического домкрата 2, зафиксированного на сварной рамке 1, определяющей жесткость всей конструкции. На центральную часть тензовесов 3 устанавливался упругий элемент 4, задачей которого было распределение нагрузки с малой пло-

щадя действия на большую. На шайбу 4 помещалась слабдеформируемая металлическая пластина 5. Между ней и верхней балкой сварной рамки помещался поверенный динамометр образцовый сжатия (ДОСМ) 6 с микрометрической головкой. С помощью этого измерительного устройства можно с высокой точностью производить фиксацию сжимающей силы до 3 т нагрузки.

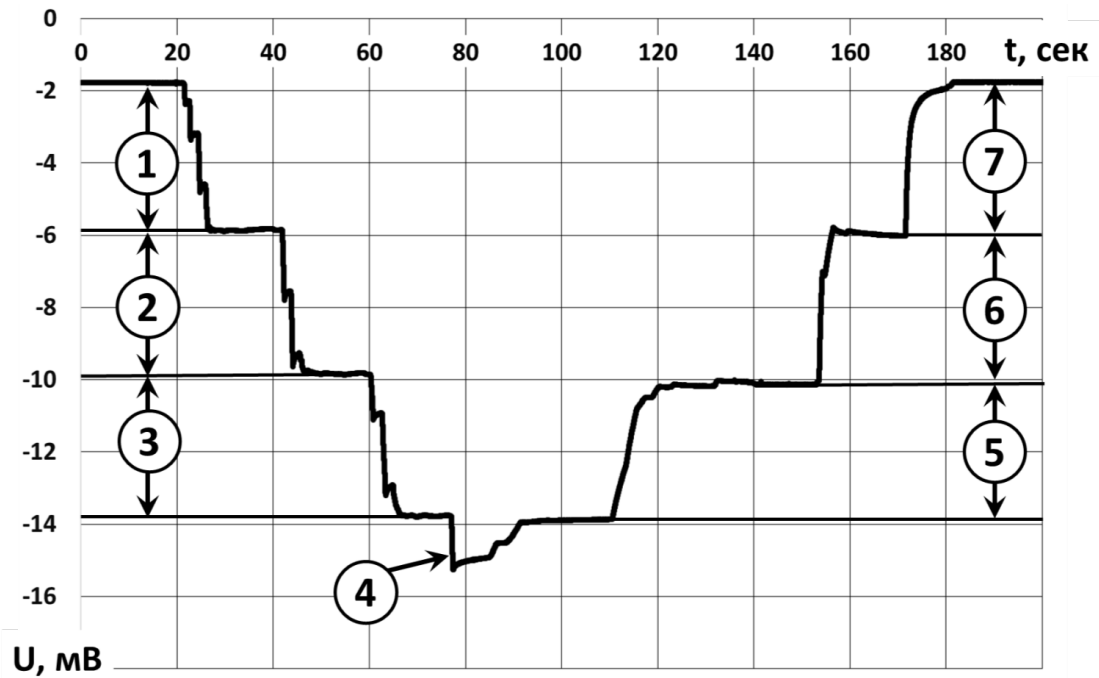


1 – сварная рамка; 2 – гидравлический домкрат; 3 – тарируемые тензовесы;
4 – упругая шайба (демпфер); 5 – металлическая пластина; 6 – динамометр
образцовый сжатия (ДОСМ); 7 – ушко для транспортировки;
8 – разъем для кабеля

Рисунок 3.9 – Стенд для тарировки тензовесов

Нагружение весов производилось ступенчато вверх и вниз с ростом/снижением нагрузки на 250 кг для весов до 1 т, и 500 кг для весов до 2 т (Рисунок 3.10).

Нагружение достигалось за счет нагнетания давления в поршневую полость гидравлического домкрата вручную, возвратно поступательным качанием рукоятки рычага.



1, 2, 3 – последовательное нагружение весов; 4 – небольшая перегрузка;
5, 6, 7 – последовательная разгрузка весов

Рисунок 3.10 – Схема нагружения тензовесов при тарировке

Опыт проводился с тремя повторностями. Данные сводились в общие таблицы. Результатом испытания является график зависимости приложенной на весы нагрузки от напряжения разбаланса диагонали тензомоста (Рисунок 3.10).

Анализ данных полученных таблиц позволяет получить коэффициенты, которые дают возможность аналитически представить указанную выше зависимость. При определении коэффициентов был использован метод наименьших квадратов

$$\begin{cases} a \cdot \sum_{i=1}^N u_i^2 + b \cdot \sum_{i=1}^N u_i = \sum_{i=1}^N u_i \cdot F_i \\ a \cdot \sum_{i=1}^N u_i + N \cdot b = \sum_{i=1}^N F_i \end{cases} \quad (3.1)$$

где u_i – напряжение разбаланса диагонали тензомоста, мВ;

F_i – приложенная на весы нагрузка, Н;

N – количество измерений;

a, b – определяемые коэффициенты.

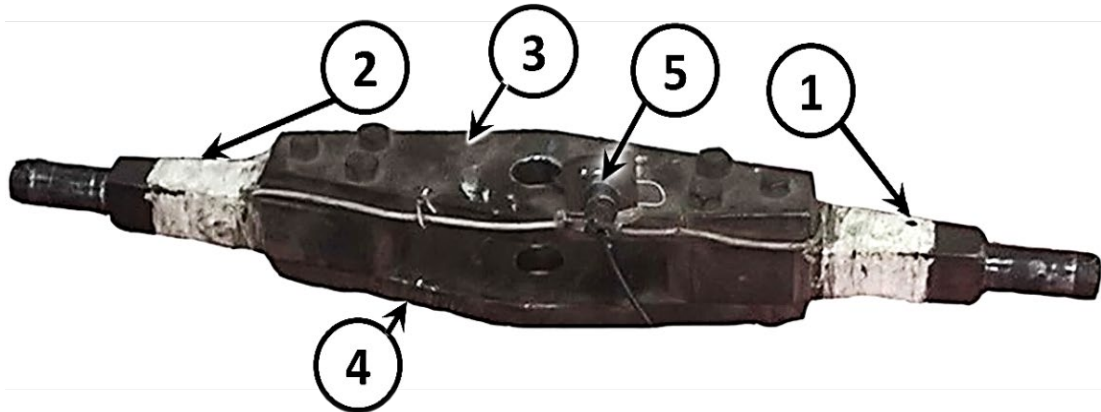
После решения указанной системы уравнений получаем коэффициенты a и b , позволяющие описать взаимосвязь нагрузки F на весах с падением напряжения U в диагонали тензомоста весов:

$$F(U) = a \cdot U + b. \quad (3.2)$$

Полученные коэффициенты были внесены в соответствующие поля программного комплекса LGraph2 при измерениях, что позволило отображать вес объектов напрямую в единицах силы – Ньютонах.

3.4.2 Тарирование тяговой тензобалки

Для замера тягового усилия на крюке трактора использовалась тензометрическая балка (Рисунок 3.11).



1, 2 – тензодатчики; 3, 4 – соединительные пластины; 5 – разъем подключения

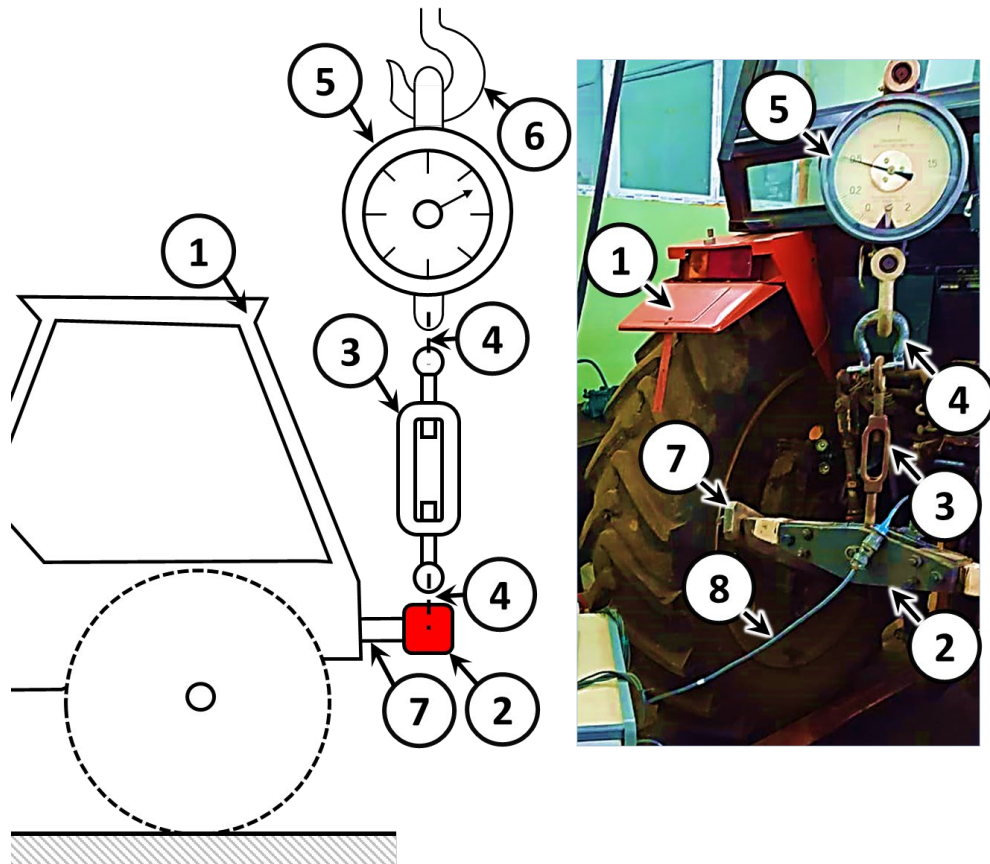
Рисунок 3.11 – Тензометрическая балка

Конструкция выполнена в виде двухопорной балки равного сопротивления изгиба, устанавливаемой в продольные тяги навесного механизма трактора. На левой и правой части полубалки (позиции 1 и 2) наклеены тензодатчики, соединенные в виде полумостовой схемы, при этом полубалки соединены пластинами (позиции 3, 4), образуя целостную конструкцию [81]. В результате соединения узловых точек одного плеча (полумоста) с другим образуется полный тензомост.

Тарированная тензобалка 2 устанавливалась в сцепное устройство 7 трактора 1 в положение, при котором она будет нагружаться в направлении вертикальной оси (т.е. проворачивается на установочных осях на 90°). Распределитель гидросисте-

мы управления главным гидроцилиндром должен быть установлен в режим «Нейтраль». Далее тензобалка связывается через тягу 3 и соединительные звенья 4 с образцовым динамометром растяжения 5 с предельной нагрузкой 2 т, установленным в крюке крана-балки 6.

Методику тарировки тяговой тензобалки поясняет рисунок 3.12.



- 1 – трактор; 2 – тарлируемая тензобалка; 3 – тяга; 4 – соединительные звенья;
 5 – образцовый динамометр растяжения; 6 – крюк крана-балки для подвеса;
 7 – сцепное устройство трактора; 8 – соединительные кабели

Рисунок 3.12 – Схема тарировки тяговой тензобалки

Нагружение тензобалки 2 производилось за счет укорачивания тяги 3, при этом происходил перенос части веса, приходящегося на задний мост трактора на сцепное устройство 7, а также снижалась деформация шин. Разгрузка осуществлялась за счет удлинения тяги.

Нагрузка/разгрузка производились с шагом в 500 кг (5 кН) до 2 т и обратно. Опыт проводился в трех повторностях.

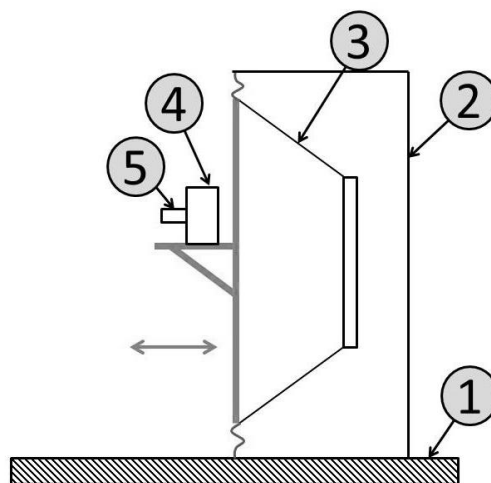
Обработка результатов осуществлялась по методике, описанной в главе 3.4.1.

3.4.3 Тарирование тензометрических виброакселерометров

Задачи тарирования тензометрических виброакселерометров:

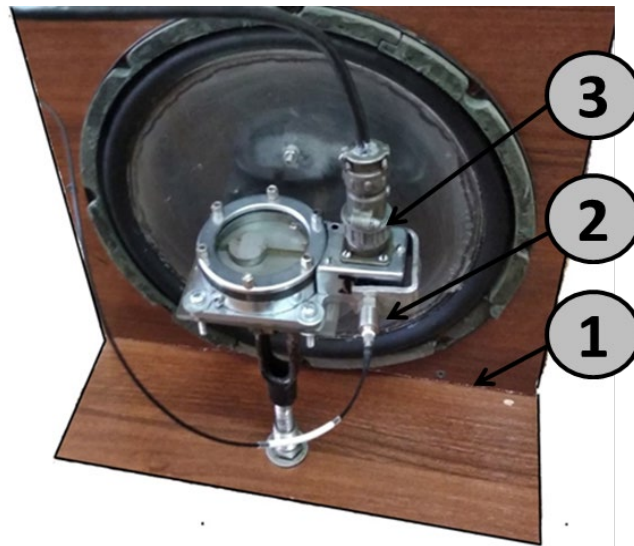
- 1) определить фиксированные значения передаточных коэффициентов для каждого канала измерения, которые позволят преобразовывать полученные значения сигналов в единицах напряжения (Вольт) в единицы ускорения – м/с^2 ;
- 2) определить максимальную частоту возмущающего воздействия, которую способен воспринять исследуемый датчик без значительного изменения значения передаточного коэффициента.

Для тарировки тензометрических акселерометров марки АТ-1 нами был изготовлен вибростенд, позволяющий генерировать колебания с необходимой частотой и амплитудой (Рисунки 3.13, 3.14).



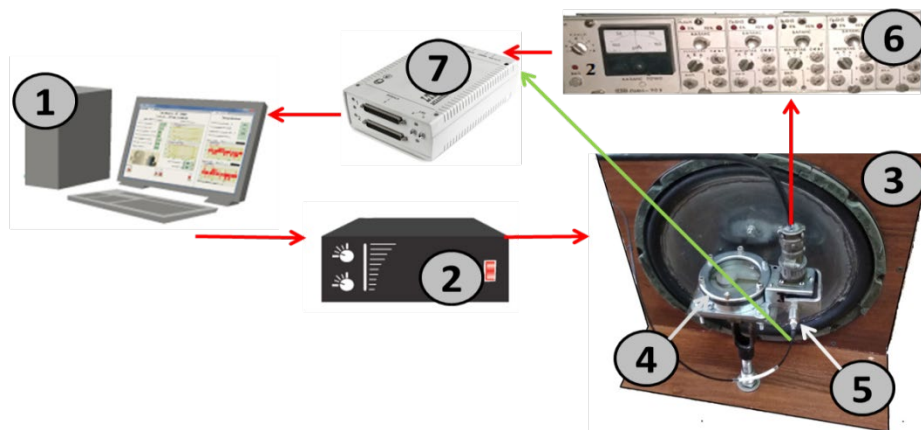
1 – опорная пластина; 2 – корпус динамика; 3 – динамик; 4 – тарлируемый тензометрический виброакселерометр; 5 – поверенный ИСР-датчик
Рисунок 3.13 – Схема вибростенда для тарировки тензовиброакселерометров

Приводом данного стенда является электромагнитная катушка с сердечником, приводимая в движение сигналом заданной частоты, который генерировался на персональном компьютере посредством программы Adobe Audition и через микшерный пульт, а затем через усилитель звукового сигнала поступал на электромагнитную катушку. Таким образом, создавались вибрационные колебания различной частоты. Амплитуда данных колебаний регулировалась микшерным пультом, и фиксировалась калиброванным датчиком ИСР (Integrated Circuit-Piezoelectric), а также тензометрическим акселерометром АТ-1 (Рисунок 3.15).



1 – вибростенд; 2 – калиброванный ИСР датчик;
3 – тарированный тензометрический акселерометр

Рисунок 3.14 – Вибростенд для тарировки тензометрических акселерометров



1 – персональный компьютер; 2 – усилитель сигнала; 3 – вибростенд;
4 – тарированный датчик; 5 – эталонный датчик; 6 – усилитель
сигнала ПИН-703; 7 – крейт

Рисунок 3.15 – Схема подключения оборудования для тарировки
тензометрических виброакселерометров АТ-1

В качестве частот возмущающего воздействия применялись частоты 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18 и 20 Гц. Частоты ниже 4 Гц на имеющемся оборудовании создать было принципиально невозможно ввиду использования развязывающих конденсаторов в цепях усиления микшерного пульта и усилителя, которые шунтировали данные частоты. Во время испытаний производилась запись сигналов с 4-х каналов крейта LTR на ПК, 1-й, 2-й и 3-й каналы фиксировали показания с тензометрических виброакселерометров, а 4-й – с калиброванного ИСР-датчика (акт поверки Приложение И), взятого в качестве эталонного.

При каждом испытании на фиксированной частоте возмущения добивались 3-х устойчивых значений амплитуд возмущающего воздействия по сигналу с калиброванного датчика. Внешний вид сигналов, записанных в предоставленном компанией L-Card программном обеспечении LGraph2, показан на рисунке 3.16.

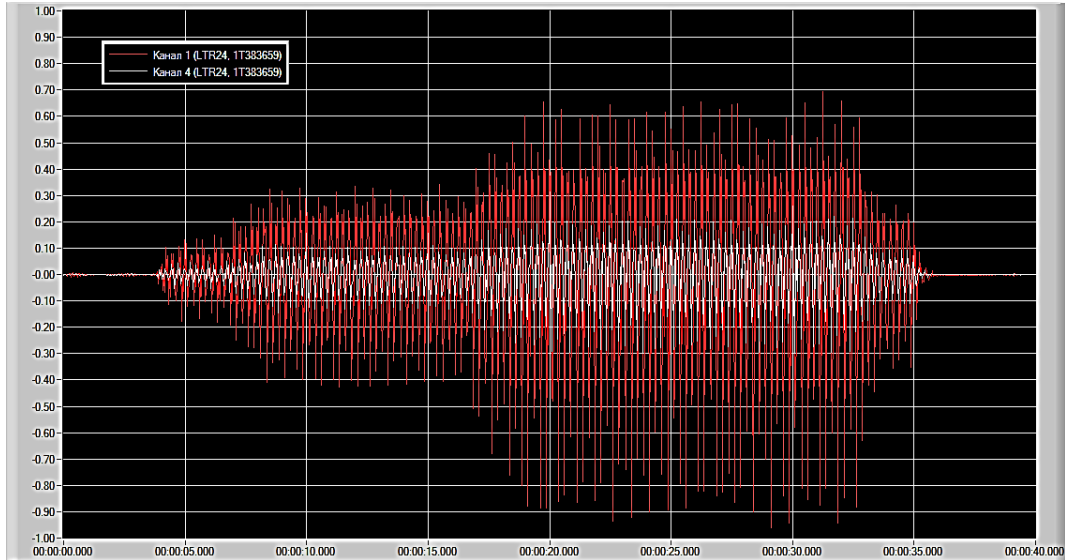


Рисунок 3.16 – Внешний вид сигналов, записанных в LGraph2

Как видно из рисунка, моменты времени с устойчивым значением амплитуды сигнала были следующими – 5 с, 10 с и 25 с.

Далее данные, полученные во время испытаний, конвертировались в особый формат текстовых данных с расширением *.rpn, работа с которым поддерживается математическим пакетом MathCad. При этом первой строкой в данные файлы записывались значения моментов времени с устойчивым значением амплитуды сигнала, полученные визуальным анализом. На рисунке 3.17 показан вид файла, полученного после конвертации и предварительной обработки.

В первом столбце представлены моменты времени от начала эксперимента, при которых происходила запись, это вектор T_i . Второй, третий и четвертый столбцы – сигналы, полученные от тензометрических виброакселерометров, это векторы DAT_i . Пятый столбец – показания калиброванного ICP датчика. Для дальнейшего анализа данные из этого столбца умножались на значение передаточного коэффициента $k = 20 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{В)}$, который гарантировался паспортом ICP датчика, и формировался столбец реальных значений ускорений в единицах м/с^2 – $REAL_i$.

6 — Блокнот

Файл	Правка	Формат	Вид	Справка
5.0	10.0	25.0	0.0	0.0
0.00000	0.002172	-0.037139	-0.168952	-0.000805
0.00164	0.002171	-0.037146	-0.168940	-0.000797
0.00328	0.002161	-0.037302	-0.168781	-0.000646
0.00492	0.002128	-0.038298	-0.169250	-0.000155
0.00656	0.002125	-0.040262	-0.172033	0.000114
0.00820	0.002180	-0.040605	-0.173132	-0.000232
0.00984	0.002101	-0.038831	-0.172293	-0.000445
0.01148	0.002058	-0.035678	-0.170235	-0.000154
0.01311	0.002129	-0.033397	-0.169646	0.000115
0.01475	0.002234	-0.033642	-0.172039	0.000155
0.01639	0.002456	-0.035366	-0.175088	-0.000147
0.01803	0.002676	-0.036908	-0.176086	-0.000489
0.01967	0.002690	-0.037252	-0.174587	-0.000458
0.02131	0.002715	-0.036250	-0.171079	-0.000321
0.02295	0.002734	-0.035548	-0.168388	-0.000236

Рисунок 3.17 – Представление, открытого в программе «Блокнот» сконвертированного и обработанного файла

При математическом анализе полученных результатов были использованы следующие данные.

1. Колебания системы являлись гармоническими с некоторой заданной (с определенной степенью точности) частотой ω .
2. Амплитуда колебаний A в течении не менее чем 15 периодов от некоторых точек отсчетов сохранялась постоянной.
3. Частота дискретизации полученных сигналов была постоянна и равна $f_{\text{дискр}} = 610$ Гц.

Основываясь на вышесказанном, мы производили аппроксимацию получаемых графиков обычной синусоидой:

$$f(A, \omega, \varphi, t) = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi), \quad (3.3)$$

где φ – сдвиг фазы колебаний, рад.

Далее мы использовали математический аппарат метода наименьших квадратов, для поиска наиболее подходящих коэффициентов A , ω и φ , которые позволяют максимально точно описать представленные в файлах в табличной форме зависимости.

В каждом случае необходимо было решить систему следующих уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum (IN_i \cdot \cos(\omega T_i + \varphi)) - A \cdot \sum (\cos(\omega T_i + \varphi))^2 = 0; \\ \sum (IN_i \cdot \sin(\omega T_i + \varphi)) - \frac{A}{2} \cdot \sum \sin(2\omega T_i + 2\varphi) = 0; \\ \sum (IN_i \cdot T_i \cdot \sin(\omega T_i + \varphi)) - \frac{A}{2} \cdot \sum (T_i \cdot \sin(2\omega T_i + 2\varphi)) = 0, \end{array} \right. \quad (3.4)$$

где IN – вектор столбец анализируемого сигнала (DAT или $REAL$).

Аналитическое решение показанной системы весьма затруднительно, поэтому для поиска решения использовалась встроенная в программное обеспечение MahtCad функция *genfit*, реализующая данный метод аппроксимации [45].

Далее определялся передаточный коэффициент для каждой частоты как отношение аппроксимированной амплитуды реального сигнала A_{REAL} к аппроксимированной амплитуде сигнала, полученного из канала усиления от тензометрического виброакселерометра A_{DAT} .

$$K_{fj} = \left| \frac{A_{REAL}}{A_{DAT}} \right|. \quad (3.5)$$

Также определялась временная задержка между сигналами как соотношение:

$$\Delta T_{fj} = \left| \frac{\varphi_{REAL} - \varphi_{DAT}}{2 \cdot \pi \cdot f} \right|. \quad (3.6)$$

На последнем этапе производилось усреднение полученных передаточных коэффициентов и временных задержек для всех трех рассматриваемых временных участков каждой частоты f .

$$K_f = \frac{\sum_{j=1}^N K_{fj}}{N}. \quad (3.7)$$

$$\Delta T_f = \frac{\sum_{j=1}^N \Delta T_{fj}}{N}. \quad (3.8)$$

Также производилась статистическая обработка полученных коэффициентов, в результате чего определяли:

- дисперсию

$$D_f = \frac{\sum(K_f - K_{fj})^2}{3}; \quad (3.9)$$

- среднеквадратическую дисперсию

$$\sigma_f = \sqrt{D_f}; \quad (3.10)$$

- коэффициент вариации

$$\nu = \frac{\sigma_f}{K_f}. \quad (3.11)$$

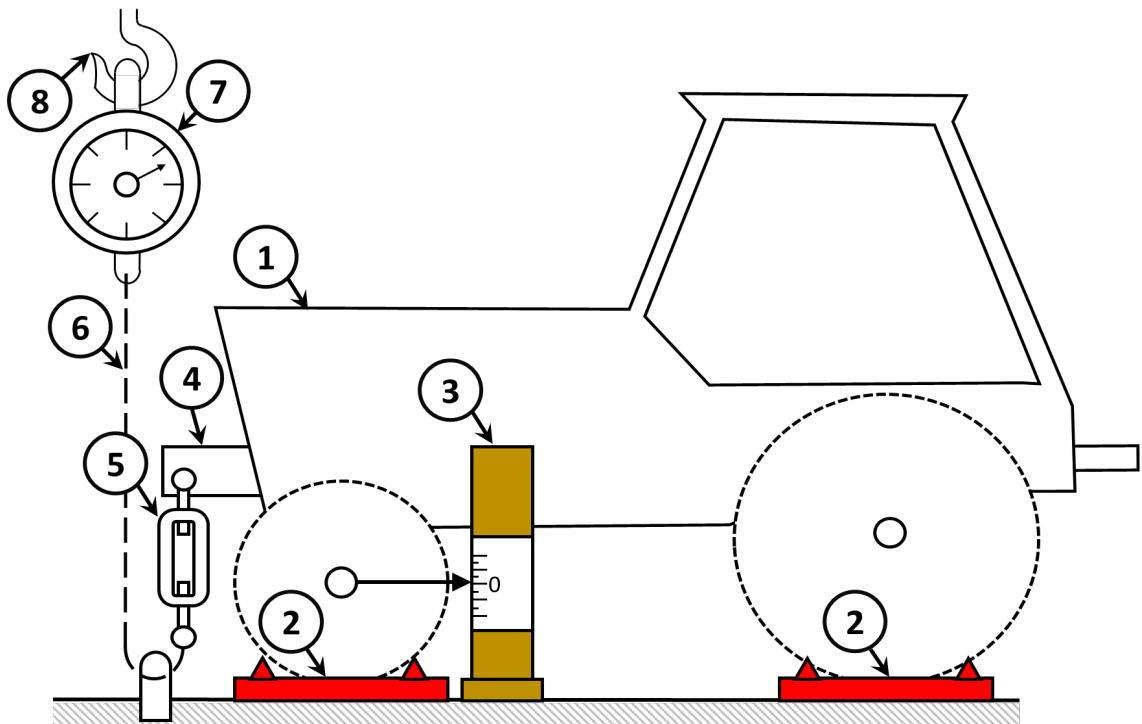
3.4.4 Определение радиальной жесткости передних и задних шин трактора

Одними из наиболее важных коэффициентов, определяющих характер амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) любых колебательных систем, являются жесткости. В случае моделирования движения ТТА – это приведенная жесткость передних и задних шин [39,40,90].

Приведенная жесткость переднего или заднего моста связана с жесткостью шин весьма простыми формулами и характеризует поведение мостов в целом. Но отыскать в открытых источниках даже индивидуальную жесткость шин трактора Belarus-1221.2 оказалось весьма затруднительно. Также следует заметить, что даже одинаковые по геометрическим параметрам и маркам шины от разных производителей (или даже из разных партий) могут иметь значительно расходящиеся характеристики. Поэтому, чтобы свести к минимуму вероятность ошибки при формировании вывода об адекватности разработанной математической модели вследствие неточностей при выборе исходных данных, было принято решение провести замер радиальной жесткости шин переднего и заднего моста.

С этой целью было собрано оборудование согласно представленной схеме (Рисунки 3.18, 3.19).

При проведении испытаний производилось последовательное нагружение колес переднего моста с замером статического радиуса с помощью измерительного устройства 3, и нагружающей силы с помощью тензовесов 2.



1 – трактор; 2 – тензометрические весы под мостами; 3 – измерительное устройство; 4 – передний свес трактора; 5 – тяга; 6 – трос соединительный; 7 – динамометр растяжения; 8 – крюк крана-балки

Рисунок 3.18 – Схема монтажа оборудования для замера жесткости передних шин

На первом этапе передний (задний) мост вывешивался кран-балкой 8 до полного отрыва колес моста от опорной поверхности. Далее с помощью кран-балки и/или удлинения тяги 5 передний мост опускался на весы 2, и ступенчато увеличивалась нагрузка на мост с шагом 2,5 кН. При этом фиксировались показания динамометра растяжения 7. Как только стрелка динамометра стала указывать на ноль, т.е. весь вес, приходящийся на передний мост, перешел на весы, начинался второй этап испытаний.

На этом этапе трос протягивался через специальное металлическое ухо в полу лаборатории, и натяжением троса увеличивали степень прижатия моста к тензовесам, тем самым увеличивая нагрузку. Схема приобрела вид, представленный на рисунке 3.18.

Следует обратить внимание, что необходимость использования динамометра на втором этапе отпадает ввиду того, что его показания не могут быть использованы в дальнейшем, так как они слабо взаимосвязаны со значениями реальной нагрузки, приложенной к мосту.



1 – трактор; 2 – тензометрические весы; 3 – измерительная доска; 4 – передний свес трактора; 5 – тяга; 6 – трос соединительный; 7 – динамометр растяжения

Рисунок 3.19 – Измерение жесткости передних шин трактора

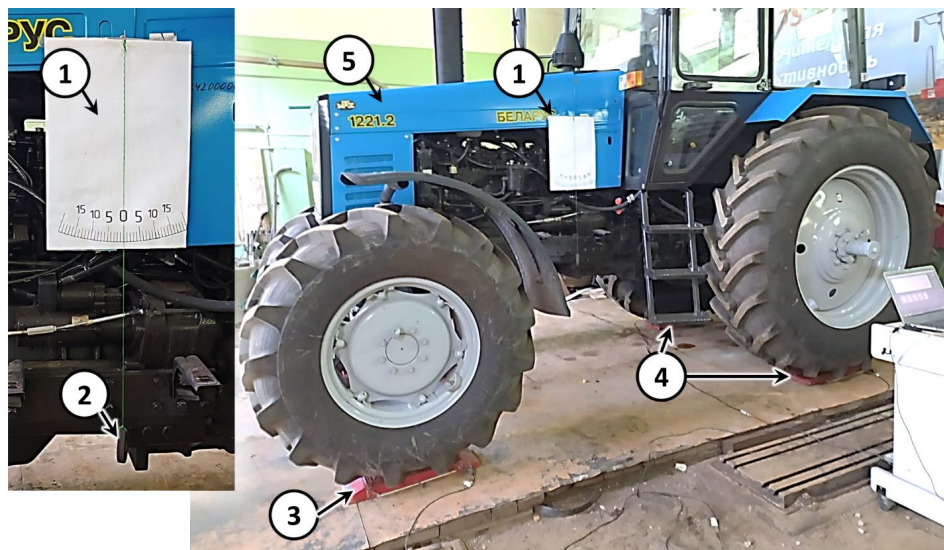
Прогиб шин фиксировался как среднее значение между деформацией передних правых и левых шин. При этом наблюдали за тем, чтобы разность значений прогиба правых и левых колес не превышала 3 мм на каждом измерении.

После испытаний результаты подвергались математическому анализу подобному тому, что мы описали в п.п. 3.4.1. Жесткость шин моста при этом равна коэффициенту a в формуле (3.1) в Н/м.

3.4.5 Определение горизонтальной и вертикальной координаты центра тяжести трактора

Кроме жесткости шин, также немаловажным показателем при математическом моделировании движения ТТА является горизонтальное положение центра тяжести остова трактора, определяемое как проекция на горизонтальную плоскость расстояния от центра остова до осей вращения передних/задних колес трактора, а также вертикальное положение центра тяжести как длина перпендикуляра, опущенного на плоскость опорной поверхности из положения центра тяжести остова.

Определение горизонтальной координаты центра тяжести при наличии тензосов и измерительных линеек – задача практически тривиальная. Для этого тензосовы выставляются на плоскую слабдеформируемую поверхность в соответствии с заранее замеренными базой и шириной колеи испытуемого трактора. Затем трактор заезжает на указанные весы и производится замер суммарной нагрузки под передним $G_{ст.П}$ и задним $G_{ст.З}$ мостами трактора. Кроме этого, на остова трактора в области, близкой к центру масс (по предварительным расчетам), устанавливается угломер 1 с отвесом 2 (Рисунок 3.20), с помощью которого фиксируется нулевой угол положения остова трактора 5.



1 – угломер; 2 – отвес; 3 – тензосовы переднего моста (до 1 т);
4 – тензосовы заднего моста (до 2 т); 5 – испытуемый трактор

Рисунок 3.20 – Замер горизонтального положения центра тяжести трактора

Тогда из равенства моментов относительно задней оси можно рассчитать расстояние от оси переднего моста до центра тяжести трактора

$$l_{п.М} = \frac{G_{ст.П}}{G_{ст.П} + G_{ст.З}} \cdot L. \quad (3.12)$$

Вертикальная координата центра тяжести трактора определяется с помощью изменения на некоторый известный угол положения остова с одновременным замером изменения нагрузки на передний и задний мосты трактора.

С этой целью с помощью крана-балки мы поднимали передний мост трактора, фиксируя угол установки по положению отвеса на шкале угломера. При

этом производились измерения нагрузки под задним мостом трактора (Рисунок 3.21).



Рисунок 3.21 – Определение вертикальной координаты центра тяжести трактора

Угол изменялся дискретно с шагом $2,5^\circ$ до 5° .

Далее, согласно известной формуле, определялось вертикальное положение центра тяжести трактора [74, 73]:

$$h_{\text{ц}} = \frac{G_{\alpha 3}}{G_{\text{ст.П}} + G_{\text{ст.З}}} \cdot \left(\frac{L}{\text{tg}(\alpha)} + r_{\text{з}} - r_{\text{п}} \right) - \frac{l_{\text{п.М}}}{\text{tg}(\alpha)} + r_{\text{п}}, \quad (3.13)$$

где $r_{\text{з}}, r_{\text{п}}$ – статический радиус задних и передних колес, м;

$G_{\alpha 3}$ – вес заднего моста, при угловом перемещении остова на α градусов, кН.

За итоговый результат принималось среднее значение высоты положения центра тяжести $h_{\text{ц}}$, полученное при двух опытах.

3.5 Методика проведения дорожных испытаний

Положение центра тяжести, жесткость шин и общая масса испытуемого трактора были найдены в ходе описанных ранее лабораторных испытаний. Что касается определения момента инерции остова трактора J_0 , то это задача не является тривиальной. При этом влияние данного параметра на уровень ускорений трактора весьма значительно. Многие авторы [8, 10, 35, 37, 91, 106] используют в

своих моделях моменты инерции остова из источников, достоверность которых, по нашему мнению, может вызывать недоверие.

Некоторые авторы применяют широко известный расчетный метод определения момента инерции остова, при этом основные агрегаты и узлы трактора заменяются весьма грубыми примитивами (с заданными массой и габаритными параметрами), для которых расчет положения центра масс не составляет труда. На наш взгляд, данный метод также дает весьма отдаленное от действительности значение момента инерции остова трактора относительно центра масс.

Поэтому нами было принято решение о необходимости проведения предварительных дорожных испытаний трактора (без учета крюковой нагрузки), целью которых было определение значения момента инерции, при котором математическая модель будет максимально близко соответствовать результатам проведенных опытов.

Для определения момента инерции необходимо максимально снизить вероятность влияния сложно предсказуемого агрофона на колебательную систему трактора, описываемую разработанной математической моделью.

Поэтому было принято решение использовать поверхность с известной геометрической формой:

$$q_{\Pi}(t) = \frac{A_{\text{неровн.}}}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi \cdot V}{L_{\text{неровн.}}} \cdot t \right) \right) \cdot \left(\Phi(V \cdot t) - \Phi(V \cdot t - L_{\text{неровн.}}) \right), \quad (3.14)$$

где $A_{\text{неровн.}}$ – амплитуда единичной неровности, м;

$L_{\text{неровн.}}$ – длина единичной неровности, м;

V – текущая скорость движения, м/с;

$\Phi(t)$ – функция Хевисайда.

По сути, данное уравнение описывает единичную неровность синусоидальной формы, которую трактор преодолевает последовательно передним и задним мостами. В этом случае неровность под шинами ведущего моста описывается уравнением

$$q_3(t) = q_{\Pi}(V \cdot t - L). \quad (3.15)$$

Графики неровностей представлены на рисунке 3.22.

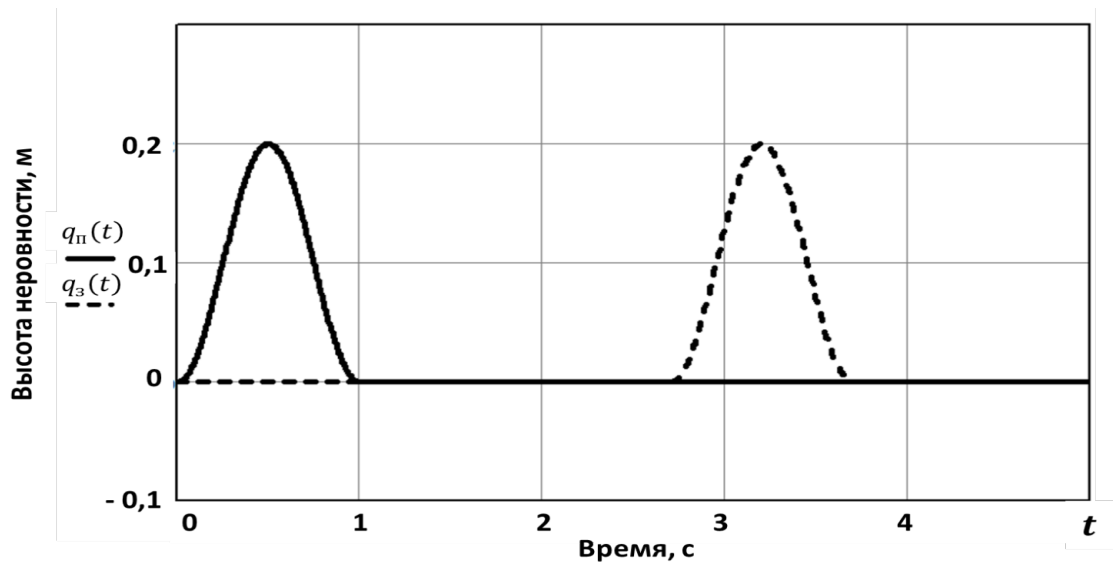


Рисунок 3.22 – Схематичное изображение преодолеваемой единичной неровности

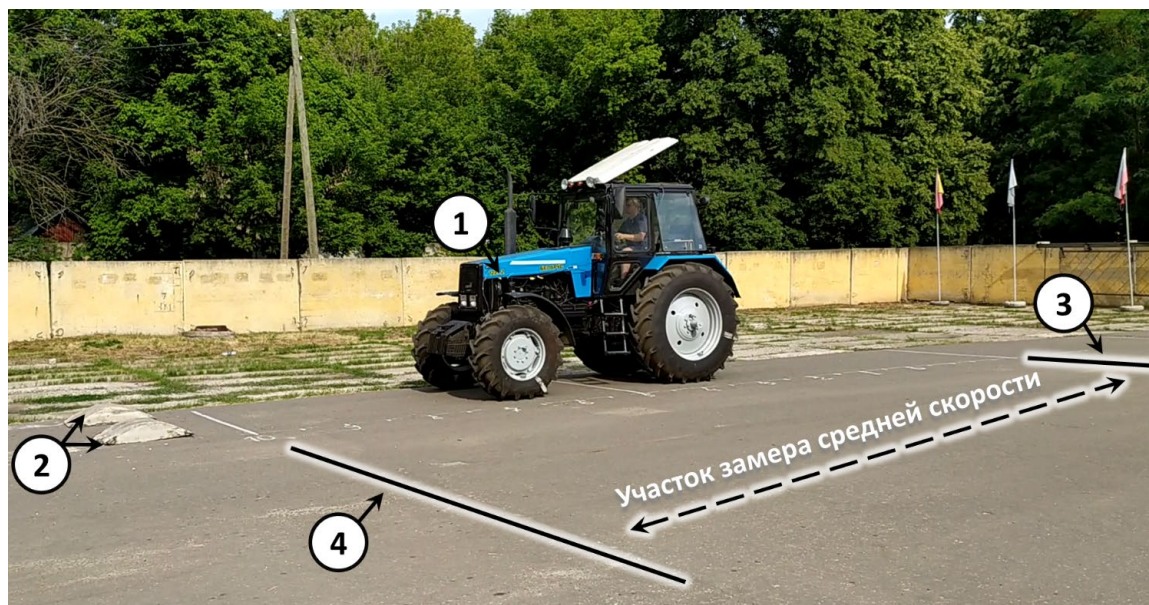
Зная замеренные уровни вертикальных ускорений на мостах, развиваемые при переезде трактором единичной неровности заданной формы на различных скоростях движения, можно определить реальное значение момента инерции J_0 остова трактора относительно центра масс, при котором разработанная математическая модель будет максимально точно описывать происходящие в действительности процессы.

Следует заметить, что разработанная в прошлой главе математическая модель в данном случае (при переезде одиночным трактором единичной неровности заданной формы) может быть значительно упрощена, так как $P_{\text{сц}} = 0$, $\beta_{\text{сц}} = 0$, а также большую часть времени γ_n и γ_z равны нулю. Также нахождение производных по времени от функций профиля опорной поверхности производится стандартным аналитическим способом, что значительно облегчает производимые расчеты.

Дорожные испытания проводились на тракторе Belarus-1221.2 на ровном асфальтовом покрытии с переездом искусственной неровности синусоидой формы. Испытания проводились на 3-х различных скоростях движения с 3-мя повторностями опыта.

Для точного определения исходной скорости движения на каждом заезде производился замер времени проезда трактором предварительного участка известной длины – 10 м (Рисунок 3.23).

В качестве передач КПП для движения выбирались те, которые обеспечивали скорости движения на холостом ходу близкие к 3, 6 и 9 км/ч, для Belarus-1221.2 это были I.3, II.3 и II.4. Ограничение максимальной скорости движения было обусловлено отрывом колес мостов при переезде неровности с большими скоростями и соблюдением техники безопасности при проведении испытаний.



1 – испытуемый трактор; 2 – искусственные единичные неровности; 3 – «старт» линия (включения секундомера); 4 – «стоп» линия (остановки секундомера)

Рисунок 3.23 – Разметка опорной поверхности при проведении испытаний

При проведении дорожных испытаний производились замеры виброускорений на переднем мосту, кабине и сиденье оператора трактора тензометрическими виброакселерометрами и ICP датчиком.

После переезда единичной неровности колесами заднего моста трактор продолжал прямолинейное движение вплоть до полной остановки возникших вертикальных колебаний. Также проводилась внешняя видеозапись всех заездов.

Для сравнения вертикальных ускорений, зафиксированных тензометрическими виброакселерометрами, с результатами, полученными математическим моделированием, необходимо было привести расчетные значения ускорений и угловых перемещений остова в точки крепления датчиков, т.е. определить:

- ускорения $a_{нД}$ в точке установки переднего датчика (над передним мостом)

$$a_{нД} = \frac{d^2 z_0}{dt^2} + l_{пм} \cdot \frac{d^2 \alpha_0}{dt^2} ; \quad (3.16)$$

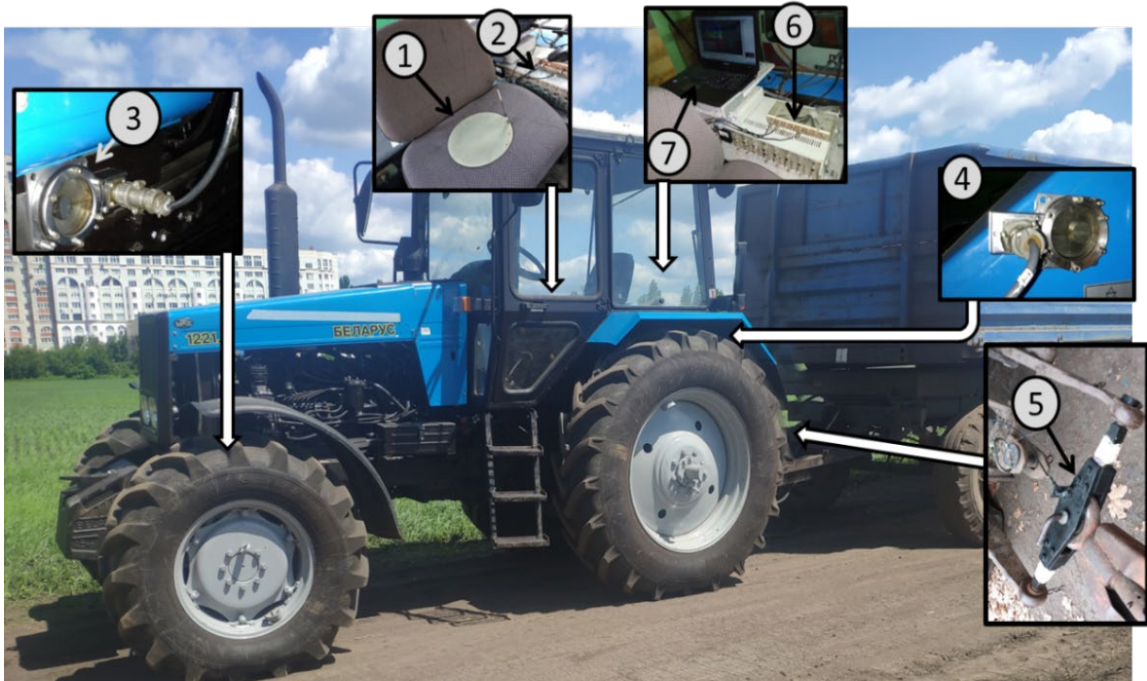
- ускорения $a_{зД}$ в точке установки заднего датчика (над задним мостом)

$$a_{зД} = \frac{d^2 z_0}{dt^2} + (l_{зМ} + 0,45) \cdot \frac{d^2 \alpha_0}{dt^2}. \quad (3.17)$$

Для оценки стационарности полученных при испытаниях данных ускорений производилась оценка взаимокорреляционной функции данных векторов, что позволило совместить графические представления ускорений в разных точках и визуально оценить их схожесть.

3.6 Методика проведения полевых испытаний

В качестве объекта исследований были выбраны тракторно-транспортный агрегат в составе Belarus-1221.2 с прицепом 2ПТС-6 с серийной и опытной подвесками сиденья. Сравнительные испытания ТТА проводились на транспортных операциях на грунтовой дороге. При проведении полевых испытаний определяли уровни виброускорений сиденья оператора с опытной и серийной конструкцией, а также на переднем и заднем мостах трактора с замером тягового усилия на крюке трактора (Рисунок 3.24).



- 1 – посадочный диск с ИСР датчиком; 2 – соединительные кабели;
- 3 – тензометрический виброакселерометр переднего моста трактора;
- 4 – тензометрический виброакселерометр заднего моста трактора;
- 5 – тяговая тензобалка; 6 – тензоусилитель; 7 – компьютер

Рисунок 3.24 – ТТА с оборудованием на полевых испытаниях

Испытания ТТА проводили с прицепом, загруженным песком на 6 тонн. Вес груза определяли путем взвешивания порожнего и загруженного прицепа.

В качестве аппаратуры при проведении полевых испытаний использовали:

- ИСР датчик ускорений, установленный на промежуточном диске в соответствии с ГОСТ 31323-2006 26];
- тензометрические виброакселерометры, установленные на переднем мосту, центральной точки оси и кабине трактора;
- усилитель сигнала тензометрических акселерометров ПИН-703;
- тензобалка для замера тягового усилия на крюке трактора;
- аналого-цифровой преобразователь;
- персональный компьютер, установленный в кабине трактора, для записи данных полученных от датчиков.

Исследуемый участок грунтовой дороги (Приложение 3), использовался в качестве входных данных, для математического моделирования является типичным для грунтовых дорог при перевозке грузов внутри хозяйств. Нормируемая корреляционная функция участка дороги показана на рисунке 3.25.

Аппроксимирующая данную зависимость функция вида представлена следующим выражением [8, 84, 92]:

$$R_z(l) = \sigma_z^2 [A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |l|} \cdot \cos(\beta |l|)] , \quad (3.18)$$

где A_1 и A_2 – коэффициенты влияния составляющих ($A_1 + A_2$) = 1;

α_1 и α_2 – коэффициенты степени нерегулярности случайного процесса;

β – частота периодической составляющей;

l – интервал корреляции по пути;

σ – среднеквадратичное отклонение неровностей от нулевого уровня.

Представленная аналитическая форма корреляционной функции получила наибольшее распространение при аппроксимации эмпирических значений данных функций грунтовых дорог [8].

Для данной функции были найдены значения коэффициентов ($\sigma_z = 4,45 \text{ см}^2$, $A_2 = 1$, $\alpha_2 = 0,53$, $\beta = 0,56 \text{ с}^{-1}$), при реализации которых наблюдается высокая степень сходимости значения нормируемой и аппроксимирующей корреляционной функции (Рисунок 3.25).

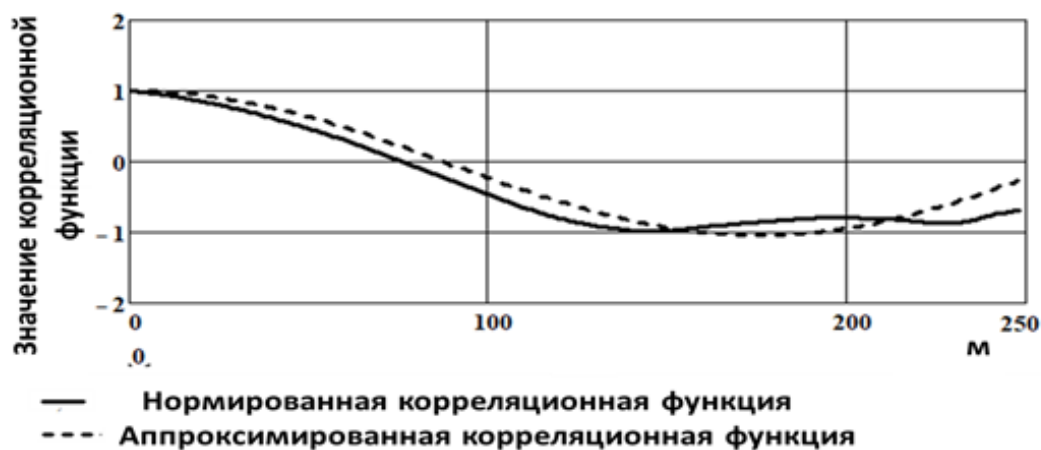


Рисунок 3.25 – Значения нормируемой и аппроксимируемой корреляционной функции

Величина данных коэффициентов входит в диапазоны значений установленных для грунтовых дорог в работах авторов [8, 92, 106].

Таблица 3.1 – Статистические данные микропрофиля дорог

Тип дороги	$B_z, \text{см}^2$	A_1	A_2	α_1	α_2	$B, \text{с}^{-1}$
Грунтовая	1,85...7,73	0	1	—	0,19...0,78	0,049...0,075
Асфальтовая	0,10...2,37	0	1	—	0,15	0,06

При необходимости реализации разработанной математической модели на различных типах дорожных покрытий без известного микропрофиля пути его моделирование возможно по методике, представленной в работе «Моделирование микропрофиля пути с помощью программного комплекса Simintech» [8].

Замер ускорений в различных точках ТТА осуществлялся при движении на участке грунтовой дороги, микронеровности которой весьма характерны для большинства дорог с использованием серийной и опытной конструкциями подвесок сидений. Длина участка 250 м, при этом он дополнительно был разбит на секторы, длиной 50 м, границы которых были отмечены красными флажками.

Для записи тягового сопротивления связка с прицепом осуществлялась через тензобалку, установленную между тягами навески трактора и серьгой прицепа [20]. Для беззастойного соединения и снижения ударных нагрузок, которые крайне сложно математически моделировать, был изготовлен демпфер (Рисунок 3.26).



Рисунок 3.26 – Демпфер для снижения ударных нагрузок

Сигналы датчиков вибрации и тягового сопротивления на крюке трактора обрабатывались аналого-цифровым преобразователем, записывались на ПК с использованием программы LGraph2. Итоговый файл представляет собой документ .txt* (Рисунок 3.27). Первый столбец данного документа – длительность эксперимента, со 2-го по 4-й столбец – показания датчиков вибрации в вольтах. Дальнейшие преобразования выполнялись в программе Mathcad.

PREP5km.h.txt — Блокнот

ФайлПравкаФорматВидСправка

Segments: 1

Data as Time Sequence:

	ch 1	ch 2	ch 3	ch 4
	канал 1	канал 2	канал 3	канал 4
0.00000	-0.07260	-0.03517		-0.15923
0.00164	-0.06929	-0.03242		-0.15894
0.00328	-0.06413	-0.02696		-0.15885
0.00492	-0.05795	-0.01985		-0.15881
0.00656	-0.05202	-0.01334		-0.15886
0.00820	-0.04752	-0.00935		-0.15881
0.00984	-0.04553	-0.00721		-0.15874
0.01148	-0.04655	-0.00634		-0.15857
0.01311	-0.05041	-0.00370		-0.15848
0.01475	-0.05646	0.00095		-0.15837
0.01639	-0.06344	0.00475		-0.15837
0.01803	-0.07011	0.00504		-0.15842
0.01967	-0.07506	-0.00022		-0.15848
0.02131	-0.07779	-0.00856		-0.15843
0.02295	-0.07778	-0.01710		-0.15832
0.02459	-0.07497	-0.02322		-0.15841
0.02623	-0.06984	-0.02568		-0.15839
0.02787	-0.06306	-0.02465		-0.15847
0.02951	-0.05574	-0.02140		-0.15852
0.03115	-0.04929	-0.01867		-0.15856

Рисунок 3.27 – Вид текстового документа, получаемого при записи

Для точности измерений изначально устанавливалась известная фиксированная частота вращения коленчатого вала ~ 1850 об/мин, которая достигалась перемещением рычага ручного привода педали акселератора, а скорость изменялась путем выбора передачи.

Агрегат подъезжал к контрольной точке, заранее установив необходимые обороты и скорость движения. Момент проезд каждого сектора фиксировался нажатием на тензокнопку, сигнал от которой также записывался в память ПК. Таким образом, записывали испытания по контрольным точкам прохождения участка. Средняя скорость движения агрегата определялась по времени прохождения каждого сектора.

Математическая обработка полученных результатов, записанных в файлы, включала следующие этапы.

1. Получение узкополосного спектра амплитуд ускорений, записанных в полученный файл по N точкам и сохранение данного вектора в текстовый файл.

При получении узкополосного спектра используется дискретное преобразование Фурье (ДПФ):

$$DFT_k = \sum_{j=0}^{N-1} DAT_j \cdot e^{-\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{N} \cdot k \cdot j}, k \in 0 \dots N-1, \quad (3.19)$$

где DAT_j – j -е значение амплитуды записанного сигнала, получаемое из файла;

DFT_k – значение k -го коэффициента ДПФ сигнала.

2. Далее определяем амплитудный спектр MAG_k , основываясь на полученных комплексных коэффициентах ДПФ DFT_k :

$$MAG_k = \sqrt{Real(DFT_k)^2 + Image(DFT_k)^2}, k \in 0 \dots N-1. \quad (3.20)$$

3. Далее методом энергетического суммирования определяется октавный спектр OCT_n полученного сигнала

$$OCT_n = 20 \cdot \lg \left(\frac{\sum_{j=1}^m MAG_{a+j}^2}{1,0 \cdot 10^{-6}} \right), n \in 1 \dots M, \quad (3.21)$$

где M – число исследуемых октавных полос частот;

a – некоторый индекс вектора амплитуд узкополосного спектра, которому соответствует минимальная частота, находящаяся в границах октавной полосы с номером n ;

m – число полос спектра, находящихся в границах октавной полосы с номером n .

Преобразование файлов и определение узкополосного спектра по пунктам 1–3 алгоритма осуществлялось с помощью математического пакета MathCad.

Результатом выполнения представленного алгоритма является комплекс гистограмм, характеризующих спектры сигналов, полученных в результате обработки опытных данных по ускорениям, развиваемым в различных точках ТТА в сравнении со спектрами, полученными из анализа математической модели. Их сопоставление позволит определить степень адекватности предлагаемой модели.

4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Задачи экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проводятся для определения адекватности математической модели, подтверждения результатов теоретических исследований, а также определения эффективности предложенной конструкции подвески сиденья.

4.2 Результаты лабораторных испытаний

4.2.1 Результаты тарировки тензовесов

Сводные результаты определения тарировочных коэффициентов тензовесов с использованием МНК представлены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Сводные результаты тарирования тензовесов

№ п/п	Вес G, кН	Напряжение с тензовесов U, мВ	ΔG , кН	ΔU , мВ	ΔU^2	$\Delta U \times \Delta F$
Весы № 1						
1	0	-2,873	3,75	-5,615	31,530	-21,057
2	2,5	-6,7495	1,25	-1,739	3,023	-2,173
3	5	-10,501	-1,25	2,013	4,052	-2,516
4	7,5	-13,829	-3,75	5,341	28,525	-20,028
Σ	15	-33,953	0	0	67,129	-45,774
Ср. знач.	3,75	-8,488				
Весы № 2						
1	0	-1,771	3,75	-6,106	37,280	-22,897
2	2,5	-5,9165	1,25	-1,960	3,843	-2,450
3	5	-9,9655	-1,25	2,089	4,363	-2,611
4	7,5	-13,854	-3,75	5,977	35,728	-22,415
Σ	15	-31,507	0	0	81,213	-50,373
Ср. знач.	3,75	-7,877				
Весы № 3						
1	0	-1,264	3,75	-3,081	9,492	-11,553
2	2,5	-3,3495	1,25	-0,995	0,991	-1,244
3	5	-5,384	-1,25	1,039	1,080	-1,299
4	7,5	-7,382	-3,75	3,037	9,224	-11,389
Σ	15	-17,380	0	0	20,786	-25,486
Ср. знач.	3,75	-4,345				
Весы № 4						
1	0	-1,4835	3,75	-4,4	19,2	-16,4
2	2,5	-5,2015	1,25	-0,7	0,4	-0,8
3	5	-7,41	-1,25	1,5	2,4	-1,9
4	7,5	-9,371	-3,75	3,5	12,3	-13,1
Σ	15	-23,466	0	0	34,317	-32,339
Ср. знач.	3,75	-5,867				

Тарировочные коэффициенты тензовесов № 1–4 могут быть определены как отношение сумм элементов 6-го столбца таблицы (для каждого веса) к сумме элементов 7-го. Указанные суммы выделены серым цветом.

$$K_1 = \frac{-45,774}{67,129} = -0,682 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}} = -682 \frac{\text{кН}}{\text{В}}.$$

$$K_2 = \frac{-50,373}{81,213} = -0,620 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}} = -620 \frac{\text{кН}}{\text{В}}.$$

$$K_3 = \frac{-25,486}{20,786} = -1,226 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}} = -1226 \frac{\text{кН}}{\text{В}}.$$

$$K_4 = \frac{-32,339}{34,317} = -0,942 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}} = -942 \frac{\text{кН}}{\text{В}}.$$

Смещение полинома b находится по следующей зависимости:

$$b_1 = 3,75 - 0,682 \cdot 8,488 = -2,038 \text{ кН}.$$

$$b_2 = 3,75 - 0,620 \cdot 7,877 = -1,136 \text{ кН}.$$

$$b_3 = 3,75 - 1,226 \cdot 4,345 = -1,577 \text{ кН}.$$

$$b_4 = 3,75 - 0,942 \cdot 5,867 = -1,778 \text{ кН}.$$

Результаты расчета дисперсии для всех тензовесов представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты расчета дисперсии для тензовесов

№ п/п	Вес, кН	Напряжение с тензовесов, мВ	Расчетный вес, кН	Ошибка, кН	Квадрат ошибки
Весы № 1					
1	0	-2,873	-0,079	0,079	0,006
2	2,5	-6,750	2,564	-0,064	0,004
3	5	-10,501	5,123	-0,123	0,015
4	7,5	-13,829	7,392	0,108	0,012
Σ	15	-33,953	15	0	0,037087
Весы № 2					
1	0	-1,771	-0,037	0,037	0,001
2	2,5	-5,917	2,534	-0,034	0,001
3	5	-9,966	5,046	-0,046	0,002
4	7,5	-13,854	7,457	0,043	0,002
Σ	15	-31,507	15	0	0,006433
Весы № 3					
1	0	-1,264	-0,027	0,027	0,001
2	2,5	-3,350	2,530	-0,030	0,001
3	5	-5,384	5,024	-0,024	0,001
4	7,5	-7,382	7,474	0,026	0,001
Σ	15	-17,380	15	0	0,002893
Весы № 4					
1	0	-1,484	-0,380	0,380	0,145
2	2,5	-5,202	3,123	-0,623	0,389
3	5	-7,410	5,205	-0,205	0,042
4	7,5	-9,371	7,052	0,448	0,200
Σ	15	-23,466	15	0	0,775307

Сводные результаты определения абсолютной и относительной погрешности измерения тензовесами представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты определения абсолютной и относительной погрешности

№ весов	Дисперсия	СКО	СКО арифметической средней	Макс. значение	Коэффициент вариации	Абсолютная погрешность, кН	Относительная погрешность, %
№ 1	0,03708	0,1112	0,0556	7,5	0,0148	0,167	2,224
№ 2	0,00643	0,0463	0,0232	7,5	0,0062	0,069	0,926
№ 3	0,00289	0,0311	0,0155	7,5	0,0041	0,047	0,621
№ 4	0,77530	0,5084	0,2542	7,5	0,0678	0,763	10,167

Как видно из таблицы 4.3, весы под номерами 1–3 имеют крайне низкую погрешность – до 2,5%, в то время как погрешность весов № 4 является значительной, поэтому при измерении весовых характеристик трактора каждый опыт должен проводиться минимум в 2-х повторностях при с взаимной перестановке весов под номерами 3 и 4.

4.2.2 Результаты тарировки тензобалки

Результаты определения тарировочных коэффициентов тензобалки, а также погрешности данных изменений представлены в таблицах 4.4, 4.5.

Таблица 4.4 – Результаты опытов по тарировке тензобалки

№ п/п	Нагрузка, кН	Опыт № 1		Опыт № 2		Опыт № 3		Среднее значение, мВ
		Нагр.	Разгр.	Нагр.	Разгр.	Нагр.	Разгр.	
1	0	4,348	4,456	4,307	4,452	4,314	4,47	4,391
2	5	3,11	3,235	3,155	3,218	3,095	3,262	3,179
3	10	1,905	2,085	1,893	2,027	1,945	2,051	1,984
4	15	0,722	0,88	0,696	0,824	0,781	0,816	0,787
5	20	–0,426	–0,346	–0,458	–0,368	–0,423	–0,334	–0,393

Таблица 4.5 – Результаты определения тарировочных коэффициентов тензобалки

№ п/п	Разбаланс тензомоста балки U, мВ	Нагрузка на тензобалку P, кН	$\Delta U = U_{\text{ср}} - U$, мВ	$\Delta P = P_{\text{ср}} - P$, кН	ΔU^2 , мВ ²	$\Delta P \cdot \Delta U$, кН·мВ	P*, кН	$\Delta = P - P^*$, кН	Δ^2 , кН ²
1	4,391	0	2,4014	10	5,7667	-24,014	-0,04	0,04	0,0016
2	3,179	5	1,1894	5	1,4147	-5,947	5,03	-0,03	0,0009
3	1,984	10	-0,0056	0	0	0	10,02	-0,02	0,0004
4	0,787	15	-1,2026	-5	1,4462	-6,013	15,03	-0,03	0,0009
5	-0,393	20	-2,3826	-10	5,6768	-23,826	19,96	0,04	0,0016
Σ	9,948	50	0	0,00	14,304	-59,8		0,00	0,0054

Тарировочный коэффициент $K_{\text{балки}}$ находится как

$$K_{\text{балки}} = \frac{-59,8}{14,304} = -4,181 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}} = -4181 \frac{\text{кН}}{\text{В}}.$$

Смещение полинома $b_{\text{балки}}$ находится по следующей зависимости:

$$b_{\text{балки}} = 10 + 4,181 \cdot 1,99 = 18,32 \text{ кН}.$$

Дисперсия результатов опыта:

$$D = 0,054 \text{ кН}^2.$$

СКО:

$$\sigma = \sqrt{\frac{0,054}{5-1}} = 0,037 \text{ кН}.$$

Максимальная погрешность:

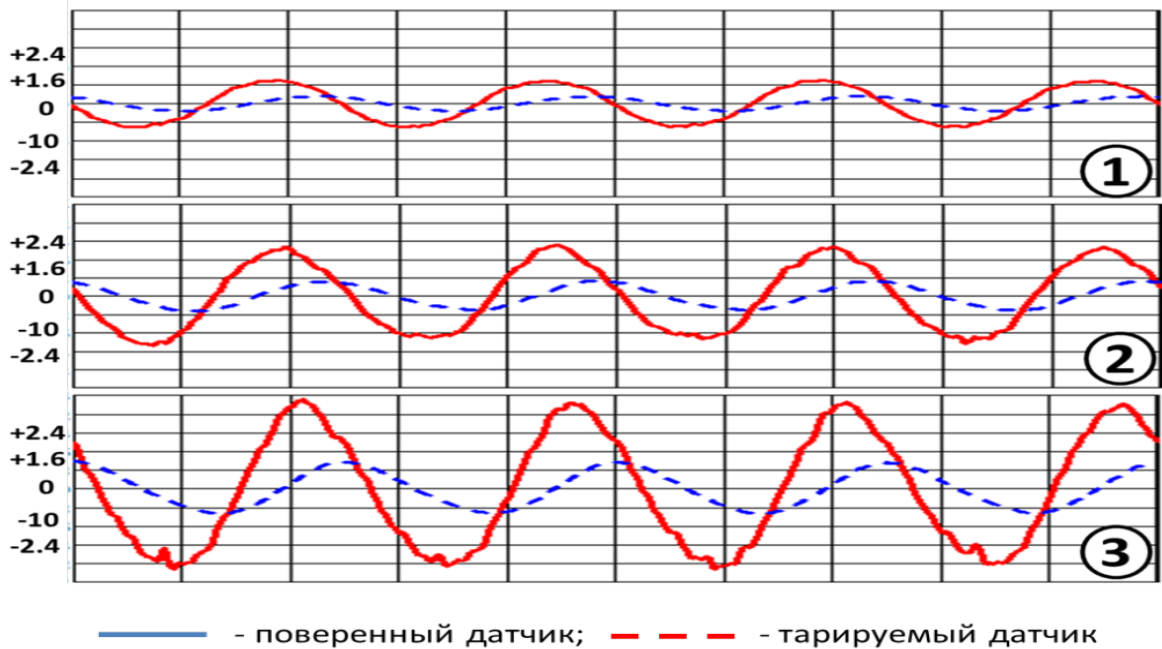
$$\Delta = \pm 3 \cdot 0,037 = \pm 0,11 \text{ кН}.$$

Отсюда относительная погрешность измерения сцепной силы тензобалки равна

$$\frac{\Delta}{P_{\text{ср}}} = \left(\frac{0,11}{10} \right) \cdot 100\% = 1,1 \%.$$

4.2.3 Результаты тарировки тензометрических акселерометров

По результатам лабораторных испытаний были получены графические зависимости амплитуд ускорений на тарируемом и эталонном датчиках. Внешний вид указанных зависимостей представлен на рисунке 4.1.



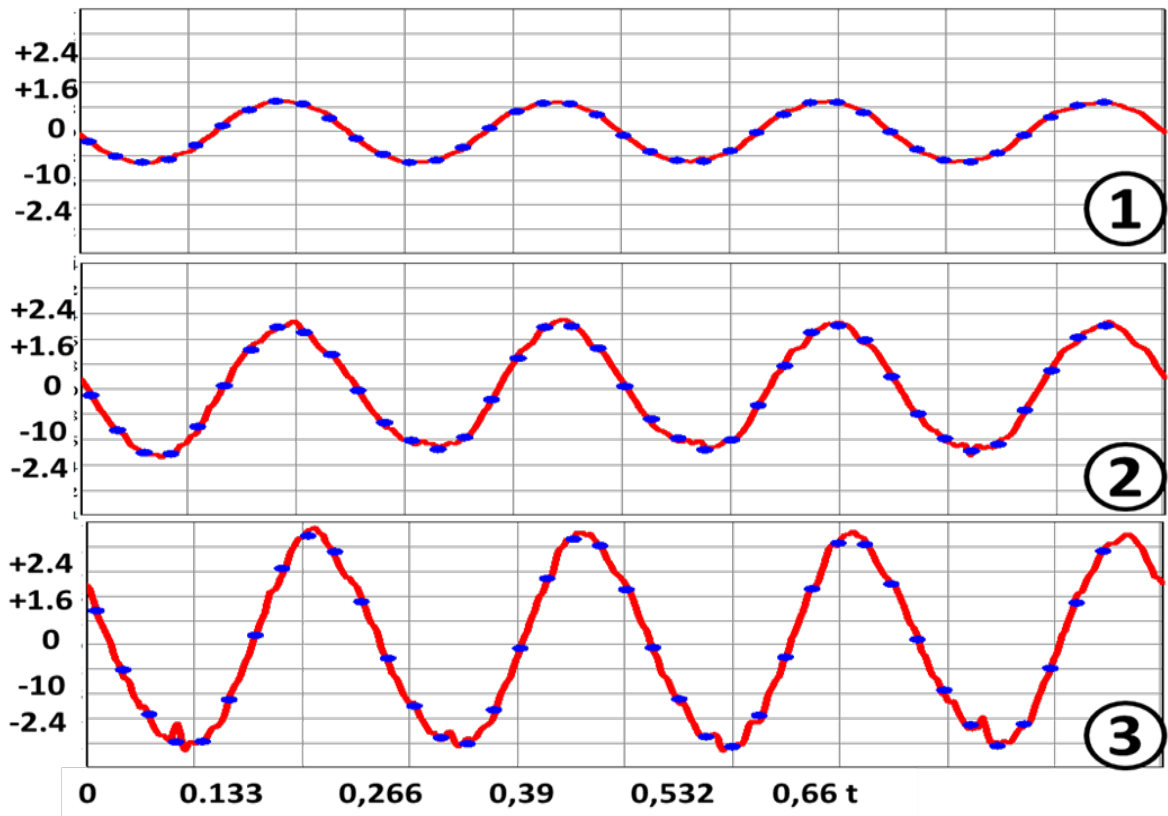
- 1 – амплитуда колебаний 1 м/с^2 ;
 2 – амплитуда колебаний 2 м/с^2 ;
 3 – амплитуда колебаний 3 м/с^2

Рисунок 4.1 – Графические зависимости исходящих сигналов тарируемого виброакселерометра и эталонного датчика

Используя математический пакет Mathcad были определены передаточные коэффициенты по амплитуде, а также временной сдвиг, соответствующий сдвигу фаз исследуемого и эталонного сигналов (приложение В). Благодаря этому стало возможным применение тензовиброакселерометров для замера уровней вертикальных ускорений в различных точках ТТА при проведении дорожно-полевых испытаний.

Адекватность полученных тарировочных коэффициентов и временных сдвигов подтверждается высокой степенью совпадения скорректированных сигналов с тарируемого и эталонного датчиков.

Графические зависимости с учетом примененных передаточных коэффициентов представлены на рисунке 4.2.



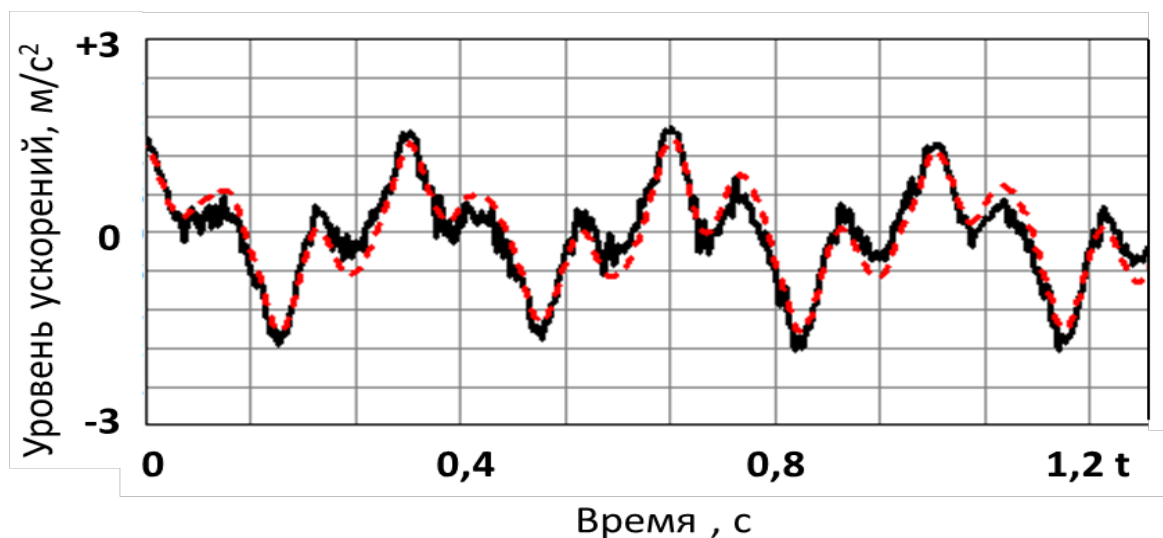
1, 2, 3 – различные амплитуды сигналов;
 сплошная линия – сигнал с эталонного датчика;
 точки – скорректированный сигнал с тарированного датчика

Рисунок 4.2 – Графические зависимости скорректированного с учетом передаточного коэффициента и временного сдвига сигнала с тарированного датчика

Передаточные коэффициенты в неисследованном диапазоне частот от 1 до 5 Гц (вследствие невозможности создания таких инфрачастот стандартным акустическим динамиком), по всей видимости, сохраняют линейный характер и соответствуют ранее определенным нами коэффициентам. Этот факт подтверждается классическим методом тарировки тензометрических виброакселерометров при помощи замера ускорения свободного падения поворотом датчиков в вертикальной плоскости [13]. Кроме этого, для подтверждения адекватности полученных передаточных коэффициентов для диапазона частот от 1 до 5 Гц был использован возмущающий сигнал сложной формы с основной частотой ~ 3 Гц.

Как видно из представленных на рисунке 4.3 графиков, степень соответствия скорректированного сигнала от тарированного акселерометра и эталонного ИСР датчика весьма высока – погрешность составляет менее 4,6%.

Математическая программа обработки результатов тарирования ТВА представлена в Приложении В.



пунктирная линия – сигнал с тарируемого датчика;

сплошная линия – сигнал с эталонного датчика

Рисунок 4.3 – Проверка адекватности передаточных коэффициентов на сигнале сложной формы

Анализ коэффициентов передаточной характеристики для различных возмущающих частот колебаний позволил построить зависимости, представленные на рисунках 4.4–4.6.

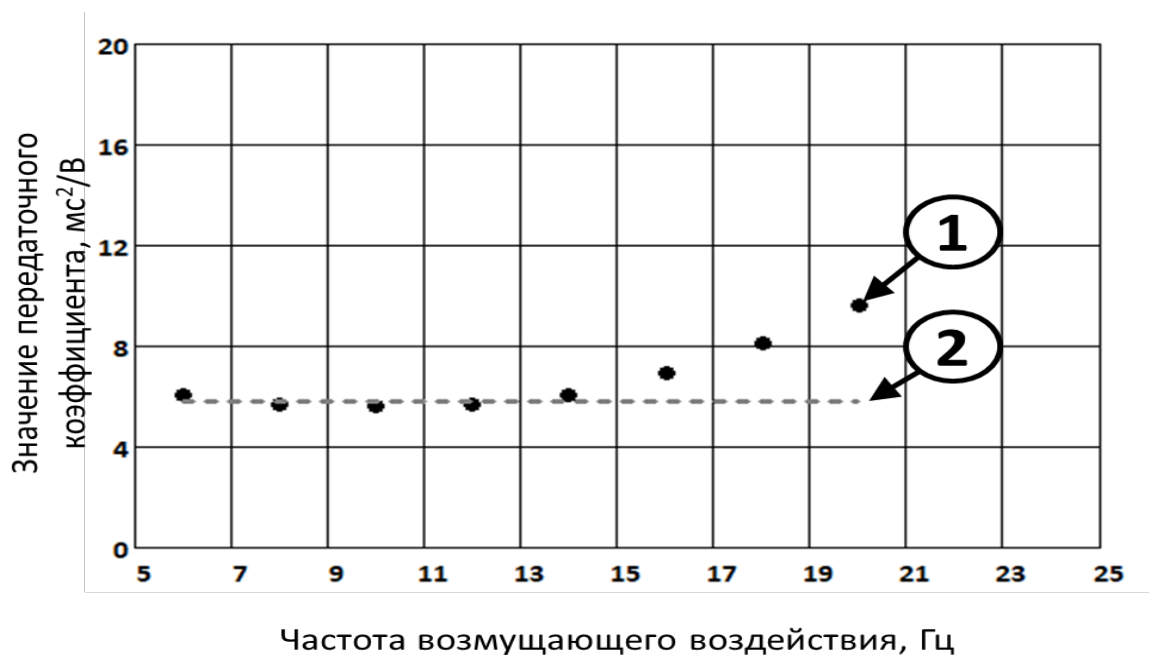


Рисунок 4.4 – Зависимость передаточного коэффициента от частоты тарируемого датчика тензовиброакселерометра № 1

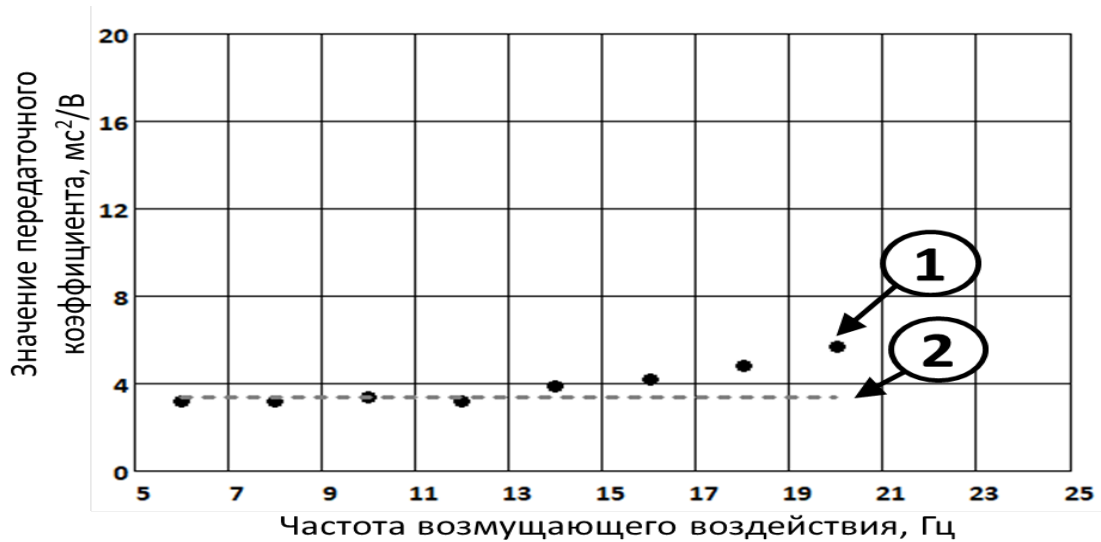


Рисунок 4.5 – Зависимость передаточного коэффициента от частоты тарированного датчика тензовиброакселерометра № 2

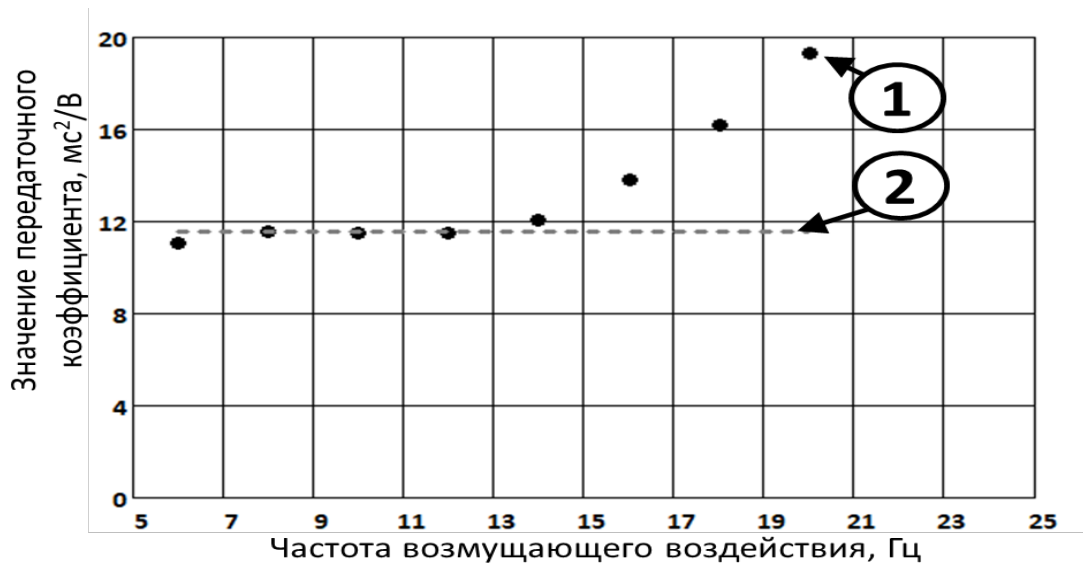


Рисунок 4.6 – Зависимость передаточного коэффициента от частоты тарированного датчика тензовиброакселерометра № 3

Как видно из графиков, передаточные коэффициенты сохраняют линейность в диапазоне частот до ~ 16 Гц.

Результаты по определению значений передаточных коэффициентов и временных сдвигов сведены в таблице 4.6.

Расчет средних значений в таблице 4.6 осуществлялся лишь для частот до 16 Гц. По результатам тарировки можно сделать вывод о том, что данные датчики имеют достаточно линейную зависимость в частотном диапазоне от 1 до 16 Гц, что полностью удовлетворяет требованиям при измерении низкочастотного вибрационного воздействия на оператора ТТА.

Таблица 4.6 – Сводные результаты тарировки тензовиброакселерометров

Номер датчика	Частота возмущения, Гц	Передаточный коэффициент, м/(с ² В)	Временной сдвиг, с	Среднеквадратическое отклонение, м/(с ² В)×10 ⁻³	Коэффициент вариации ×10 ⁻³
№1	6	6,045	0,02343	8,006	1,324
	8	5,706	0,02234	4,671	0,8186
	10	5,595	0,02179	23,3	4,164
	12	5,71	0,02218	30,71	5,378
	14	6,04	0,02276	29,85	4,942
	16	6,946	0,02345	142,2	20,48
	18	8,094	0,02287	62,29	7,696
	20	9,64	0,02235	289,7	30,05
	Среднее	5,819	0,023	19,307	3,325
№2	6	3,171	0,02714	20,18	6,363
	8	3,206	0,02445	30,47	9,506
	10	3,357	0,02277	60,42	18
	12	3,21	0,02264	256,9	80,03
	14	3,853	0,0226	138,5	35,96
	16	4,19	0,02255	296,4	70,74
	18	4,81	0,02181	245,6	51,06
	20	5,67	0,02102	123,5	21,78
	Среднее	3,359	0,024	101,294	29,972
№3	6	11,093	0,0237	12,025	2,91
	8	11,532	0,0223	7,75	2,037
	10	11,482	0,0221	34,62	6,095
	12	11,531	0,0221	45,114	8,805
	14	12,041	0,0225	44,166	7,414
	16	13,802	0,0231	208,181	30,414
	18	16,182	0,0230	91,491	12,166
	20	19,32	0,0224	323,602	44,626
	Среднее	11,093	0,024	28,735	5,452

4.2.4 Результаты определения жесткости шин и координат центра тяжести трактора

Определение жесткости шин осуществлялось по методике, описанной в п.п. 3.4.4 данной работы.

Расчет суммарной жесткости шин переднего моста представлен в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Обработка данных определения жесткости передних шин

№ п/п	Деформация шин переднего моста Z, см	Нагрузка на передний мост P, кН	$\Delta Z = Z_{cp} - Z$, см	$\Delta P = P_{cp} - P$, кН	ΔZ^2 , см ²	$\Delta P \cdot \Delta Z$, кН·см	P*, кН	$\Delta = P - P^*$, кН	Δ^2 , кН ²
1	0	15,05	1,3875	10,57	1,93	14,66	16,58	-1,53	2,3283
2	0,5	20,35	0,8875	5,27	0,79	4,68	19,83	0,52	0,2653
3	0,8	22,43	0,5875	3,19	0,35	1,87	21,79	0,64	0,4069
4	1,1	24,81	0,2875	0,81	0,08	0,23	23,74	1,07	1,1357
5	1,65	27,44	-0,2625	-1,82	0,07	0,48	27,33	0,11	0,0126
6	2,05	29,75	-0,6625	-4,13	0,44	2,74	29,93	-0,19	0,0353
7	2,3	31,75	-0,9125	-6,13	0,83	5,59	31,56	0,18	0,0341
8	2,7	33,37	-1,3125	-7,75	1,72	10,17	34,17	-0,80	0,6428
Σ	11,1	204,94	0	0,00	6,20	40,43	204,94	0,00	4,86

Средние значения, необходимые для расчета по 4-му и 5-му столбцам, определяются делением сумм 2-го и 3-го столбцов на число измерений $n = 8$.

$$\begin{cases} Z_{cp} = \frac{11,1}{8} = 1,388 \text{ см.} \\ P_{cp} = \frac{204,94}{8} = 25,62 \text{ кН.} \end{cases}$$

Суммарная жесткость передних шин $c_{пш}$ определяется как отношение сумм элементов 6-го столбца таблицы к сумме элементов 7-го. Указанные суммы выделены в нижней строке таблицы 4.7.

$$c_{пш} = \frac{40,43}{6,20} = 6,52 \frac{\text{кН}}{\text{см}} = 652 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Смещение полинома b находится по следующей зависимости:

$$b = P_{cp} - c_{пш} \cdot Z_{cp} = 25,62 - 6,52 \cdot 1,338 = 16,58 \text{ кН.}$$

Отсюда уравнение прямой, описывающей зависимость упругой силы деформации передних шин от их прогиба,

$$F_{упр}(Z) = 6,52 \times Z + 16,58.$$

График, описывающий представленную зависимость, показан на рисунке 4.7, треугольниками указаны точки, полученные при испытаниях.

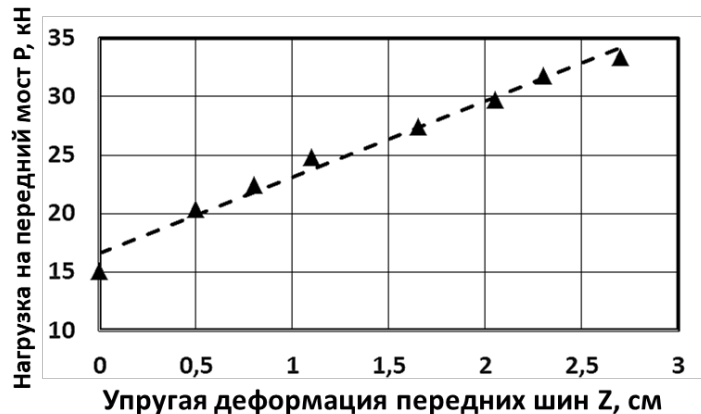


Рисунок 4.7 – Зависимость упругой силы деформации от прогиба передних шин

Дисперсия как сумма квадратов отклонений ординат точек, полученных в опыте, от соответствующих ординат аппроксимирующей прямой, рассчитана в нижней ячейке последнего столбца таблицы 5.

$$D = 4,87 \text{ кН}^2.$$

СКО определяется по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{D}{n-1}} = \sqrt{\frac{4,87}{8-1}} = 0,833 \text{ кН}, \quad (4.1)$$

где n – число проведенных испытаний.

Средняя квадратическая ошибка арифметической средней вычисляется по следующей формуле:

$$\sigma_M = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \frac{0,833}{\sqrt{8}} = 0,293 \text{ кН}. \quad (4.2)$$

Максимальная погрешность среднего арифметического значения измерений определяется по известной формуле [153]:

$$\Delta = \pm 3 \cdot \sigma_M = \pm 3 \cdot 0,293 = \pm 0,881 \text{ кН}. \quad (4.3)$$

Отсюда относительная погрешность измерения жесткости передних шин равна

$$\frac{\Delta}{P_{\text{ср}}} = \left(\frac{0,881}{25,62} \right) \cdot 100\% = 3,44\%.$$

Расчет суммарной жесткости шин заднего моста представлен в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Обработка данных определения жесткости задних шин

№ п/п	Деформация шин заднего моста Z, см	Нагрузка на задний мост P, кН	$\Delta Z = Z_{cp} - Z$, см	$\Delta P = P_{cp} - P$, кН	ΔZ^2 , см ²	$\Delta P \cdot \Delta Z$, кН·см	P^* , кН	$\Delta = P - P^*$, кН	Δ^2 , кН ²
1	0	32,31	1,0250	10,13	1,05	10,39	32,71	-0,40	0,1564
2	0,4	36,11	0,6250	6,33	0,39	3,96	36,51	-0,40	0,1571
3	0,6	38,50	0,4250	3,94	0,18	1,68	38,41	0,09	0,0087
4	0,8	41,23	0,2250	1,22	0,05	0,27	40,31	0,92	0,8510
5	1,2	44,25	-0,1750	-1,80	0,03	0,32	44,11	0,14	0,0201
6	1,5	46,90	-0,4750	-4,46	0,23	2,12	46,96	-0,06	0,0031
7	1,7	49,20	-0,6750	-6,75	0,46	4,56	48,86	0,34	0,1157
8	2	51,06	-0,9750	-8,61	0,95	8,40	51,71	-0,65	0,4225
Σ	8,2	339,54	0	0,00	3,34	31,68	339,54	0,00	1,73

Средние значения:

$$\begin{cases} Z_{cp} = \frac{8,2}{8} = 1,03 \text{ см.} \\ P_{cp} = \frac{339,54}{8} = 42,44 \text{ кН.} \end{cases}$$

Суммарная жесткость задних шин $c_{зш}$:

$$c_{зш} = \frac{31,68}{3,34} = 9,50 \frac{\text{кН}}{\text{см}} = 950 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Смещение полинома:

$$b = P_{cp} - c_{зш} \cdot Z_{cp} = 42,44 - 9,50 \cdot 1,03 = 32,7 \text{ кН.}$$

Отсюда уравнение прямой, описывающей зависимость упругой силы деформации задних шин от их прогиба,

$$F_{упр}(Z) = 9,5 \times Z + 32,7.$$

График, описывающий представленную зависимость, показан на рисунке 4.8.

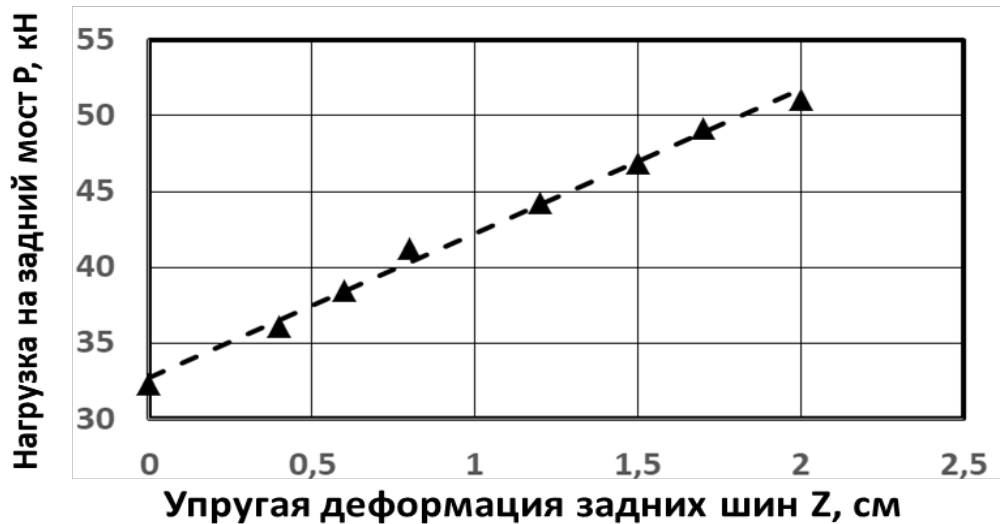


Рисунок 4.8 – Зависимость силы упругой деформации от прогиба задних шин

Дисперсия результатов опыта:

$$D = 1,73 \text{ кН}^2.$$

СКО:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1,73}{8-1}} = 0,498 \text{ кН}.$$

Средняя квадратическая ошибка:

$$\sigma_m = \frac{0,498}{\sqrt{8}} = 0,176 \text{ кН}.$$

Максимальная погрешность:

$$\Delta = \pm 3 \cdot 0,176 = \pm 0,528 \text{ кН}.$$

Отсюда относительная погрешность измерения жесткости задних шин равна

$$\frac{\Delta}{P_{cp}} = \left(\frac{0,528}{42,44} \right) \cdot 100\% = 1,24\%.$$

Результаты определения весовой нагрузки на мосты трактора, а также горизонтальных расстояний от центра тяжести, согласно формуле (3.12), до осей трактора представлены в таблице 4.9.

Результаты определения вертикального положения центра тяжести трактора представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.9 – Результаты определения геометрического положения центра тяжести

№ п/п	Показания тензометрических весов, кН	Нагрузка на передний мост, кН	Нагрузка на задний мост, кН	$l_{п.м}, м$	$l_{з.м}, м$
1	8,886	17,413		1,665	1,05
2	8,527				
3	13,66		27,56		
4	13,90				

Таблица 4.10 – Результаты определения вертикального положения центра тяжести трактора

№	Угол наклона оси трактора, $\alpha, ^\circ$	Показания тензовесов, кН	Нагрузка на заднюю ось, кН	Значение высоты центра тяжести $h_{ц}, м$
1	0	13,66	27,56	
		13,90		
2	2,5	14,20	28,11	1,601
		13,91		
3	5,0	14,59	28,69	1,599
		14,10		

Согласно полученным данным высоту центра тяжести с достаточно высокой степенью точности можно принять, равной $h_{ц} = 1,6 м$.

4.3 Результаты дорожных испытаний

По результатам дорожных испытаний при переезде трактором единичной неровности были получены графики ускорений в местах установки тензометрических виброакселерометров по методике, описанной в п.п. 3.6 данной работы.

Исследования данных графиков и анализ литературных источников со справочной информацией о массовых характеристиках тракторов позволил подобрать наиболее близкое к реальному значению момента инерции остова трактора относительно центра тяжести ($J_0 = 9560 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). При этом, как представлено на графиках, расхождение теоретических и практических данных не превышает 8% (Рисунки 4.9–4.11).



Рисунок 4.9 – Ускорения переднего моста при переезде единичной неровности



Рисунок 4.10 – Ускорения остова при переезде единичной неровности



Рисунок 4.11 – Ускорения заднего моста при переезде единичной неровности

Кроме этого, численное интегрирование результатов практических испытаний позволило определить значения виброскоростей и виброперемещений в исследуемых точках, при этом степень точности совпадения с теоретическими зависимостями повысилась (до $\sim 5,5\%$) (рисунки 4.12–4.17).



Рисунок 4.12 – Скорость вертикальных перемещений переднего моста при переезде единичной неровности



Рисунок 4.13 – Скорость вертикальных перемещений остова при переезде единичной неровности



Рисунок 4.14 – Скорость вертикальных перемещений заднего моста при переезде единичной неровности



Рисунок 4.15 – Вертикальные перемещения переднего моста



Рисунок 4.16 – Вертикальные перемещения остова



Рисунок 4.17 – Вертикальные перемещения заднего моста

В результате лабораторных и дорожных исследований были уточнены все необходимые константы, используемые в математической модели – жесткости шин, координаты положения центра тяжести, нагрузка на передние и задние мосты и момент инерции остова, что позволило обеспечить высокую степень сходимости результатов теоретических и практических исследований.

При оценке адекватности результатов дорожных испытаний нами не проводилось сравнение графиков перемещения подрессоренной части подвески сиденья с водителем, так как при скоростях наезда на препятствие более 6 км/ч происходили неконтролируемые пробои упругого элемента серийной подвески сиденья и отрыв оператора от подушки сиденья, что в теоретической модели учесть крайне сложно. Кроме этого, малая длительность опытов при переезде неровности (менее 15 секунд) приводит к тому, что любые непредсказуемые движения оператора, значительно снижают степень сходимости практических и опытных данных.

4.4 Результаты полевых испытаний

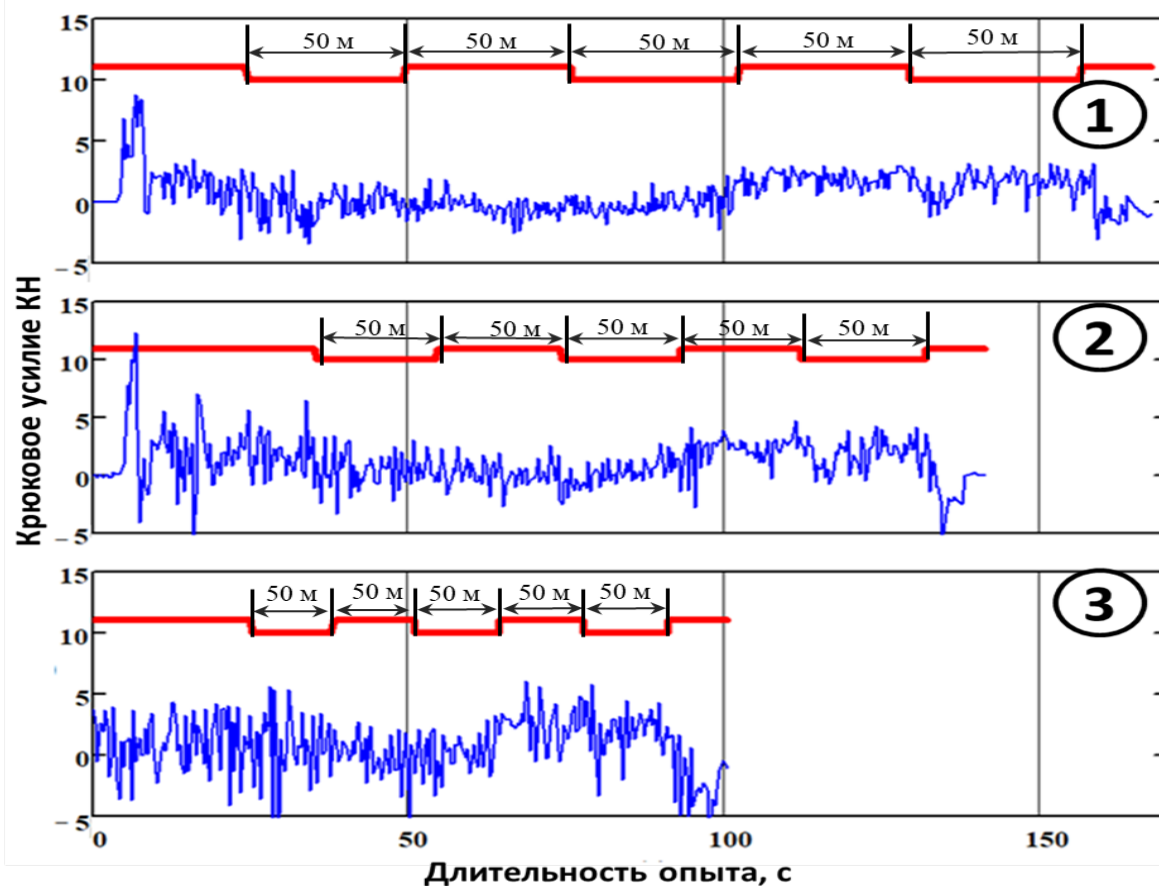
4.4.1 Результаты определения крюкового усилия ТТА при выполнении транспортных операций

Перед выполнением полевых испытаний был определен микропрофиль участка грунтовой дороги, протяженностью 250 м. Данные были получены при участии преподавателей кафедры мелиорации водоснабжения и геодезии ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. Усредненный профиль участка дороги представлен в Приложении Г.

Результаты записи крюкового усилия в сцепном устройстве трактора при проезде данного участка дороги с разными скоростями движения показаны на рисунке 4.18.

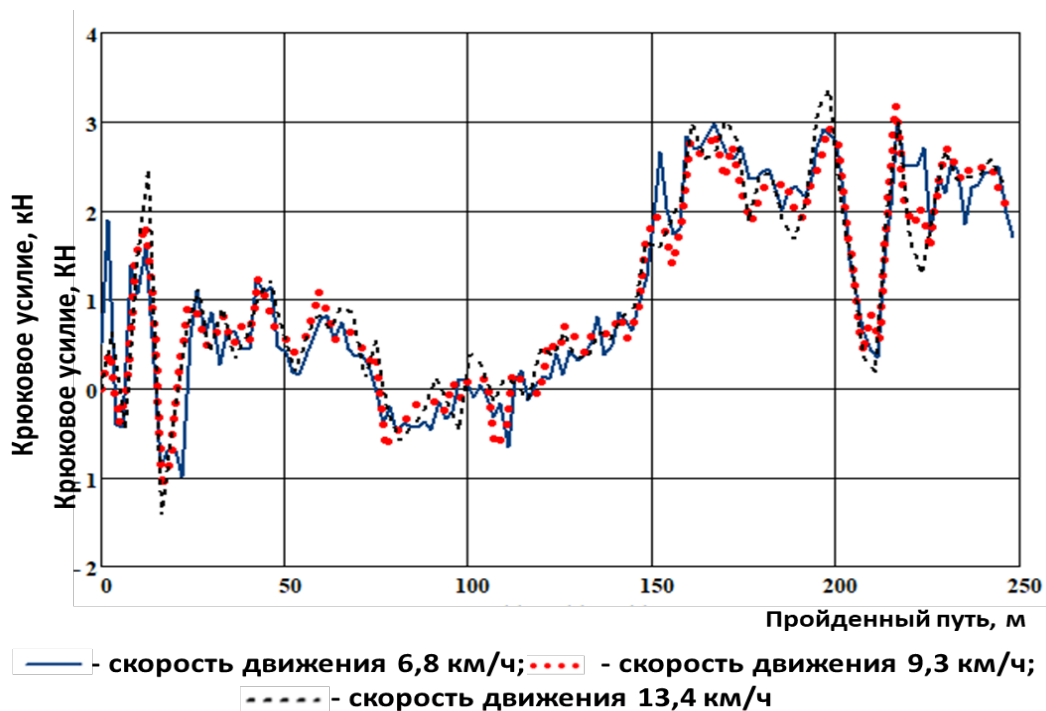
Благодаря фиксации моментов прохождения пятидесятиметровых участков дороги тензокнопкой стало возможным определение средней скорости движения на данных участках, и преобразование зависимости крюкового усилия от времени $P_{\text{сц}} = f(t)$ (графики на рисунке 4.18) в зависимость крюкового усилия от пройденного пути $P_{\text{сц}} = f(S)$. Усредненные значения вышеприведенных зависимостей показаны на рисунке 4.19.

Как видно из представленных на рисунке 4.18 результатов испытаний, зависимость значений крюкового усилия от скорости движения ТТА не существенна, так как в большей степени они определяются микропрофилем опорной поверхности и характеристиками агрегируемого прицепа.



1 – скорость движения 6,8 км/ч; 2 – скорость движения 9,3 км/ч;
3 – скорость движения 13,4 км/ч

Рисунок 4.18 – Результаты записи крюкового усилия и моментов нажатия тензокнопки (ступенчатая линия) при разных скоростях движения



— скорость движения 6,8 км/ч; - скорость движения 9,3 км/ч;
----- - скорость движения 13,4 км/ч

Рисунок 4.19 – Усредненные значения зависимостей крюкового усилия от пройденного пути на различных скоростях движения

Сходимость теоретических значений крюкового усилия, описываемых уравнением (2.24), и практически полученных данных представлена на рисунке 4.20.

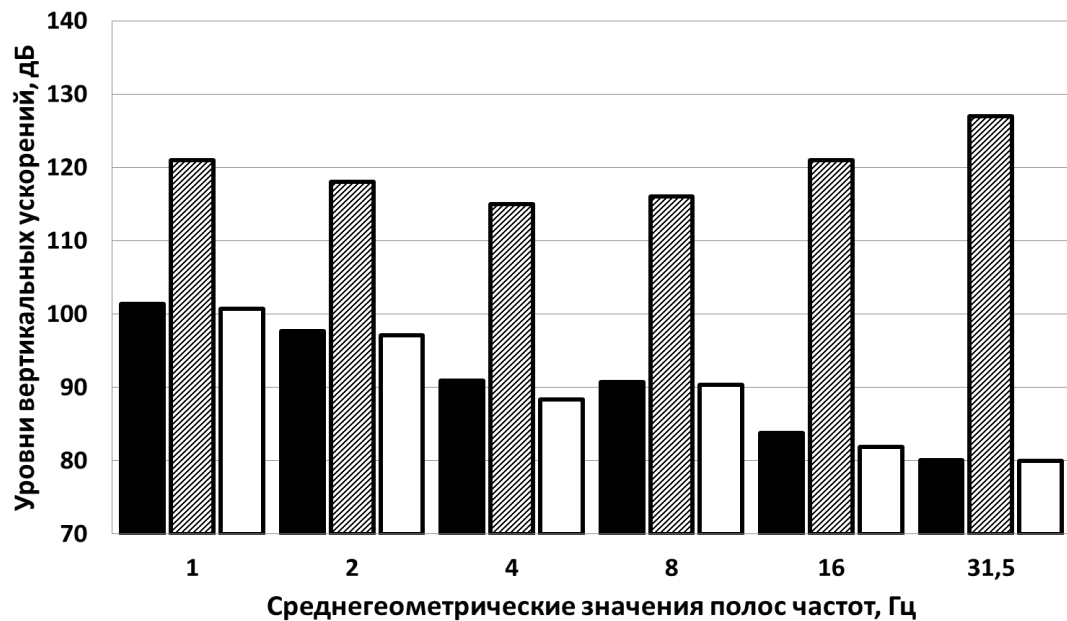


Рисунок 4.20 – Сходимость теоретических значений и практически полученных данных крюкового усилия

Следует заметить, что крюковое усилие имеет определенную амплитуду колебаний относительно усредненного значения, зависящую от скорости движения (как видно на рисунке 4.18). В спектре этих колебаний выделяется пиковое значение на частоте около 2 Гц. Возникновение этих колебаний, а также их амплитуду достаточно сложно предсказать и описать строгими математическими зависимостями, но, как показывают результаты проведенных нами опытов, их влияние на вертикальные ускорения остова и оператора не является значительным.

4.4.2 Результаты определения уровня виброускорений при установке серийной и опытной подвесок сиденья оператора ТТА

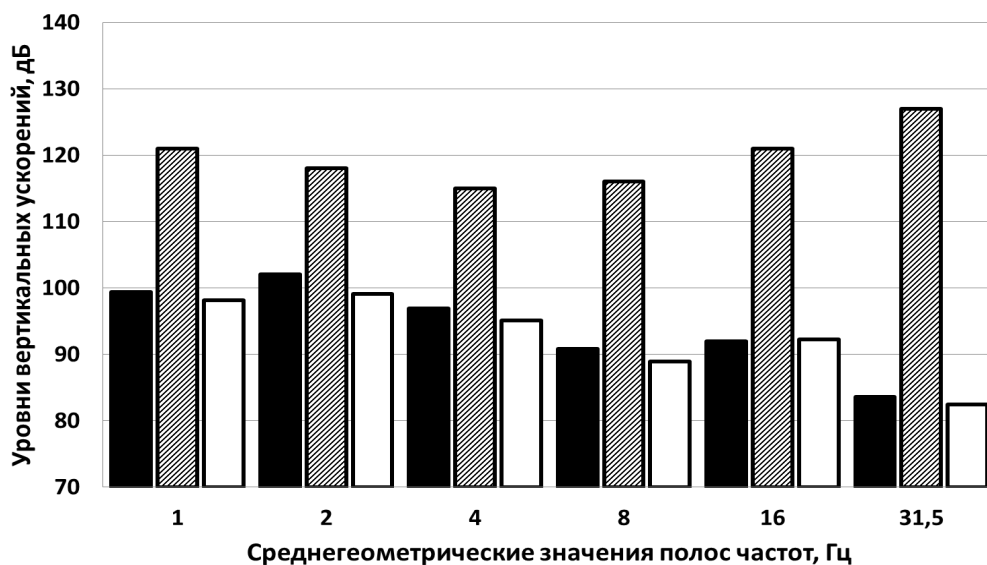
При проведении полевых испытаний определяли уровни ускорений при установке серийной и опытной подвесок сиденья оператора ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6, возникающие при движении на участке грунтовой дороги, профиль которого характерен для данного вида работ. Испытания проводили на различных скоростях – от 5 до 35 км/ч. Графические зависимости среднеквадратических значений (СКЗ) вертикальных ускорений в октавных полосах частот при различных скоростях движения представлены на рисунках 4.21–4.28.



■ Серийная конструкция ▨ Нормативные значения □ Опытная конструкция

Рисунок 4.21 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 5 км/ч

Анализируя данные рисунка 4.21, можно сделать вывод, что максимальные значения среднеквадратических ускорений расположены в первой и второй октавных полосах со среднегеометрическими частотами (СГЧ) – 1 и 2 Гц. На сиденье с подвеской серийной конструкции уровень вертикальных ускорений в октавных полосах частот выше в среднем на 1 дБ. Максимальная эффективность опытной подвески наблюдается в полосе с СГЧ 4 Гц и составляет 2,5 дБ.



■ Серийная конструкция ▨ Нормативные значения □ Опытная конструкция

Рисунок 4.22 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 10 км/ч

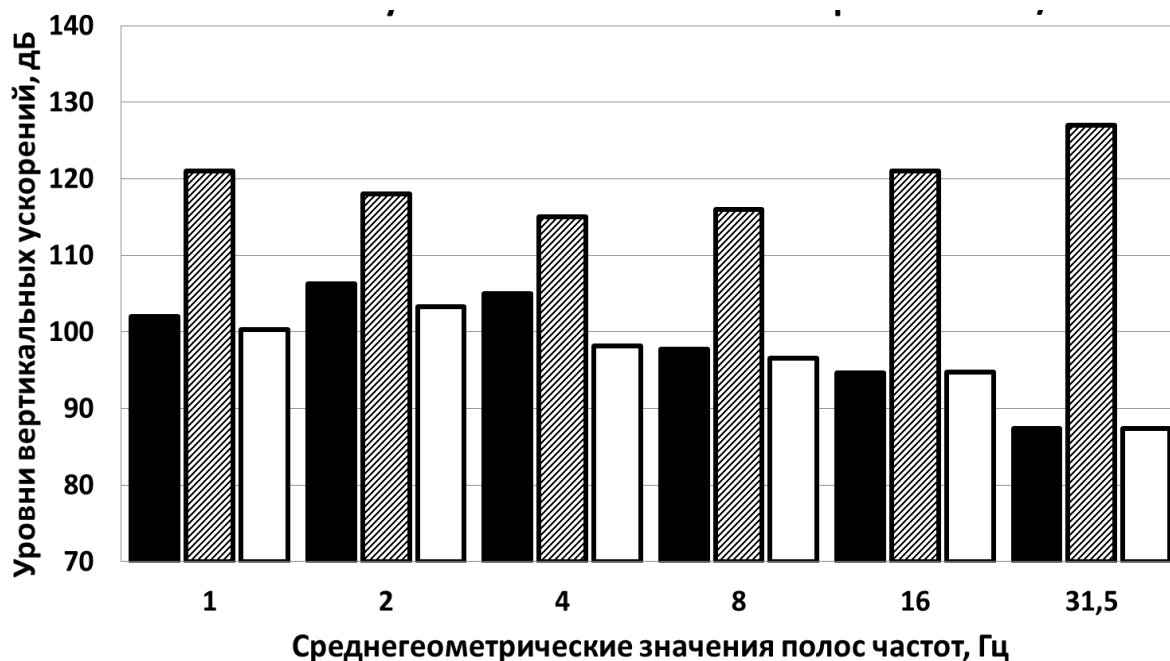


Рисунок 4.23 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 15 км/ч

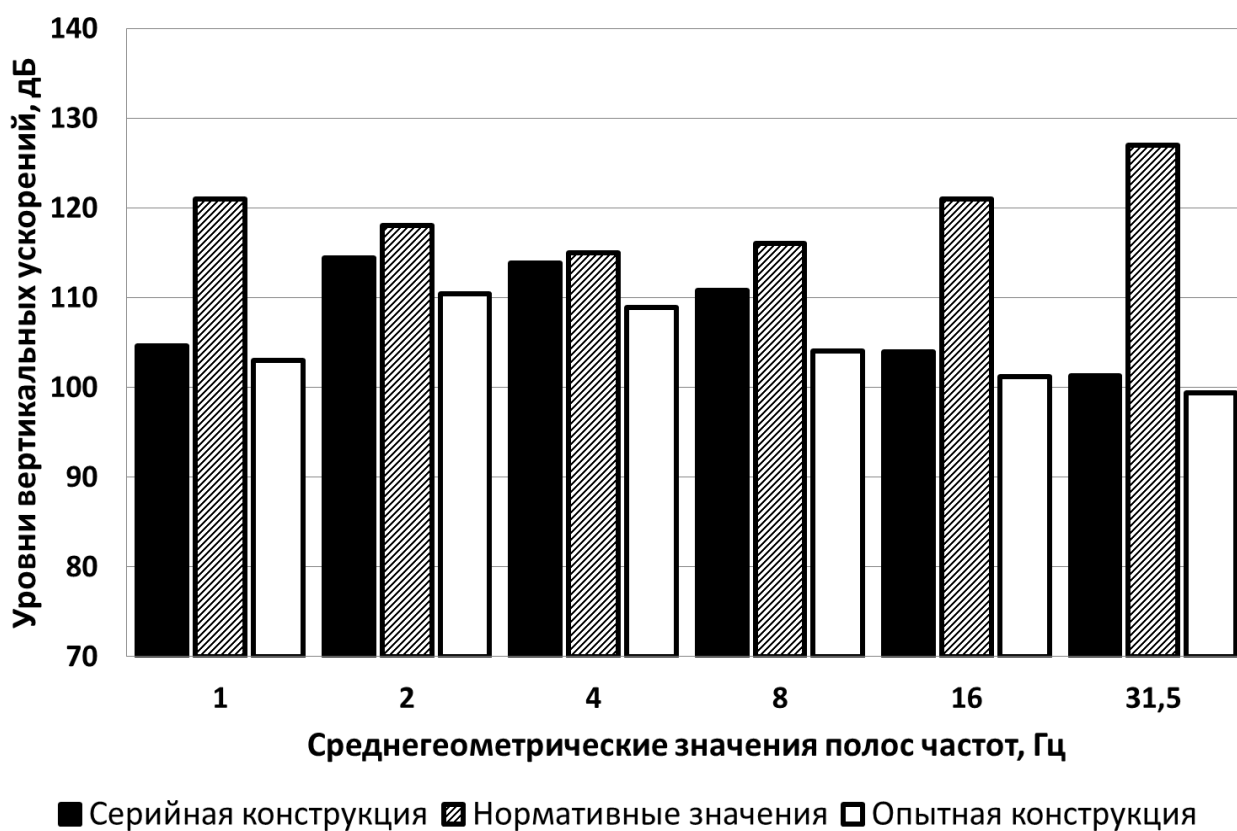


Рисунок 4.24 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 20 км/ч

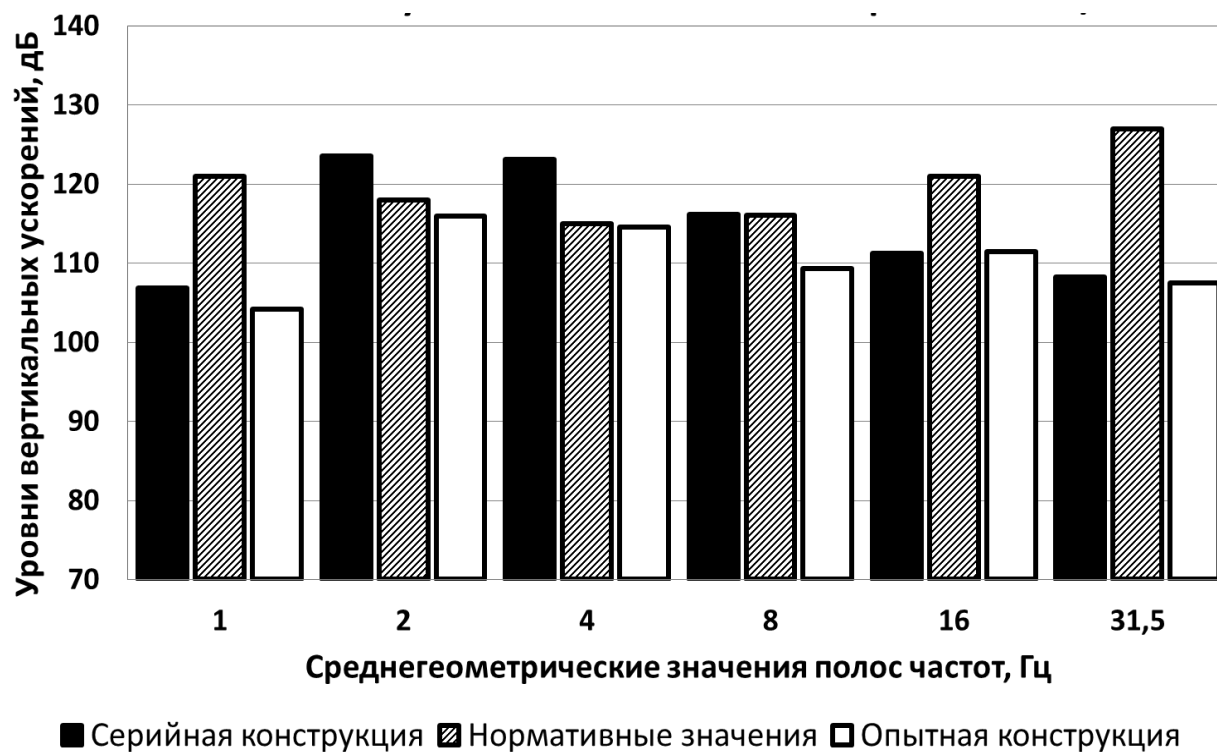


Рисунок 4.25 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 25 км/ч

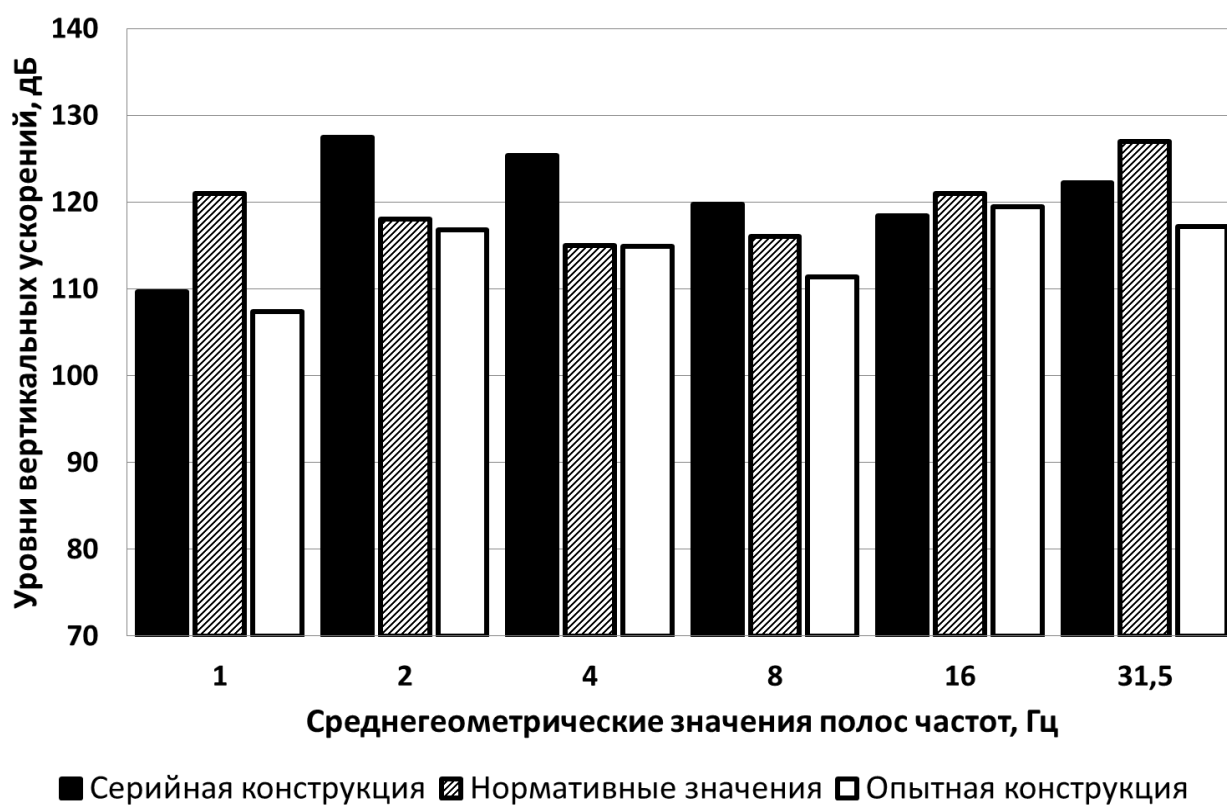
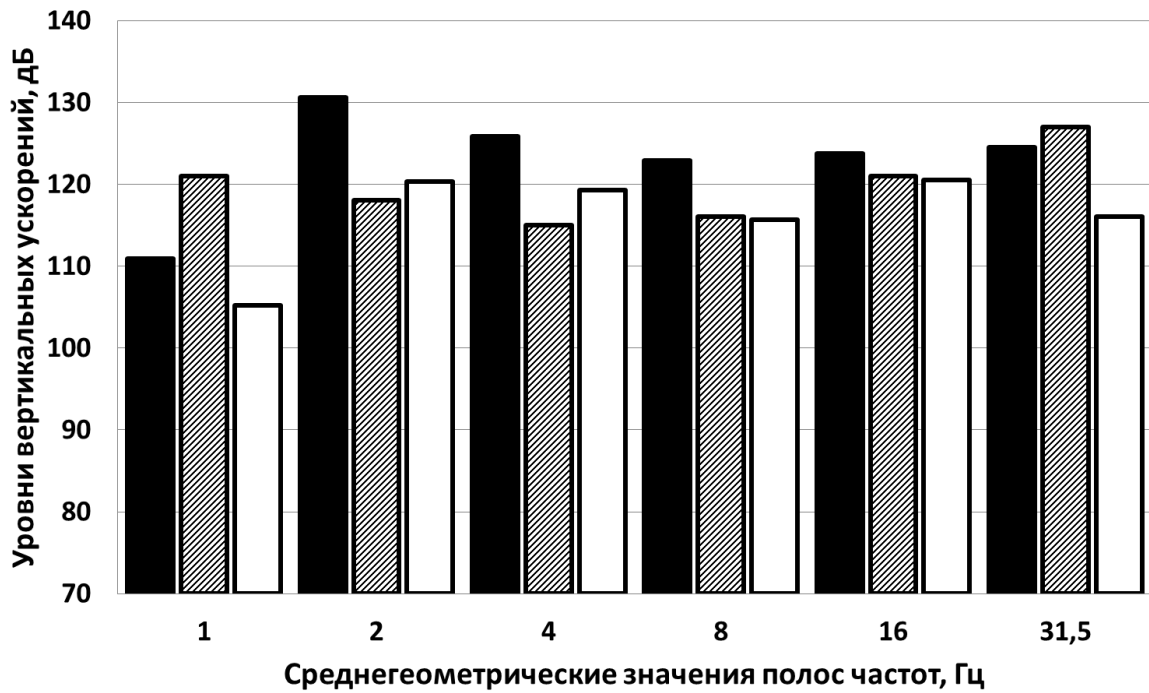


Рисунок 4.26 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 30 км/ч



■ Серийная конструкция ▨ Нормативные значения □ Опытная конструкция

Рисунок 4.27 – СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 35 км/ч

На рисунке 4.22 представлены СКЗ вертикальных ускорений в октавных полосах частот при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 со скоростью 10 км/ч. Видно, что максимальные значения расположены также в первой и второй октавных полосах, а эффективность опытной подвески выше серийной в среднем на 1,5 дБ. Максимальная эффективность наблюдается в полосе с СГЧ 2 Гц и составляет 3 дБ.

Показанные на рисунке 4.23 СКЗ вертикальных ускорений при движении агрегата со скоростью 15 км/ч позволяют сделать вывод о смещении преобладающих СКЗ ускорений во 2-ю и 3-ю октавные полосы с СГЧ 2 и 4 Гц. Эффективность опытной подвески в среднем на 2,1 дБ выше серийной. Максимальная эффективность наблюдается в полосе с СГЧ 4 Гц и составляет 6,8 дБ.

Анализ графических зависимостей, представленных на рисунке 4.24, показал, что при движении ТТА со скоростью 20 км/ч пиковые значения среднеквадратических ускорений смещаются в более высокочастотную область и располагаются во второй, третьей и четвертой октавных полосах (2, 4, 8 Гц). На сиденье с подвеской серийной конструкции уровень вертикальных ускорений в октавных

полосах частот выше в среднем на 3,7 дБ. Максимальная эффективность опытной конструкции в сравнении с серийной наблюдается в полосе с СГЧ 4 Гц и составляет 6,8 дБ.

При скорости движения ТТА 25 км/ч (Рисунок 4.25) впервые наблюдается превышение требований санитарных норм на второй и третьей октавной полосе с СГЧ 2 Гц и 4 Гц соответственно на 5,5 и 8,1 дБ при использовании серийной конструкции. При этом применение опытной конструкции позволяет сохранить СКЗ вертикальных ускорений оператора в области допустимых. В среднем уровни ускорений при использовании опытной подвески сиденья на 4,4 дБ ниже Максимальная эффективность относительно серийной конструкции наблюдается в полосе с СГЧ 4 Гц и составляет 8,6 дБ.

Дальнейшее увеличение скорости до 30 км/ч (Рисунок 4.26) сопровождается значительным ростом СКЗ во всех исследуемых полосах частот. Отклонение от требований санитарных норм при использовании серийной конструкции наблюдается на 2-й, 3-й и 4-й октавной полосах частот. Максимальное превышение находится в полосе с СГЧ 4 Гц и составляет 10,4 дБ.

Опытная конструкция подвески сиденья позволяет снизить СКЗ вертикальных ускорений во всех полосах частот до требований санитарных норм. В среднем эффективность опытной подвески составляет 6,1 дБ, а максимальная 10,3 и 10,7 во 2-й и 4-й октавной полосах соответственно.

При движении ТТА на скорости 35 км/ч (рисунок 4.27) также наблюдается увеличение СКЗ вертикальных ускорений во всех исследуемых полосах частот. Отклонение от требований санитарных норм при использовании серийной конструкции наблюдается на 2-й, 3-й, 4-й и 5-й октавных полосах и составляет соответственно 12,6 дБ, 10,9 дБ, 6,9 дБ и 2,8 дБ.

Опытная конструкция подвески сиденья позволяет снизить СКЗ вертикальных ускорений в 1-й, 4-й, 5-й и 6-й отавных полосах до требований СанПиН 1.2.3685-21. Незначительное превышение наблюдается во 2-й и 3-й октавных полосах на 2,3 и 4,3 дБ. В среднем эффективность опытной подвески сиденья относительно серийной составляет 7,1 дБ, а максимальная – 10,5 и 8,9 дБ в октавных

полосах с СГЧ 2 и 8 Гц. При этом следует заметить, что интегральный скорректированный уровень вертикальных ускорений не превышает установленную норму в 130 дБА [86].

Анализируя вышеприведенные графики, можно сделать вывод о том, что максимальные СКЗ вертикальных ускорений, воздействующих на оператора при движении ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6, расположены во второй и третьей октавных полосах со среднегеометрическим значением частоты 2 и 4 Гц.

Средняя по полосам частот эффективность снижения колебаний опытной подвеской сиденья относительно серийной возрастает с увеличением скорости от 1,0 дБ на скорости 5 км/ч до 7,1 дБ на скорости 35 км/ч.

В таблице 4.11 приведены значения и сравнительная эффективность по скорректированным уровням вертикальных ускорений серийной и опытной подвесок сиденья при разных скоростях движения ТТА.

Таблица 4.11 – Оценка скорректированного уровня вертикальных ускорений сиденья при установке серийной и опытной подвесок

№ п/п	Скорость, км/ч	Скорректированный уровень виброускорений на подвеске сиденья, дБ		Сравнительная эффективность опытной конструкции, дБА
		серийной	опытной	
1	5	105,7	104,8	0,9
2	10	108,5	106,6	1,9
3	15	113,9	110,6	3,3
4	20	123	118,3	4,7
5	25	130,9	124	6,9
6	30	134,7	126,7	8
7	35	137,1	129,2	7,9

Как видно из таблицы 4.11, максимально допустимая скорость движения ТТА с подвеской серийной конструкции составляет 25 км/ч. Дальнейший рост скорости движения приводит к превышению скорректированного уровня вертикальных ускорений, устанавливаемого санитарными нормами в качестве допустимого – 130 дБА. При этом использование установки опытной конструкции подвески сиденья позволяет сохранить скорректированный уровень вертикальных

ускорений в пределах, установленных санитарными нормами, вплоть до 35 км/ч.

Сравнительная эффективность подвески опытной конструкции по корректированным уровням виброускорений также возрастает с ростом скорости – от 0,9 дБА при 5 км/ч до 8 дБА при 30 км/ч. При скорости движения ТТА 35 км/ч наблюдается незначительное снижение относительной эффективности до 7,9 дБА, что может быть объяснено достижением максимального значения данного параметра.

4.5 Оценка сходимости результатов математического моделирования и полевых испытаний

С целью подтверждения адекватности результатов математического моделирования нами проводилось сравнение данных, полученных с помощью разработанной математической модели, и опытных данных, полученных при проведении полевых испытаний разработанной подвески сиденья.

На рисунках 4.28–4.30 представлены значения вертикальных ускорений в октавных полосах со среднегеометрическим значением от 1 до 31,5 Гц на трех различных скоростях движения от 25 до 35 км/ч. На меньших скоростях движения расхождение опытных и теоретических данных менее значимо.

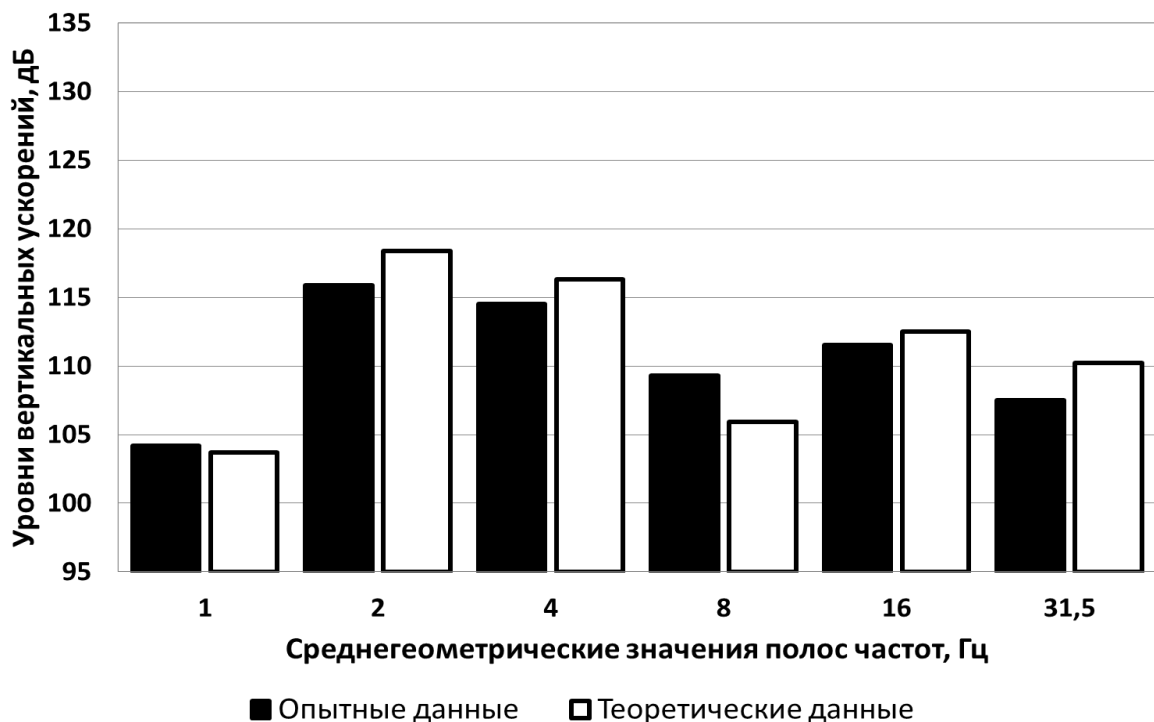


Рисунок 4.28 – Опытные и теоретические данные вертикальных

ускорений при движении ТТА со скоростью 25 км/ч

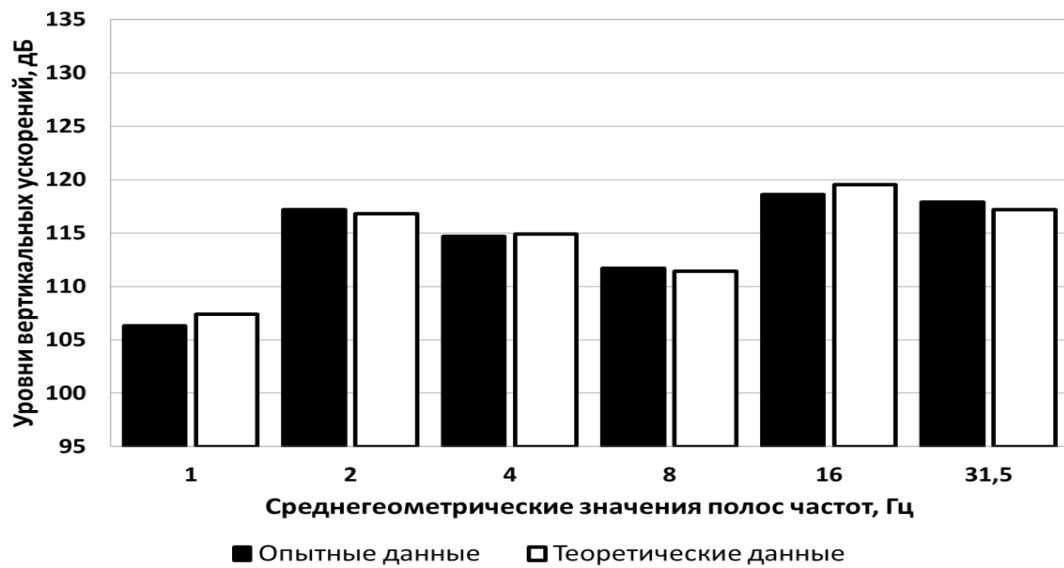


Рисунок 4.29 – Опытные и теоретические данные вертикальных ускорений при движении ТТА со скоростью 30 км/ч

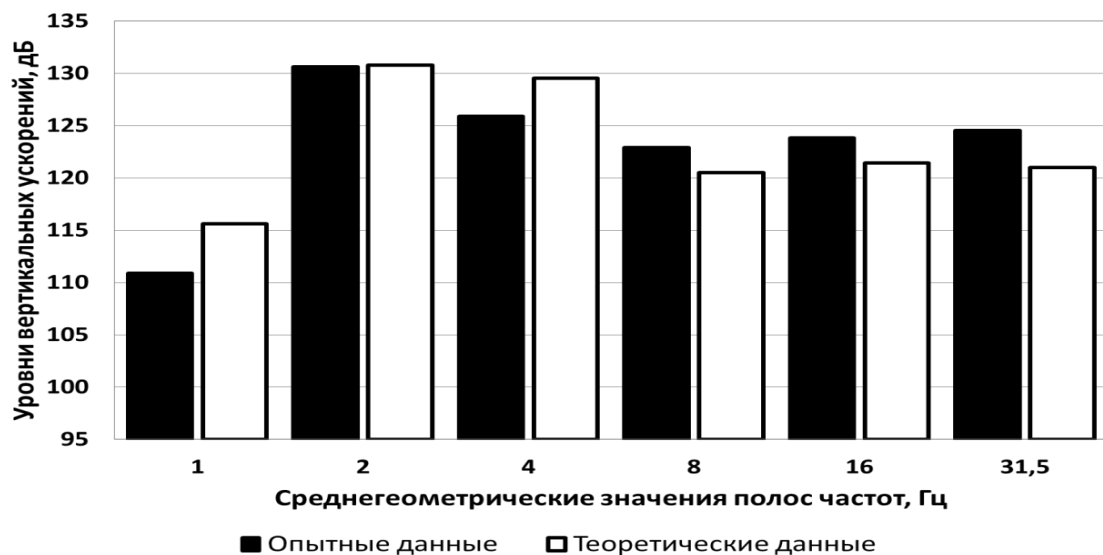


Рисунок 4.30 – Опытные и теоретические данные вертикальных ускорений при движении ТТА со скоростью 35 км/ч

Анализируя представленные на рисунках 4.28–4.30, данные можно сделать следующие выводы.

1. Максимальное расхождение опытных и теоретических СКЗ виброускорений в октавных полосах частот для трех рассмотренных скоростей движения нельзя считать значимым, так как они составляют 3,4 дБ, 1,1 и 2,3 дБ соответственно, что говорит о высокой степени сходимости данных.

2. Сравнение интегрального скорректированного уровня виброускорений

при различных скоростях движения показано на рисунке 4.31. Как видно из представленных данных, отклонение практических результатов от полученных математическим моделированием не превышает 1,1 дБА (эти значения наблюдаются на скоростях движения ТТА 20 и 25 км/ч).

3. Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод, что представленная во второй главе диссертации четырехмассовая математическая модель колебаний ТТА с достаточной степенью точности описывает данные, получаемые при практических исследованиях. Этот факт позволяет сделать вывод о адекватности модели и возможности ее использования при разработке новых конструкций подвесок сидений и оценке СКЗ виброускорений оператора при движении ТТА на различных скоростях движения и профилях опорной поверхности.

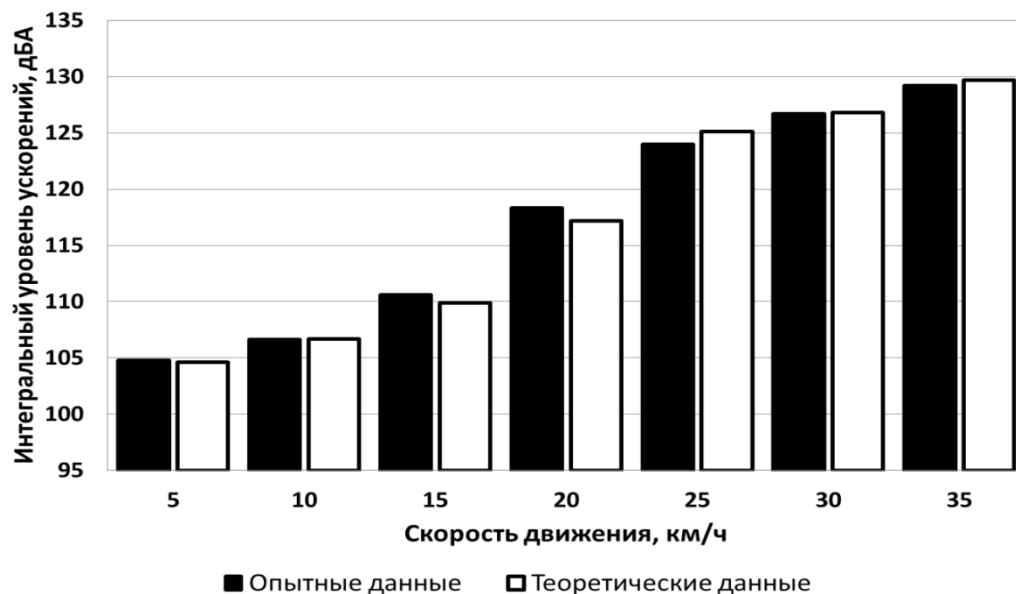


Рисунок 4.31 – Опытные и теоретические данные интегрального уровня виброускорений на различных скоростях движения

4.6 Рекомендации по перспективным направлениям дальнейшего совершенствования конструкций подвесок сидений тракторов

С учетом дорожных условий, а также показателей, определяющих допустимые уровни СКЗ виброускорений в различных полосах частот, можно предположить, что режим нагружения подвесок сидений аналогичен режиму нагружения подвески ходовой части транспортного средства. Следовательно, разработанные нами технические решения могут быть также использованы в подвесках ходовой части транспортных средств.

Как доказательство этому положению, конструкции на основе магнитореологической жидкости совместно с пневматическими элементами, аналогичные разработанной нами и описанные в патенте РФ № 2764210, начали использоваться в подвесках современных автомобилей [107, 116]. Кроме того, активную электромагнитную подвеску ходовой части в настоящее время начали применять на высокоскоростных автомобилях [108]. Это подтверждает тот факт, что мы работаем в правильном направлении. Нами получен патент РФ на полезную модель 176370 «Электромагнитная подвеска сиденья транспортного средства».

4.7 Выводы

1. Проведенные лабораторные исследования по тарировке тензовесов позволили найти передаточные коэффициенты $K_1 = -0,682 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}}$, $K_2 = -0,620 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}}$, $K_3 = 1,226 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}}$ и $K_4 = -0,942 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}}$, с помощью которых произведены замеры массовых параметров ТТА с точностью до 2,2%.

2. Передаточный коэффициент, найденный в результате лабораторных испытаний тяговой тензобалки ($K_{\text{балки}} = -4,181 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}}$), позволил производить замеры усилий в сцепном устройстве во время полевых испытаний с точностью $\pm 0,11$ кН.

3. Используя изготовленный вибростенд, стало возможным производство тарировки тензометрических виброакселерометров. Полученные коэффициенты $K_{\text{ТВА1}} = 5,819 \frac{\text{м/с}^2}{\text{В}}$, $K_{\text{ТВА2}} = 3,359 \frac{\text{м/с}^2}{\text{В}}$ и $K_{\text{ТВА3}} = 11,093 \frac{\text{м/с}^2}{\text{В}}$ позволили производить фиксацию действующих значений вертикальных ускорений в различных точках колесного трактора.

4. Полученные в ходе проведения лабораторных исследований значения жесткости передних $c_{\text{пш}} = 652 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ и задних $c_{\text{зш}} = 950 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ шин трактора Belarus-1221.2, а также координаты центра тяжести $h_{\text{ЦТ}} = 1,6$ м, повысили точность результатов математического моделирования.

5. Дорожные испытания по переезду ТТА единичной неровности известной геометрической формы позволили уточнить значение момента инерции остова

трактора Belarus-1221.2 относительно его центра масс $J_0 = 9560 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, что сделало возможным минимизировать расхождение теоретических и практических результатов до 8%.

6. Полученные в ходе проведения полевых испытаний значения крюкового усилия в зависимости от скорости движения и микропрофиля опорной поверхности подтвердили адекватность применяемого в математической модели уравнения (2.24), описывающего силу в сцепном устройстве ТТА.

7. Максимально допустимая скорость движения ТТА с подвеской серийной конструкции, при которой не наблюдается превышения требований, установленных санитарными нормами, составляет 25 км/ч, в то время как опытная конструкция подвески сиденья позволяет развивать скорость движения до 35 км/ч без отклонений от требований норм по интегральному скорректированному уровню вертикальных ускорений.

8. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность разработанной математической модели движения ТТА. Максимальное расхождение теоретических и опытных данных не превышает 3,4 дБ в октавных полосах частот и 1,1 дБА по скорректированному уровню виброускорений.

9. Относительная эффективность разработанной конструкции подвески сиденья в сравнении с серийной составляет от 1,0 до 7,1 дБ на скоростях от 5 до 35 км/ч в октавных полосах частот. Эффективность по скорректированным уровням виброускорений изменяется от 0,9 до 8 дБА. Полученные данные подтверждают высокую эффективность разработанной конструкции адаптивной подвески сиденья.

10. Перспективным направлением совершенствования конструкций, снижающих уровень вибронагруженности рабочего места оператора мобильных энергетических средств, является разработка подвесок сидений на основе магнитоэологических демпферов, совмещенных с пневматическими или электромагнитными активно регулируемые амортизаторами, на которые получены патенты РФ № 2764210, № 139995, № 176370, № 206649. Целесообразно провести исследования данных конструкций в условиях эксплуатации на различных типах подвесок сидений операторов колесных сельскохозяйственных тракторов: адаптивных, полупассивных и активных.

5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗДЕРЖЕК НА МОДЕРНИЗАЦИЮ СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ТТА

Проведенные исследования показали повышенную эффективность разработанной конструкции подвески сиденья. За счет снижения уровней вибрационного воздействия на оператора тракторно-транспортного агрегата становится возможным повышение скорости движения без превышения требований, изложенных в ГОСТ 12.1.012-90 «Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования» и ГОСТ 31319-2006 «Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах» и СанПиН 1.2.3685-21 [23, 26,86].

5.1 Расчет себестоимости изготовления

Для изготовления опытной конструкции подвески сиденья и замены серийной подвески сиденья на тракторе Belarus-1221.2 необходимы дополнительные капиталовложения, представленные в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Затраты на дополнительные капиталовложения

Показатели	Кол-во	Цена, руб.	Стоимость, руб.
1. Материалы, узлы, детали			
- полоса 10×380×400 ГОСТ 82-70 / Сталь 45 ГОСТ 1050-88	2	140	280
- стандартные крепежные изделия (болты, гайки, шайбы)	1	320	320
- быстродействующие электромагнитные клапаны КЭБ-420	4	3 000	12 000
- дроссель с электромеханическим приводом	1	3 100	3 100
- гидроцилиндр ЦГ-80.40х100.19	1	2 800	2800
- гидромагистраль	3	250	750
- пневмомагистраль	2	150	300
- электронный блок управления	1	2 850	2 850
- датчики положения	1	200	200
- пневмогидравлические аккумуляторы	3	1 500	4 500
2. Затраты на изготовление и монтаж			
- токарные работы, чел.-ч	2,5	170	425
- фрезерные работы, чел.-ч	1	170	170
- слесарные работы, чел.-ч	4	170	680
- сварочные работы, чел.-ч	1	170	170
3. Итого прямых затрат	-	-	28 525
4. Накладные и прочие расходы (15%)			3 708
Всего затрат на изготовление и монтаж			32 233

Производительность тракторно-транспортного агрегата в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 при выполнении транспортных операций на территории хозяйства будет определяться по формуле 5.1:

$$W = \frac{Q_{\text{гр}}}{T_{\text{под}} + T_{\text{пог}} + T_{\text{отезд}} + T_{\text{дви}} + T_{\text{раз}} + T_{\text{двхх}}} \cdot q, \quad (5.1)$$

где W – производительность ТТА, т/ч;

$Q_{\text{гр}}$ – грузоподъемность, т;

$T_{\text{под}}$ – время подъезда к погрузчику, ч;

$T_{\text{пог}}$ – время простоя под погрузкой, ч;

$T_{\text{отезд}}$ – время отъезда от погрузчика, ч;

$T_{\text{дви}}$ – время движения с грузом, ч;

$T_{\text{раз}}$ – время разгрузки, ч;

$T_{\text{двхх}}$ – время движения ТТА без груза, ч;

q – коэффициент использования рабочего времени ($q = 0,6 \dots 0,8$).

Согласно статистическим данным, длина ездки транспортного средства составляет 3,6 км [101]. Максимально допустимая скорость движения ТТА, исходя из уровня допустимых виброускорений, для серийного агрегата составляет 25 км/ч, для модернизированного – 35 км/ч.

Таблица 5.1 – Исходная информация для экономической оценки

Показатели	Базовый вариант	Опытный вариант
1. Количество обслуживающего персонала, чел.	1	1
2. Балансовая стоимость трактора Belarus-1221.2, руб.	4 200 000	4 232 233
3. Балансовая стоимость прицепа 2ПТС-6, руб.	587 000	587 000
4. Дополнительные капиталовложения, руб.	-	32 233
5. Годовая наработка Belarus-1221.2, ч	1 200	1 200
6. Годовая наработка прицепа 2ПТС-6, ч	800	800
7. Годовая наработка на транспортных работах Belarus-1221.2, ч	480	480
8. Комплексная цена ГСМ, руб./кг	50	50
9. Срок службы объекта (прицеп 2ПТС-6), лет	8	8
10. Срок службы трактора Belarus-1221.2, лет	11	11
11. Производительность, т/ч	9,97	10,47
12. Объем работ, т	1584	1824
13. Нормы эксплуатационных издержек:		
- часовая ставка оплаты труда, руб./ч	120	120
- амортизационные отчисления (трактора Belarus-1221.2), %	9,1	9,1
- отчисления на ТО, ремонт и т.д., (Belarus-1221.2), %	9,9	9,9
- расход топлива, кг/ч	10,54	10,54
	12,5	12,5
	19,0	19,0

5.2 Расчет эксплуатационных издержек при эксплуатации ТТА

Критерием, позволяющим произвести сравнительную оценку экономической эффективности новой конструкции, является годовой экономический эффект. Данный параметр определяется по формуле [22]:

$$\text{Эи}_r = \left(\frac{\text{Иг}_1}{Q_{r1}} + \frac{\text{Иг}_2}{Q_{r2}} \right) \cdot Q_{r2}, \quad (5.2)$$

где Эи_r – годовая экономия эксплуатационных издержек;

$\text{Иг}_1, \text{Иг}_2$ – годовые эксплуатационные издержки;

Q_{r1}, Q_{r2} – объем работы, совершаемый МЭС, оборудованный серийной и опытной конструкцией.

Годовая экономия эксплуатационных издержек определяется по формуле

5.3

$$\text{И}_r = \text{ЗП} + \text{Т} + \text{Ам} + \text{Р}, \quad (5.3)$$

где И_r – годовая сумма эксплуатационных издержек, руб.;

ЗП – заработная плата обслуживающего персонала, руб.;

Т – стоимость горючих и смазочных материалов, руб.;

Ам – амортизационные отчисления Belarus-1221.2 + 2ПТС-6, руб.;

Р – затраты на капитальный и текущий ремонт, техническое обслуживание и хранение Belarus-1221.2 + 2ПТС-6, руб.

Расходы на заработную плату определяются из следующего выражения:

$$\text{ЗП} = Y_0 \cdot \text{З}_r, \quad (5.4)$$

где Y_0 – часовая ставка, руб./ч.;

З_r – затраты рабочего времени на выполнение транспортных работ, ч.

Стоимость горючего и смазочного материала определяется из выражения

5.5:

$$\text{Т} = R_{\text{э}} \cdot S \cdot \text{Ц}_r, \quad (5.5)$$

где $R_{\text{э}}$ – расход топлива на единицу работы, кг/ч;

S – время, потребное для выполнения объема работ, ч;

Ц_r – комплексная цена горючего, руб./кг.

Норматив отчислений (p_t) на 1 час загрузки Belarus-1221.2 на капитальный и текущий ремонт, техническое обслуживание и хранение определяется из выражения 5.6:

$$p_t = \frac{CT_T \cdot N_{от}}{100 \cdot Z_T}, \quad (5.6)$$

где CT_T – балансовая стоимость Belarus-1221.2, руб.;

N_o – норма отчислений на текущий ремонт, техническое обслуживание и хранение Belarus-1221.2, руб.;

Z_T – годовая нагрузка Belarus-1221.2, ч.

Норматив отчислений (p_n) на 1 час загрузки 2ПТС-6 на капитальный и текущий ремонт, техническое обслуживание и хранение определяется из выражения 5.7:

$$p_n = \frac{CT_n \cdot N_{оп}}{100 \cdot Z_n}, \quad (5.7)$$

где CT_n – балансовая стоимость 2ПТС-6, руб.;

N_o – норма отчислений на текущий ремонт, техническое обслуживание и хранение 2ПТС-6, руб.;

Z_n – годовая нагрузка 2ПТС-6, ч.

Годовая сумма отчислений (P_r) на ТТА в составе Belarus-1221.2 + 2ПТС-6 определяется из следующего выражения:

$$P_r = (p_t \cdot Z_T) + (p_n \cdot Z_n). \quad (5.8)$$

Расчет амортизационных отчислений на единицу годовой нагрузки производится по формуле 5.9

$$a = \frac{CT_T \cdot N_{ат}}{100 \cdot Z_T} + \frac{CT_n \cdot N_{ап}}{100 \cdot Z_n}, \quad (5.9)$$

где $N_{ат}$, $N_{ап}$ – годовая норма амортизации в процентах от балансовой стоимости агрегата, %.

Сумма амортизационных отчислений за год при работе тракторно-транспортного агрегата ТТА определяется по следующей формуле:

$$A_m = (a \cdot Z_T) + (a \cdot Z_n). \quad (5.10)$$

Экономический эффект за срок службы, учитывающий ежегодный эффект и возрастание по годам по формуле сложных процентов

$$K_t = Э_{и_г} \cdot \frac{(1 + NS)^T - 1}{NS}, \quad (5.11)$$

где NS – коэффициент, учитывающий по кредитам или вкладу в банк;

T – срок службы агрегата, лет.

Среднегодовой коэффициент эффективности вложений определяется следующим выражением:

$$E_t = \sqrt[T]{\frac{K_t}{K_0}} - 1, \quad (5.12)$$

где K_0 – стоимость дополнительных капиталовложений, руб.

Срок окупаемости дополнительных капиталовложений определяется по формуле 5.13

$$E_t = \frac{-\ln\left(1 - \frac{K_0 \cdot NS}{K_t}\right)}{\ln(1 + NS)}. \quad (5.13)$$

Таблица 5.2 – Результаты определения экономической эффективности применения разработанной конструкции подвески сиденья

Виды издержек и показатели эффективности	Базовый вариант	Опытный вариант
1. Оплата труда, руб.	57 600	57 600
2. Стоимость ГСМ, руб.	456 000	456 000
3. Отчисления на ремонт и ТО, руб.	205 062	206 338
4. Отчисления на амортизацию, руб.	196 905	198 078
5. Сумма издержек, руб.	915 567	918 016
6. Экономический эффект за год, руб.	-	43 214
7. Экономический эффект за срок эксплуатации, руб.	-	758859
8. Фактический коэффициент капитальных вложений	-	0,37
9. Срок окупаемости, лет	-	0,86

5.3 Выводы

1. Расчет экономической эффективности применения адаптивной конструкции подвески сиденья показал высокую вероятность получения прибыли от ее внедрения, что достигается за счет повышения производительности тракторно-транспортного агрегата.

2. Годовой экономический эффект от внедрения предлагаемой конструкции на один трактор Belarus-1221.2 составляет 43 214 руб., а срок окупаемости дополнительных капиталовложений – 0,86 года.

3. Также стоит отметить положительный социальный эффект, который заключается в повышении комфорта условий труда оператора ТТА, за счет уменьшения вибрационной нагруженности в среднем на 5 дБА, что положительно сказывается на качестве выполняемых операций и производительности в целом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработанная четырехмассовая математическая модель вертикальных колебаний колесного ТТА, включающая комплекс показателей (крюковую нагрузку, профиль опорной поверхности, характеристики двигателя и подвески сиденья), что позволяет прогнозировать уровни вертикальных ускорений в различных точках ТТА и допустимую скорость движения. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что расхождение результатов составляет 5–10%.

2. Использование математической модели показало, что с ростом начальной скорости движения колесного ТТА скорректированный уровень вертикальных ускорений оператора с серийной подвеской возрастает с 105,5 дБА при скорости движения 5 км/ч до 137,7 дБА при 35 км/ч, в то время как при использовании адаптивной подвески сиденья он составляет 104,6 дБА и изменяется до 129,7 дБА. Наибольший прирост среднеквадратических значений (СКЗ) вертикальных ускорений при использовании серийной подвески сиденья наблюдается на 3-й и 6-й октавных полосах со среднегеометрическими частотами (СГЧ) 4 и 31,5 Гц. При использовании опытной подвески сиденья рост СКЗ вертикальных ускорений находится в 5-й и 6-й полосах с СГЧ 16 и 31,5 Гц. Максимальная эффективность опытной подвески сиденья в сравнении с серийной наблюдается на 1-й, 2-й и 3-й октавных полосах с СГЧ 1, 2 и 4 Гц и составляет ~10,4 дБ.

3. Разработано техническое решение адаптивной подвески сиденья (патент на полезную модель № 211255), по которому реализована рациональная упруго-демпфирующая характеристика.

4. Разработана методика определения рациональных объемов пневмогидравлических аккумуляторов предлагаемой конструкции подвески сиденья, позволяющая подобрать ПГА с рациональным объемом пневматической полости для реализации прогнозируемой упругой характеристики подвески сиденья ($V_{\text{ПГА1}} = 1,2$ л, $V_{\text{ПГА2}} = 0,6$ л).

5. Экспериментальные исследования показали, что опытная подвеска позволяет сохранить уровень вибронагруженности оператора ТТА в пределах, установ-

ленных санитарными нормами при движении по грунтовой дороге до скорости $V = 35$ км/ч. Применение опытной подвески сиденья повышает рабочую скорость на 5 – 10 км/ч по грунтовой дороге. Относительная эффективность разработанной конструкции подвески сиденья в сравнении с серийной составляет от 1,0 до 7,1 дБ на скоростях от 5 до 35 км/ч в октавных полосах частот. Эффективность по скорректированным уровням виброускорений изменяется от 0,9 дБА при скорости движения 5 км/ч до 8 дБА при 30 км/ч. Полученные данные подтверждают высокую эффективность разработанной конструкции адаптивной подвески сиденья.

6. Расчет экономической эффективности ТТА показал целесообразность внедрения предлагаемой конструкции адаптивной подвески сиденья оператора, годовой экономический эффект от ее внедрения на один трактор Belarus-1221.2 составляет 43 214 руб., срок окупаемости – 0,86 года.

7. Результаты диссертационной работы приняты для внедрения в ООО «Брянский тракторный завод» и используются в учебном процессе ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. Полученные результаты позволяют рекомендовать применение адаптивной подвески сиденья на колесных тракторах сельскохозяйственного назначения. Объем пневматической части ПГА подвести составляет 0,6 и 1,2 л.

8. Перспективным направлением дальнейшего совершенствования конструкций по снижению вибронагруженности оператора мобильных энергетических средств являются конструкции подвесок сидений на основе магнитореологических, совмещенных с пневматическими или электромагнитными, активно регулируемые амортизаторами, на которые автором получен патент РФ № 2764210 и патенты на полезные модели РФ № 139995, №176370 и № 206649.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акопян, Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств: (Вопросы теории и практики): монография Ч. 1 / Р.А. Акопян. – Львов: Вища школа, 1979. – 218 с.
2. Акопян, Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств: (Вопросы теории и практики): монография Ч. 2 / Р.А. Акопян. – Львов : Вища школа, 1980. – 208 с.
3. Анализ способов снижения уровня вибрационной нагруженности рабочего места оператора тракторно-транспортного агрегата / О.И. Поливаев, А.Н. Кузнецов, А.В. Лощенко, Д.Б. Болотов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 14. – № 4(71). – С. 11–20.
4. Андреев, М.А. Способ регулирования пневмогидравлической подвески многоосного транспортного средства с изменяемой упругой характеристикой: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / М.А. Андреев. – Москва, 2014. – 174 с.
5. Андреева-Галанина, Е.Ц. Вибрационная болезнь / Е.Ц. Андреева-Галанина, Э.А. Дрогичина, В.Г. Артамонова. – Ленинград: Медгиз, Ленингр. отделение, 1961. – 174 с.
6. Антышев, Н.М. Плавность хода скоростного колесного трактора / Н.М. Антышев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1966. – № 10. – С. 20–22.
7. Артющенко, А.Д. Создание пневматической подвески сиденья для защиты тракториста от низкочастотных колебаний, обоснование и выбор ее оптимальных параметров : автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.05.03 / А.Д. Артющенко. – Харьков, 1984. – 16 с.
8. Афонищев, Д.Н. Моделирование микропрофиля пути с помощью программного комплекса Simintech / Д.Н. Афонищев, А.В. Лощенко, С.Н. Пиляев // Актуальные направления научных исследований для эффективного развития АПК: матер. международной науч.-практ. конф. (Воронеж, 27 марта 2020 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2020. – С. 268–277.
9. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – Москва:

Машиностроение, 1971. – 671с.

10. Беляев, А.Н. Повышение эффективности работы машинно-тракторных агрегатов на базе интегральных универсально-пропашных колесных тракторов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / А.Н. Беляев. – Мичуринск, 2019. – 440 с.

11. Буряков, А.Т. Справочник по механизации производства / А.Т. Буряков, М.В. Кузьмин. – Москва: Колос, 1971. – 352 с.

12. Пневмогидравлическая рессора с адаптивным саморегулирующим демпфером для подвески быстроходной гусеничной машины / В. В. Новиков [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2020. – № 2. – С. 13–30.

13. Васильев, А.В. Тензометрирование и его применение в исследованиях тракторов / А.В. Васильев, Д.М. Раппопорт. – Москва: Машиностроение, 1963. – 340 с.

14. Вахламов, В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов. – Москва: Академия, 2006. – 240 с.

15. Виброзащита на транспортно-технологических машинах / Ю.Ф. Устинов, В.А. Муравьев, А.Н. Щиенко, А.В. Копаев // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Материалы межрегиональной научно-практической конференции «Высокие технологии в экологии». – 2012. – № 1. – С. 316–321.

16. Виброизолятор / Белозерова Е.Б., Фомина О.В., Чернышев В.И.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Орловский государственный технический университет. – № 2008148786/11; заявл. 10.12.08; опубл. 20.02.10. Бюл. № 5. – 6 с.

17. Вибронагруженность рабочего места оператора и виброзащитные свойства подвесок сидений / З.А. Годжаев, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ». – 2021. – № 1 (47). – С. 2–11.

18. Виды снижения воздействия транспортной вибрации на водителей МЭС / О.И. Поливаев, А.Н. Кузнецов, А.Н. Горбулич, А.В. Лощенко // Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса 2018: матер. IV Международной науч.-практ. конф. в рамках IV Международного научного форума Донецкой народной Республики «Инновационные перспективы Донбасса:

Инфраструктурное и социально-экономическое развитие» (Горловка, 24 мая 2018 г.) – Горловка: Донецкий национальный техн. университет, 2018. – С. 31–35.

19. Волошин, Ю.В. Применение систем подрессоривания в зарубежных тракторах / Ю.В. Волошин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 2. – С. 36.

20. Ворохобин, А.В. Экспериментальная оценка эксплуатационных показателей тракторно-транспортного агрегата при регулировании тягово-сцепных свойств / А.В. Ворохобин // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2017. – № 3 (54). – С. 94–101.

21. Горбулич, А.Н. Управление электромагнитной подвеской мобильного энергетического средства / А.Н. Горбулич, А.Н. Кузнецов, А.В. Лощенко // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: матер. международной науч.-практ. конф. (Воронеж, 06–07 июня 2019 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2019. – С. 161–166.

22. Горланов, С.А. Экономическая оценка проектных разработок в АПК: учебно-методическое пособие. Ч. 1. Методические указания / С.А. Горланов, Е.В. Злобин. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2002. – 66 с.

23. ГОСТ 12.1.012-90. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. – Курск : ЦНТИ, 2002. – 30 с.

24. ГОСТ 20062-96. Сиденье тракторное. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 20062-81. – Минск: ИПК Издательство стандартов, 1997. – 12 с.

25. ГОСТ 31319-2006. Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах. – Москва: Стандартинформ, 2008. – 19 с.

26. ГОСТ 31323-2006. Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. – Москва: Стандартинформ, 2006. – 19 с.

27. Гуськов, В.В. Экспериментальные исследования плавности хода трактора «Беларусь» в агрегате с одноосным прицепом 1-ПТС-4 / В.В. Гуськов, Н.А. Черноморец, П.П. Артемьев // Автотракторостроение. – 1975. – Вып. 7. – С. 125–128.

28. Гутько, М.В. Руководство по эксплуатации тракторов «БЕЛАРУС-1221.2 / 1221В.2 / 1221.3 / М.В. Гутько. – Минск: ПО «МТЗ», 2009. – 281 с.
29. Дербаремдикер, А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1985. – 199 с.
30. Динамика движения. Регулируемые подвески / К.В. Чернышов, И.М. Рябов, В.В. Новиков [и др.]. – Волгоград: Волгоградский государственный технический университет, 2020. – 160 с.
31. Жданов, А.А. AdCAS – система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля [Электронный ресурс] / Жданов А.А., Липкевич Д.Б. // Труды Института системного программирования: Т. 7, Новые подходы в нейроноподобных и основанных на знаниях системах / под ред. А.А. Жданова. – Москва: ИСП РАН, 2004. – С. 119–159. – Режим доступа : URL: http://www.aac-lab.com/files/sbornic_hdanov_lipkevich.pdf (дата обращения: 04.11.2014).
32. Жилейкин, М.М. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин [Электронный ресурс] / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – № 2. – С. 1–10. – Режим доступа: URL: <http://technomag.edu.ru/doc/293578.html> (дата обращения: 04.11.2014).
33. Жилейкин, М.М. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин [Электронный ресурс] / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – № 1. – С. 1–23. – Режим доступа: URL: <http://technomag.edu.ru/doc/346660.html> (дата обращения: 04.11.2014).
34. Жилейкин, М.М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессоривания : дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / М.М. Жилейкин. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 280 с.
35. Имитационная модель вертикальных колебаний кресла оператора трактора в программном комплексе SimInTech / О.И. Поливаев, Д.Н. Афонищев, С.Н. Пиляев [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного универ-

ситета. – 2020. – Т. 13, № 4 (67). – С. 79–87.

36. Искалиев, А.И. Повышение виброзащитных свойств пневматической подвески сиденья за счет применения активной системы вторичного поддрессирования: дис. ... канд. техн. наук: 2.5.11 / А.И. Искалиев. – Волгоград, 2022. – 205 с.

37. Климов, А.Н. Моделирование процесса дорога-трактор-оператор / А.Н. Климов // Высокие технологии в экологии: тр. 4-й междунар. науч.-техн. конф. / Воронежское отделение Российской экологической академии (Воронеж, 23–25 мая, 2001 г.) – Воронеж, 2001. – С. 44–47.

38. Костюков, О.В. Снижение воздействия транспортных вибраций на механизатора / О.В. Костюков, А.В. Лощенко, О.И. Поливаев // Молодежный вектор развития аграрной науки : матер. 70-й науч. студ. конф. (Воронеж, 01 февраля 2019 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2019. – С. 486–489.

39. Кравченко, В. А. Результаты испытаний трактора тягового класса 3 с олигомерными шинами / В. А. Кравченко, И. С. Грачев, В. С. Курасов // Сельский механизатор. – 2018. – № 7-8. – С. 10-11.

40. Кравченко, В. А. Сравнительный анализ деформирования шин 30,5-32 с различным внутренним строением / В. А. Кравченко, И. М. Меликов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2019. – № 151. – С. 116-129

41. Кривошеин, Д.А. Экология и безопасность жизнедеятельности : учеб. пособ. / Д.А. Кривошеин, Л.А. Муравей, Н.Н. Роева. – Москва: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. – 447 с.

42. Кузнецов, А.Н. Визуализация результатов математического моделирования динамических процессов в мобильных энергетических средствах / А.Н. Кузнецов, О.И. Поливаев, А.В. Лощенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2018. – № 6. – С. 45–52.

43. Кузнецов, А. Н. Определение упругой характеристики подвески сиденья с упругими элементами в виде жестких пластин / А.Н. Кузнецов, А.В. Лощенко // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения : матер. междунар. науч.-практ. конф. (Воронеж, 26–27 ноября 2018

г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – С. 48–52.

44. Кузнецов, А.Н. Подвеска сиденья операторов транспортных средств с нелинейной упругой характеристикой / А.Н. Кузнецов, А.В. Лощенко, А.В. Горбулич // Инновационные технологии и технические средства для АПК : матер. междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и специалистов (Воронеж, 14–16 ноября 2018 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – С. 272–276.

45. Кузнецов, А. Н. Разработка системы активного шумоподавления в глушителях тракторов сельскохозяйственного назначения: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.20.01 / А.Н. Кузнецов – Воронеж, 2015. – 194 с.

46. Кулешов, М.Ю. Разработка алгоритма управления подвеской автомобиля малого класса: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / М.Ю. Кулешов. – Москва: МГТУ «МАМИ», 2003. – 143 с.

47. Литвинов, А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 240 с.

48. Лощенко, А.В. Адаптивная подвеска сиденья транспортного средства / А. В. Лощенко // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК : матер. междунар. науч.-практ. конф. (Воронеж, 25 февраля 2021 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2021. – С. 121–125.

49. Лощенко, А.В. Активная подвеска сиденья оператора МЭС / А.В. Лощенко, А.Н. Кузнецов, Т.И. Лощенко // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: матер. Междунар. науч.-практ. конф. (Воронеж, 06–07 июня 2018 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – С. 200–204.

50. Лощенко, А.В. Анализ условий труда водителя мобильного энергетического средства / А.В. Лощенко // Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса 2018: матер. IV междунар. науч.-практ. конф. в рамках IV Международного научного форума Донецкой народной Республики «Инновационные перспективы Донбасса: Инфраструктурное и социально-экономическое развитие» (Горловка, 24 мая 2018 г.). – Горловка: Донецкий национальный техни-

ческий университет, 2018. – С. 27–30.

51. Лощенко, А.В. Виброзащита рабочего места оператора тракторно-транспортного агрегата / А.В. Лощенко // Инновационные технологии и технические средства для АПК: матер. междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и специалистов (Воронеж, 14–16 ноября 2018 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – С. 317–321.

52. Ляшенко, М.В. Методы оптимизационного синтеза систем поддрессирования и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / М.В. Ляшенко. – Волгоград, ВолгГТУ, 2003. – 36 с.

53. Ляшенко, М.В. Синтез систем поддрессирования гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: монография / М.В. Ляшенко. – Волгоград : РПК «Политехник», 2004. – 254 с.

54. Машков, И.И. Синтез системы управления подвеской автомобиля, построенной на основе магнитореологического амортизатора: дис. ... канд. техн. наук : 05.13.01 / И.И. Машков. – Москва: МИРЭА (ТУ), 2004. – 217 с.

55. Модернизация подвески гусеничных движителей / А.В. Лощенко, П.Н. Завалин, Д.Б. Болотов [и др.] // Инновационные технологии и технические средства для АПК : матер. междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и специалистов (Воронеж, 14–16 ноября 2018 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – С. 369–372.

56. Новиков, В.В. Динамика движения: Нелинейная теория поддрессирования / В.В. Новиков, К.В. Чернышов, А.В. Поздеев. – Волгоград: Волгоградский государственный технический университет, 2020. – 176 с.

57. Определение жесткости упругих элементов подвески сиденья с нелинейной упругой характеристикой / А.Н. Кузнецов, О.И. Поливаев, А.В. Лощенко, А.А. Заболотная // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения : матер. междунар. науч.-практ. конф. (Воронеж, 26–27 ноября 2018 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – С. 43–48.

58. Пат. 177004 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/52. Подвеска сиде-

нья транспортного средства / М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, П.В. Потапов, А.И. Искалиев; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Волгоградский государственный технический университет. – № 2017125809; заявл. 18.07.2017; опуб. 06.02.2018.

59. Пат. 2002983 Российская Федерация, МПК Г 16 Г 9/48. Гидравлический демпфер / В.И. Чернышев; заявитель и патентообладатель Орловский филиал Московского института приборостроения. – №4935117/28; заявл. 08.05.91; опубл. 15.11.93. Бюл. №41.

60. Пат. 2139458 Российская Федерация, МПК Г 16 Г 9/50. Двухкамерный пневматический амортизатор / Е.Е. Прокопов, В.И. Чернышев ; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – №98122187/28 ; заявл. 03.12.98 ; опубл. 10.10.99. Бюл. №28.

61. Пат. 2165550 Российская Федерация, МПК Е 16 Е 9/48. Гидравлический демпфер / В.И. Чернышев, Н.С. Яхович, А.В. Климов ; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – №99106750/28 ; заявл. 29.03.99 ; опубл. 20.04.04. Бюл. №11.

62. Пат. 2184891 Российская Федерация, МПК Р 16 Р 9/50. Амортизатор / В.И. Чернышев, Е.Е. Прокопов ; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – № 2000111869/28 ; заявл. 27.04.00 ; опубл. 10.07.02. Бюл. №19.

63. Пат. 56284, Российская Федерация МПК В60N 2/50 Сиденье транспортного средства с подвеской активного типа / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин, Ю.А. Юшин, О.М. Костиков ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – №2006110317/22 ; заявл. 30.03.2006 ; опубл. 10.09.2006. Бюл. №25.

64. Пат. 2363598 С1 Российская Федерация, МПК В60N 2/52. Активная подвеска сиденья транспортного средства / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин, О.И. Костиков, Е.Н. Родин ; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежский государственный аграрный университет имени К.Д. Глинки" (ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д.

Глинки). – № 2008118046/11 ; заявл. 05.05.2008 ; опубл. 10.08.2009.

65. Пат. 2764210 С1 Российская Федерация, МПК F16F 9/06, F16F 9/53. Регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор / О. И. Поливаев, О. М. Костилов, А. В. Лощенко, Д. Б. Болотов ; заявитель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2021105339 ; заявл. 01.03.2021 ; опубл. 14.01.2022.

66. Пат. 186837 U1 Российская Федерация, МПК B60N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / О. И. Поливаев, А. Н. Горбулич, А. Н. Кузнецов, А. В. Лощенко ; заявитель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2018106154 ; заявл. 19.02.2018 ; опубл. 05.02.2019.

67. Пат. № 176370 U1 Российская Федерация, МПК B60N 2/50, F16F 6/00. Подвеска сиденья транспортного средства : / О. И. Поливаев, А. Н. Горбулич, О. С. Ведринский [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2017115483 : заявл. 02.05.2017 : опубл. 17.01.2018

68. Пат. 201650 U1 Российская Федерация, МПК B60N 2/50. Активная подвеска сиденья транспортного средства / О. И. Поливаев, А. Н. Кузнецов, А. В. Лощенко, О. В. Костюков ; заявитель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2020107273 ; заявл. 17.02.2020 ; опубл. 24.12.2020.

69. Пат. № 206649 U1 Российская Федерация, МПК B60N 2/50. Активная подвеска сиденья транспортного средства : № 2021108357 : заявл. 26.03.2021 : опубл. 21.09.2021 / О. И. Поливаев, С. Н. Пиляев, А. Н. Кузнецов [и др.] ; ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2021108357 : заявл. 26.03.2021 : опубл. 21.09.2021.

70. Пат. 211255 Российская Федерация, МПК B60N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства / О. И. Поливаев, А. Н. Кузнецов, А. В. Лощенко [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2022104102 ; заявл. 15.02.2022 ; опубл. 26.05.2022.

71. Певзнер, Я.М. Колебания автомобиля : Испытания и исследования / Я.М. Певзнер [и др.] ; под ред. Я.М. Певзнера. – Москва : Машиностроение, 1979. — 208 с.

72. Певзнер, Я.М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1963. – 320 с.

73. Петрушов, В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов. – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
74. Подзоров, А.В. Плавность хода автомобиля повышенной проходимости скомбинированным управлением упругодемпфирующими элементами системы поддрессирования: дис. ... канд. тех. наук: спец. 05.05.03 / А.В. Подзоров. – Волгоград, 2015. – 178 с.
75. Поливаев, О.И. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств : монография / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин ; Минсельхоз России, ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки. – Воронеж : Изд-во ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки, 2008. – 177 с.
76. Поливаев, О.И. Теория трактора и автомобиля : учебник / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин. – Санкт-Петербург : Лань, 2016. – 232 с.
77. Поливаев, О.И. Испытание сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок: учебное пособие / О.И. Поливаев, О.М. Костиков. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2014. – 113с.
78. Попов, Д.А. Системы поддрессирования современных тракторов/ Д.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1974. – 175 с.
79. Применение активных подвесок на мобильных энергетических средствах / О.И. Поливаев, А.Н. Кузнецов, А.Н. Горбулич, А.В. Лощенко // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе : матер. междунар. науч.-практ. конф., (Воронеж, 06–07 июня 2018 г.) / под общ. редак. В.А. Гулевского. – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2018. – С. 225-229.
80. Применение электромагнитных подвесок в современном машиностроении / О.И. Поливаев, А.Н. Кузнецов, А.Н. Горбулич, А.В. Лощенко // Новые технологии и технические средства для эффективного развития АПК : матер. нац. науч.-практ. конф. Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра, (Воронеж, 26 февраля 2019 г.). – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2019. – С. 55-59.
81. Прицепное силоизмерительное устройство / В.В. Ольховиков, Ю.М.

Пурусов, К.Н. Леонтьев, А.В. Лощенко // Теория и практика инновационных технологий в АПК : матер. нац. науч.-практ. конф., (Воронеж, 29–30 апреля 2021 г.) – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2021. – С. 299-304.

82. Рандин, Д.Г. Электротехническая активная система виброзащиты с магнитореологическим демпфером : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.09.03 / Д.Г. Рандин. – Самара, 2016. – 133с.

83. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.

84. Рыков, С. П. Математическое моделирование случайного микропрофиля автомобильных дорог / Рыков С. П., Бекирова Р. С., Жук Д. Ю. // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2007. – Т. 2. – С. 150–157.

85. Рябов, И.М. Виброзащитные свойства двухступенчатой подвески автомобиля / И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.М. Ковалев // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 9. – С. 16-19.

86. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» от 28.01.2021. – 1143 с.

87. Сарач, Е.Б. Разработка научных методов создания комплексной системы подрессоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин : дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.03 / Е.Б. Сарач. – Москва, 2010. – 327 с.

88. Сарач, Е.Б. Методы исследования систем подрессоривания транспортных машин / Е.Б. Сарач, А.А. Ципилев // Наука и образование. – 2012. – №5. – С. 95-125.

89. Сарач, Е.Б. Перспективы развития системы подрессоривания быстроходных гусеничных машин [Электронный ресурс] / Е.Б. Сарач, Г.О. Котиев, И.А. Смирнов // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – №10 (22). – С. 1-13. – Режим доступа : <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>.

90. Сидоров, М. В. Влияние давления в шинах на устойчивость трактора / М. В. Сидоров, П. И. Степин // Международный технико-экономический журнал. – 2020. – № 6. – С. 40-49.
91. Сидорова, А. В. Имитационное моделирование колебаний центра масс колесной машины с помощью программы Simulink / А. В. Сидорова, П. И. Степин, В. Н. Сидоров // Инженерный вестник Дона. – 2020. – № 4(64). – С. 3.
92. Силаев, А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А.А. Силаев. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 192 с.
93. Смирнов, С.А. Теория движения колесных машин / С.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
94. Совершенствование виброзащитной системы тракторно-транспортного агрегата на базе Беларус 1221.2 / О.И. Поливаев, А.Н. Кузнецов, А.В. Лощенко, А.Н. Горбулич // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 12. – № 2 (61). – С. 60-66.
95. Сравнительный анализ российских и зарубежных нормативных требований к виброзащите оператора трактора / З.А. Годжаев, Т.З. Годжаев, М.В. Ляшенко [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2021. – Т.15. – №2 (2021). – С. 2-8.
96. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
97. Улучшение виброакустических параметров транспортно-технологических машин / Ю.Ф. Устинов, Ю.И. Калинин, А.В. Ульянов [и др.] // Высокие технологии в строительном комплексе. – 2021. – № 1. – С. 172-176.
98. Хачатуров, А.А. Динамика системы «дорога–шина–автомобиль–водитель» / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев; под ред. А.А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с.
99. Ходакова, Т.Д. Улучшение условий и охраны труда человека-оператора за счет виброзащиты сиденья самоходной сельскохозяйственной техники: автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец 05.26.01 / Т.Д. Ходакова. – Орел,

2004. – 16 с.

100. Чернышев, В.И. Оптимизационные задачи управления системами вибрационной безопасности / В.И. Чернышев, О.В. Фомина // Мир транспорта и технологических машин. – 2016. – № 2 (53). – С. 30-38.

101. Чернышев, В.И. Проявление локального эффекта в методе динамического программирования и оптимальное управление виброзащитных систем / В.И. Чернышев // Известия Вузов. Приборостроение. – №5. – 1993. – С. 55-59.

102. Чернышев, В.И. Экстремальные задачи и оптимизация: введение в теорию непрямого импульсного управления процессами колебаний : монография / В.И. Чернышев, Ю.С. Степанов, О.В. Фомина. – М.: Изд-во Спектр, 2011. – 218 с.

103. Чернышов, К.В. Оптимальное управление демпфированием подвески на основе принципа максимума / К.В. Чернышов, В.В. Новиков, И.М. Рябов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 2. – С. 13-15.

104. Чернышов, К.В. Улучшение виброзащитных свойств и стабильности характеристик пневмогидравлических рессор : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 / К.В. Чернышов. – Волгоград, 1999. – 225 с.

105. Экспериментальное определение параметров характеристики подвески сиденья для автотракторной техники / З.А. Годжаев, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – № 3. – С. 20-26.

106. Юшин, А. Ю. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата за счет модернизации подвески сиденья трактора : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. Ю. Юшин. – Воронеж, 2007. – 21 с.

107. Andrzej Milecki Application of magnetorheological fluid in industrial shock absorbers [Text] / Andrzej Milecki, Mikołaj Hauke // Mechanical Systems and Signal Processing Volume 28, April 2012. – pp. 528–541.

108. Audi TT MagneRide RUS. [Text]. URL: www.avtoresurs.net/UserFiles/file/Audi_TT_MagneRide_RUS.doc, Режим доступа: свободный. (дата обращения: 20.11.2021).

109. Barak, P. Application of the LQG approach to the design of an automotive

suspension for three-dimensional vehicle model / P. Barak, H. Hrovat // Advanced Suspensions Conference – 1988 / Proc IMechE. – London, 1988. – p. 11-26.

110. Comparative research on semi-active control strategies for magnetorheological suspension / Xiao-min Dong [et al.] // Nonlinear Dynamics. – 2010. – Vol. 59, No. 3. – p. 433-453.

111. Dixon, J.C. The Shock Absorber Handbook / J.C. Dixon. – 2-d ed. – Chichester: John Wiley, 2007. – 432 p.

112. Fischer, D. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions / D. Fischer, R. Isermann // Control Engineering Practice. – 2004. – Vol. 12, No. 11. – p. 1353-1367. In search of suitable control methods for semi-active tuned vibration absorbers / J.H. Koo [et al.] // Journal of Vibration and Control. – 2004. – Vol. 10, No. 2. – p. 163-174.

113. Genta, G. The automotive chassis : vol. 1: components design / G. Genta, L. Morello. – Dordrecht : Springer, 2009. – 627 p.

114. Grammer AG. Produktwelten. Commercial Vehicles. Landmaschinen [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа : <https://www.grammer.com/produktwelten/commercial-vehicles/landmaschinen.html>

115. Du H. Semi-active H_∞ control of vehicle suspension with magnetorheological dampers / H. Du, Sze K.Y., Lam J. // Journal of Sound and Vibration. – 2005. – Vol. 283, Issues 3–5. – Pp. 981–996. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.05.030.

116. MagneRide Systems – Delphi. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.motor-talk.de/forum/aktion/Attachment.html?attachmentId=488981>, свободный. (дата обращения: 20.11.2021). – Загл. с экрана. – Яз. рус.

117. Petek N.K. An Electronically controlled Shock Absorber using electrorheological fluid // SAE Technical Paper 920275, 1992.

118. Nicola Caterino Semi-active control of a wind turbine via magnetorheological dampers // Journal of Sound and Vibration. Volume 345. - pp. 1–17.

119. Sears Seating. Инновации. Система снижения вибраций VRS® [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа : <http://www.searsseating.net/russian/innovation4.htm>.

120. Upgrading seat suspension of tractor Belarus-1221 / O. I. Polivaev, A. V. Loschenko, R. G. Belyansky, A. N. Kuznetsov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering, ICI2AE 2019, Irkutsk, 27 мая – 01 2019 года. – Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012051. – DOI 10.1088/1757-899X/632/1/012051

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Математическая модель

Математическая модель движения колесного ГТА при переезде единичной неровности

1. Ввод исходных данных

Массы компонентов	Жесткости компонентов	Коэффициенты демпфирования компонентов	Геометрические параметры
$m_O := 5150$	$C_{пш} := 650 \cdot 10^3$	$K_{пш} := 11 \cdot 10^3$	$l_{пМ} := 1.655$
$J_O := 10000$			$l_{зМ} := 1.05$
$m_B := 100$	$C_{зш} := 950 \cdot 10^3$	$K_{зш} := 14 \cdot 10^3$	$l_{пС} := 0.8$
$s := 9.81$	$C_{пС} := 8040$	$K_{пС} := 3 \cdot 10^3$	$J := l_{пМ} + l_{зМ} = 2.705$
$m_T := m_O + m_B$			$h_{цТ} := 1.6$
$m_{пМ} := 2200$			$h_{сц} := 0.6$
$m_{зМ} := m_T + m_{пМ} = 3.05 \times 10^3$			$\beta_{сц} := 10 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.175$

Параметры шин заднего моста 18,4R38

$d_{зК} := 965$
 $b_{зК} := 468$
 $K_{зш} := 0.8$
 $r_{зК} := 0.001 \cdot (0.5 \cdot d_{зК} + K_{зш} \cdot b_{зК}) = 0.857$
 $r_{зСВ} := 0.001 \cdot (0.5 \cdot d_{зК} + 0.97 \cdot b_{зК}) = 0.936$

Параметры шин переднего моста 420/70R24

$d_{пК} := 610$
 $b_{пК} := 420$
 $K_{пш} := 0.8$
 $r_{пК} := 0.001 \cdot (0.5 \cdot d_{пК} + K_{пш} \cdot b_{пК}) = 0.679$
 $r_{пСВ} := 0.001 \cdot (0.5 \cdot d_{пК} + 0.97 \cdot b_{пК}) = 0.712$

f := 0.04 - коэффициент сопротивления качению

Параметры трансмиссии

$\eta_{тр} := 0.85$
 $i_{гЛ} := 3.417$
 $i_{борг} := 6.86$

$$i_K := \begin{pmatrix} 12.667 & 10.415 & 8.613 & 7.139 \\ 5.588 & 4.595 & 3.8 & 3.15 \\ 3.333 & 2.74 & 2.267 & 1.879 \\ 1.47 & 1.209 & 1.0 & 0.829 \end{pmatrix}$$

$$diar := 2 \quad pored := 3 \quad i_{K_{diar-1, pored-1}} = 3.8$$

$$i_{ip} := i_{K_{diar-1, pored-1}} \cdot i_{ip} \cdot i_{борг} = 89.074$$

$$\delta_{BP} := 1.08 \quad \text{- коэффициент учёта вращающихся масс}$$

Параметры двигателя

$$M_N := 320$$

$$n_N := 1900$$

$$n_{max} := 1.08 \cdot n_N = 2.052 \times 10^3$$

$$n_{\mathcal{D}}(V_x) := V_x \frac{i_{ip}}{0.377 \cdot r_{3K}}$$

$$M_{\mathcal{D}}(V_x) := (n_{max} - n_{\mathcal{D}}(V_x)) \cdot \frac{M_N}{n_{max} - n_N}$$

$$P_K(V_x) := \frac{M_{\mathcal{D}}(V_x) \cdot i_{ip} \cdot \eta_{ip}}{r_{3K}}$$

2. Определение перемещений, скоростей, действующих сил и ускорений

Определение перемещений

$$Z_{пш}(q, Z_O, \alpha_O) := Z_O - q + l_{пш} \cdot \sin(\alpha_O)$$

$$Z_{зш}(q, Z_O, \alpha_O) := Z_O - q - l_{зш} \cdot \sin(\alpha_O)$$

$$Z_{пс}(Z_O, Z_B, \alpha_O) := Z_O - Z_B - l_{пс} \cdot \sin(\alpha_O)$$

Определение скоростей

$$V_{пш}(V_q, V_O, \omega_O, \alpha_O) := V_O - V_q + l_{пш} \cdot \omega_O \cdot \cos(\alpha_O)$$

$$V_{зш}(V_q, V_O, \omega_O, \alpha_O) := V_O - V_q - l_{зш} \cdot \omega_O \cdot \cos(\alpha_O)$$

$$V_{пс}(V_O, V_B, \omega_O, \alpha_O) := V_O - V_B - l_{пс} \cdot \omega_O \cdot \cos(\alpha_O)$$

Общие силы, действующие на остов и сиденье

$$F_{\Pi}(q, V_q, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O) := C_{пш} \cdot Z_{пш}(q, Z_O, \alpha_O) + K_{пш} \cdot V_{пш}(V_q, V_O, \omega_O, \alpha_O)$$

$$F_3(q, V_q, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O) := C_{зш} \cdot Z_{зш}(q, Z_O, \alpha_O) + K_{зш} \cdot V_{зш}(V_q, V_O, \omega_O, \alpha_O)$$

$$F_{\text{ж}}(Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) := C_{пс} \cdot Z_{пс}(Z_O, Z_B, \alpha_O) + K_{пс} \cdot V_{пс}(V_O, V_B, \omega_O, \alpha_O)$$

Статические силы, действующие на колёса

$$G_{псТ} := g \cdot m_{пш}$$

$$G_{зсТ} := g \cdot m_{зш}$$

Силы сопротивления движению

$$F_{сопр\Pi}(q, V_q, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O, \gamma_{\Pi}) := (f \cdot \cos(\gamma_{\Pi})^2 + \cos(\gamma_{\Pi}) \cdot \sin(\gamma_{\Pi})) \cdot (G_{псТ} + F_{\Pi}(q, V_q, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O))$$

$$F_{сопр\text{з}}(q, V_q, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O, \gamma_{\text{з}}) := (f \cdot \cos(\gamma_{\text{з}})^2 + \cos(\gamma_{\text{з}}) \cdot \sin(\gamma_{\text{з}})) \cdot (G_{зсТ} + F_3(q, V_q, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O))$$

Силы, действующие в сцепном устройстве

$$G_{\Pi\Pi} := 5500$$

$$P_{сч}(\tau_{\Pi\Pi}) := G_{\Pi\Pi} \cdot (f \cdot \cos(\tau_{\Pi\Pi}) + \sin(\tau_{\Pi\Pi}))$$

Расчёт действующих ускорений

$$\begin{aligned}
a_B(Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) &:= \frac{1}{m_B} \cdot F_C(Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) \\
a_O(q_{\Pi}, V_{q_{\Pi}}, q_3, V_{q_3}, Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) &:= \frac{-1}{m_O} \cdot \left[F_{\Pi}(q_{\Pi}, V_{q_{\Pi}}, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O) + F_3(q_3, V_{q_3}, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O) \right] - F_C(Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) \\
\varepsilon_O(q_{\Pi}, V_{q_{\Pi}}, q_3, V_{q_3}, Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) &:= \frac{1}{J_O} \cdot \left(-F_{\Pi}(q_{\Pi}, V_{q_{\Pi}}, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O) \cdot l_{\Pi M} + F_3(q_3, V_{q_3}, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O) \cdot l_{3M} - F_C(Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O) \cdot l_{\Pi C} \right) \\
a_{\Gamma}(q_{\Pi}, V_{q_{\Pi}}, q_3, V_{q_3}, Z_O, V_O, Z_B, V_B, \alpha_O, \omega_O, V_{\Gamma}, \gamma_{\Pi}, \gamma_3, \tau_{\Pi P}) &:= \frac{1}{(m_O + m_B) \cdot \delta_{BP}} \cdot \left(\frac{P_K(V_{\Gamma}) - F_{\text{comp}\Pi}(q_{\Pi}, V_{q_{\Pi}}, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O, \gamma_{\Pi}) \dots}{+ F_{\text{comp}3}(q_3, V_{q_3}, Z_O, V_O, \alpha_O, \omega_O, \gamma_3) - P_{\text{сш}}(\tau_{\Pi P}) \cdot \cos(\beta_{\text{сш}} + \alpha_O) \cdot h_{\text{сш}}} \right)
\end{aligned}$$

3. Ввод параметров численного решения модели

$$\begin{aligned}
T_{\text{нач}} &:= 0 \\
T_{\text{кон}} &:= 5 \\
N &:= 10000 \\
\Delta T &:= \frac{T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}}}{N} \\
i &:= 0..N - 1 \\
T_i &:= T_{\text{нач}} + i \cdot \Delta T
\end{aligned}$$

Параметры единичной неровности

$$\begin{aligned}
A_{\text{неровности}} &:= 0.2 \\
L_{\text{неровности}} &:= 1
\end{aligned}$$

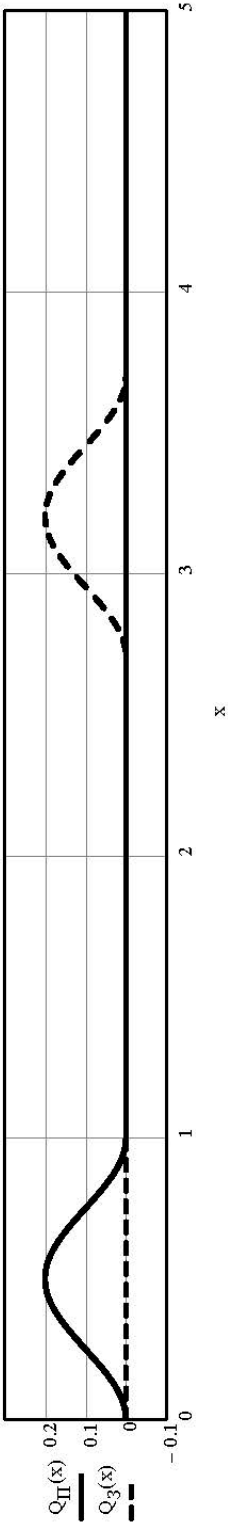
$$v := 7.4 \quad \text{- скорость движения}$$

$$q(x) := \frac{A_{\text{неровности}}}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2 \cdot \pi}{L_{\text{неровности}}} \cdot x \right) \right) \cdot \left(\Phi(x) - \Phi(x - L_{\text{неровности}}) \right)$$

$$\Delta l := 0 \quad \Delta l \text{ - расстояние до первой неровности}$$

$$Q_{\Pi}(x) := q(x - \Delta l)$$

$$Q_3(x) := Q_{\Pi}(x - L)$$



4. Численное решение математической модели

- упрощение системы для движения без прицепа

$P_{\text{мод}}(\tau_{\text{ПР}}) := 0$

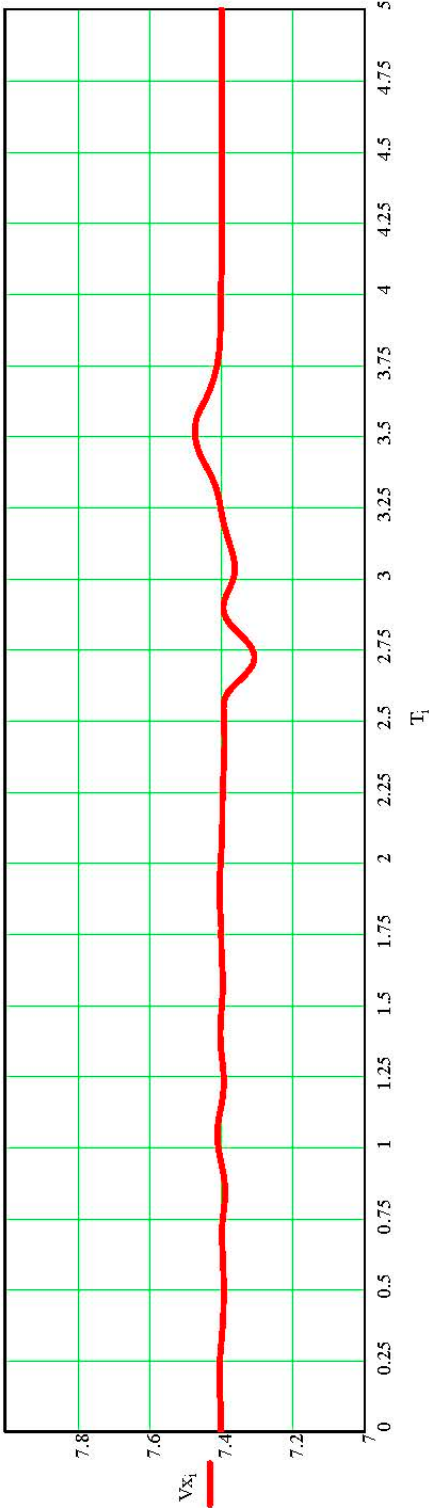
$\tau_{\text{ПР}} := 0$

$\text{Kontakt}(X_K, Y_K, r, f) :=$

```
M ← 128
m ← 0.5
j ← 0
for i ∈ 0..M - 1
  x ← X_K + r * cos(π * i / M)
  y ← Y_K - r * sin(π * i / M) - f(x)
  if m * y < 0
    zj,0 ← x
    zj,1 ← f(x)
    j ← j + 1
  m ← y
z ← 0 if j = 0
z
```


RES ⁽⁴⁾	←	VO
RES ⁽⁵⁾	←	ωO
RES ⁽⁶⁾	←	VT
RES ⁽⁷⁾	←	ZO
RES ⁽⁸⁾	←	αO
RES ⁽⁹⁾	←	XT
RES		

$Vx_i := R_{i,6}$



5. Чтение файла и дальнейшая подготовка опытных данных

```
IN := READPRN('D:\Ishod\2_3_2.prt" )
N1 := длина(IN(0))
TN1 := 9
(IN(0))N1-1
ΔT1 :=  $\frac{(IN^{(0)})_{N1-1}}{N1 - 1} = 6.658 \times 10^{-3}$ 
```

$$I := \text{floor} \left(\frac{TN_1}{\Delta T_1} \right) = 1.351 \times 10^3$$

5.1. Корректировка выходных данных по смещениям

$$TN := 27.95$$

$$\Delta M := \text{floor} \left(\frac{TN}{\Delta T_1} \right) = 4.198 \times 10^3$$

$$M := \text{floor} \left(\frac{T_{\text{кон}}}{\Delta T_1} \right) = 750$$

$$j := 0..M$$

$$T_{1,j} := (IN^{(0)})_j$$

$$\sum_{i=0}^I (IN^{(2)})_i$$

$$sZ_1 := \frac{i=0}{I} = -0.397$$

$$Z_{1,j} := (IN^{(2)})_{j+\Delta M} - sZ_1$$

$$\sum_{i=0}^I (IN^{(1)})_i$$

$$sP_1 := \frac{i=0}{I} = -0.027$$

$$P_{1,j} := (IN^{(1)})_{j+\Delta M} - sP_1$$

$$\sum_{i=0}^I (IN^{(3)})_i$$

$$sO_1 := \frac{i=0}{I} = -2.56$$

$$O_{1,j} := (IN^{(3)})_{j+\Delta M} - sO_1$$

5.2. Корректировка опытных данных по частоте дискретизации для соответствия численной модели

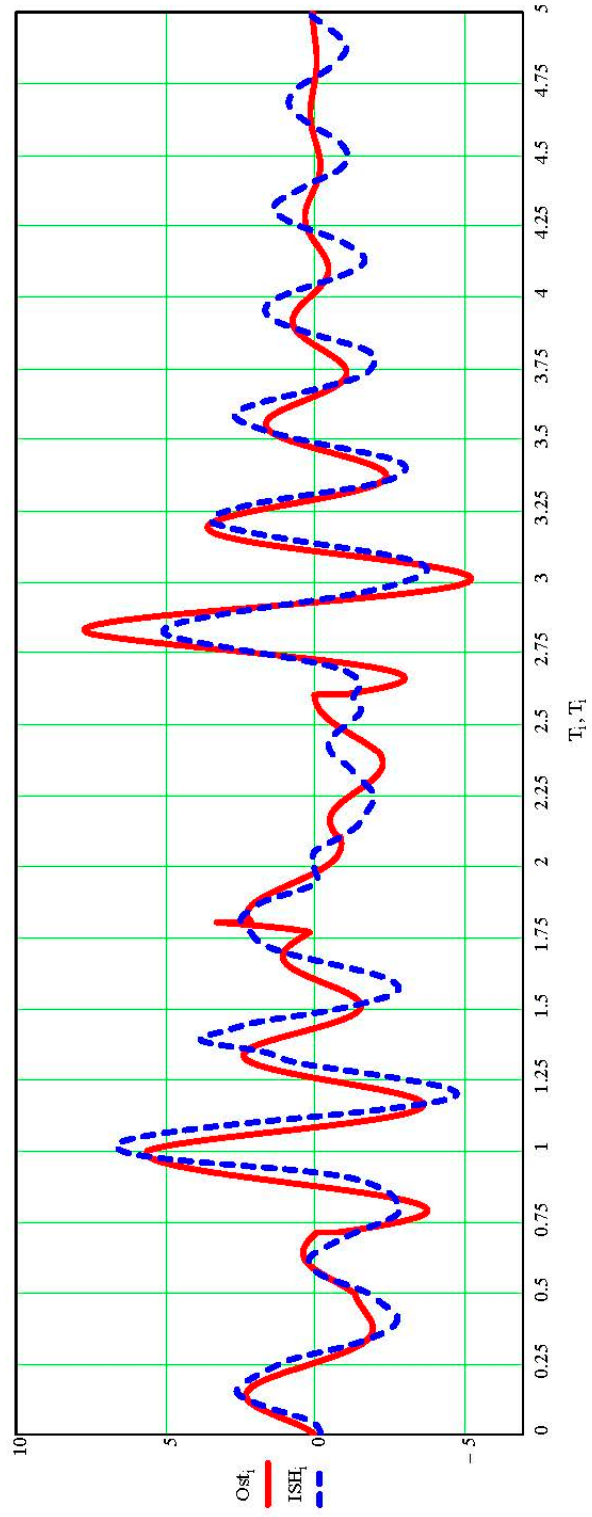
$$\text{ISH} := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 0..N-20 \\ \quad t \leftarrow i \cdot \Delta T \\ \quad J \leftarrow \text{floor} \left(\frac{t}{\Delta T_1} \right) \\ \quad z_1 \leftarrow \frac{(t - T_{1J}) \cdot (O_{1_{J+1}} - O_{1_J})}{\Delta T_1} + O_{1_J} \end{array} \right|_z$$

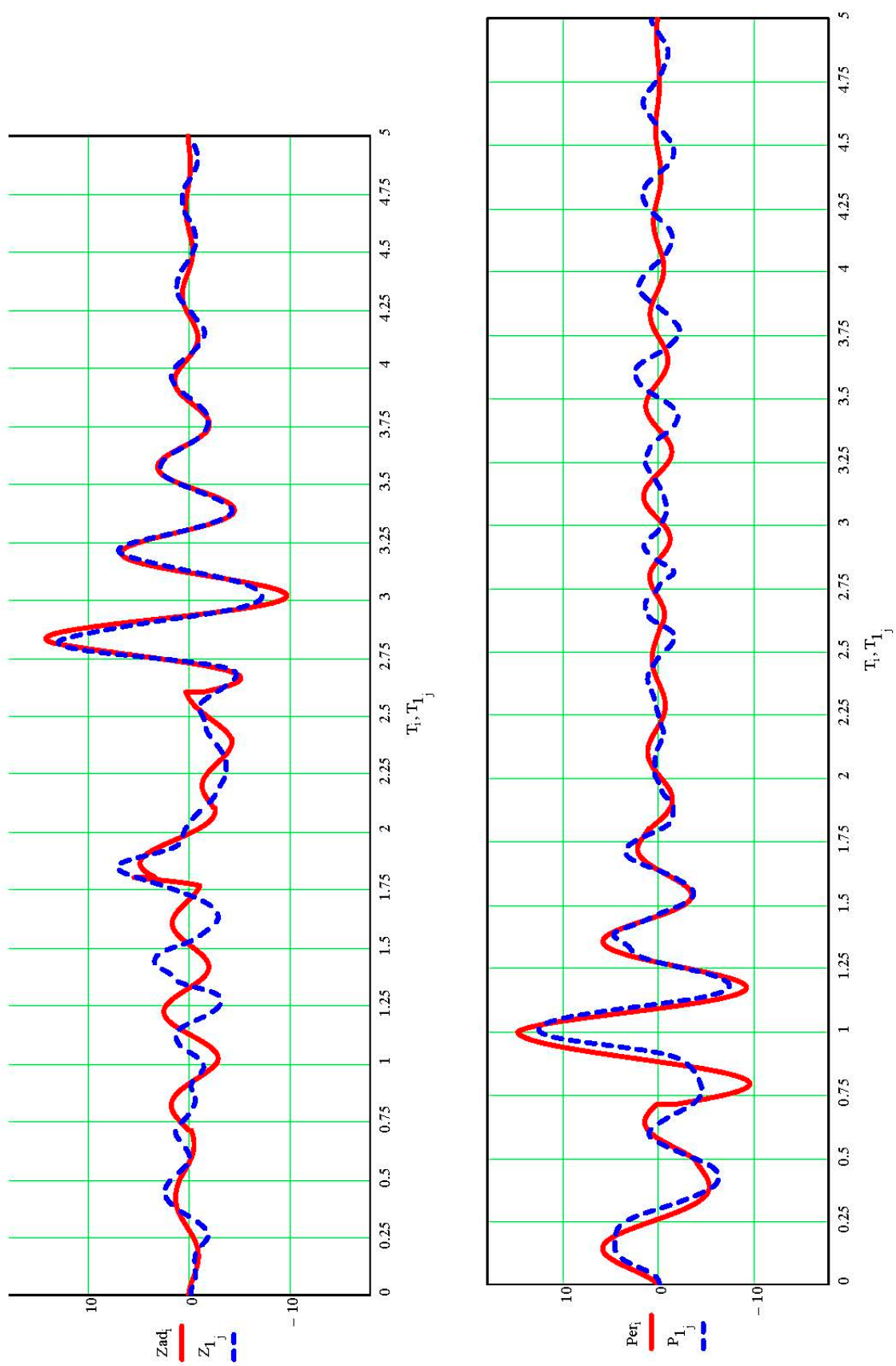
6. Отображение результатов моделирования

$$\text{Ost}_i := R_{i,1}$$

$$\text{Per}_i := R_{i,1} + I_{\text{NM}} R_{i,2}$$

$$\text{Zad}_i := R_{i,1} - (I_{3M} + 0.45) \cdot R_{i,2}$$





Скорости в разных точках

$$\text{Ost_V}_i := R_{i,4}$$

$$\text{VOI}_j := \text{VOI}_j + \frac{2.20}{5 \cdot M} \cdot j$$

$$\text{Per_V}_i := R_{i,4} + I_{\text{NM}} \cdot R_{i,5}$$

$$\text{VP}_i := \text{VP}_i + 0.0145$$

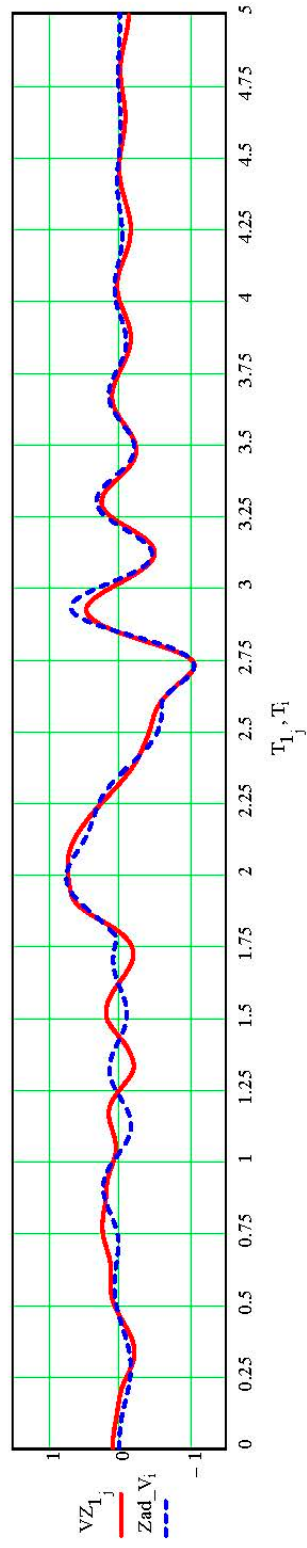
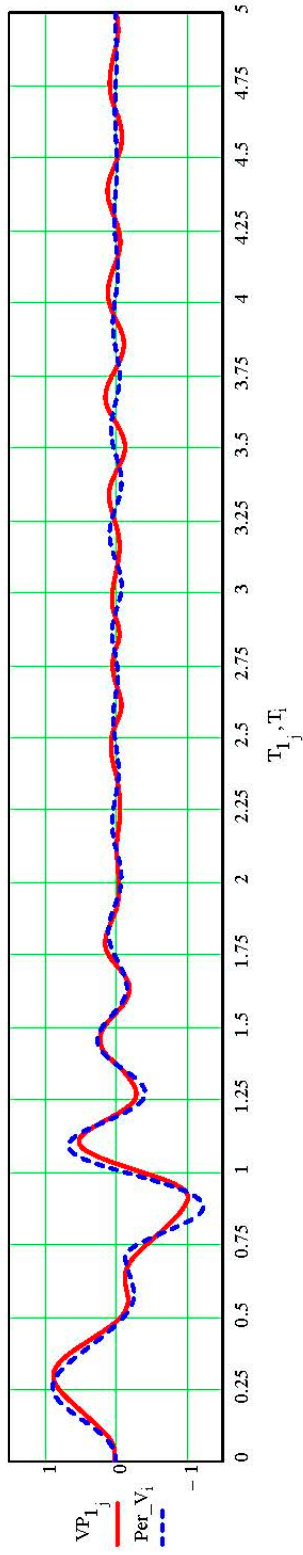
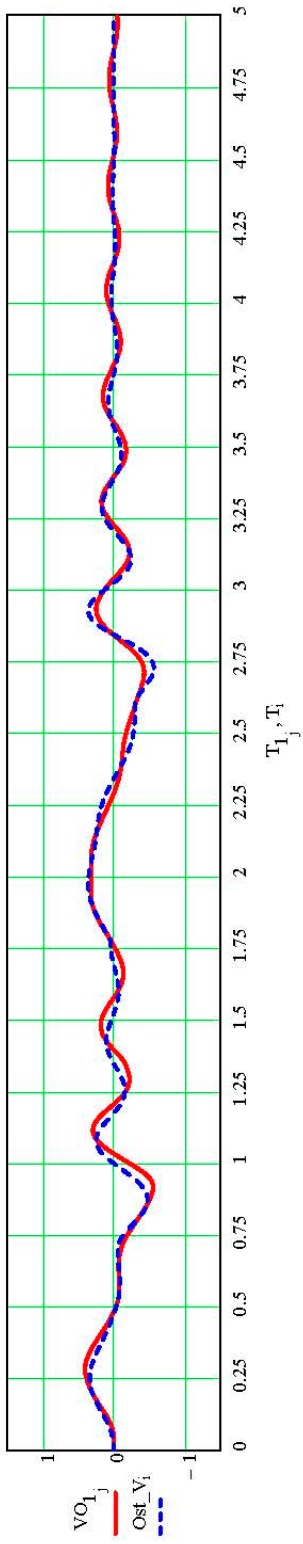
$$\text{Zad_V}_i := R_{i,4} - (I_{3M} + 0.45) \cdot R_{i,5}$$

$$\text{VZ}_i := \text{VZ}_i + 0.095$$

$$\text{VOI} := \left| \begin{array}{l} z_0 \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..M \\ \quad z_i \leftarrow z_{i-1} + \Delta T_i \cdot O_{i,i} \\ z \end{array} \right|$$

$$\text{VP1} := \left| \begin{array}{l} z_0 \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..M \\ \quad z_i \leftarrow z_{i-1} + \Delta T_i \cdot P_{i,i} \\ z \end{array} \right|$$

$$\text{VZ1} := \left| \begin{array}{l} z_0 \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..M \\ \quad z_i \leftarrow z_{i-1} + \Delta T_i \cdot Z_{i,i} \\ z \end{array} \right|$$



Перемещения в разных точках

$Ost_Z_i := R_{i,7}$

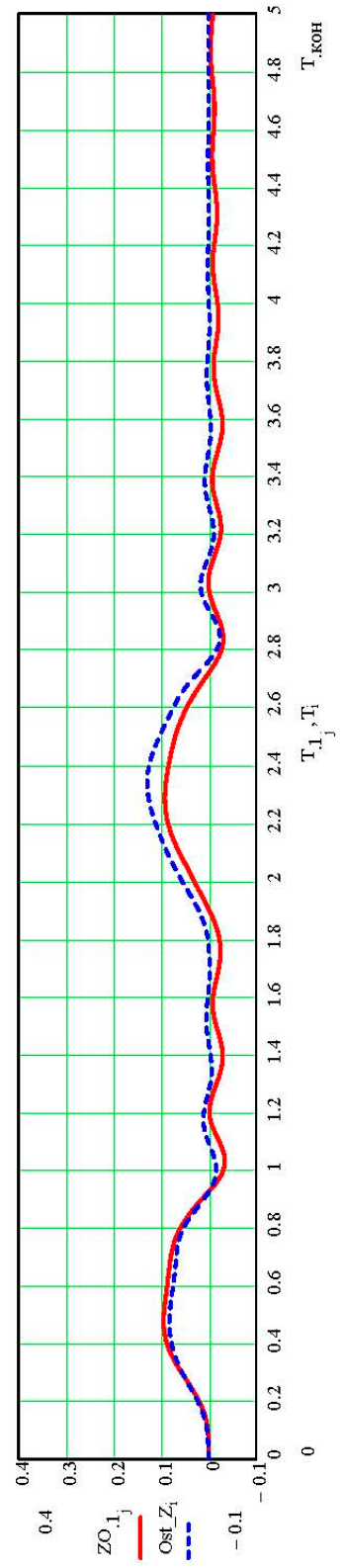
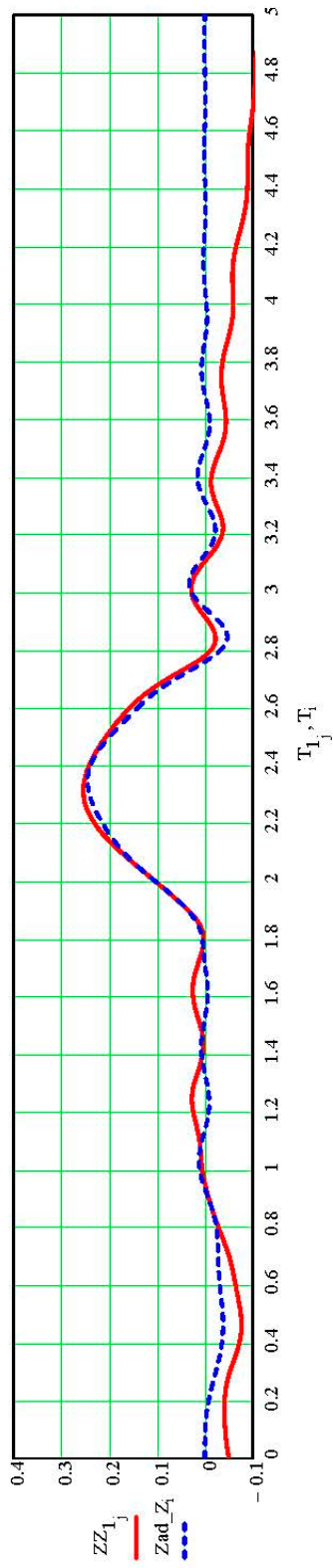
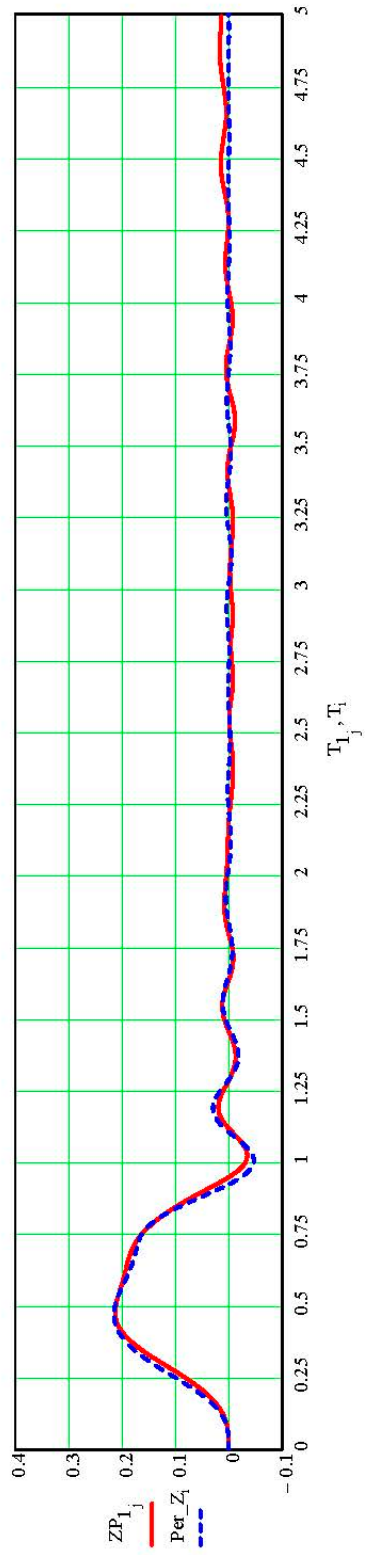
$$ZO1 := \begin{array}{|l} z_0 \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..M \\ z_i \leftarrow z_{i-1} + \Delta T_1 \cdot VO1_i \\ z \end{array} \quad ZO1_j := ZO1_j$$

$Per_Z_i := R_{i,7} + l_{пМ} \cdot R_{i,8}$

$$ZP1 := \begin{array}{|l} z_0 \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..M \\ z_i \leftarrow z_{i-1} + \Delta T_1 \cdot VP1_i \\ z \end{array} \quad ZP1_j := ZP1_j + 0.0$$

$Zad_Z_i := R_{i,7} - (l_{3М} + 0.45) \cdot R_{i,8}$

$$ZZ1 := \begin{array}{|l} z_0 \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..M \\ z_i \leftarrow z_{i-1} + \Delta T_1 \cdot VZ1_i \\ z \end{array} \quad ZZ1_j := ZZ1_j - 0.05$$



ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Расчет объемов пневматической части ПГА

1. Ввод исходных данных

1.1. Параметры гидроцилиндра

$$D_{\Pi} := 0.062 \quad L := 0.2$$

1.2. Масса водителя

$$m_{оп} := 80$$

1.3. Граничная частота эффективности

$$f_{мин} := 0.8$$

1.4. Коэффициент политропы сжатия газа

$$n := 1.36$$

1.5. Ускорение свободного падения

$$g := 9.82$$

1.6. Ход гидроцилиндра с малым значением жесткости

$$\Delta L_{мал} := 0.04$$

1.7 Максимальная перегрузка при пробое

$$a := 3.0 \cdot g$$

1.8 Частота резонансной зоны предполагаемой упругой характеристики подвески

$$f_p := 0.8$$

2. Расчёт статических параметров

2.1 Статический вес оператора

$$G_{оп}(m_{оп}) := \frac{5}{7} \cdot m_{оп} \cdot g$$

Площадь поршня

$$S(D) := \pi \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^2$$

2.2 Давление в цилиндре при статическом положении оператора

$$P_{ст}(m_{оп}, D_{\Pi}) := \frac{4 \cdot G_{оп}(m_{оп})}{\pi \cdot D_{\Pi}^2}$$

2.3 Давление в цилиндре при максимальном вертикальном ускорении - а

$$P_{макс}(m_{оп}, D_{\Pi}, a) := \frac{20}{7} \cdot \frac{m_{оп} \cdot (g + a)}{\pi \cdot D_{\Pi}^2}$$

3. Определение рабочего объёма V_1 пневматической камеры ПГА, обеспечивающего жесткость на крайних участках упругой характеристики

3.1 Изменение объёма в пневматической камере ПГА1 при полном движении штока вниз:

$$\Delta V(L, D_{\Pi}) := \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{\Pi}^2$$

3.2 Определение рабочего объёма V_1

$$V_1(m_{\text{оп}}, L, D_{\Pi}, a, n) := \frac{\Delta V(L, D_{\Pi})}{1 - \left(\frac{P_{\text{ст}}(m_{\text{оп}}, D_{\Pi})}{P_{\text{макс}}(m_{\text{оп}}, D_{\Pi}, a)} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

4. Определение рабочего объёма $V_{\text{макс}}$ пневматической камеры ПГА1 + ПГА2, обеспечивающего жесткость на центральном участке упругой характеристики

4.1 Минимальная жёсткость, обеспечивающая резонансную зону на частоте f

$$C_{\text{мин}}(m_{\text{оп}}, f_p) := \frac{20}{7} \cdot \pi^2 \cdot f_p^2 \cdot m_{\text{оп}}$$

4.2 Сила $F_{\text{ср}}$, необходимая для перемещения поршня в положение между статическим равновесием и пробоем

$$F_{\text{ср}}(m_{\text{оп}}, f_p, L) := \frac{1}{3} \cdot L \cdot C_{\text{мин}}(m_{\text{оп}}, f_p)$$

4.3. Приост давления от статического $P_{\text{ст}}$

$$P_{\text{пр}}(m_{\text{оп}}, f_p, L, D_{\Pi}) := 4 \cdot \frac{F_{\text{ср}}(m_{\text{оп}}, f_p, L)}{\pi \cdot D_{\Pi}^2}$$

4.4 Значение максимального объёма ПГА1+ПГА2

$$\Sigma V(m_{\text{оп}}, D_{\Pi}, f_p, L, n) := \frac{\frac{1}{12} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{\Pi}^2}{1 - \left(\frac{P_{\text{ст}}(m_{\text{оп}}, D_{\Pi})}{P_{\text{ст}}(m_{\text{оп}}, D_{\Pi}) + P_{\text{пр}}(m_{\text{оп}}, f_p, L, D_{\Pi})} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

5. Подпрограмма поиска оптимальных параметров работы подвески

Входными аргументами в данную подпрограмму являются
 $m_{оп}$ - масса водителя и неподдресоренной части подвески сиденья
 D - диаметр поршня гидроцилиндра
 a - значение максимального ускорения
 n - значение политропы сжатия
 f_p - частота резонансной зоны упругой характеристики подвески
 L - ход цилиндра

$$\text{PARAMETR}(m_{оп}, D_{п}, a, f_p, L, n) := \begin{cases} z_0 \leftarrow P_{ст}(m_{оп}, D_{п}) \\ z_1 \leftarrow V_1(m_{оп}, L, D_{п}, a, n) \\ z_2 \leftarrow \Sigma V(m_{оп}, D_{п}, f_p, L, n) \\ z \end{cases}$$

В результате исполнения подпрограммы $\text{PARAMETR}(m, D, a, f, L_{ход}, n)$ получается вектор столбец,

который содержит значения:

1. Статического давления при посадке оператора
2. Значение минимального рабочего объема, обеспечивающего жесткость на крайних участках характеристики
3. Значение максимального объема обеспечивающего жесткость на центральном участке характеристики

6. Функция определения упругой характеристики подвески сиденья

Входными аргументами в данную подпрограмму являются
 $P_{ст}$ - статическое давление
 S - площадь поршня
 V_{max}, V_{min} - максимальный и минимальный объем
 z - текущее смещение

$$F(P_{ст}, S, V_{max}, V_{min}, L, n, z) := \begin{cases} res \leftarrow P_{ст} \cdot S \cdot \left[\frac{V_{max} \cdot V_{min}}{\left(V_{max} + \frac{7}{30} L \cdot S \right) \cdot \left[V_{min} - S \cdot \left(z + \frac{7}{30} L \right) \right]} \right]^n & \text{if } z < -\frac{7}{30} L \\ res \leftarrow P_{ст} \cdot S \cdot \left(\frac{V_{max}}{V_{max} - S \cdot z} \right)^n & \text{if } -\frac{7}{30} L \leq z \leq \frac{7}{15} L \\ res \leftarrow P_{ст} \cdot S \cdot \left[\frac{V_{max} \cdot V_{min}}{\left(V_{max} - \frac{7}{15} L \cdot S \right) \cdot \left[V_{min} - S \cdot \left(z - \frac{7}{15} L \right) \right]} \right]^n & \text{if } z > \frac{7}{15} L \\ res \end{cases}$$

7. Пример построения характеристики

7.1 Упругая характеристика при различном значении массы водителя

$$R1 := \text{PARAMETR}(m_{\text{оп}}, D_{\text{п}}, a, f_p, L, n)$$

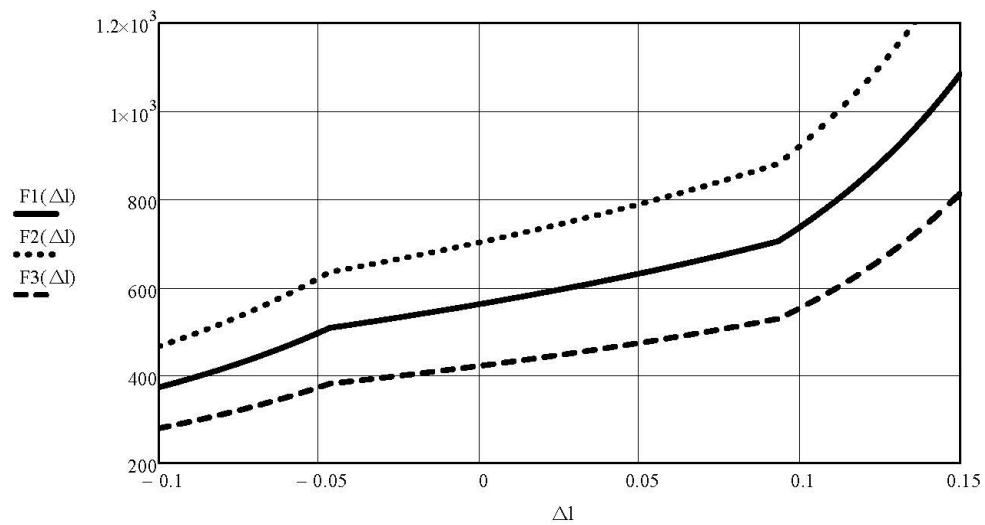
$$R2 := \text{PARAMETR}(100, D_{\text{п}}, a, f_p, L, n)$$

$$R3 := \text{PARAMETR}(60, D_{\text{п}}, a, f_p, L, n)$$

$$F1(\Delta l) := F(R1_0, S(D_{\text{п}}), R1_2, R1_1, L, n, \Delta l)$$

$$F2(\Delta l) := F(R2_0, S(D_{\text{п}}), R2_2, R2_1, L, n, \Delta l)$$

$$F3(\Delta l) := F(R3_0, S(D_{\text{п}}), R3_2, R3_1, L, n, \Delta l)$$

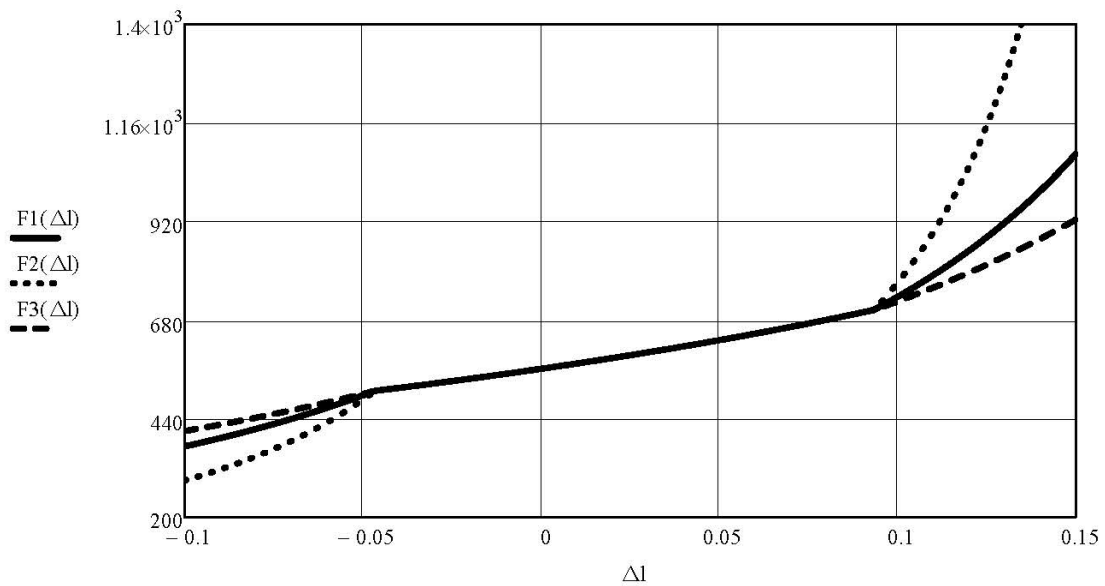


$$F1(\Delta l) := F(R1_0, S(D_{\text{п}}), R1_2, R1_1, L, n, \Delta l)$$

7.2 Упругая характеристика при различном значении минимального рабочего объёма

$$F2(\Delta l) := F(R1_0, S(D_{\text{п}}), R1_2, R1_1 \cdot 0.5, L, n, \Delta l)$$

$$F3(\Delta l) := F(R1_0, S(D_{\text{п}}), R1_2, R1_1 \cdot 1.5, L, n, \Delta l)$$



ПРИЛОЖЕНИЕ В. Тарировка тензометрических акселерометров

1. Ввод исходных данных и чтение файлов результатов опытов

$\text{numDat} := 1$ - вводим номер анализируемого датчика
 $\text{etalonDat} := 4$ - вводим номер эталонного датчика
 $\text{freq} := 8$ - частота колебаний, которая записана в имени файла
 $n := 4$ - задаем количество анализируемых периодов колебаний
 $f_{\text{дискр}} := 610$ - частота дискретизации
 $\Delta t := \frac{1}{f_{\text{дискр}}} = 1.639 \times 10^{-3}$
 $m := \text{floor}\left(\frac{f_{\text{дискр}}}{\text{freq}} \cdot n\right) = 305$ - количество анализируемых точек сигнала
 $j := 0..m$ - переменная для выдержки n циклов колебаний
 $g := 9.82$
 $k_{\text{REAL}} := \frac{g}{0.5}$ - передаточный коэффициент эталонного ICP датчика

1.1 Получение имени файла для чтения

$\text{disk} := "H"$ - вводим имя диска с необходимыми файлами
 $\text{razsh} := ".prn"$ - вводим расширение необходимого файла
 $\text{dir} := "Tarirovka"$ - вводим имя папки на диске с файлами тарировки
 $\text{addr_INP} := \text{concat}(\text{disk}, ":", \text{dir}, "\backslash \text{tar}", \text{num2str}(\text{numDat}), "\backslash", \text{num2str}(\text{freq}), \text{razsh})$
 $\text{inputfile} := \text{addr_INP} = "H:\backslash \text{Tarirovka} \backslash \text{tar1} \backslash 8.\text{prn}"$ - получаем полный адрес необходимого файла

1.2 Читаем файл по полученному адресу в матрицу INPUT

$\text{INPUT} := \text{READPRN}(\text{inputfile})$

1.3 Считываем моменты времени установившегося режима колебаний с разными амплитудами (записаны в первой строке файла)

$k := 0..2$

$\text{MOMENT}_k := (\text{INPUT}^{(k)})_0$

$\text{MOMENT}_0 = 6 \quad \text{MOMENT}_1 = 15 \quad \text{MOMENT}_2 = 25$

1.4 Считываем амплитуды колебаний анализируемого и эталонного датчиков, выраженные в Вольтах

$N := \text{длина}(\text{INPUT}^{(0)})$ - определяем длину столбцов считанной матрицы INPUT

$i := 0..N - 2$ - создаем переменную, для анализа матрицы

$T_{\text{input}_i} := (\text{INPUT}^{(0)})_{i+1}$ - вектор столбец времени, с

$\text{DAT}_i := (\text{INPUT}^{(\text{numDat})})_{i+1}$ - вектор столбец напряжения с анализируемого датчика, В

$\text{REAL}_i := k_{\text{REAL}} \cdot (\text{INPUT}^{(\text{etalonDat})})_{i+1}$ - вектор столбец напряжения с эталонного датчика, В

2. Анализ полученных данных

2.1 Определяем амплитуду колебаний сигнала с эталонного и анализируемого датчиков

$$\text{Amp}_{\text{etalon}} := \begin{cases} z \leftarrow -\text{floor}(\min(\text{REAL})) \\ z \leftarrow \text{ceil}(\max(\text{REAL})) \text{ if } \text{ceil}(\max(\text{REAL})) + \text{floor}(\min(\text{REAL})) > 0 \\ z \end{cases}$$

$$\text{Amp}_{\text{dat}} := \begin{cases} z \leftarrow -\text{floor}(\min(\text{DAT})) \\ z \leftarrow \text{ceil}(\max(\text{DAT})) \text{ if } \text{ceil}(\max(\text{DAT})) + \text{floor}(\min(\text{DAT})) > 0 \\ z \end{cases}$$

2.2 Формируем вектор времени соответствующим п колебаниям для всех моментов времени

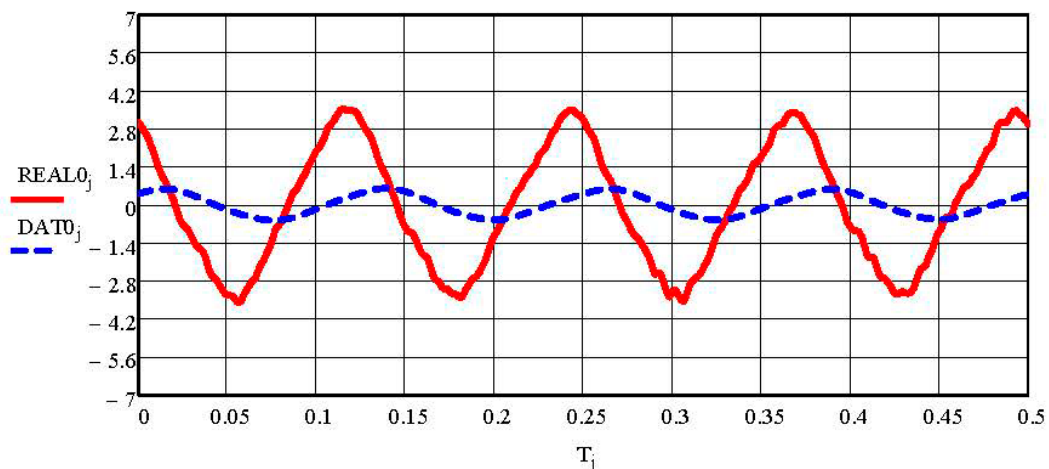
$$T_j := T_{\text{input}_j}$$

2.3.1 Считываем данные из матрицы в 1-й момент времени

$$T_0 := \text{MOMENT}_0 = 6 \quad \text{- момент времени установившегося режима колебаний с 1-й амплитудой}$$

$$\text{DAT0}_j := \text{DAT}_{j+T_0 \cdot f_{\text{дискр}}} \quad \text{- вектор столбец напряжения с анализируемого датчика, в период времени } T_0$$

$$\text{REAL0}_j := \text{REAL}_{j+T_0 \cdot f_{\text{дискр}}} \quad \text{- вектор столбец напряжения с эталонного датчика, в период времени } T_0$$

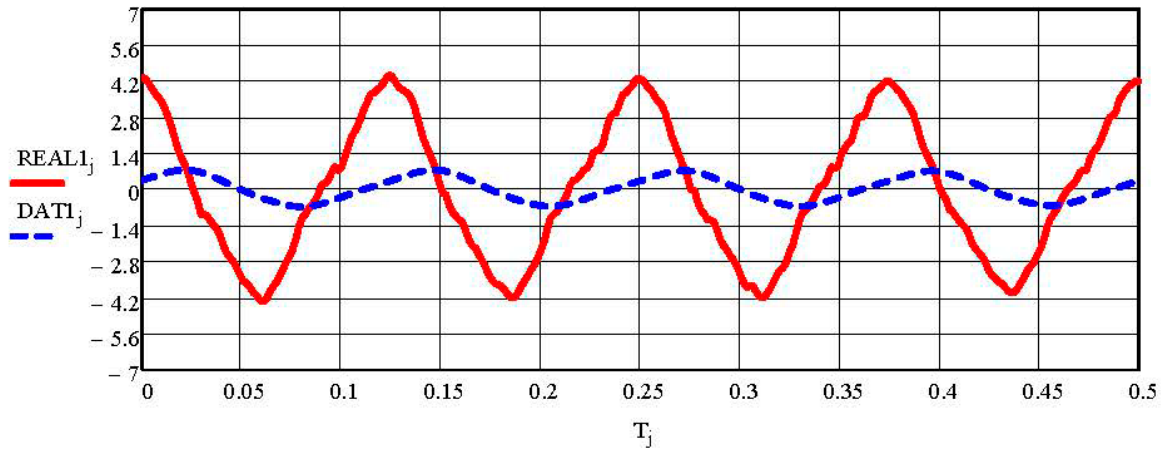


2.3.2 Считываем данные из матрицы во 2-й момент времени

$$T_1 := \text{MOMENT}_1 = 15 \quad \text{- момент времени установившегося режима колебаний со 2-й амплитудой}$$

$$\text{REAL1}_j := \text{REAL}_{j+T_1 \cdot f_{\text{дискр}}} \quad \text{- вектор столбец напряжения с анализируемого датчика, в период времени } T_1$$

$$\text{DAT1}_j := \text{DAT}_{j+T_1 \cdot f_{\text{дискр}}} \quad \text{- вектор столбец напряжения с эталонного датчика, в период времени } T_1$$



2.3.3 Считываем данные из матрицы в 3-й момент времени

$$T_2 := \text{MOMENT}_2 = 25$$

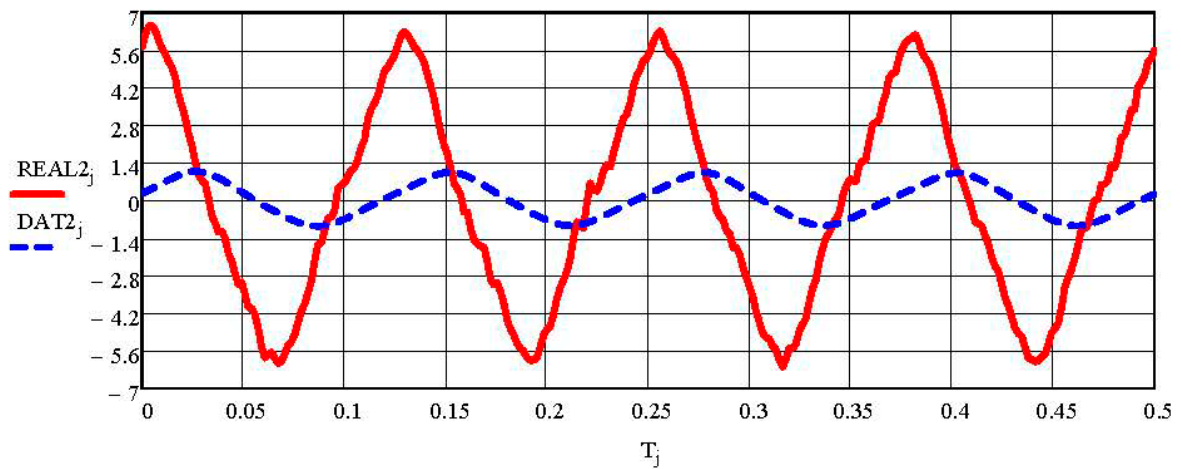
- момент времени установившегося режима колебаний с 3-й амплитудой

$$\text{REAL2}_j := \text{REAL}_{j+T_2 \cdot f_{\text{дискр}}}$$

- вектор столбец напряжения с анализируемого датчика, в период времени T_2

$$\text{DAT2}_j := \text{DAT}_{j+T_2 \cdot f_{\text{дискр}}}$$

- вектор столбец напряжения с эталонного датчика, в период времени T_2



2.4 Создание модели для аппроксимации данных косинусоидой

$$f(t, \omega, A, \varphi) := A \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi)$$

- представление модели для аппроксимации

$$df_0(t, \omega, A, \varphi) := \frac{d}{d\omega} f(t, \omega, A, \varphi)$$

- частная производная функции по угловой скорости ω

$$df_1(t, \omega, A, \varphi) := \frac{d}{dA} f(t, \omega, A, \varphi)$$

- частная производная функции по амплитуде A

$$df_2(t, \omega, A, \varphi) := \frac{d}{d\varphi} f(t, \omega, A, \varphi)$$

- частная производная функции по фазе φ

$$F(t, \text{var}) := \begin{pmatrix} f(t, \text{var}_0, \text{var}_1, \text{var}_2) \\ df_0(t, \text{var}_0, \text{var}_1, \text{var}_2) \\ df_1(t, \text{var}_0, \text{var}_1, \text{var}_2) \\ df_2(t, \text{var}_0, \text{var}_1, \text{var}_2) \end{pmatrix}$$

- матрица функций частных производных для модели, некоторой матрицы переменных var

$$v_{\text{etalon}} := \begin{pmatrix} \text{freq} \cdot 2\pi \\ \text{Amp}_{\text{etalon}} \\ \pi \end{pmatrix} \quad - \text{исходный вектор решения для эталонного датчика}$$

$$v_{\text{dat}} := \begin{pmatrix} \text{freq} \cdot 2\pi \\ \text{Amp}_{\text{dat}} \\ \pi \end{pmatrix} \quad - \text{исходный вектор решения для анализируемого датчика}$$

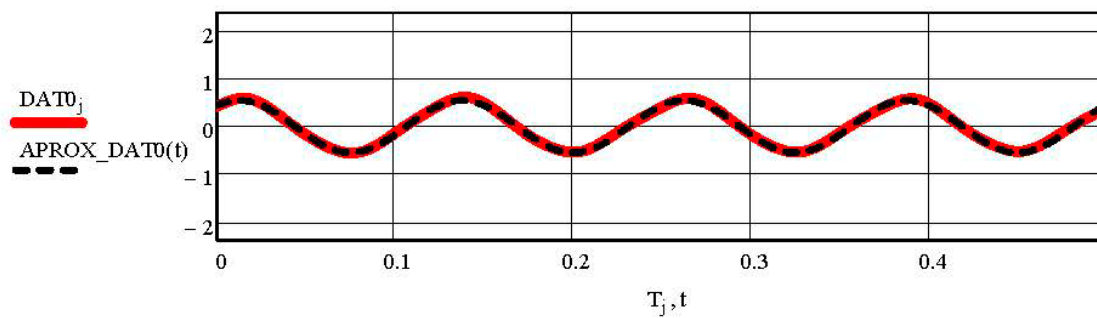
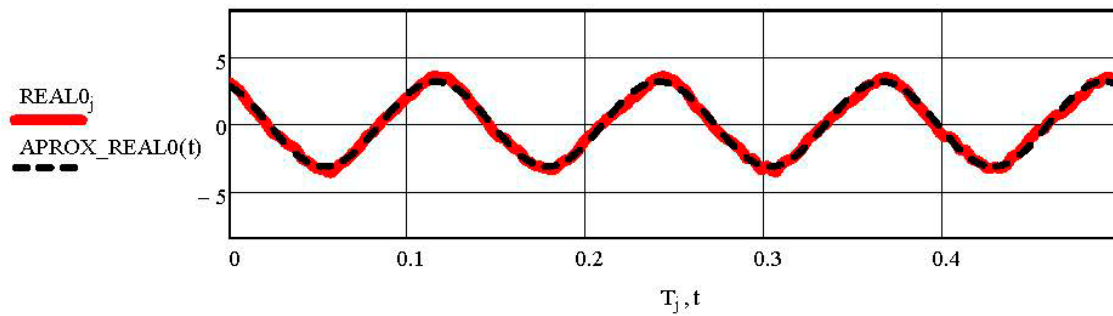
2.4.1 Получение аппроксимирующих функций для 1-го момента времени

$$R_{\text{REAL0}} := \text{genfit}(T, \text{REAL0}, v_{\text{etalon}}, F) = \begin{pmatrix} 50.218 \\ -3.145 \\ 3.62 \end{pmatrix}$$

$$R_{\text{DAT0}} := \text{genfit}(T, \text{DAT0}, v_{\text{dat}}, F) = \begin{pmatrix} 50.317 \\ -0.55 \\ 2.497 \end{pmatrix}$$

$$\text{APROX_REAL0}(t) := R_{\text{REAL0}}_1 \cdot \cos(R_{\text{REAL0}}_0 \cdot t + R_{\text{REAL0}}_2) \quad - \text{для эталонного датчика}$$

$$\text{APROX_DAT0}(t) := R_{\text{DAT0}}_1 \cdot \cos(R_{\text{DAT0}}_0 \cdot t + R_{\text{DAT0}}_2) \quad - \text{для анализируемого датчика}$$



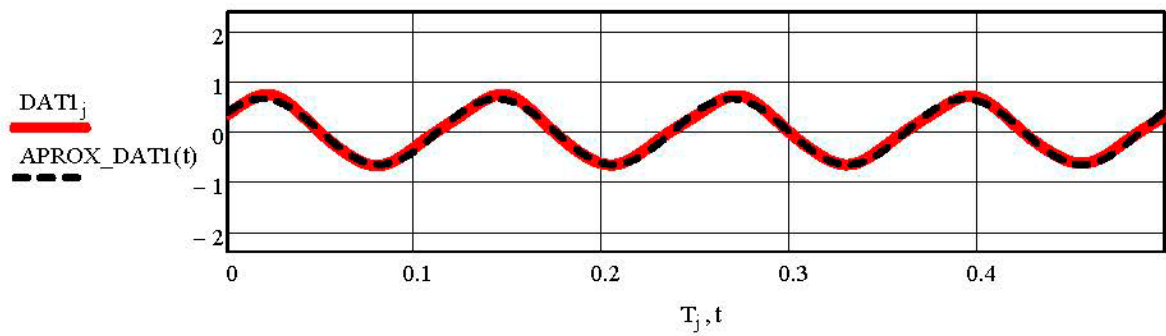
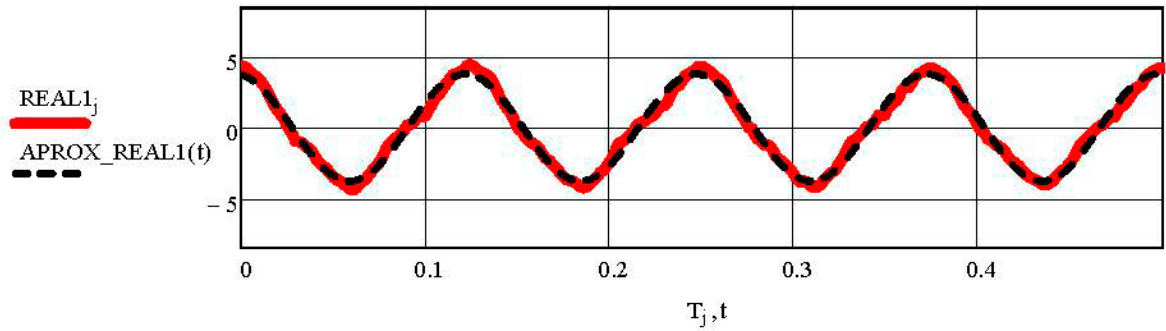
2.4.2 Получение аппроксимирующих функций для 2-го момента времени

$$R_{\text{REAL1}} := \text{genfit}(T, \text{REAL1}, v_{\text{etalon}}, F) = \begin{pmatrix} 50.188 \\ -3.75 \\ 3.323 \end{pmatrix}$$

$$R_{\text{DAT1}} := \text{genfit}(T, \text{DAT1}, v_{\text{dat}}, F) = \begin{pmatrix} 50.3 \\ -0.658 \\ 2.198 \end{pmatrix}$$

$\text{APROX_REAL1}(t) := R_REAL1_1 \cdot \cos(R_REAL1_0 \cdot t + R_REAL1_2)$ - для эталлонного датчика

$\text{APROX_DAT1}(t) := R_DAT1_1 \cdot \cos(R_DAT1_0 \cdot t + R_DAT1_2)$ - для анализируемого датчика



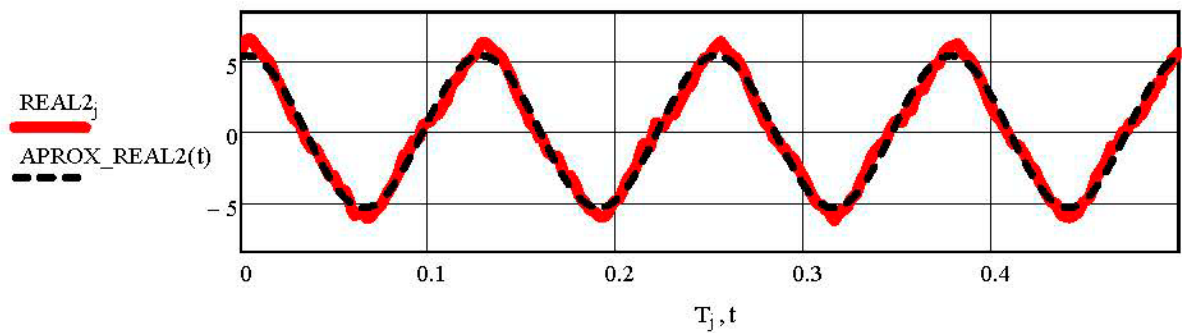
2.4.3 Получение аппроксимирующих функций для 3-го момента времени

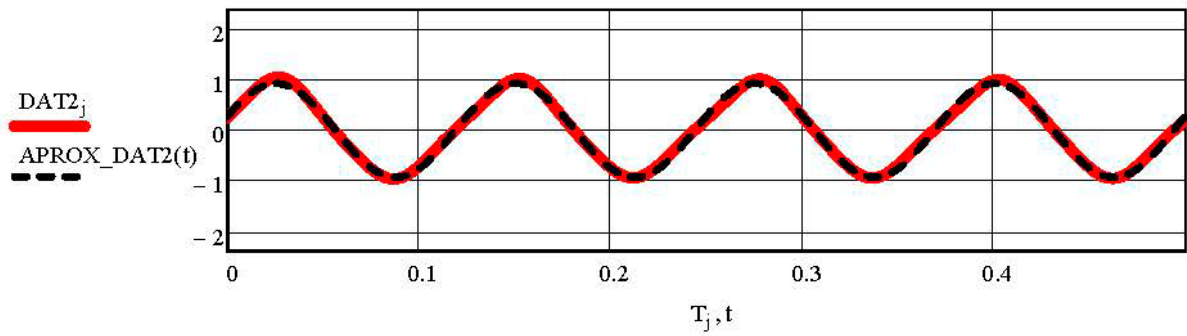
$$R_REAL2 := \text{genfit}(T, REAL2, v_{\text{etalon}}, F) = \begin{pmatrix} 50.204 \\ -5.328 \\ 2.99 \end{pmatrix}$$

$$R_DAT2 := \text{genfit}(T, DAT2, v_{\text{dat}}, F) = \begin{pmatrix} 50.301 \\ -0.934 \\ 1.868 \end{pmatrix}$$

$\text{APROX_REAL2}(t) := R_REAL2_1 \cdot \cos(R_REAL2_0 \cdot t + R_REAL2_2)$ - для эталлонного датчика

$\text{APROX_DAT2}(t) := R_DAT2_1 \cdot \cos(R_DAT2_0 \cdot t + R_DAT2_2)$ - для анализируемого датчика





2.5 Получение передаточных коэффициентов для всех исследуемых моментов времени

$$A_{\text{REAL}0} := R_{\text{REAL}0}_1$$

$$A_{\text{REAL}1} := R_{\text{REAL}1}_1$$

$$A_{\text{REAL}2} := R_{\text{REAL}2}_1$$

$$A_{\text{DAT}0} := R_{\text{DAT}0}_1$$

$$A_{\text{DAT}1} := R_{\text{DAT}1}_1$$

$$A_{\text{DAT}2} := R_{\text{DAT}2}_1$$

$$K_0 := \left| \frac{A_{\text{REAL}0}}{A_{\text{DAT}0}} \right| = 5.712$$

$$K_1 := \left| \frac{A_{\text{REAL}1}}{A_{\text{DAT}1}} \right| = 5.702$$

$$K_2 := \left| \frac{A_{\text{REAL}2}}{A_{\text{DAT}2}} \right| = 5.702$$

2.6 Получение смещений по времени (сдвига фаз) для всех исследуемых моментов времени

$$\Delta\varphi_0 := R_{\text{REAL}0}_2 - R_{\text{DAT}0}_2 = 1.122$$

$$\Delta\varphi_1 := R_{\text{REAL}1}_2 - R_{\text{DAT}1}_2 = 1.125$$

$$\Delta\varphi_2 := R_{\text{REAL}2}_2 - R_{\text{DAT}2}_2 = 1.122$$

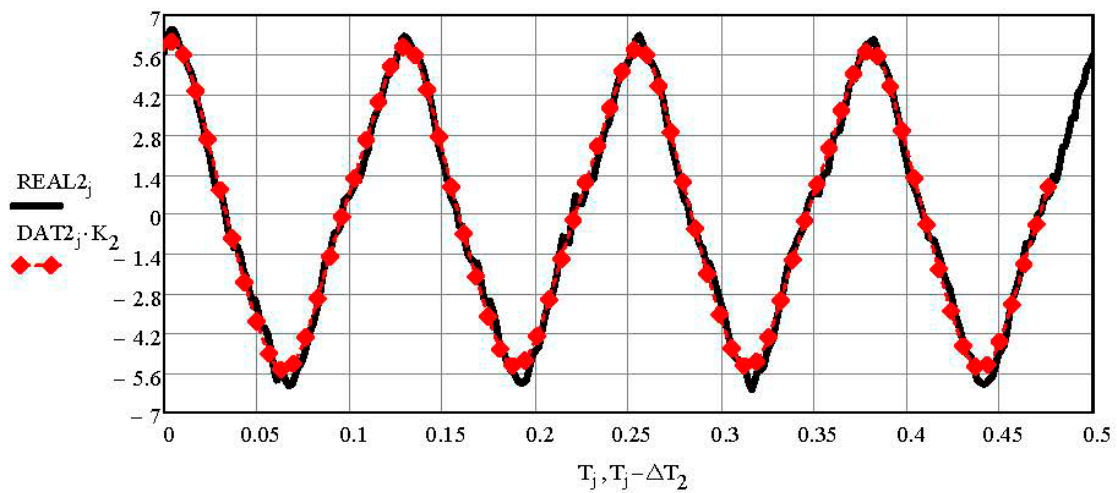
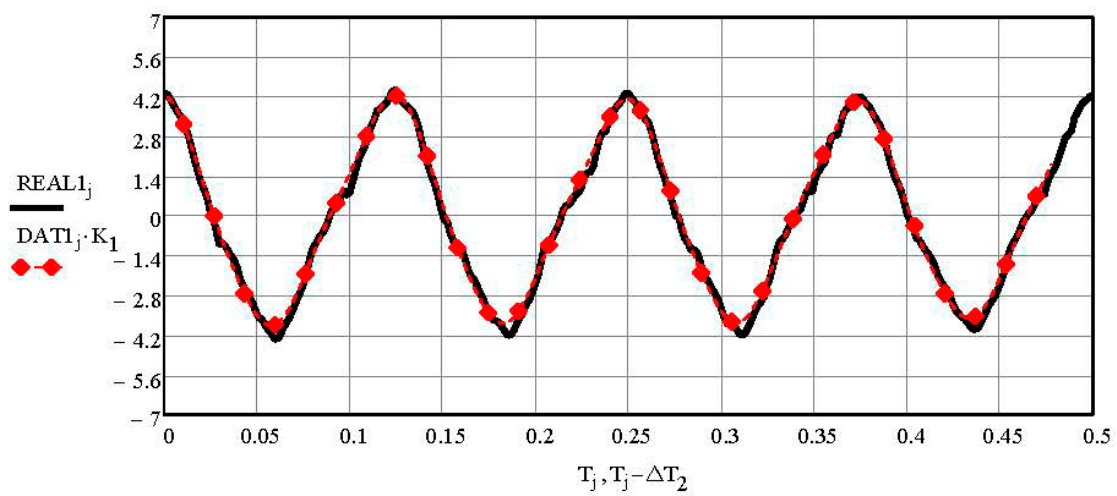
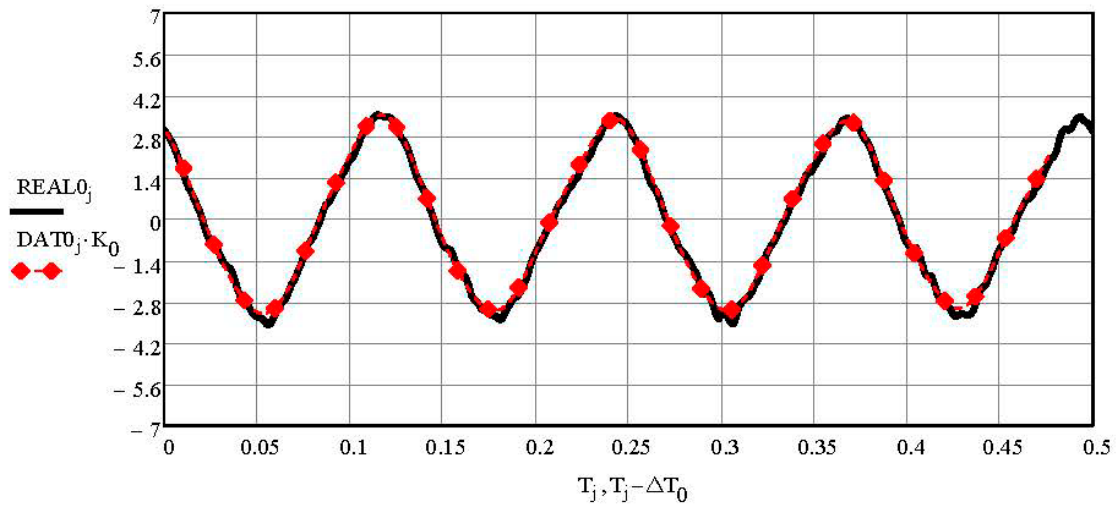
$$\Delta T(\Delta\varphi) := \begin{cases} d \leftarrow \text{floor}\left(\frac{|\Delta\varphi|}{\pi}\right) \\ z \leftarrow \Delta\varphi - \pi \cdot d \text{ if } \Delta\varphi > 0 \\ z \leftarrow \Delta\varphi + \pi \cdot (d + 1) \text{ otherwise} \\ \frac{z}{2 \cdot \pi \cdot \text{freq}} \end{cases} \quad \text{- определение времени задержки по сдвигу фаз}$$

$$\Delta T_0 := \Delta T(\Delta\varphi_0)$$

$$\Delta T_1 := \Delta T(\Delta\varphi_1)$$

$$\Delta T_2 := \Delta T(\Delta\varphi_2)$$

Результаты определения передаточных коэффициентов и смещений



4. Определяем средние значения передаточного коэффициента и времени смещения

$$K_f := \frac{K_0 + K_1 + K_2}{3} = 5.706$$

$$\Delta T_f := \frac{\Delta T_0 + \Delta T_1 + \Delta T_2}{3}$$

5. Статическая обработка данных

$$K := (K_0 \ K_1 \ K_2)^T$$

$$\Delta T := (\Delta T_0 \ \Delta T_1 \ \Delta T_2)^T$$

5.1 Дисперсия

$$D_f := \frac{\sum_{i=0}^2 (K_i - K_f)^2}{3} = 2.182 \times 10^{-5}$$

5.2 Среднеквадратическое отклонение

$$\sigma_f := \sqrt{D_f} = 4.671 \times 10^{-3}$$

5.3 Коэффициент вариации

$$\nu_f := \frac{\sigma_f}{K_f} = 8.186 \times 10^{-4}$$

6. Запись в файл полученных данных

$$OUT := (freq \ K_f \ \Delta T_f \ \sigma_f \ \nu_f)$$

addr_OUT := concat(disk, ":\\" , dir, "out" , num2str(numDat), "\", num2str(freq), razsh)

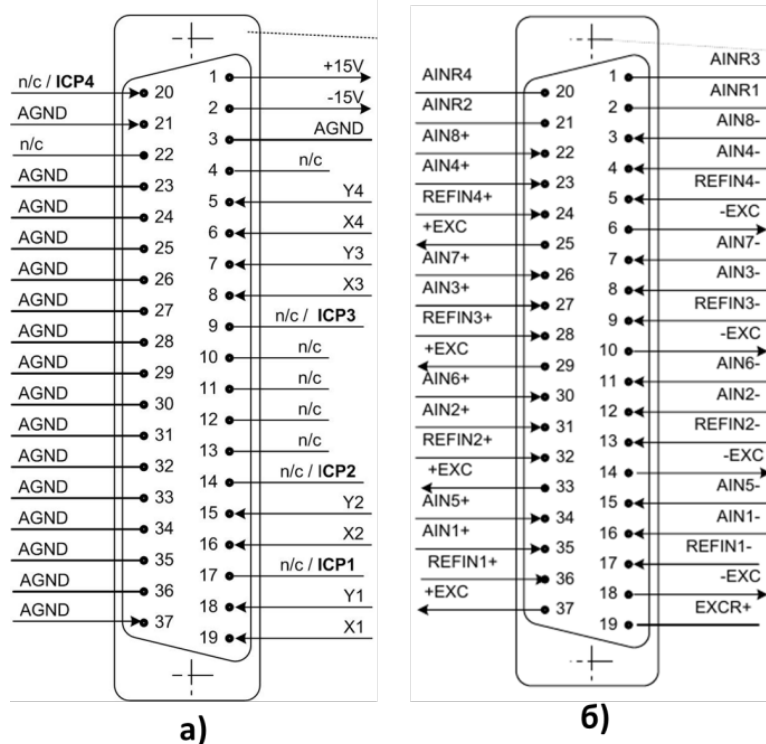
outputfile := addr_OUT = "H:\Tarirovka\out1\8.prn" - получаем полный адрес файла для записи

WRITEPRN(outputfile) := OUT

ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Технические характеристики модулей LTR24-2 и LTR212

Таблица Г.1 - Назначение сигналов модуля LTR24-2

Имя сигнала	Общая точка	Направление	Описание
AGND	—	—	Аналоговая земля
X1, X2, X3, X4	AGND	Вход	-Не инвертирующий вход напряжения каналов 1...4 Рабочий диапазон напряжения: ± 10 В
Y1, Y2, Y3, Y4	AGND	Вход	-Инвертирующий вход напряжения каналов 1...4 Рабочий диапазон напряжения: ± 10 В
SYN_IN	AGND	Вход	Вход синхронизации LTR22. Совместим с выходным логическим уровнем TTL/CMOS-элементов с напряжением питания 3,3В/+5 В. Если вход внешней синхронизации использовать не требуется, то он может быть не подключен. Вход имеет резисторную подтяжку 20 кОм к цепи AGND.
SYN_OUT	AGND	Выход	Выход синхронизации LTR22. Имеет выходной логический уровень LVTTTL-элементов с напряжением питания +3,3 В, "по умолчанию" находится в Z-состоянии с резисторной подтяжкой 20 кОм к цепи AGND.
n/c	-	-	Контакт не подключен



а – модуль LTR24-2; б – модуль LTR212

Рисунок Г.1 – Схемы подключения сигналов к разъемам DB-37 модулей

Таблица Г.2 – Назначение сигналов LTR212

Имя сигнала	Общая точка	Направление	Описание
A1NR1, A1NR2, A1NR3, A1NR4	AGND		Средние точки 4-х внутренних полумостовых схем — могут быть использованы для внешних подключений, если полумостовые схемы запитаны
REFIN _x -, REFIN _x +	AGND	Вход	Пары входов инвертирующий (-) и неинвертирующий (+) образуют четыре дифференциальных входа опорного напряжения преобразователей DA1, DA2, DA3, DA4
-EXC +EXC		Выход	Отрицательный и положительный полюса источника опорного напряжения для питания внешних мостовых схем
AIN _x -, AIN _x +	AGND	Вход	Дифференциальный вход x-го канала LTR212 (x-ый канал преобразователя DA1)
EXCR+	AGND	Вход	Вход питания внутренних полумостовых схем. Если внутренние полумостовые схемы требуется использовать, то следует соединить EXCR+ и +EXC на ответной части пользовательского разъема - в этом случае внутренние полумостовые схемы будут запитаны от внутреннего источника опорного напряжения

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Патенты, опубликованные по теме работы



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 211255

Подвеска сиденья транспортного средства

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I" (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ) (RU)*

Авторы: *Поливаев Олег Иванович (RU), Кузнецов Алексей Николаевич (RU), Лощенко Алексей Владиславович (RU), Болотов Дмитрий Борисович (RU)*

Заявка № 2022104102

Приоритет полезной модели 15 февраля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 26 мая 2022 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 15 февраля 2032 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2764210

Регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное Учреждение высшего образования "Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I" (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ) (RU)*

Авторы: *Поливаев Олег Иванович (RU), Костилов Олег Михайлович (RU), Лощенко Алексей Владиславович (RU), Болотов Дмитрий Борисович (RU)*

Заявка № 2021105339

Приоритет изобретения 01 марта 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 14 января 2022 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 01 марта 2041 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Илизова



ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Акты внедрения

УТВЕРЖДАЮ

проректор по научной работе
ФГБОУ ВО «Воронежский аграрный
университет имени императора
Петра I» д.т.н., профессор
В.А. Гулевский
10 сентября 2019 г.

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
ООО «Брянский тракторный завод»
М.В. Крикота
10 сентября 2019 г.

АКТ

внедрения результатов исследований по
снижению вибрационной нагрузки операторов сельскохозяйственных тракторов.

Результаты исследований и разработанные конструкции подвесок сиденья операторов сельскохозяйственных тракторов, выполненные д.т.н. профессором Поливаевым О.И. и аспирантом Лощенко А. В. на кафедре сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей агроинженерного факультета ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» содержат:

- разработанную конструкцию подвесок сиденья по патентам РФ №176370 и №186837;
- аналитический обзор и результаты исследований конструкций подвесок сиденья;
- математическую модель тракторно-транспортного агрегата (ТТА) с опытной подвеской сиденья;
- имитационную модель, позволяющую на стадии проектирования формировать комплекс конструкторско-технологических параметров ТТА с различными вариантами подвесок сиденья оператора.

Материалы исследований представляют практический интерес и будут использоваться ООО «Брянский тракторный завод» при выборе конструктивных параметров подвесок сиденья с более эффективной виброзащитой рабочего места оператора.

Зам генерального директора по производству
ООО «Брянский тракторный завод»

С.В.Щекин

Декан агроинженерного факультета,
заведующий кафедрой сельскохозяйственных
машин, тракторов и автомобилей
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ,
д.с.-х.н., профессор

В.И. Оробинский

РЕКОМЕНДОВАНО
Учебно-методической комиссией
Агроинженерного факультета
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ
Протокол №9 от 26.05.2022
Председатель Факультет Костиков О.М.



УТВЕРЖДАЮ ВРИО ректора ФГБУ
ВО Воронежский государственный
аграрный университет имени
императора Петра I

Агибатов А.В.

АКТ

о внедрении результатов научных исследований в учебный процесс

Комиссия в составе преподавателей кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей Федерального государственного бюджетного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ): заведующего кафедрой Оробинского В.И. старшего преподавателя Лощенко А.В. и членов учебно-методической комиссии ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ Афоничева Д.Н., Шацкого В.П., составила настоящий акт о том, что результаты научных исследований по теме «Совершенствование подвески сиденья сельскохозяйственного колесного трактора», выполненных на кафедре сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей старшим преподавателем Лощенко А.В. под руководством профессора Поливаева О.И., внедрены в учебный процесс кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ.

Результаты исследований используются в учебном процессе при подготовке студентов обучающихся по направлениям 35.03.06 Агроинженерия, направленность (профиль) «Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт машин», 35.04.06 Агроинженерия, направленность (профиль) «Механизация и автоматизация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве» и специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

Использование представленных результатов научных исследований при выполнении обучающимися лабораторных работ по дисциплинам: основы теории мобильных энергетических средств, испытания сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок, теория наземных транспортно-технологических средств и оборудования, связанных с настройкой и использованием тензометрического оборудования, способствует повышению качества образования и совершенствованию профессиональной подготовки обучающихся.

Представитель
учебно-методической комиссии
агроинженерного факультета
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ

 Афоничев Д.Н.

Представитель
кафедры сельскохозяйственных машин,
тракторов и автомобилей

 Божко А.В.

**ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Графические зависимости аппроксимирующих функций
полученные при тарировке тензовесов**

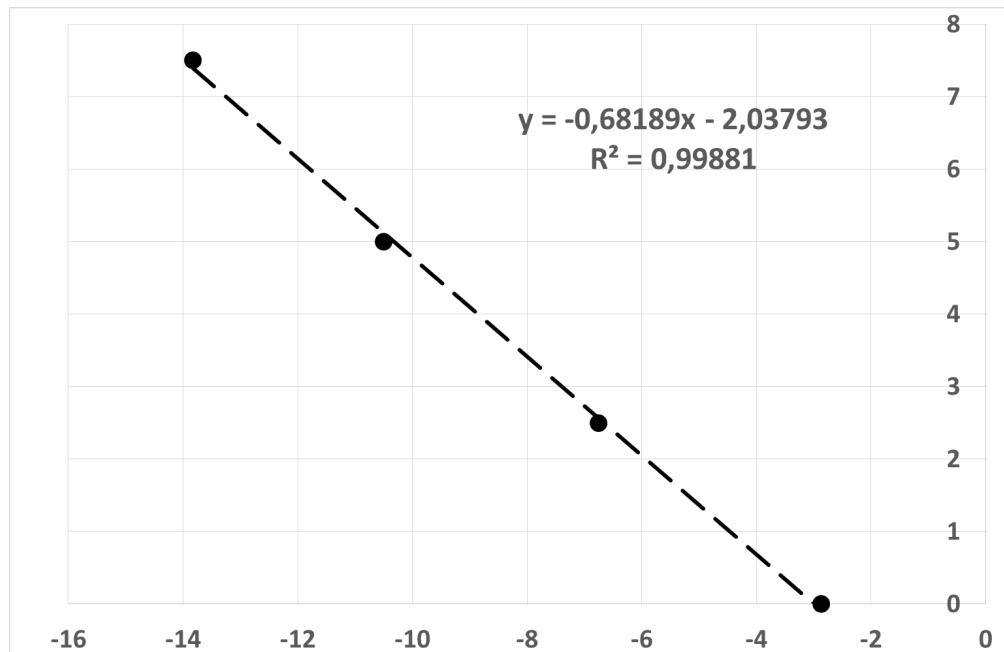


Рисунок Ж.1 – Графическая зависимость аппроксимирующей функции полученных при тарировке тензовесов № 1

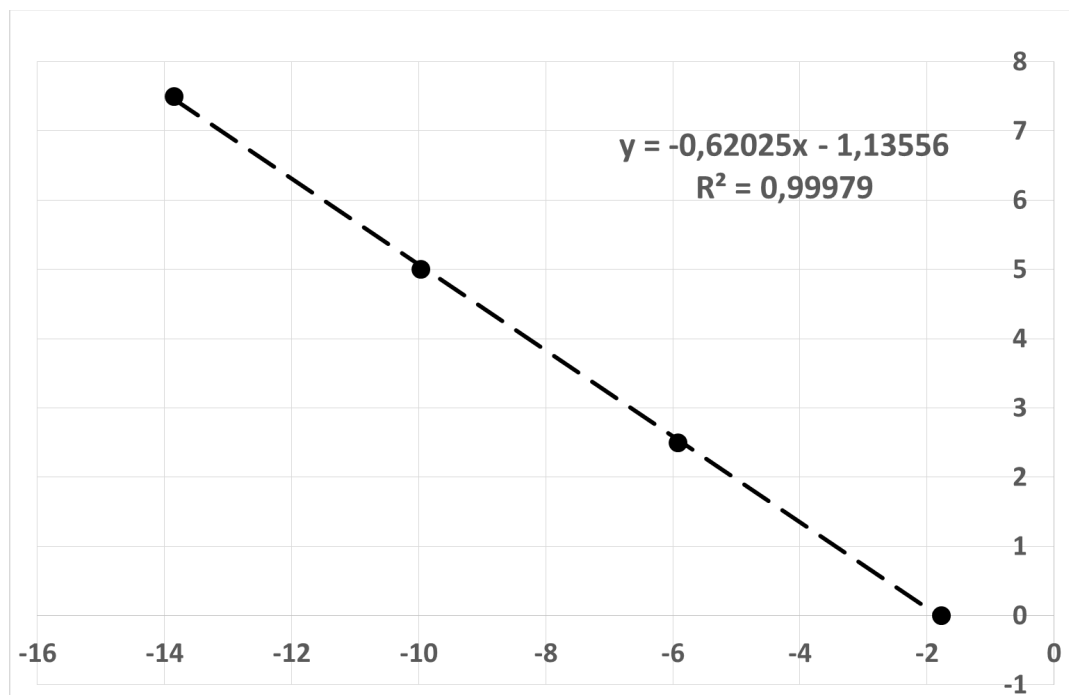


Рисунок Ж.2 – Графическая зависимость аппроксимирующей функции полученных при тарировке тензовесов № 2

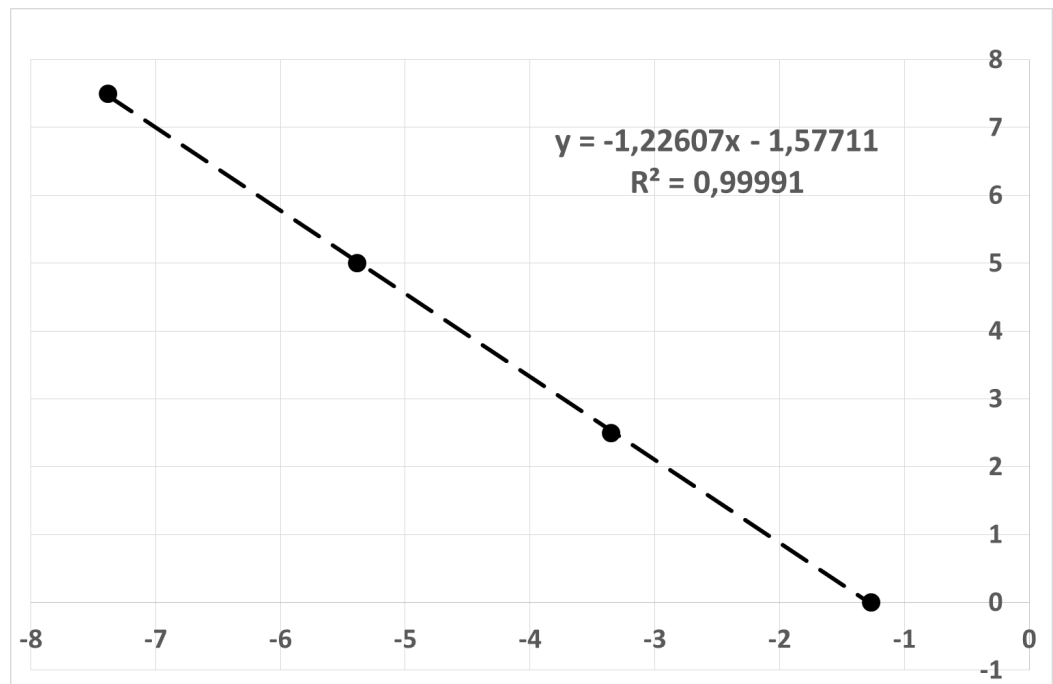


Рисунок Ж.3 – Графическая зависимость аппроксимирующей функции полученные при тарировке тензовесов № 3

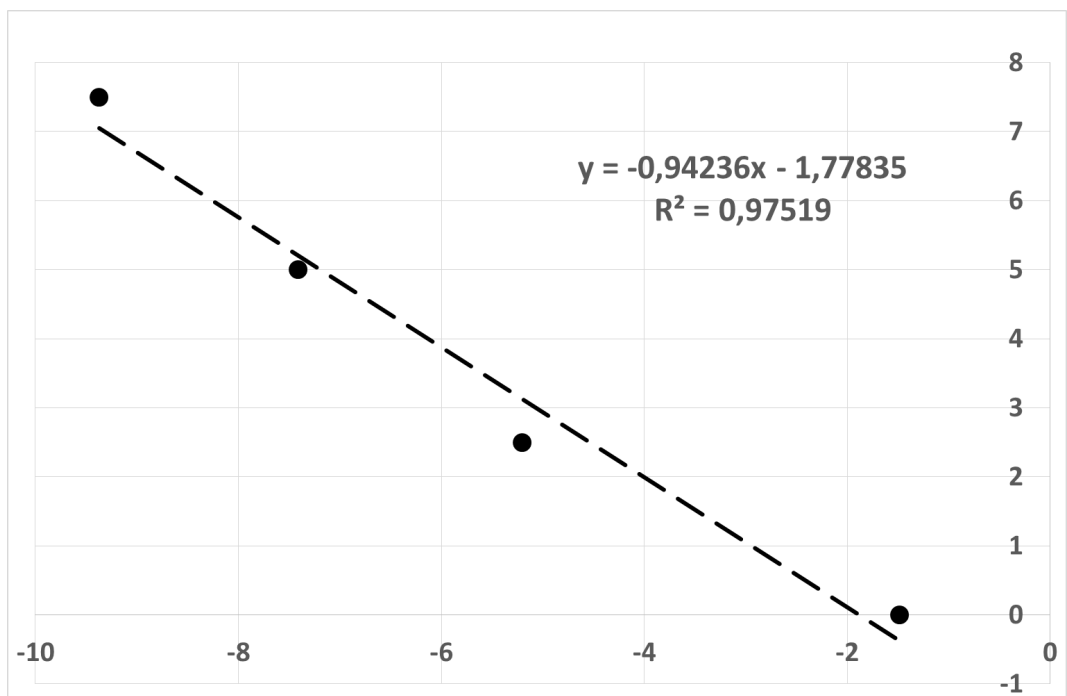
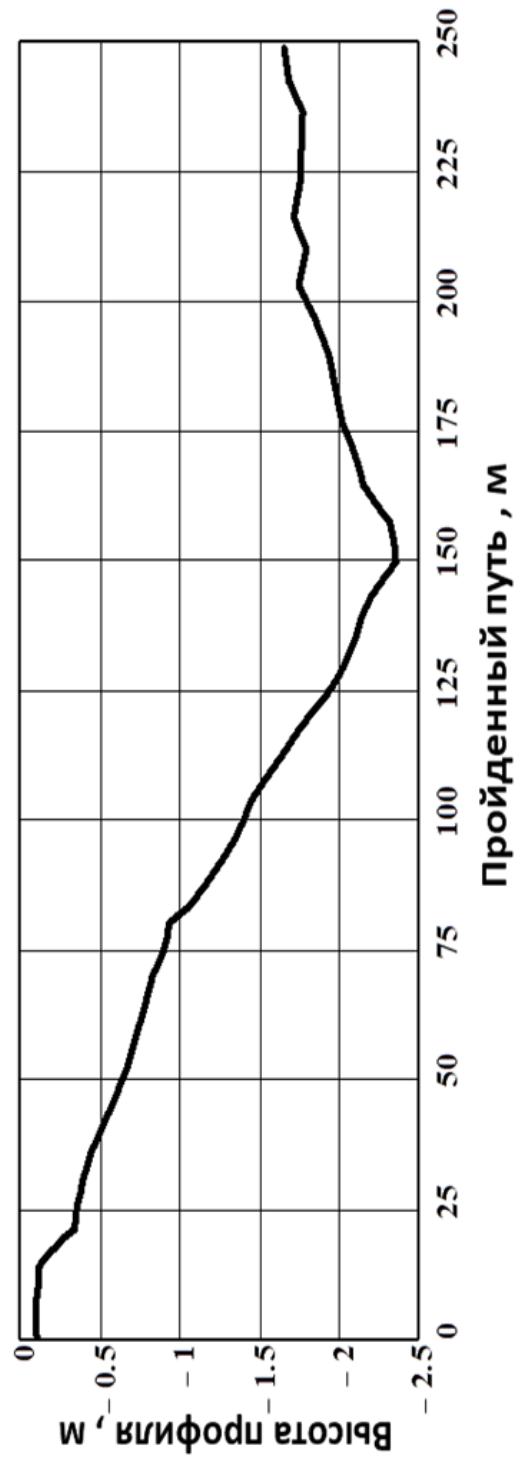
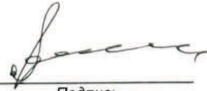
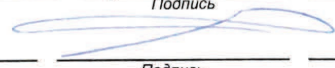


Рисунок Ж.4 – Графическая зависимость аппроксимирующей функции полученные при тарировке тензовесов № 4

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Профиль исследуемого участка грунтовой дороги

ПРИЛОЖЕНИЕ И. Акт поверки вибропреобразователя AP2037-500-02

		ООО "ГЛОБАЛТЕСТ" МЕТРОЛОГИЧЕСКАЯ СЛУЖБА Аттестат аккредитации RA.RU.312398	
СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 1525-2018			
Действительно до 9 июля 2019 г.			
Средство измерений	Вибропреобразователь AP2037-500-02 наименование, тип, модификация		
	70872-18 регистрационный номер в Федеральном информационном фонде по обеспечению единства измерений		
(если в составе средства измерений входят несколько автономных измерительных блоков, то приводят их перечень и заводские номера)			
серия и номер знака предыдущей поверки (если такие серия и номер имеются)			
заводской номер (номера)	8001		
поверено	наименование величин, диапазонов, на которых поверено средство измерений (если предусмотрено методикой поверки)		
поверено в соответствии с	А.3009.0235.МП-17 «Вибропреобразователи серии AP20XX.Методика поверки»		
с применением эталонов:	наименование документа, на основании которого выполнена поверка рег.№3.2.БСХ.0001.2016 AP8000 зав.№01/2007 (разряд 2); рег.№3.2.БСХ.0002.2016 AP8001 зав.№01/09 (разряд 1); наименование, тип, заводской номер, регистрационный номер (при наличии), разряд, класс или погрешность эталона, применяемого при поверке		
при следующих значениях влияющих факторов:	температура окружающего воздуха 22 °С; приводят перечень влияющих факторов,		
	относительная влажность воздуха 68 %; атмосферное давление 746 мм рт.ст.; нормированных в документе на методику поверки, с указанием их значений		
	напряжение сети питания 220 В, частота 50,0 Гц		
и на основании результатов <u>первичной</u> /периодической поверки признано соответствующим установленным в описании типа метрологическим требованиям и пригодным к применению в сфере государственного регулирования обеспечения единства измерений.			
Знак поверки			
Главный метролог	 Подпись		Симчук А.А. Инициалы, фамилия
Поверитель	 Подпись		Ромадов Р.В. Инициалы, фамилия
Дата поверки 10 июля 2018 г.			

МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИ

(заполняется при наличии соответствующих требований
в нормативном документе по поверке или при необходимости)

- | | | |
|---|---|--------|
| 1 | Действительное значение коэффициента преобразования
на частоте 200 Гц, мВ/(м·с ⁻²) | 50,0 |
| 2 | Неравномерность ЧХ, в пределах, %
в диапазоне частот от 5 до 15 000 Гц | ± 10,0 |
| 3 | Нелинейность АХ, в пределах, %
в диапазоне амплитуд от 0,1 до 100 м·с ⁻² | ± 3,3 |
| 4 | Основная относительная погрешность измерений
виброускорения при доверительной вероятности 0,95 в
пределах, %
от 5 до 15 000 Гц | ± 11,6 |

Поверитель

Подпись

Роматов Р.В.

Инициалы, фамилия



№ 70872-18

ОКП 42 7714

Предостережение!
Статически чувствительный прибор

ВИБРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ
AP2037-500-02

ПАСПОРТ

АБКЖ.433642.018-500-02ПС

зав. № 8001

Вибропреобразователь соответствует АБКЖ.433642.018ТУ и
признан годным для эксплуатации



Начальник ОТК

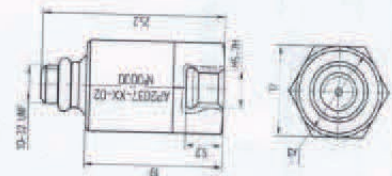
(Краснощев))

" 10 " 07 2018 г.

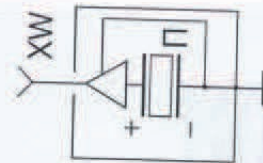
ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

Действительное значение коэффициента преобразования	$\text{мВ}/(\text{м}\cdot\text{с}^{-2})$	50,0	Выходное сопротивление	Ом	< 500
Относительный коэффициент поперечного преобразования	%	≤ 5	Напряжение питания	В	+(18 ... 30)
Максимальное значение амплитуды измеряемого ускорения (пик)	$\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$	10^2	Ток питания	мА	2 ... 20
Максимальный удар	g	10^4	Уровень постоянного напряжения на выходе	В	8 ... 13
Неравномерности АЧХ относительно значения на базовой частоте 200 Гц в диапазоне частот	%	$\pm 12,5$	Время установления рабочего режима	с	4
- от 0,5 до 15 000 Гц	%	$\pm 4,0$	Рабочий диапазон температур	$^{\circ}\text{C}$	от минус 50 до плюс 125
Пределы допускаемой основной относительной погрешности измерения в диапазоне частот	%	± 15	Масса (без кабеля)	г	13
- от 0,5 до 15 000 Гц	%	$\pm 7,0$	Материал корпуса		нержавеющая сталь
- от 10 до 5 000 Гц	%		Тип соединителя		AR03(10-32UNF) АБКЖ.685121.002
Уровень шума СКЗ, (1Гц÷10кГц)	$\text{мВ}/\text{с}^2$	$2 \cdot 10^{-3}$			

Внешний вид



Электрическая схема



Комплектность:

- вибропреобразователь
- шпилька АН0105
- кабель АК12В6Д1(АК15)
- паспорт
- руководство по эксплуатации
- 1 шт.;
- 1 шт.;
- 1 шт.;
- 1 шт.;
- по требованию

Гарантийный срок хранения - 42 месяца с момента изготовления

Гарантийный срок эксплуатации - 36 месяцев с момента поставки заказчику