

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО–УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(национальный исследовательский университет)
Политехнический институт
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Колёсных и гусеничных машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент

_____ В.Н. Бондарь
_____ 2019

Проектирование гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ

Руководитель

д.т.н., профессор

_____/Трояновская И.П./

«__» _____ 2019 г.

Автор работы

студент группы П-206

_____/ Савичев С.В./

«__» _____ 2019 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____/В.И. Дуюн/

«__» _____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Савичев С.В. Проектирование гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами – Челябинск: ЮУрГУ, АТ; 2019. 75 с. 44 ил., библиогр. список – 23 наим. 15 демонстрационных листов ф. А4

Целью данной выпускной квалификационной работы является расчетная оценка долговечности резиновых элементов гусеничного движителя.

В работе проведен обзор существующих видов резинометаллических шарниров. Проанализированы существующие пакеты программ основанных на методе конечных элементов.

В результате расчетов на базе программного комплекса ANSYS, определены напряжения, действующие на РМШ в режимах сборки и кручения. А также распределение удельной энергии деформации в РМШ разных форм и размеров.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038. ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		Савичев С.В.			<i>Проектирование гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Трояновская И.П.					2	75
<i>Н. Контр.</i>		Дуюн В.И.				ЮУрГУ		
<i>Утверд.</i>		Бондарь В.Н.						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА	6
1.1 Актуальность вопроса	6
1.2 Конструкция гусеничного движителя.....	7
1.2.1 Ведущие колеса.....	7
1.2.2 Направляющие колеса	8
1.2.3 Опорные катки	9
1.2.4 Поддерживающие катки.....	9
1.2.5 Амортизирующее устройство.....	9
1.2.6 Гусеничная цепь.....	10
1.3 Анализ существующих конструкций РМШ	15
1.3.1 Способ крепления резины к металлическим элементам шарнира	15
1.3.2 Параллельное и последовательное соединение резиновых элементов....	17
1.3.3 Комбинированный РМШ	19
1.3.4 Конструкция РМШ работающая на сжатие	21
1.3.5 РМШ с ограничителем радиальной деформации	22
1.3.6 РМШ с резиновыми элементами сложной формы	26
1.4 Методы оценки работоспособности.....	33
1.4.1 Экспериментальный метод	33
1.4.2 Расчетный метод	34
2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ.....	37
2.1 Метод конечных элементов	37
2.2 Анализ и выбор программного комплекса	40
3 РАСЧЕТНО – ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ РАЗДЕЛ.....	45

3.1 Анализ работоспособности конструкции	45
3.2 Создание конечно-элементной модели.....	46
3.3 Построение конечно-элементной сетки.....	50
3.4 Выбор материала.....	52
3.5 Режим сборки	54
3.5.1 Нагрузка при сборке РМШ	54
3.5.2 Напряжения при сборке РМШ.....	57
3.6 Режим кручения	61
3.6.1 Нагрузки при кручении	62
3.6.2 Напряжения при кручении.....	63
3.7 Исследовательская часть.....	65
3.7.1 Влияние формы РМШ на удельную энергию деформации.....	65
3.7.2 Влияние размеров РМШ на удельную энергию деформации	66
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	70
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	72

ВВЕДЕНИЕ

Гусеничные тракторы получили широкое распространение в связи с их низким удельным давлением на грунт и высокими тяговыми свойствами, они отличаются от колесных машин сложностью конструкции ходовой части и более высоким отношением массы трактора к его мощности. Около 1/5 массы трактора приходится на гусеничный движитель и подвеску.

Гусеничный движитель - сложная многомассовая механическая система, работающая в условиях абразивного износа, элементы которой испытывают динамические нагрузки. Эти обстоятельства обуславливают высокие требования к прочности гусеничного обвода и его рабочему ресурсу с одновременным снижением массы. Совершенствование тракторов, в частности сельскохозяйственных, в настоящее время идет в направлении повышения энергонасыщенности и роста рабочих скоростей. Это обстоятельство обуславливает повышение требований к прочности и долговечности гусеничного обвода, как наиболее нагруженного механизма ходовой части работающего в условиях абразивного износа, и в первую очередь шарнирных соединений звеньев гусеничной цепи.

Согласно ГОСТ 27.002–15, долговечность – это свойство объекта (детали, узла, машины) сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта [1].

Основными техническими оценочными показателями долговечности являются ресурс и срок службы. При характеристике показателей следует указывать вид действия после наступления предельного состояния объекта (например, средний ресурс до капитального ремонта; гамма-процентный ресурс до среднего ремонта и т. д.). В случае окончательного снятия с эксплуатации объекта, обусловленного предельным состоянием, показатели долговечности называются: полный средний ресурс (срок службы), полный гамма-процентный ресурс (срок службы), полный назначенный ресурс (срок службы).

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

1.1 Актуальность вопроса

Проектирование и создание гусеничных машин на современном этапе неразрывно связано с вопросами повышения надежности и долговечности элементов ходовых систем. Возрастание скоростного режима приводит к значительному увеличению динамических и ударных нагрузок в гусеничном движителе, вибрациям. Увеличение нагрузок возникает как в силу принципиальных особенностей конструкции (например, звенчатость гусеничного обвода), так и вследствие наличия конструктивных и технологических зазоров, а также обуславливается взаимодействием с почвой. Виброударные режимы в гусеничном движителе приводят к возрастанию динамических напряжений и снижению усталостной долговечности отдельных узлов.

Вопросом надежность трактора как сложной технической системы посвятил свой труд Алябьев В.А. [2] в котором он приводит результаты статистических исследований по вопросам надежности систем и агрегатов гусеничных тракторов.

Результаты этих исследований представлены на рисунке 1.1

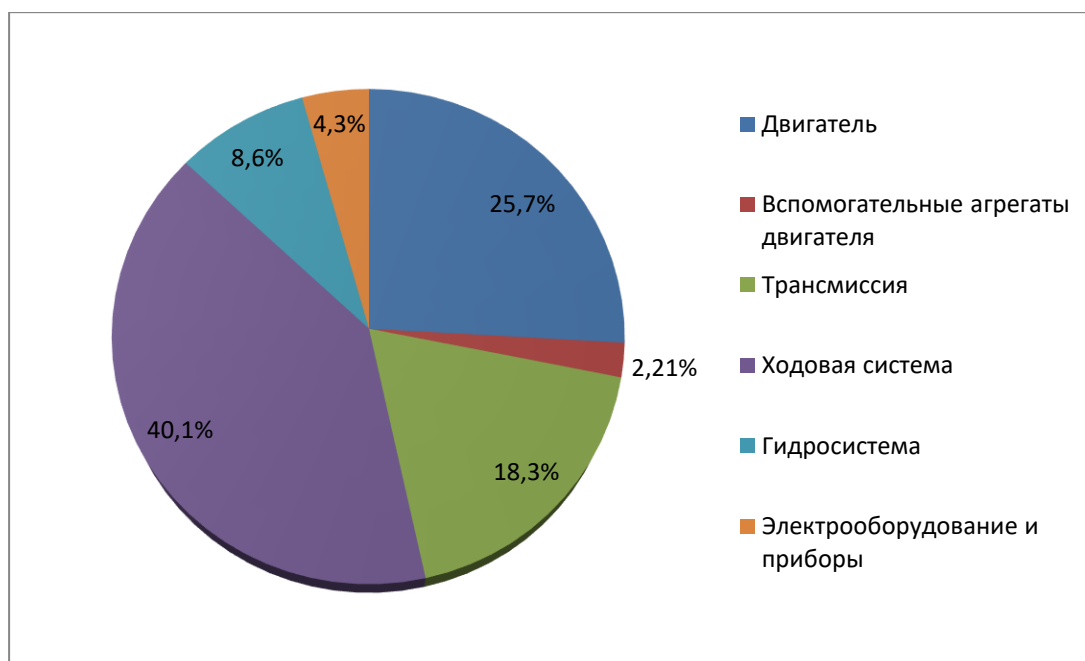


Рисунок 1.1 – Распределение отказов по системам трактора

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Согласно результатам исследования, около 40% причин выхода тракторов из строя являются отказы в их ходовой системе. Можно сделать выводы, что для увеличения надежности тракторов, ходовая система нуждается в конструкционной доработке всех узлов и агрегатов, входящих в нее.

1.2 Конструкция гусеничного движителя

Гусеничный движитель служит для преобразования крутящего момента, подводимого от двигателя к ведущим колесам, в касательную силу тяги, обеспечивающую движение трактора. Движитель состоит из гусеничных цепей, ведущих и направляющих колес с натяжным и амортизирующим устройствами, опорных и поддерживающих катков. [4]

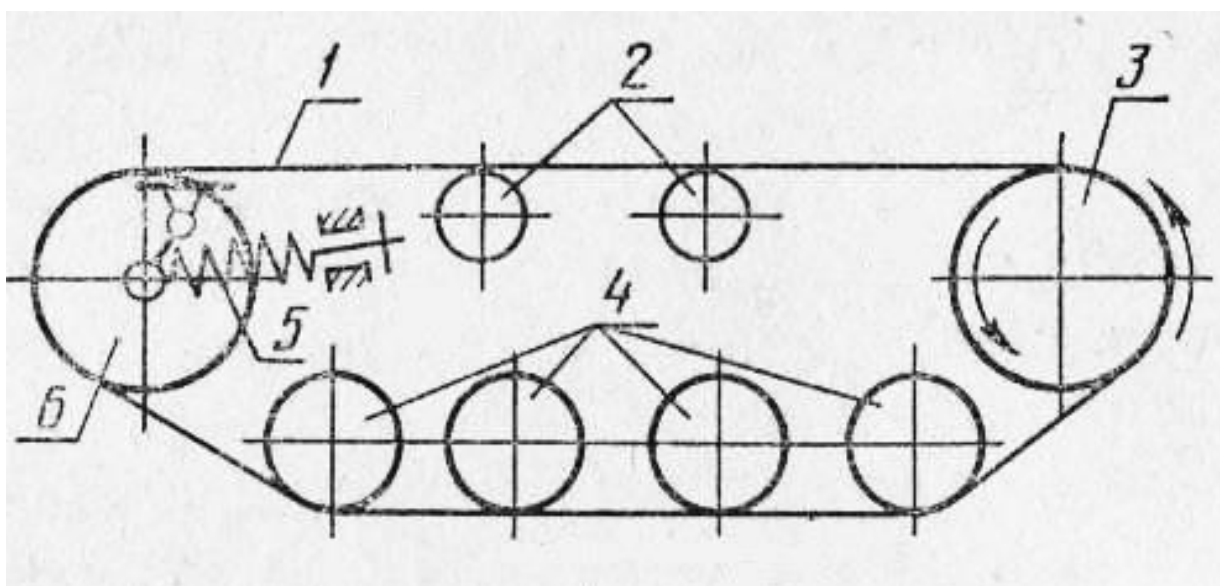


Рисунок 1.2 — Схема гусеничного движителя

1 — гусеница; 2 — поддерживающие ролики; 3 — ведущее колесо; 4 — опорные катки; 5 — амортизирующее устройство; 6 — направляющее колесо.

1.2.1 Ведущие колеса

Ведущие колеса, вращаясь, перематывают гусеничную цепь, обеспечивая движение трактора. Их классифицируют по месту расположения на тракторе —

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

с передним и задним расположением; по конструкции обода – с одинарным и двойным венцом; по способу изготовления – цельнолитые и составные (со сплошным венцом и составным, состоящим из набора сегментов); по типу зацепления с гусеницей – цевочное, гребневое и зубовое.

1.2.2 Направляющие колеса

Направляющие колеса служат для направления движения трактора и изменения степени натяжения гусеничной цепи. Кроме общих требований они должны обеспечивать хорошую самоочищаемость от грязи и снега.

Направляющие колеса классифицируют по расположению колеса, типу обода, конструкции обода, способу крепления и наличию амортизационного устройства.

По расположению направляющие колеса бывают поднятые, полуопущенные и опущенные (работают как опорный каток). Расположение колеса зависит в основном от типа подвески и назначения трактора:

- 1) Поднятые колеса – при эластичной подвеске;
- 2) Полуопущенные – при жесткой и полужесткой подвесках;
- 3) Опущенные – на болотоходных тракторах и тракторах с треугольным гусеничным обводом не зависимо от типа подвески.

По конструкции обода различают цельнолитые и составные направляющие колеса.

По способу крепления бывают направляющие колеса на ползунах или на кривошипе. Первый способ применяют при полужесткой подвеске (ползуны устанавливают на тележках гусениц), а второй – при балансирной и индивидуальной. По наличию амортизирующего устройства бывают направляющие колеса с амортизирующим устройством и без него. На современных тракторах применяют направляющие колеса только с амортизирующим устройством.

1.2.3 Опорные катки

Опорные катки служат для поддержания и перемещения остова трактора по направляющей поверхности гусениц, передачи его веса через гусеницу на грунт и восприятия боковых реакций грунта при поворотах трактора.

Помимо удовлетворения общих, предъявляемым ко всем механизмам требований, опорные катки должны оказывать малое сопротивление при движении трактора, иметь хорошо защищенные подшипники от попадания абразивных частиц и влаги.

Опорные катки классифицируют по типу обода, способу изготовления, способу крепления его оси и степени амортизации. По типу обода опорные катки бывают одноободьевые и двухободьевые.

1.2.4 Поддерживающие катки

Поддерживающие катки устанавливают для поддержания верхней ветви гусеницы от значительного провисания. В полужестких подвесках их закрепляют на верхней части рамы гусеничных тележек, а в упругих – на консольных кронштейнах, расположенных на остова трактора. Число поддерживающих катков зависит от продольной базы трактора. При короткой базе их можно не применять, а обычно их число не превышает двух. Если применяется только один поддерживающий каток, то его, как правило, располагают ближе к ведущему колесу.

1.2.5 Амортизирующее устройство

Амортизирующее устройство служит для снижения динамических нагрузок, действующих на трактор при его наезде на препятствие, и предохранения движителя при попадании в него посторонних предметов, вызывающих резкое натяжение гусеницы. Достигается это за счет перемещения направляющего ко-

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

леса назад и дополнительного сжатия упругого элемента амортизирующего устройства. Такое перемещение называется упругим ходом направляющего колеса.

Амортизирующее устройство представляет собой замкнутую предварительно сжатую упругую систему - в большинстве случаев пружинную. Сила предварительного сжатия должна быть такой, чтобы амортизирующее устройство не срабатывало при заднем ходе трактора и резком его торможении. При меньшей силе предварительного сжатия упругого элемента возможно спадание гусеницы.

1.2.6 Гусеничная цепь

Гусеничная цепь (гусеница) передает нагрузку от веса трактора на опорную поверхность и реализуют ее в касательную силу тяги.

Обычно на тракторе устанавливают движитель с двумя гусеницами. Существуют конструкции сочлененных тракторов с четырьмя гусеницами.

Гусеница кроме общих требований, предъявляемых ко всем агрегатам и системам трактора, должна обеспечивать высокие сцепные качества независимо от фона опорной поверхности, небольшое сопротивление движению трактора, а для сельскохозяйственных тракторов – допустимое уплотняющее воздействие на почву.

Современные гусеницы классифицируют:

- 1) По типу их общей конструкции – традиционные и монолитные резиноармированные (РАГ);
- 2) По конструктивному выполнению металлических звеньев – составные и цельнолитые;
- 3) По типу беговой дорожки опорных катков – рельсовые и плоские;
- 4) По расположению шарнира на звене – приподнятый и опущенный;
- 5) По типу шарнира – закрытый, открытый, упругий (резинометаллический).

Одним из наиболее нагруженных элементов гусеничных движителей звенчатой конструкции является шарнирное соединение звеньев. От работоспособности этого узла зависит в целом ресурс гусеничного движителя. Наиболее перспективным вариантом снижения динамической нагруженности и увеличения срока службы гусеничного движителя является использование в шарнирных соединениях резиновых силовых элементов. Учитывая особенности резины как конструкционного материала, требуется четкое представление о механическом поведении, о влиянии параметров узлов с резиновыми элементами на динамическую нагруженность гусеничного движителя.

Динамические нагрузки, действующие на элементы гусеничного движителя, зависят от основных параметров, характеризующих конструкцию гусеничного движителя (шаг звена, геометрия гусеничного обвода, диаметры направляющего и ведущего колес, масса элементов и т.д.), от режима движения гусеничной машины и обуславливаются взаимодействием с сельскохозяйственными агрегатами и почвой. Возрастание скоростного режима гусеничных машин приводит к значительному увеличению динамических и ударных нагрузок в гусеничном движителе, вибрациям. Повышение нагрузок, воспринимаемых элементами гусеничного движителя, приводит к росту деформаций и напряжений, потерь энергии при взаимодействии элементов гусеничного движителя от сил трения в кинематических парах и снижению коэффициента полезного действия. Указанные обстоятельства снижают долговечность металлических элементов гусеничного движителя вследствие усталостного разрушения, усталостного и абразивного износа. Кроме того, возрастание уровня вибраций в гусеничном обводе приводит к разрушению грунта, снижению его несущей способности и увеличению потерь на буксование гусеничного движителя.

Гусеничная цепь работает в условиях абразивного износа и испытывает высокие динамические нагрузки. При проектировании элементов конструкции гусеничного движителя предъявляются высокие требования к металлоемкости, износостойкости, жесткости и прочности элементов гусеничного обвода. Одним из элементов, лимитирующих ресурс гусеничного движителя является со-

единение смежных траков. Конструктивно соединения траков можно осуществить различными способами, но наиболее часто применяются соединения в виде шарниров. Конструкции шарниров гусеничного движителя очень разнообразны. Существуют открытые и закрытые шарниры, которые могут включать резиновые элементы, выполняющие функцию упругой связи или только уплотнения соединения. Применяемые резинометаллические шарниры (РМШ) с силовыми резиновыми элементами обладают, как правило, достаточно высокой несущей способностью и хорошими компенсационными свойствами, высокой податливостью, повышенным демпфированием.

Стремление конструкторов повысить технико-экономические показатели современных гусеничных машин вынуждает применять новые материалы для создания более совершенных конструкций гусеничного движителя.

Резина, как конструкционный материал, обладает такими физикомеханическими свойствами как: способность к большим обратимым упругим деформациям; существенное влияние режима деформирования, связанное с проявлением вязкоупругих свойств; накопление необратимых изменений структуры; старение резины; значительное внутреннее трение, вызывающее теплообразование вследствие низкой теплопроводности.

Применение в конструкциях узлов и механизмов гусеничного движителя силовых резинометаллических элементов позволяет значительно снизить динамические нагрузки. Благодаря упругим и демпфирующим свойствам резины как конструкционного материала, силовые резиновые элементы позволяют реализовать большие относительные смещения металлических элементов гусеничного движителя и гашение динамических нагрузок и ударных воздействий.

Проведенные испытания транспортных гусеничных машин и сельскохозяйственных гусеничных тракторов показывают, что применение резинометаллического шарнирного соединения звеньев гусеничной цепи позволяет не только снизить динамические нагрузки, но и повысить коэффициент полезного действия гусеничного движителя.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Снижение динамических нагрузок и замена внешнего трения в открытом металлическом шарнирном соединении звеньев цепи на внутреннее трение в резине в резинометаллическом шарнире позволили увеличить долговечность элементов гусеничного движителя и снизить объем запчастей необходимый для обеспечения заданного срока службы машины.

Обоснованный выбор конструктивных параметров гусеничного движителя с силовыми резиновыми элементами требует знаний о влиянии их характеристик на динамическую нагруженность элементов ходовой части.

Использование в конструкции гусеничного движителя резинометаллических элементов приводит к изменению конструкции сопрягаемых металлических элементов. Так, применение резинометаллического шарнирного соединения звеньев гусеничной цепи приводит к изменению конструкции звена, увеличению массы цепи, изменению конструкции ведущего колеса. При проектировании конструкций с резинометаллическими элементами необходимо учитывать противоречивые требования, заключающиеся в снижении металлоемкости гусеничного движителя при одновременном повышении долговечности его элементов. Для решения подобных задач применяются методы оптимального проектирования, которые в настоящее время для силовых резиновых и резинометаллических элементов гусеничного движителя практически отсутствуют.

Конструкция гусеничного движителя оказывает определяющее влияние на основные показатели гусеничной машины. Увеличение скоростей движения гусеничных машин сопровождается увеличением динамических нагрузок на элементы гусеничного движителя и снижения их надежности.

Проектирование элементов гусеничных движителей характеризуется специфическими условиями, особенностью которых являются жесткие требования к металлоемкости. Снижение металлоемкости конструкций гусеничного движителя приводит к максимальному использованию резервов прочности конструкционных материалов и обуславливает высокую напряженность несущих элементов не только в экстремальных ситуациях, но и при нормальной эксплуатации.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Силовые резиновые и резинометаллические элементы, применяемые в гусеничных движителях, представляют собой широкий класс резинотехнических изделий. Они отличаются, как правило, сложностью конструктивных форм, достаточно высокой несущей способностью и хорошими компенсационными свойствами, высокой податливостью, повышенным демпфированием.

Область применения силовых резиновых и резинометаллических элементов распространяется на шарнирные соединения гусеничной цепи, упругие элементы подвески, опорные и поддерживающие катки, направляющие и ведущие колеса, амортизационно-натяжное устройство и т.д.

Разнообразие их конструктивного исполнения обусловлено, главным образом, поиском оптимальных форм упругих элементов с целью снижения динамической нагруженности и увеличения срока службы гусеничного движителя. Из всего многообразия рассматриваемых резиновых и резинометаллических изделий наибольшее распространение в настоящее время получили элементы резинометаллических шарнирных соединений звеньев, выполненных в виде цилиндрических кольцевых элементов, резиновые и резинометаллические подушки звеньев, элементы внутренней амортизации и резиновые бандажи опорных и поддерживающих катков, направляющих колес.

Геометрическая форма силовых резиновых элементов, определяет их характеристики и, в первую очередь, упругие и компенсационные свойства. Достаточно сказать, что жесткость при сжатии, кручении или сдвиге, величины допускаемых деформаций отдельных типов элементов одного габаритного размера могут отличаться друг от друга на порядок. Геометрическая форма оказывает существенное влияние и на демпфирующую способность резиновых элементов.

Рассмотрим существующие на сегодняшний день конструкции РМШ.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

1.3 Анализ существующих конструкций РМШ

К основным типам шарнирных соединений звеньев с резиновыми элементами можно отнести следующие конструкции:

- соединение с моноблочным резинометаллическим пальцем без ограничителей радиальной деформации;
- соединение с резинометаллическими втулками без ограничителей радиальной деформации;
- соединение с моноблочным резинометаллическим пальцем с ограничителями радиальной деформации;
- соединение с резинометаллическими втулками с ограничителями радиальной деформации;
- соединение с последовательной работой резиновых элементов;
- соединение с резиновыми элементами сложной геометрической формы.

Указанные виды конструкций резинометаллических шарнирных соединений, как моноблочные варианты, так и втулочные, имеют в качестве основных несущих элементов резиновые кольца, металлическую арматуру в виде пальца, металлических втулок и стягивающих болтов. В зависимости от требуемой радиальной жесткости устанавливаются ограничители радиальной деформации, препятствующие ползучести резины. Форма резиновых колец может быть разнообразной с поперечным сечением в виде прямоугольника, трапеции, с вогнутой поверхностью, со сложной геометрией.

Так же шарниры различаются способом крепления резиновых элементов к металлической основе.

1.3.1 Способ крепления резины к металлическим элементам шарнира

Способ крепления резины к металлическим элементам шарнира определяет его технологию изготовления.

В сварном шарнире резиновый элемент соединяется с поверхностью арматуры пальца и внутренней поверхностью проушины с помощью клея в процессе

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

горячей вулканизации резины. В процессе вулканизации резиновая смесь нагревается до 140...180°C, последующее ее охлаждение и процессы, связанные с полимеризацией приводят к усадке резины. В результате усадки возникают радиальные напряжения растяжения, стремящиеся оторвать резину от внутренней поверхности проушины.

В сборном шарнире резиновый элемент удерживается от перемещения относительно металлических поверхностей благодаря силам трения, которые вызваны давлением резины на металл в области их контакта. Распределение давления в шарнирах этого типа зависит от формы резинового элемента и степени его запрессовки, рациональный выбор которых позволяет обеспечить равномерное распределение давления в области контакта поверхности резинового элемента и металлических поверхностей, а также избежать концентрации напряжений. Технологический процесс изготовления сборных шарниров менее сложен, чем сварных. Однако фиксация резины только за счет сил трения ограничивает максимальный угол закручивания сборных шарниров соотношением касательных напряжений в области контакта резины и поверхности металлической арматуры и сил трения, возникающих на этих поверхностях вследствие запрессовки. Как правило, этот угол меньше, чем у шарниров сварного типа.

Наибольшее распространение для соединения звеньев гусеничного движителя получила конструкция шарнира комбинированного типа. В таком шарнире резиновый элемент с помощью клея в процессе горячей вулканизации соединяется с металлической арматурой пальца. Последующая сборка шарнира заключается в запрессовке резинометаллического пальца в проушины звена. Таким образом, фиксация резины относительно поверхности проушины осуществляется за счет сил трения, а относительно металлической арматуры за счет сил адгезии. Шарниры комбинированного типа обладают высокой надежностью, что обусловило их широкое применение в конструкциях гусениц тракторов и быст-роходных гусеничных машин.

Далее рассмотрим варианты соединения гусениц с РМШ.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

1.3.2 Параллельное и последовательное соединение резиновых элементов

В существующих конструкциях гусениц с резинометаллическими шарнирами применяются схемы с параллельной и последовательной работой резиновых элементов.

При параллельной (рисунок 1.3) схеме работы [3,4] резиновых элементов шарнирного соединения растягивающее усилие от трака передается через резиновые элементы на металлическую арматуру пальца шарнира, далее с помощью соединительных скоб усилие передается на арматуру пальца шарнира смежного звена и через резиновые элементы от пальца на смежный трак. Угол закручивания резиновых колец равен половине угла поворота одного трака относительно другого.

В зависимости от формы резиновых элементов и конструктивного исполнения резинометаллического пальца общая длина резиновых элементов, воспринимающих растягивающую нагрузку в таком шарнире, может приближаться к суммарной длине отверстий проушин трака, что позволяет разрабатывать конструкции с высокой радиальной жесткостью.

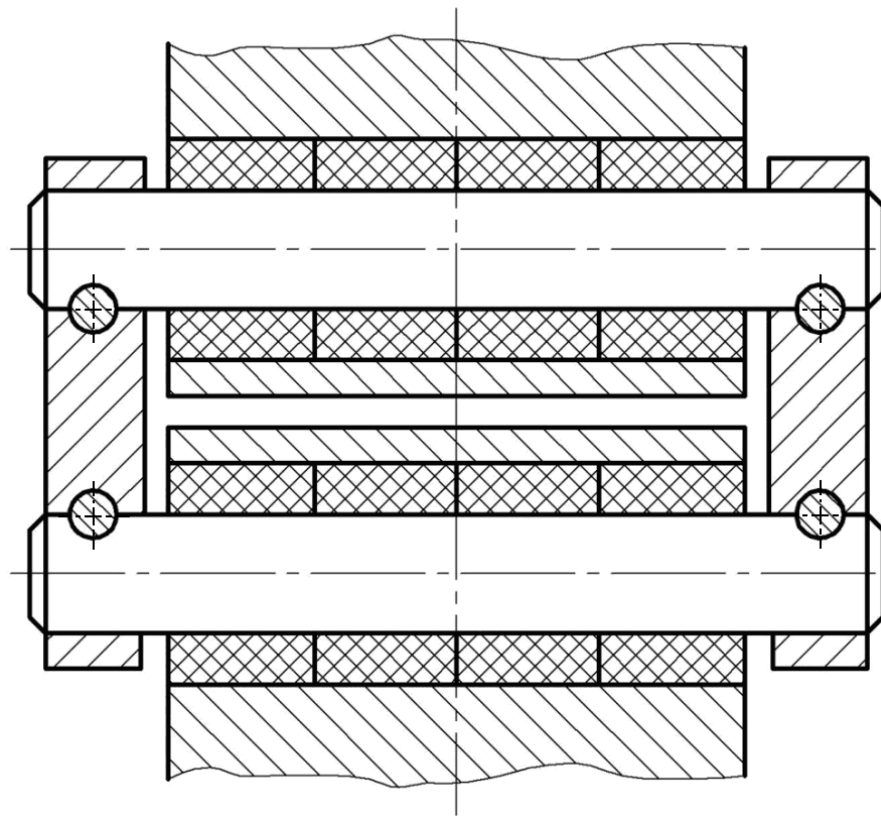
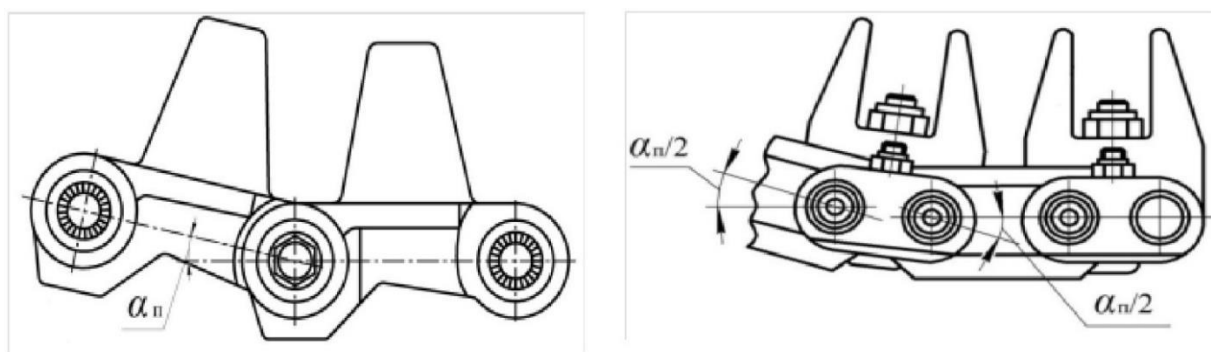


Рисунок 1.3 – Схема параллельной работы резины

При последовательной схеме работы (рисунок 1.4) [4] резиновые элементы шарнира расположены в проушинах обоих звеньев. Поворот смежных звеньев гусеничной цепи относительно друг друга на угол вызывает, при условии равенства угловых жесткостей резиновых элементов, расположенных в проушинах смежных траков, закручивание резиновых элементов на угол. В шарнире с последовательной схемой работы напряжения, вызванные растягивающим усилием в гусеничном обводе, больше. Так как в этой схеме шарнира общая длина работающих на сжатие резиновых элементов в проушинах каждого трака не может превышать половины ширины гусеницы.

Во время движения гусеничной машины перемещение шарнира по контуру гусеничного обвода сопровождается закручиванием резиновых элементов на некоторый угол, величина которого зависит от относительного поворота соединяемых им звеньев. С целью снижения максимальных касательных напряжений в резиновом элементе при закручивании шарнира, сборку смежных звеньев гусеницы выполняют с предварительным углом поворота одного трака относительно другого. При этом траки собирают так, чтобы в свободном состоянии они были повернуты один относительно другого на половину максимального угла, на который они поворачиваются в процессе работы (рисунок 1.4) [4].



а)

б)

Рисунок 1.4 – Предварительный угол сборки звеньев

а – последовательная схема работы резиновых элементов; б – параллельная схема работы резиновых элементов

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Рассмотрим несколько видов РМШ которые могут быть использованы как при последовательной схеме соединения звеньев гусеничной цепи, так и при параллельной.

1.3.3 Комбинированный РМШ

В комбинированном шарнире фиксация резины относительно поверхности проушины осуществляется за счет сил трения, а относительно металлической арматуры за счет сил адгезии. Шарниры комбинированного типа обладают высокой надежностью, что обусловило их широкое применение в конструкциях гусениц тракторов и быстроходных гусеничных машин.

На рисунке 1.5 представлен комбинированный резинометаллический шарнир без ограничителей радиальной деформации [5]. Резинометаллический палец состоит из металлической арматуры постоянного диаметра и резиновых элементов. Растягивающее усилие в гусеничной цепи полностью передается резиновыми элементами, расположенными в проушине одного звена. Это вызывает большие деформации резиновых элементов. Зависимость между растягивающим усилием и радиальным перемещением – нелинейная. Характер зависимости определяется геометрией резиновых элементов, степенью обжатия резины, взаимного расположения колец в одной проушине. Вследствие ползучести резины под нагрузкой в процессе эксплуатации увеличивается эксцентриситет шарнира, а соответственно и шаг гусеничной цепи. Кроме того, это приводит к изменению формы резинового кольца, возрастанию касательных напряжений и прогрессирующему усталостному разрушению при циклическом скручивании резиновых колец.

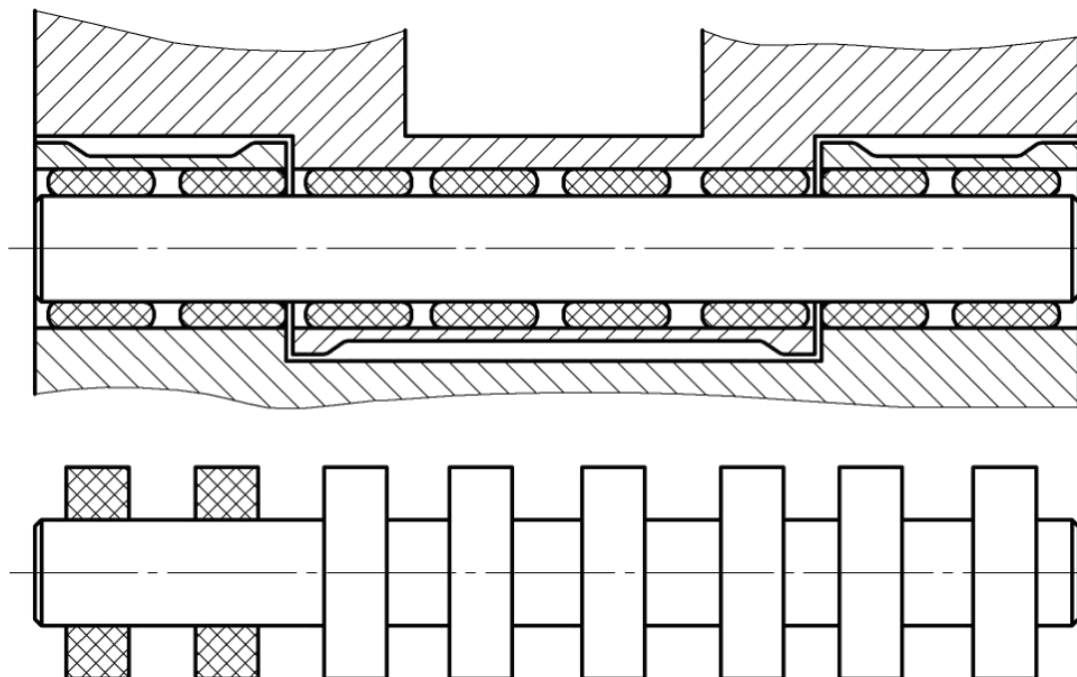


Рисунок 1.5 – Комбинированный последовательный РМШ без ограничителей

Для снижения влияния растягивающего усилия необходимо увеличивать радиальную жесткость РМШ, что вынуждает использовать резиновые элементы с поперечным сечением большой длины и малой высоты, а также максимально заполнять объем шарнира резиновыми элементами. Применение конструкции с указанными требованиями в моноблочном варианте сопровождается значительным осложнением сборки и разборки шарнира, а также приводит к повреждению резиновых элементов при запрессовке.

Схема втулочного варианта без ограничителей радиальной деформации резиновых элементов обладает рядом недостатков. Из-за неизбежного упругого удлинения свободных ветвей гусеницы имеют склонность к прощелкиванию и спаданию на тормозных режимах. Поэтому для обеспечения надежной работы зацепления (при заднем расположении ведущих колес) необходимо повышать предварительное натяжение гусеничной цепи до 6 кН. Последнее обстоятельство, во-первых, приводит к необходимости использования специального натяжного устройства (разунификация машины) и, во-вторых, повышает энер-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

гетические потери во всех элементах обвода, лишая гусеницу одного из ее важнейших преимуществ.

Созданию и исследованию гусениц с резинометаллическими шарнирами посвящена большая теоретическая и экспериментальная работа И.И. Трепененкова [5], которая сформировала направление для дальнейших исследований. В предложенном варианте гусениц с резинометаллическими шарнирами отсутствовали ограничения деформации резиновых элементов, что привело к значительному упругому и остаточному удлинению шага цепи и нарушило нормальную работу зацепления. Увеличение предварительного натяжения резко увеличило темп износа шарниров и, в целом, гусеница оказалась неконкурентоспособной.

1.3.4 Конструкция РМШ работающая на сжатие

Резиновые элементы достаточно хорошо воспринимают нагрузки, вызывающие в них напряжения сжатия. Это свойство учтено в конструкции (рисунок 1.6) [13]. Шарнир состоит из двух резиновых элементов, которые расклинены в проушинах с прямоугольным сечением отверстий ромбовидным пальцем.

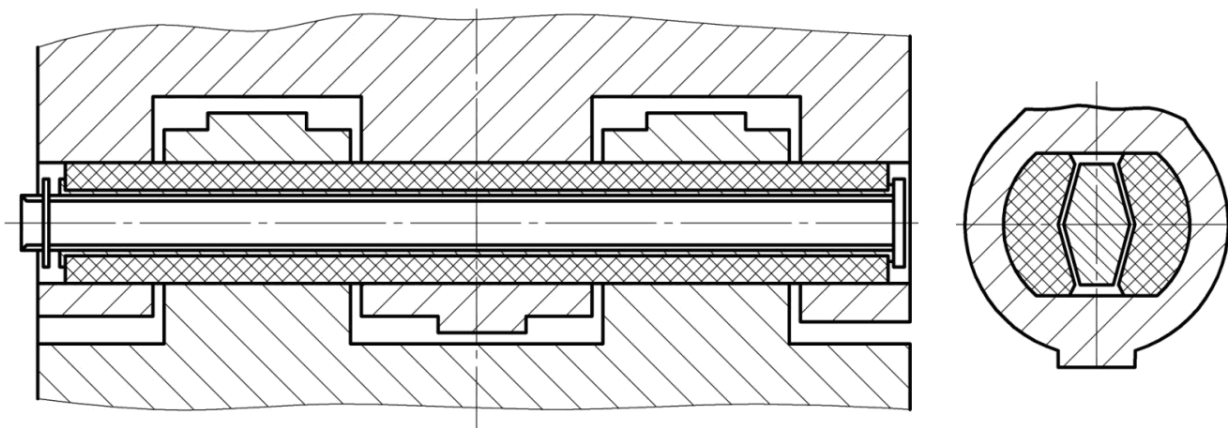


Рисунок 1.6 – Конструкция РМШ с резиновыми элементами, работающими на сжатие

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Основным недостатком вышеописанных конструкций РМШ гусеничного движителя при оценке их долговечности является то, что резиновые элементы полностью воспринимают действующие на шарнир силы и моменты, что приводит к большим деформациям резины и быстрому разрушению резиновых элементов.

1.3.5 РМШ с ограничителем радиальной деформации

Впервые конструктивное решение, позволившее значительно повысить долговечность резиновых элементов, было предложено Толчинским Н.А. [6]. Варианты конструкции резинометаллического шарнира комбинированного типа с жестким ограничителем радиальной деформации резиновых элементов для гусеничных машин представлены на рисунке 1.7.

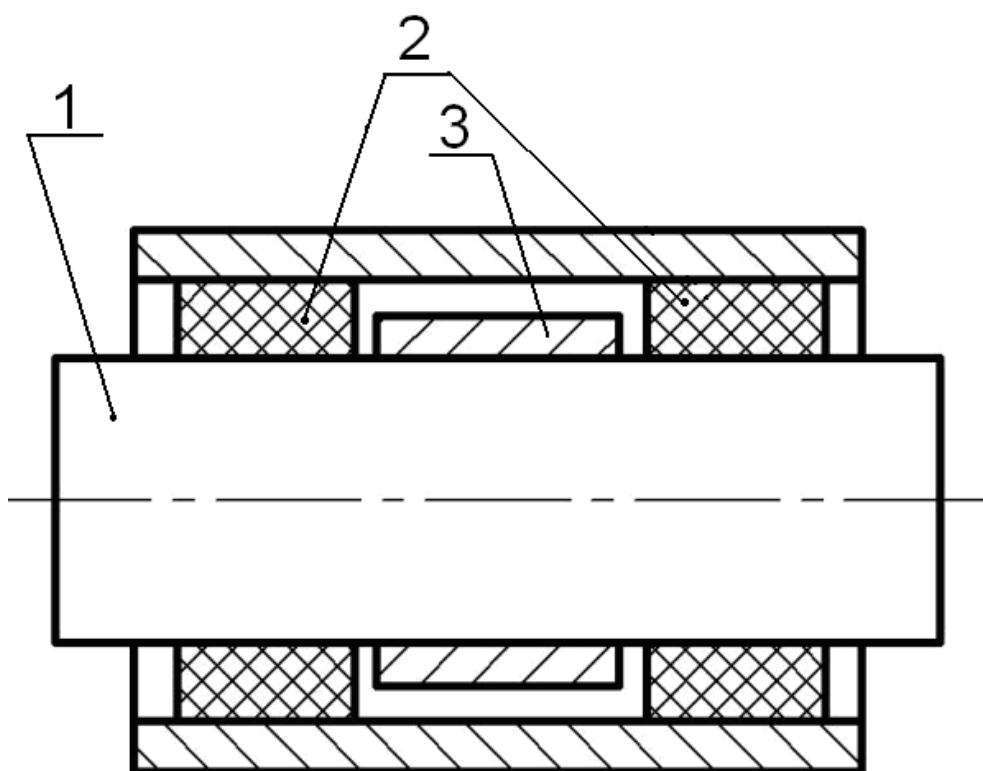


Рисунок 1.7 – РМШ с ограничителем радиальной деформации:

1 – палец; 2 – резиновые кольца; 3 – металлическая втулка

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Ограничитель радиальной деформации обеспечивает работу резиновых элементов в более благоприятных условиях, упругая деформация резиновых колец ограничивается величиной радиального зазора между ограничителем и проушиной, что обеспечивает снижение напряжений, вызванных растягивающим усилием в цепи. До момента касания ограничителя и проушины шарнирное соединение обладает высокой радиальной податливостью, что способствует снижению динамических нагрузок в гусеничном обводе. При достижении эксцентриситета шарнира величины радиального зазора между ограничителем и поверхностью проушины, ограничитель касается проушины. С этого момента радиальная жесткость шарнира значительно возрастает. Это обеспечивает стабильность шага гусеничной цепи и способствует нормальной работе зацепления с ведущим колесом при малых величинах предварительного натяжения. Стабилизация шага цепи способствует снижению энергетических потерь в обводе.

Конструкция шарнирного соединения с ограничителями радиальной деформации может быть реализована в качестве моноблочного варианта (рисунок 1.8) или втулочного варианта РМШ с ограничителями радиальной деформации [15] (рисунок 1.9).

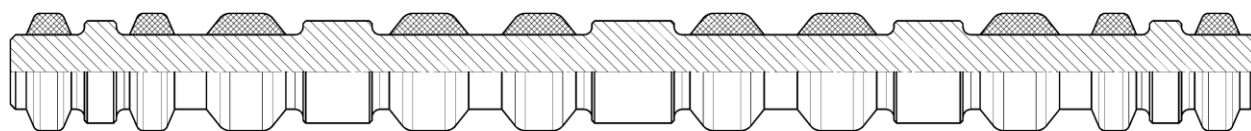


Рисунок 1.8 – Резинометаллический палец моноблочной конструкции с ограничителями радиальной деформации

Для втулочного варианта РМШ с ограничителями радиальной деформации сохраняются недостатки, связанные с обеспечением нераскрытия стыков между втулками и более высокие требования при изготовлении и сборке гусеницы.

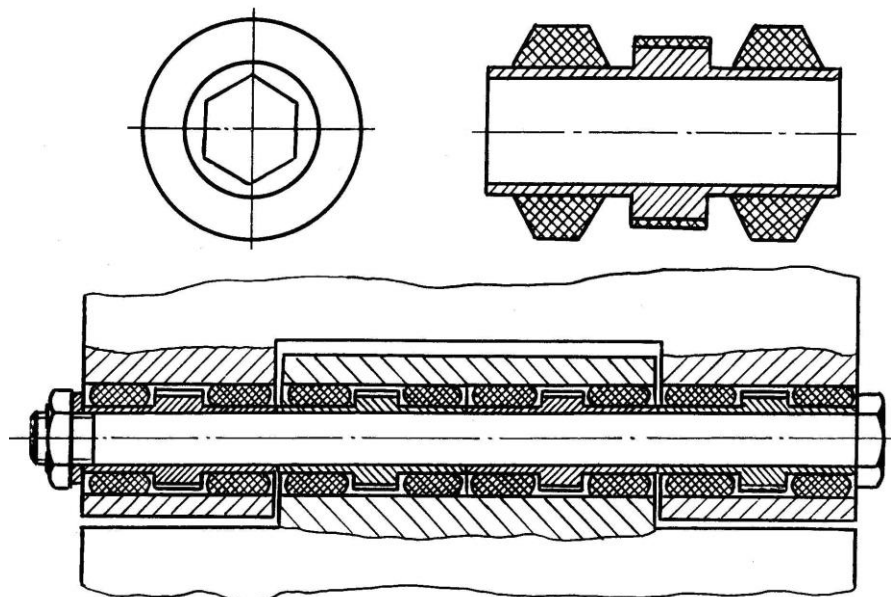


Рисунок 1.9 – Втулочный вариант с ограничителями радиальной деформации

В конструкции резинометаллического шарнира (рисунок 1.10) [19] функцию ограничителя радиальной деформации для резиновых элементов крайних проушин выполняет металлическая вставка, которая запрессована в отверстие проушины.

В процессе сборки шарнирного соединения резинометаллические элементы запрессовываются через направляющий конус в проушину звена. Несмотря на то, что применение жидкой смазки значительно снижает силы трения между контактирующими поверхностями резинового элемента и металлом, во время запрессовки резиновые элементы подвергаются значительным деформациям в осевом направлении. В результате этой деформации резина наплывает на ограничительные кольца и попадает в радиальный зазор, образованный внешней поверхностью ограничителя и поверхностью направляющего конуса или поверхностью проушины. В результате происходит повреждение резиновых элементов при сборке. Чтобы исключить наплыв резины на ограничитель в процессе сборки шарнирного соединения, предложена конструкция [20] с асимметричным расположением ограничителя по отношению к вертикальной оси проушины звена гусеницы (рисунок 1.11).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

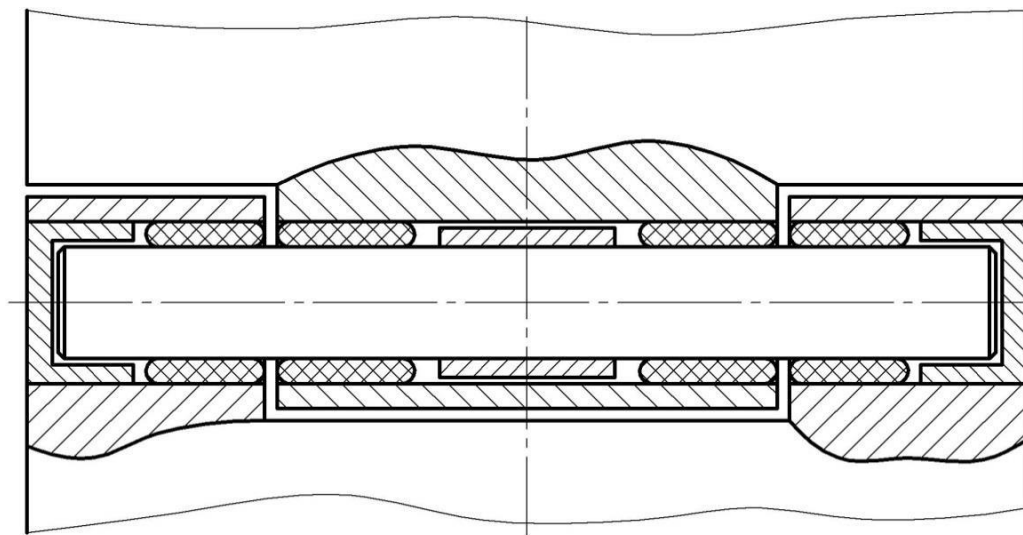


Рисунок 1.10 – Конструкция РМШ с пробками-заглушками

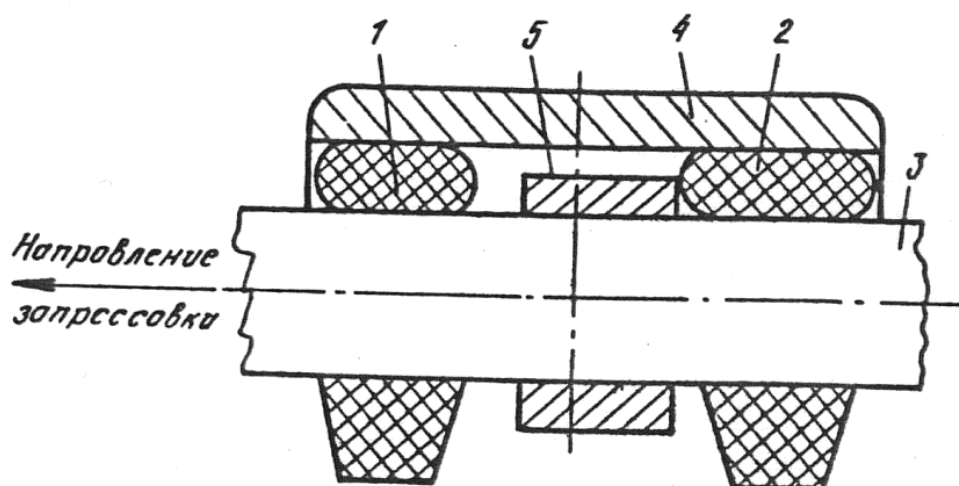


Рисунок 1.11 – РМШ со смещенным ограничителем радиальной деформации: 1, 2 – резиновые кольца; 3 – палец; 4 – проушина; 5 – металлические кольца

В шарнире [21], представленном на рисунке 1.12, ограничители радиальной деформации резиновых элементов представляют собой цилиндрические пружины с прямоугольным профилем сечения витка. Внутренний диаметр ограничителей меньше диаметра пальца, что обеспечивает их фиксацию относительно пальца.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

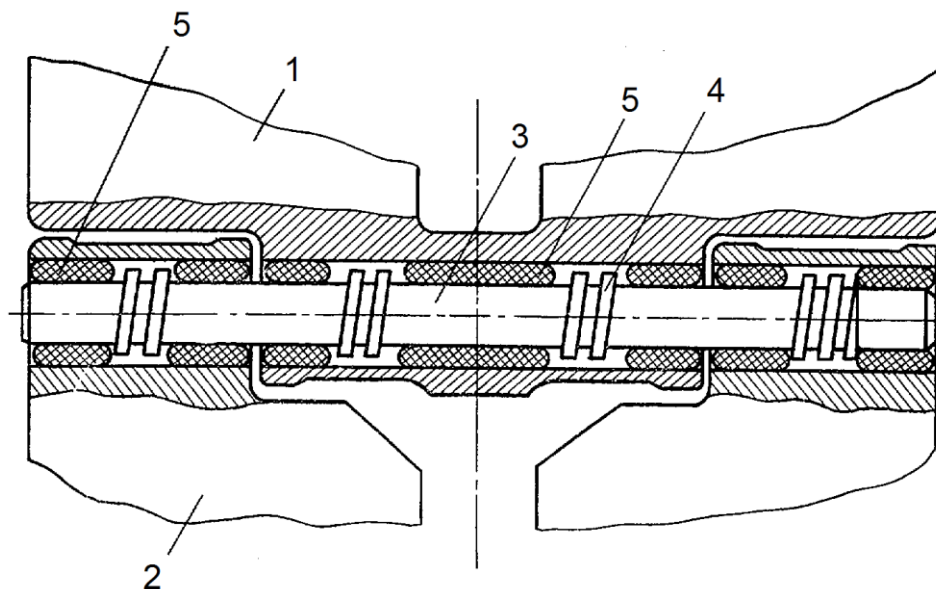


Рисунок 1.12 – Резинометаллический шарнир с ограничителем из спиральной пружины 1, 2 – звенья гусеницы; 3 – палец; 4 – ограничительные втулки; 5 – резиновые кольца

Основополагающий вклад в создание работоспособной конструкции резинометаллического шарнирного соединения звеньев гусеничного движителя внес Н.А. Толчинский. Он разработал резинометаллический шарнир оригинальной конструкции с жестким ограничением радиальной деформации резиновых элементов [6,7]. Особенности предложенной конструкции шарнира являются: ограничение максимальных радиальных усилий, действующих на резиновые элементы; возможность создания нелинейных упругих характеристик шарнира за счет назначения соответствующего радиального зазора и параметров резиновых элементов; ограничение максимального шага цепи; надежная защита от износа металлических элементов шарнира за счет герметизации и одноразовой смазки.

1.3.6 РМШ с резиновыми элементами сложной формы

Наиболее перспективными с точки зрения повышения долговечности шарнирного соединения являются конструкции резинометаллических шарниров с резиновыми элементами сложной геометрической формы. Форма и конструк-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

тивные параметры шарнира оказывают значительное влияние на интегральные характеристики шарнира, такие как угловая и радиальная жесткости. Основной целью применения формы резинового элемента шарнирного соединения (рисунок 1.13) является стремление увеличить радиальную жесткость шарнира без применения ограничителей радиальной деформации [18].

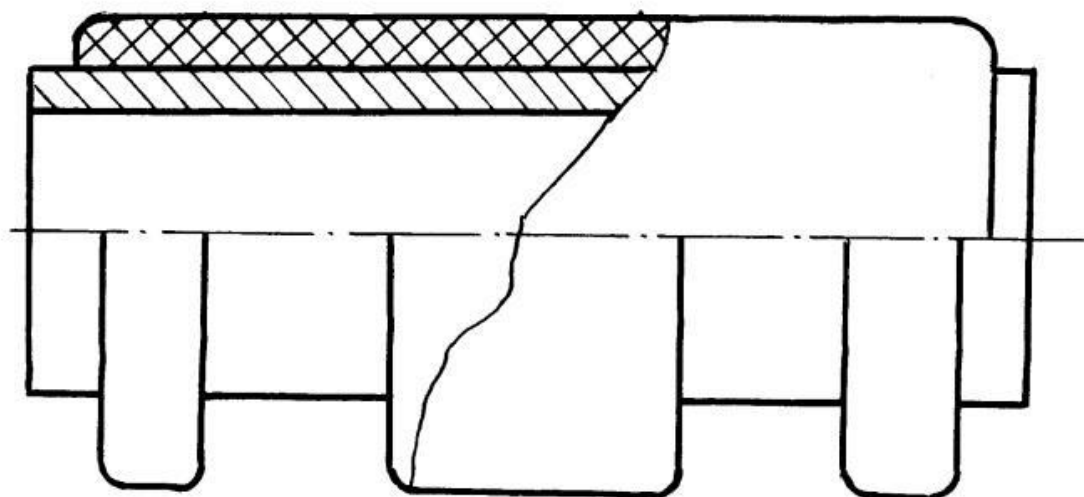


Рисунок 1.13 – «Грибковый» вариант резинометаллического шарнира

В этом варианте резиновый элемент состоит из резиновых полуколец, расположенных в нижней части элемента. Верхняя часть элемента образована сплошным резиновым полуцилиндром. Сплошной резиновый массив в верхней части обладает высокой жесткостью, поэтому запрессовка резинометаллического элемента в проушину звена сопровождается деформированием только нижних полуколец. Резиновый элемент устанавливается в проушине звена таким образом, что растягивающая нагрузка в гусеничной цепи воспринимается верхним сплошным основанием и в этом направлении шарнир имеет высокую радиальную жесткость.

Представленный на рисунке 1.14 резинометаллический шарнир имеет резиновый элемент сложной геометрической формы [12]. Длина резинового элемента, привулканизированного к соединительному пальцу, равна длине проушины, в которую запрессовывается резинометаллический палец. С одной стороны,

форма резинового элемента образована цилиндрической поверхностью, концентричной пальцу. Эта поверхность ограничена двумя плоскостями, расходящимися от пальца под углом α . Выбор величины угла α зависит от максимального угла закручивания шарнира во время эксплуатации. С противоположной стороны резина ограничена цилиндрической поверхностью, радиус кривизны которой равен радиусу пальца. В запрессованном состоянии палец должен быть концентричен отверстию проушины трака.

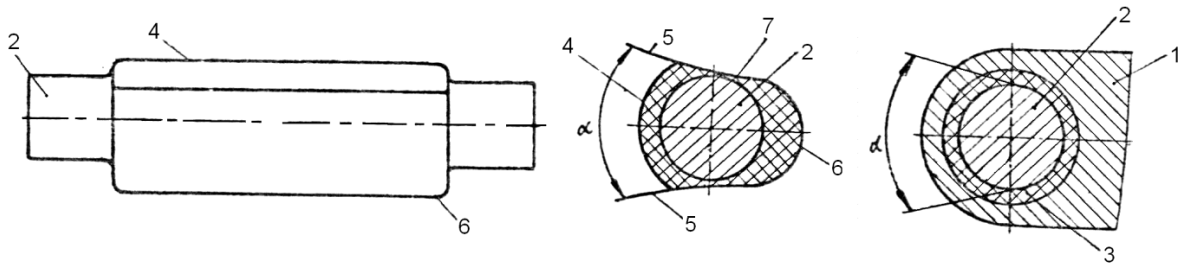


Рисунок 1.14 – Сплошной резиновый элемент сложной формы:

1 – проушина; 2 – палец; 3 – резиновый слой; 4 – поверхность, концентричная пальцу; 5 – плоскость; 6 – цилиндрическая поверхность; 7 – продольные выемки

Стремление конструкторов повысить эксплуатационные показатели привело к созданию конструкции резинометаллического шарнира [9] представленного на рисунке .15. Форма резинового элемента, привулканизованного к металлической втулке при запрессовке в проушину звена обеспечивает заполнение отверстия проушины резиной около 100%. Конструкция обладает высокой радиальной и осевой жесткостью и обеспечивает отсутствие участков проскальзывания резины относительно металла. На рисунке 1.15 представлен продольный разрез резинометаллической втулки в недеформированном состоянии до запрессовки в проушину звена, деформированная форма после запрессовки и поперечные разрезы втулки возможных вариантов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

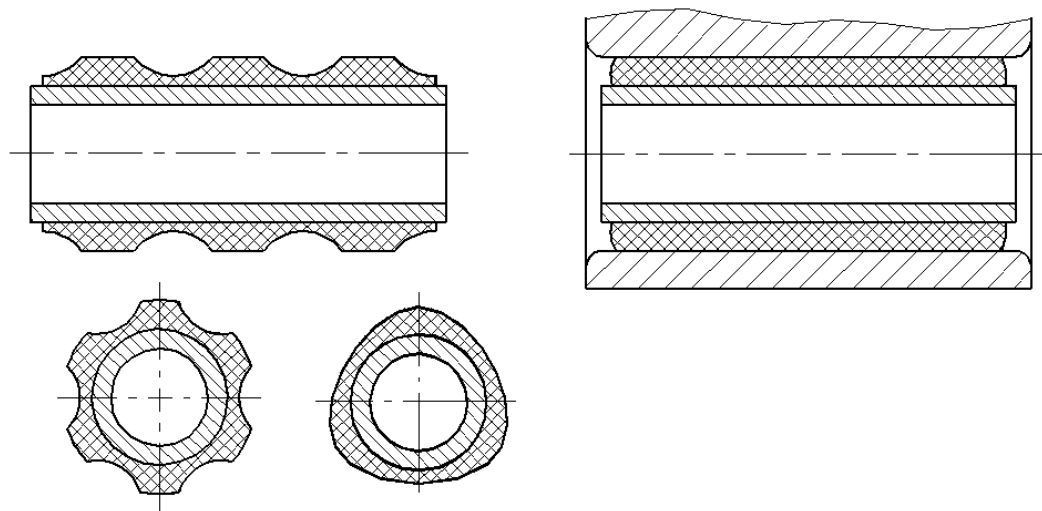


Рисунок 1.15 – Резинометаллический элемент сложной формы

Увеличение радиальной жесткости шарнира, конструкция которого представлена на рисунке 1.16 [7] достигается, как и в конструкции (рисунок 1.13), однако полукольца 2 и 3 имеют разную высоту, что облегчает сборку шарнира. Крайние полукольца выполняются достаточно высокими, что позволяет обеспечить не раскрытие стыка при радиальном нагружении. Низкие полукольца обеспечивают заполнение полости шарнира резиной и способствуют увеличению радиальной жесткости.

Радиальную нагрузку в этой конструкции воспринимает сплошной участок упругого тела (рисунок 1.16, поз. 4), в то время как полукольца выполняют в основном центрирующую и уплотняющую функцию. При скручивании же упругого тела работают все его части.

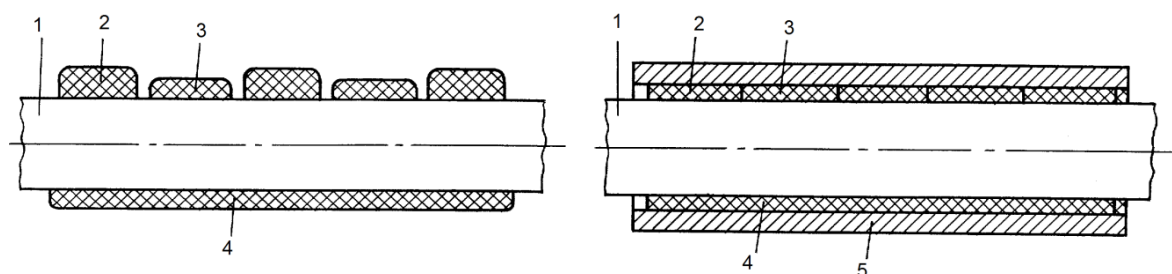


Рисунок 1.16 – Резинометаллический элемент сложной формы с полукольцами: 1 – палец; 2 – высокие полукольца; 3 – низкие полукольца; 4 – сплошное тело; 5 – проушина

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Форма резинового элемента (рисунок 1.17) [5] обеспечивает минимальную деформацию сплошного массива при запрессовке его в отверстие проушины. При радиальном нагружении шарнира происходит деформация сплошного массива, а уровень напряжений боковых участков сохраняется неизменным. Исключение неблагоприятного суммирования деформаций после запрессовки и при приложении радиальной нагрузки позволяет снизить напряжения в сплошном массиве, что должно повысить срок службы шарнира. Кроме того, применение подобной конструкции шарнира может повысить винтовую жесткость гусеницы.

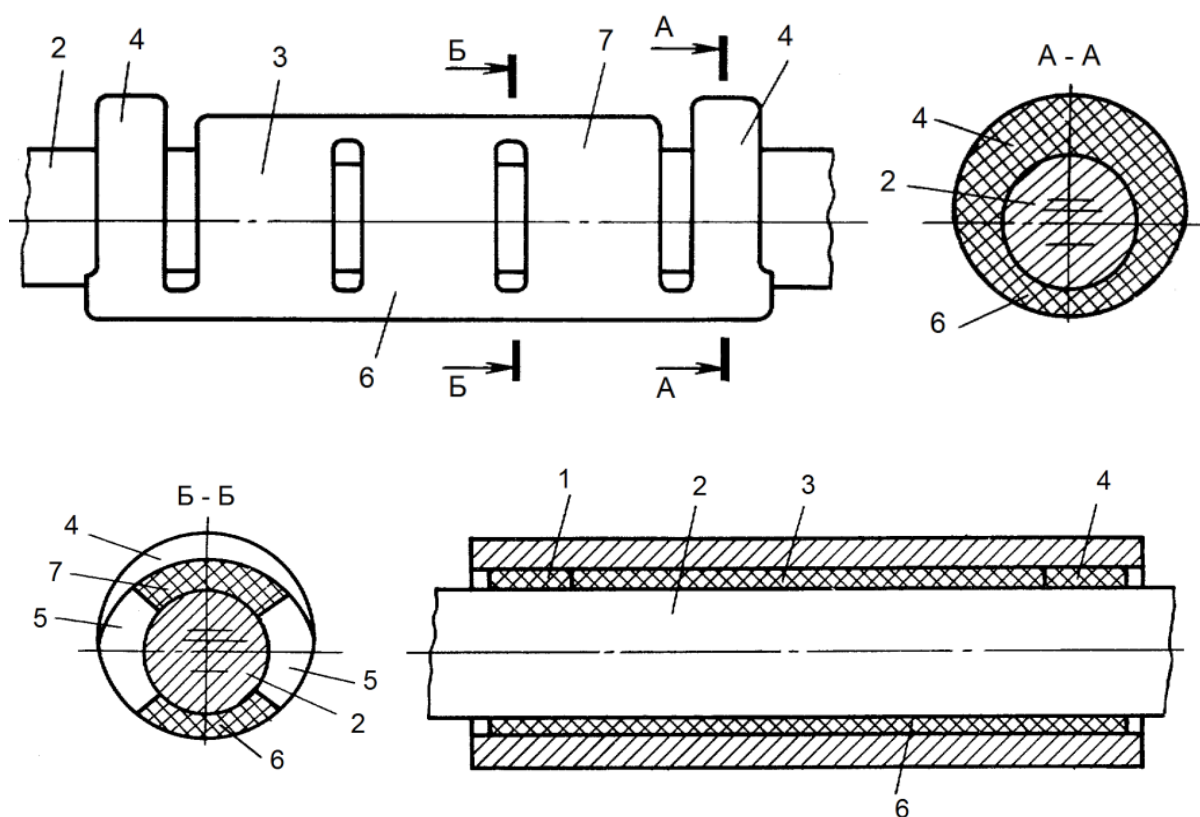


Рисунок 1.17 – РМШ с резиновым элементом сложной геометрической формы: 1 – проушина; 2 – палец; 3 – основной массив; 4 – кольцевые участки; 5 – выемки; 6 – сплошной массив со стороны радиального нагружения; 7 – сплошной массив

Одним из способов повышения радиальной жесткости шарнира является армирование резинового элемента. Возможный вариант конструкции такого

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

шарнира показан на рисунке 1.18. В представленной конструкции между концентрично расположенными резиновыми элементами установлена металлическая перфорированная втулка [6]. Резиновые кольца соединены с металлической втулкой во время горячей вулканизации и через отверстия перфорации втулки друг с другом. На свободной цилиндрической поверхности внешнего резинового кольца расположены продольные V-образные канавки, которые должны обеспечить возможность сборки шарнира.

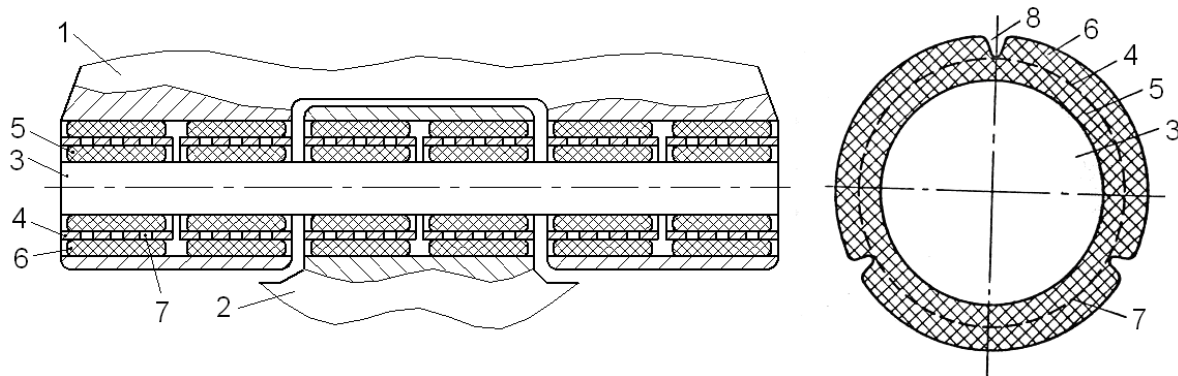


Рисунок 1.18 – Резинометаллический шарнир с армированным резиновым элементом: 1, 2 звенья гусеничной цепи; 3 – палец; 4 – втулка; 5, 6 – резиновые кольца; 7 - перфорированные отверстия; 8 - V-образные канавки

Конструкция пальца втулочного варианта резинометаллического шарнира (рисунок 1.19) [20] изогнута по волнистой линии. При сборке звеньев гусеничной цепи палец устанавливается в проушинах вершинами полувогн по направлению к соседнему звену, создавая тем самым предварительный натяг в резинометаллических втулках.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

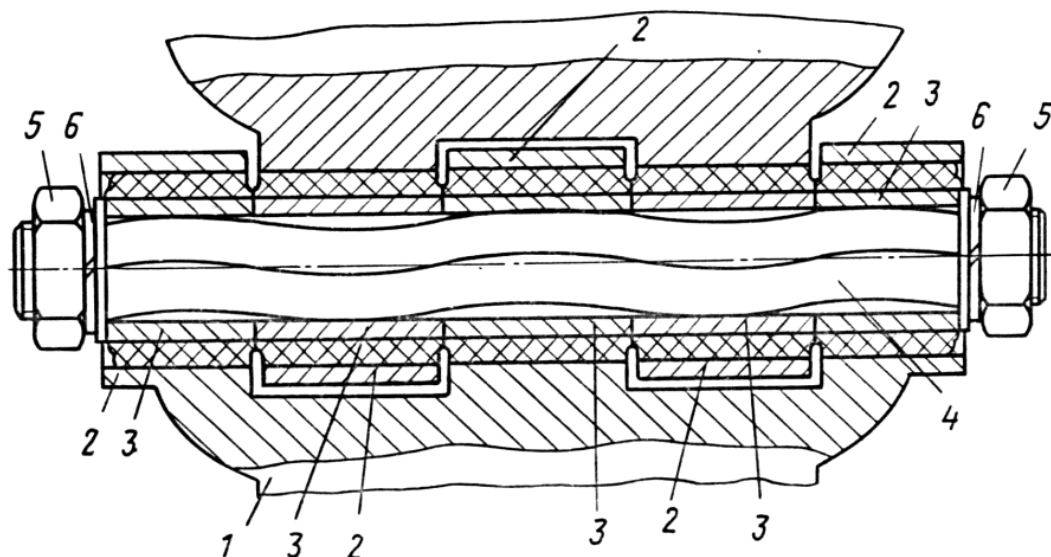


Рисунок 1.19 – Втулочный вариант с изогнутым шестигранным пальцем:
 1 – звено; 2 – проушина; 3 – резинометаллические втулки; 4 – палец; 5 –
 гайки; 6 – пружинные шайбы

Для того чтобы предотвратить проскальзывание поверхности резиновой втулки относительно поверхности отверстия проушины при закручивании шарнира, резиновые элементы обычно запрессовывают в отверстие проушины с натягом порядка 25...30% [9], что обеспечивает значительные напряжения сжатия в резине и постоянный контакт резины и металла в соединении.

В качестве примера, в данной работе, проведем расчета напряжений при сборке и эксплуатации РМШ с резиновыми элементами, имеющими в сечении форму трапеции (рисунок 1.20).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

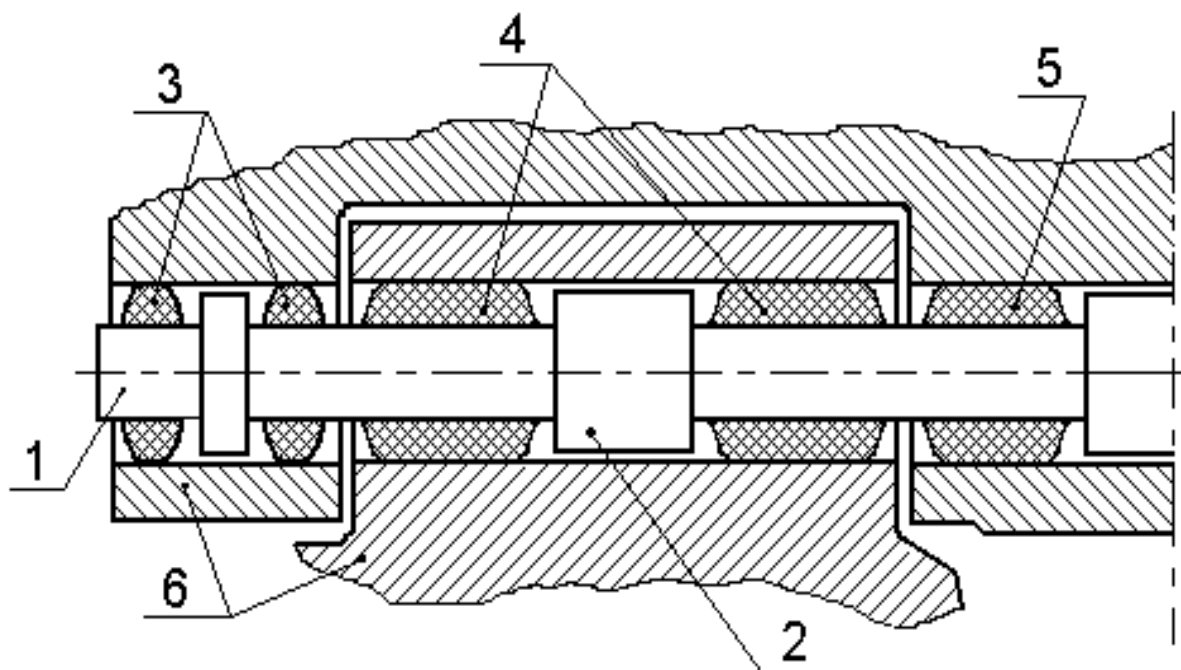


Рисунок 1.20 – Резинометаллическое шарнирное соединение траков гусеничной цепи: 1 – металлическая арматура пальца; 2 – ограничитель радиальной деформации; 3 – резиновые элементы крайней тройной проушины; 4 – резиновые элементы двойных проушин; 5 – резиновые элементы центральной проушины; 6 – смежные звенья

В следующем подразделе рассмотрим существующие методы оценки работоспособности и долговечности шарниров.

1.4 Методы оценки работоспособности

1.4.1 Экспериментальный метод

Вопрос повышения надежности и долговечности элементов ходовых систем на сегодняшний день является актуальным. В связи с этим, было проведено множество лабораторных испытаний на специализированных стендах. С помощью экспериментальных методов оцениваются нагрузки, действующие на резиновые элементы РМШ гусеничного движителя, для различных режимов движения трактора.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Экспериментальные методы исследования обладают рядом существенных недостатков, таких как:

- большой разброс показателей
- проведение лабораторных и, особенно, полевых испытаний требует значительных материальных затрат и продолжительности по времени.
- при проведении полевых испытаний невозможно обеспечить одинаковые условия для различных конструкций РМШ, так как нагрузки, действующие на резиновые элементы шарнира, зависят от многих факторов и носят случайный характер
- результаты полевых испытаний на долговечность имеют большой разброс и затрудняют проводить сравнительную оценку различных конструкций РМШ.
- экспериментальный метод исследования является более трудозатратным по сравнению с расчетным методом.

1.4.2 Расчетный метод

Расчетный метод — метод изучения устройств или физических процессов с помощью математического моделирования. Он предполагает, что вслед за построением математической модели проводится ее численное исследование, позволяющее «проиграть» поведение исследуемого объекта в различных условиях или в различных модификациях.

Численное исследование модели дает возможность определять разнообразные характеристики процессов, оптимизировать конструкции или режимы функционирования проектируемых устройств. Более того, случается, что в ходе вычислительного эксперимента исследователь неожиданно открывает новые процессы и свойства, о которых ему ранее ничего не было известно.

В вычислительном эксперименте в роли опытной установки выступает не конкретное физическое устройство, а программа. Ее построение и последующие модификации, как правило, требуют существенно меньших затрат, чем подобные манипуляции над реальным объектом.

Кроме того, в опытной установке нередко просто невозможно бывает воссоздать некоторые критические режимы или экстремальные условия. Поэтому математическое моделирование может оказаться практически единственно возможным.

Расчетный метод состоит из нескольких этапов:

- 1) Построение математической модели (составление уравнений, описывающих исследуемое явление).
- 2) Выбор численных методов расчета (построение дискретной модели, аппроксимирующей исходную математическую задачу, построение разностной схемы, разработка вычислительного алгоритма и т. д.).
- 3) Создание программы, реализующей вычислительный алгоритм.
- 4) Проведение расчетов и обработка полученной информации.
- 5) Анализ результатов расчетов, сравнение (если это возможно) с натурным экспериментом.

Отмеченные достоинства вычислительного эксперимента вывели его в число основных методов исследования крупных физических и инженерно-технических проблем. Программные комплексы, обслуживающие вычислительный эксперимент, объемны и сложны, в их создание вовлечен многочисленный отряд программистов.

Проведя анализ методов исследования, я остановился именно на расчетном, так как этот метод является наиболее рациональным для решения поставленных задач.

Вывод по первому разделу: проведенный анализ применения силовых резиновых и резинометаллических элементов в конструкции резинометаллических шарнирных соединений, выполненный на основе обзора патентов и литературных источников, позволяет сделать следующие выводы.

Основными направлениями совершенствования конструкции, позволяющими повысить долговечность резиновых элементов резинометаллического шарнирного соединения звеньев гусеничного движителя, являются:

- уменьшение деформаций, вызванных растягивающим усилием в гусеничной цепи, которое в рассмотренных конструкциях достигается применением: ограничителя радиальной деформации; резиновых элементов, форма которых обеспечивает высокую радиальную жесткость в направлении растягивающего усилия; параллельной схемы работы резиновых элементов шарнирного соединения;
- выбор формы резиновых элементов, которая должна обеспечить высокую радиальную жесткость шарнира и отсутствие концентрации напряжений в резиновом элементе, вызванных сборкой шарнира с обеспечением рациональной эпюры давления в области контакта резины и проушины.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

- 1) Провести анализ существующих численных пакетов с использованием МКЭ.
- 2) Построить конечно-элементную модель РМШ.
- 3) Выполнить анализ нагрузок, действующих на резиновые элементы гусеничного движителя.
- 4) Определить основные причины разрушения резиновых элементов шарнирного соединения звеньев гусеничного движителя.
- 5) Провести расчет удельной энергии деформации на шарниры разных форм и размеров.

2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Метод конечных элементов

В последнее время для расчета объектов машиностроения с помощью ЭВМ широкое распространение получил метод конечных элементов (МКЭ). Суть этого метода заложена в его названии: рассчитываемую систему (стержневую или континуальную) разбивают на определенное число отдельных частей конечных размеров (конечных элементов), имеющих те же физико-механические характеристики, что и заданная конструкция. После этого точно или приближенно изучают напряженно-деформированное состояние каждого конечного элемента методами, известными в строительной механике и теории упругости: сил, перемещений или смешанным, с целью определения в зависимости от принятого метода анализа усилий, или перемещений, или и того и другого в точках соединения конечных элементов между собой (узлах). Эти факторы принимают в качестве основных неизвестных метода конечных элементов. Для нахождения неизвестных составляют и решают систему алгебраических уравнений, как правило, очень высокого порядка (десятки, сотни тысяч и миллионы уравнений).

В практических расчетах объектов машиностроения наиболее распространен вариант МКЭ, основанный на идее метода перемещений, поэтому ограничимся рассмотрением этой формы метода. Метод конечных элементов в перемещениях оказался очень приспособленным к использованию ЭВМ, так как при анализе отдельных конечных элементов приходится иметь дело с простыми геометрически подобными объектами, стандартно закрепленными по контуру. Матрица системы алгебраических уравнений в данном случае является симметричной, ленточной и положительно определенной. Такую систему относительно легко решать. Применение же, например, варианта МКЭ в форме смешанного метода или метода сил не всегда приводит к системам уравнений с симметричными положительно определенными матрицами. Их решение производится, как правило, с помощью специальных более сложных алгоритмов [17].

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

При реализации метода конечных элементов в перемещениях в качестве основных неизвестных принимают обязательно поступательные перемещения, а в некоторых конечно-элементных моделях – дополнительно и углы поворота в узлах.

Подход к прочностным расчетам, основанный на МКЭ в перемещениях, является единым как для дискретных (стержневых) систем, так и для континуальных: пластин, оболочек, массивных тел. Разница состоит лишь в применяемых основных типах конечных элементов: стержневых, плоских треугольных и четырехугольных, аналогичных оболочечных, криволинейных оболочечных и объемных.

Стержневые элементы могут быть с шарнирами по концам, работающие только на растяжение и сжатие, изгибаемые плоские и пространственные и общего вида, испытывающие все виды деформаций: растяжение, сжатие, изгиб и сдвиг в двух плоскостях и кручение.

Плоские элементы могут деформироваться в своей плоскости (плоская задача теории упругости) или из плоскости (задача изгиба пластины). Плоские оболочечные элементы сочетают оба вида деформации: в своей плоскости и из плоскости, но не учитывают взаимного влияния этих видов деформаций. Криволинейные оболочечные элементы учитывают взаимодействие двух видов деформаций, точнее описывают заданную геометрию изучаемой системы, но в реализации оказываются более громоздкими.

Объемные конечно-элементные модели имеют формы пирамид, призм, параллелепипедов или аналогичных криволинейных тел. Их обычно применяют в расчетах массивных объектов: плотин, мостовых опор, массивов грунта и т.д., т.е. там, где требуется решение объемной задачи теории упругости.

В настоящей работе для моделирования поверхности пути применяется метод конечных элементов. Почва рассматривается как среда, обладающая пластическими и вязкоупругими свойствами. Профиль поверхности пути определяется координатами узлов конечно-элементной сетки, ординаты которых могут быть заданы с помощью случайной функции. Поскольку для каждого ко-

нечного элемента могут быть заданы свои физико-механические характеристики, то неоднородность почвы может быть легко учтена [16].

Учитывая вышесказанное, сделаем ряд допущений, упрощающих математическую модель динамического поведения гусеничного движителя:

- механическая система, состоящая из корпуса гусеничной машины, ведущего колеса, направляющего колеса и элементов амортизационнонатяжного устройства, рычагов подвески, опорных катков, звеньев гусеничного обвода совершает плоское движение;
- звенья, опорные катки, рычаги, колеса являются абсолютно жесткими, недеформируемыми элементами;
- связь между элементами гусеничного движителя реализуется в виде упругих, вязкоупругих соединений или абсолютно жесткого контакта;
- диссипативные силы во фрикционных связях пренебрежительно малы;
- между звеньями гусеничного движителя и грунтом реализуется упруго-пластическая связь.

Применение метода конечных элементов для численной реализации алгоритмов позволяет рассматривать резиновые элементы различной геометрической формы и граничными условиями, связанными с конкретной конструкцией рассматриваемого узла гусеничного движителя. Конечно-элементная сетка и соотношения используются для последовательного решения упругой и вязкоупругой задач, определения температурных полей при циклическом деформировании и прогнозирования долговечности.

В качестве основных неизвестных в МКЭ могут приниматься величины разного типа: кинематические (перемещения или деформации), статические (внутренние силы или напряжения) или смешанные (кинематические и статические) параметры. В зависимости от выбора неизвестных различают три формы МКЭ: метод перемещений, метод сил и смешанный метод.

Преимущества МКЭ перед другими численными способами:

- исследуемые объекты могут иметь различную физическую природу (твёрдые тела, жидкости, газы, электромагнитные среды);

- конечные элементы, на которые разбивается конструкция, могут быть различной формы и размеров;
- свойства исследуемого объекта могут быть однородными и неоднородными, изотропными и анизотропными, линейными и нелинейными;
- число решаемых задач (стационарных, нестационарных, контактных) на одной и той же сетке конечных элементов может быть несколько.
- широкое развитие МКЭ обусловлено тремя факторами:
 - наличием высокопроизводительной вычислительной техники;
 - разработкой математических моделей исследуемых явлений, адекватных реальным процессам с достаточной степенью точности;
 - особенностями самого метода.

В настоящее время разработаны десятки программных комплексов, основанных на МКЭ. Для выбора подходящего пакета, был проведен анализ существующих пакетов.

2.2 Анализ и выбор программного комплекса

Круг задач, решаемых современными комплексами программ на базе МКЭ, охватывает почти все сферы инженерных расчетов: прочность, колебания, устойчивость, динамика, акустика, гидродинамика, аэродинамика и т.д. Представить полный список специализаций конечно-элементных программ, как и полный список всех пакетов программ конечно-элементного анализа, фактически нереально. Однако провести краткий обзор наиболее распространенных конечно-элементных программ не только возможно, но и необходимо.

Расчет конструкций может производиться с учетом физической и геометрической нелинейности, температурных полей, взаимодействия с другими средами (например, с жидкостью). Производится расчет критических нагрузок, при которых конструкция или ее элементы теряют устойчивость, поведения конструкции после потери устойчивости. МКЭ позволяет также определить нагрузки, при которых происходит разрушение конструкции. Учитываются та-

кие свойства материала как анизотропность, нелинейная упругость, пластичность, текучесть. Учитываются виды геометрической нелинейности: большие деформации и большие перемещения [11].

В настоящее время разработаны сотни программных комплексов, предназначенных для решения самых разнообразных задач из области механики деформируемого твердого тела, гидродинамики, акустики, электротехники и т.д. Среди комплексов МКЭ можно указать такие продукты, как ANSYS, ABAQUS, ADINA, COMSOL, NASTRAN, ADAMS, DYTRAN, MARC и другие [11].

У каждой программы есть свои сильные и слабые стороны при расчете конкретной конструкции. Основными критериями при выборе программного продукта можно считать следующие факторы:

- 1) тип решаемой задачи;
- 2) требование к компьютерному обеспечению;
- 3) коммерческая стоимость и доступность;
- 4) наличие понятной (русскоязычной) документации;
- 5) распространённость и признанность;
- 6) совместимость с другими инженерными программными продуктами (AutoCAD, Mechanical Desktop, Pro-Engineer, SolidWorks и др.).

Все конечно-элементные программы можно условно разбить на две основные группы: специального и общего назначения.

Программы специального назначения, как правило, разрабатываются для решения специализированных задач в необходимой исследуемой области. Это объясняется стремлением авторов создать более простой и компактный инструмент для работы, но существенно сужает их возможности. Кроме того, имеется большое количество программных модулей для конечно-элементных расчётов, некоторые из них включены в состав более крупных программных продуктов.

ADAMS – система виртуального моделирования машин и механизмов. В программном пакете ADAMS моделируются условия работы машин и механизмов. Широкие возможности анимация и высокая надёжность пакета

ADAMS позволяют проводить кинематический анализ множества сложных конструкций машин и механизмов. В нем разработаны готовые модули для имитации упругих пневматических шин, гидросистем, двигателя внутреннего сгорания, железнодорожного подвижного состава и авиатехники. Пакет позволяет проводить расчёт частот и форм собственных колебаний; анализ усталости и долговечности конструкции; моделирование и анализ вибрации машины.

DYTRAN – система анализа нелинейных быстропротекающих динамических процессов. Система DYTRAN очень эффективно применяется в автомобильной, аэрокосмической и оборонной промышленности. С ее помощью можно решать задачи взаимодействия автомобиля с препятствием и пассажира с подушками безопасности в момент ее заполнения воздухом при катастрофе, столкновения птиц с самолетными конструкциями, столкновение и посадка судов на мель, взрывы в ограниченном пространстве, удар снаряда о преграду и ее пробивание, попадание метеорита в обшивку космического аппарата, штамповка металла, поведение жидкости в не полностью заполненных емкостях.

MARC – система комплексного нелинейного анализа конструкций, решение сложных задач термпрочности, моделирование технологических процессов. MARC эффективно применяется для решения задач теплопередачи, задачи анализа поведения резиновых уплотнений, анализа строительных сооружений с учетом свойств грунта, моделирования контакта зубчатых зацеплений, анализ термических напряжений, анализ жидких сред, моделирование гидродинамического подшипника, акустический анализ, электростатический анализ, магнито-статический анализ, анализ электромагнитного поля.

ADINA – система для высоконелинейного динамического анализа на основе МКЭ, позволяющая решать задачи теплопереноса в твёрдых телах и конструкциях; рассчитывать течения сжимаемой и несжимаемой жидкости, использующую конечно-объёмную и конечно-элементную дискретизацию; проводить мультифизические и электростатические симуляции. Пред- и постпроцессорный модуль позволяет создавать и редактировать геометрические и конечно-элементные модели и осуществлять визуализацию результатов расчёта.

Все программы специального назначения изначально разрабатывались и, следовательно, заточены, под решение конкретных частных задач.

К программам общего назначения относятся наиболее сложные и дорогостоящие программные комплексы, обладающие большими возможностями. Они служат для моделирования процессов из разной области физических явлений, которые пользуются популярностью у ведущих мировых производителей техники и оборудования и хорошо зарекомендовали себя за высокую точность производимых исследований. Рассмотрим основные из них.

ABAQUS универсальная площадка для многодисциплинарного статического и динамического анализа в рамках единого алгоритма. Комплекс ABAQUS получил широкое распространение в расчётах прочности турбомашин, проектировании двигательных установок, анализе работы шасси и трансмиссий, расчёте сварные соединения. Он позволяет проводить анализ аварийных столкновений (краш-тесты), моделировать сверхпластичные деформации (литье металлов), выполнять расчёты композиционных структур, учитывать сейсмические и взрывные воздействия, проводить расчёты надёжности ядерных реакторов и электронных компонентов.

COMSOL – универсальная программная платформа для компьютерного моделирования различных физических задач, основанная на передовых численных методах расчёта. Более 30 дополнительных продуктов позволяют расширить платформу моделирования, используя специальные физические интерфейсы и инструменты для электрических, механических, гидродинамических и химических систем. Имеет большие возможности в изучении материалов при напряжённо-деформированном состоянии. COMSOL является практическим инструментом пакета MATLAB и работает под его управлением, то есть все возможности программирования, доступные в MATLAB, могут быть использованы и в COMSOL.

NASTRAN – универсальная система конечно-элементного анализа, изначально созданная для военных инженеров. Система NASTRAN обеспечивает расчёты: напряженно-деформированного состояния, запасов прочности, соб-

ственных частот и форм колебаний, анализ устойчивости, исследование установившихся и неустановившихся динамических процессов, решение задач теплопередачи, акустических явлений, нелинейных статических и нелинейных переходных процессов, анализ сложного контактного взаимодействия, расчёт критических частот и вибраций роторных машин, исследование аэроупругости на дозвуковых и сверхзвуковых скоростях. В системе NASTRAN возможно моделирования практически всех типов материалов, включая композитные.

ANSYS – универсальная программная система конечно-элементного анализа, используется в инженерных расчётах для решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твёрдого тела, и механики конструкций, задач механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена, электродинамики, акустики. Система имеет свой собственный язык программирования APDL. Достоинством программы является ее универсальность, т.е. возможность использования одной и той же модели для решения различных задач. ANSYS позволяет учитывать при расчёте ориентацию волокон в слоях в случае неоднородности и анизотропии материала. Реальным достоинством этой системы является наиболее полная документация и система помощи, что позволяет, имея хорошие базовые знания механики, использовать программу без обращения в службу поддержки пользователей.

Для дальнейших расчетов я выбрал ANSYS, так как во время учебного процесса мы изучали данный пакет программ, и он полностью подходит для решения поставленных задач.

Вывод по разделу два: применение метода конечных элементов для численной реализации алгоритмов позволяет рассматривать резиновые элементы различной геометрической формы и граничными условиями, связанными с конкретной конструкцией рассматриваемого узла гусеничного движителя.

Был проведен анализа существующих программ на базе МКЭ. На основании этого анализа, для дальнейших расчетов мною был выбран пакет ANSYS.

3 РАСЧЕТНО – ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ РАЗДЕЛ

3.1 Анализ работоспособности конструкции

В качестве примера расчета МКЭ и создания конечно-элементной модели был выбран РМШ с резиновыми элементами, имеющими в сечении форму трапеции (рисунок 3.1). Особое внимание уделим характерным областям в крайних точках приклеивания резинового элемента к арматуре пальца и в крайних точках контакта поверхности резинового элемента и поверхности проушины. В этих точках наблюдается концентрация удельной энергии деформации.

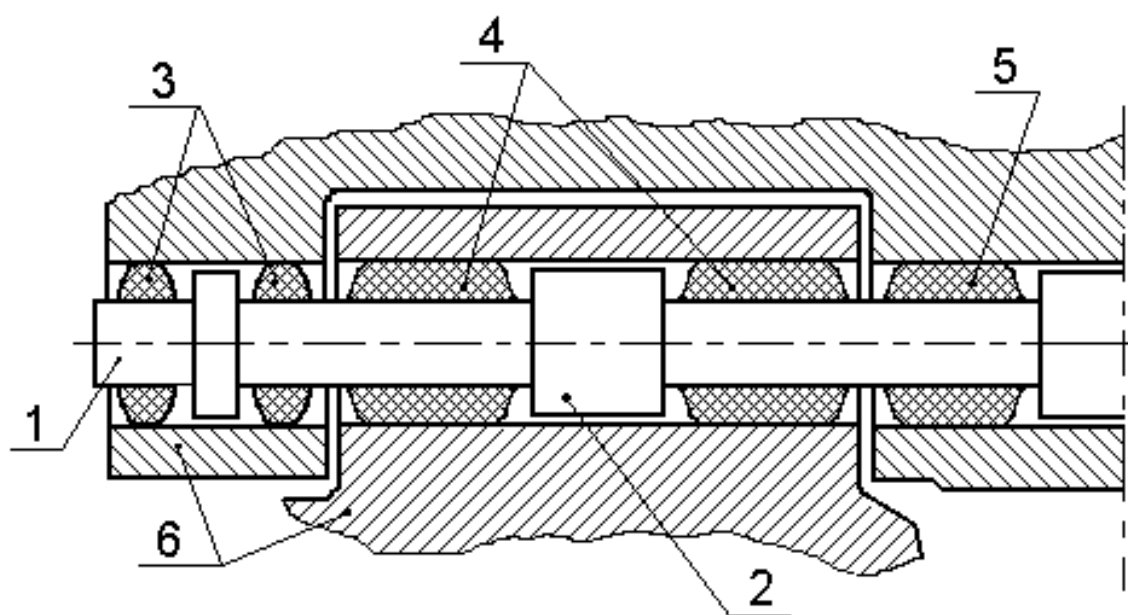


Рисунок 3.1 – Резинометаллическое шарнирное соединение траков гусеничной цепи: 1 – металлическая арматура пальца; 2 – ограничитель радиальной деформации; 3 – резиновые элементы крайней тройной проушины; 4 – резиновые элементы двойных проушин; 5 – резиновые элементы центральной проушины; 6 – смежные звенья

Резинометаллический шарнир испытывает нагрузки в двух случаях. При первоначальной сборке шарнира и последующем нагружении во время эксплуатации.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

В процессе сборки резиновые и резинометаллические элементы гусеничного движителя могут подвергаться, в зависимости от рассматриваемой конструкции: запрессовке по внешнему радиусу; напрессовке по внутреннему радиусу; сжатию в осевом направлении; подвергаться одновременно указанным видам деформации.

Во время эксплуатации резиновые элементы гусеничного движителя подвергаются динамическим нагрузкам различного характера, т.е. нагружаются радиальными и осевыми силами, закручиваются, нагружаются карданным моментом. Нагрузки имеют различную амплитуду и частоту.

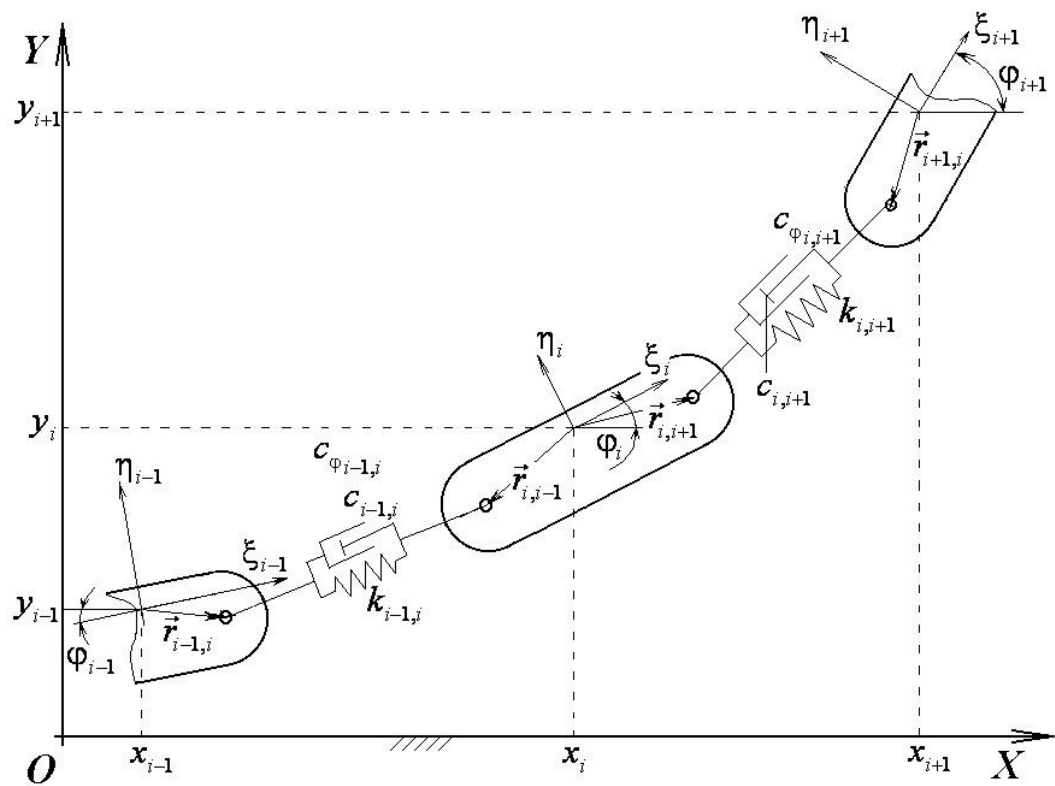


Рисунок 3.2 – Соединение блока пальцев РМШ со смежными звеньями

Для дальнейших расчетов необходимо создать конечно-элементную модель исследуемого шарнира.

3.2 Создание конечно-элементной модели

Деформируемое тело (конструкция) разбивается на конечные элементы. Конечные элементы могут иметь различную форму и различные размеры. В ре-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

зультате разбивки создаётся сетка из границ элементов. Пересечения этих границ образуют узлы. На границах и внутри элементов могут быть созданы дополнительные узловые точки. Ансамбль из всех конечных элементов и узлов является основой конечно-элементной модели деформируемого тела.

Дискретная модель должна достаточно хорошо покрывать область исследуемого объекта.

Выбор типа, формы и размера конечного элемента (КЭ) зависит от вида напряжённо-деформированного состояния, формы и нагрузки исследуемого тела.

Стержневой КЭ применяется для моделирования одноосного напряжённого состояния при растяжении-сжатии, а также в задачах о кручении или изгибе.

Плоский (двумерный) КЭ в виде, например, треугольной или четырёхугольной пластины, используется для моделирования плоского напряжённого или плоского деформированного состояния.

Объёмный (трёхмерный) КЭ в виде, например, тетраэдра, шестигранника или призмы служит для анализа объёмного напряжённого состояния. КЭ в форме кольца применяется в случае осесимметричного напряжённого состояния. Для расчёта изгиба пластины берётся соответствующий плоский КЭ, а для расчёта оболочки используется оболочечный КЭ. В тех зонах деформируемого тела, где ожидаются большие градиенты напряжений, нужно применять более мелкие КЭ или элементы большего порядка.

Конечные элементы наделяются различными свойствами, которые задаются с помощью констант и выбора нужных математических соотношений. Например, для стержневого ферменного КЭ указывается площадь поперечного сечения, а если ферменный КЭ двумерный, то корректируется содержание соответствующих матриц. Задаваемые свойства материала КЭ должны отражать физические условия деформирования. Кроме упругих свойств – модуля упругости и коэффициента Пуассона, если необходимо, должны вводиться коэффициент теплового расширения, плотность и другие физические характеристики.

Все элементы и узлы нумеруются. Нумерация узлов бывает общей (глобальной) для всей конечно-элементной модели и местной (локальной) внутри элементов. Нумерацию элементов и общую нумерацию узлов желательно производить так, чтобы трудоёмкость вычислений была наименьшей. Существуют алгоритмы оптимизации этой нумерации. Должны быть определены массивы связей между номерами элементов и общими номерами узлов, а также между местными и общими номерами узлов.

В нашем случае, описание геометрической формы сечения резинового элемента и аппроксимация перемещений осуществлена четырехугольными изопараметрическими элементами, изображенными на рисунке 3.3.

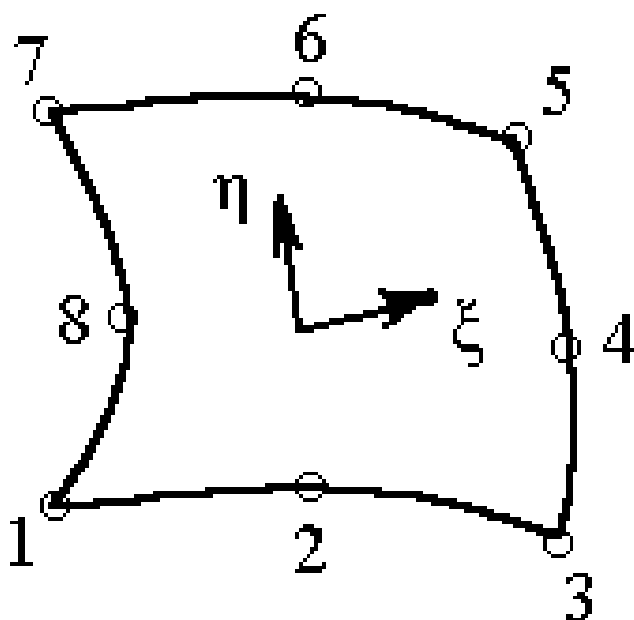


Рисунок 3.3 – Изопараметрический конечный элемент (8 узлов)

Описание геометрической формы рассматриваемой конструкции и аппроксимация перемещений осуществлена объемными изопараметрическими конечными элементами с двадцатью узлами (рисунок 3.4).

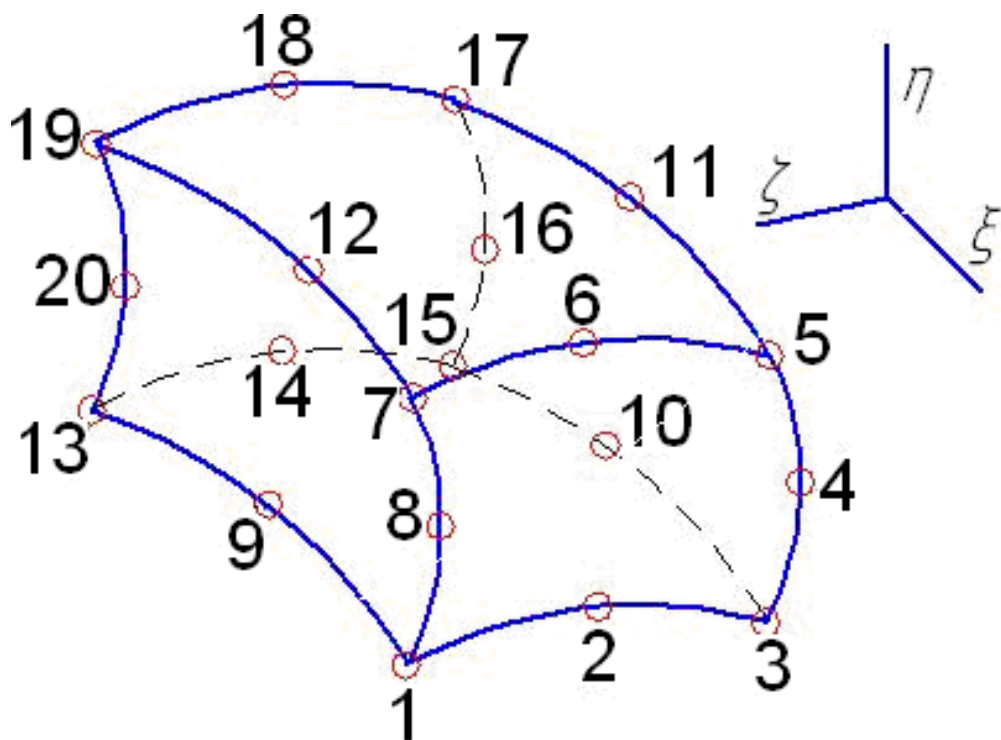


Рисунок 3.4 – Исопараметрический конечный элемент (20 узлов)

Силы, действующие на элементы гусеничного движителя, можно разделить на внутренние и внешние. В качестве внешних сил выступают, в первую очередь, силы, вызванные взаимодействием звеньев гусеничной цепи с опорным основанием (почвой) и силы, вызванные тяговым сопротивлением, которые прикладываются к корпусу гусеничной машины. Внутренние силы, действующие между элементами гусеничного движителя условно можно разделить на три группы.

К первой группе относятся элементы, обеспечивающие упругую связь: в амортизационном и натяжном устройстве; между рычагами балансирующей каретки; между корпусом гусеничной машины и рычагами подвески. Упругая связь между элементами в первой группе осуществляется с помощью стальных пружин и торсионов.

Ко второй группе относятся элементы, обеспечивающие вязкую связь, усилие в которой зависит от скорости относительного перемещения между соединяемыми телами: амортизаторы, соединяющие рычаги балансирующей каретки; амортизаторы, соединяющие рычаги подвески и корпус гусеничной машины.

К третьей группе относятся вязкоупругие элементы резинометаллического шарнирного соединения гусеничной цепи, резиновые элементы опорных катков. Связи всех трех групп могут описываться как линейными, так и нелинейными зависимостями.

Одним из наиболее важных этапов в конечно-элементном анализе является построение на модели сетки из конечных элементов, т. е. разделение всей модели на маленькие кусочки (конечные элементы), связанные между собой в узлах.

3.3 Построение конечно-элементной сетки

В программном комплексе ANSYS имеется два основных метода построения сетки: построение произвольной сетки (рисунок 3.5а) и построение упорядоченной сетки (рисунок 3.5б).

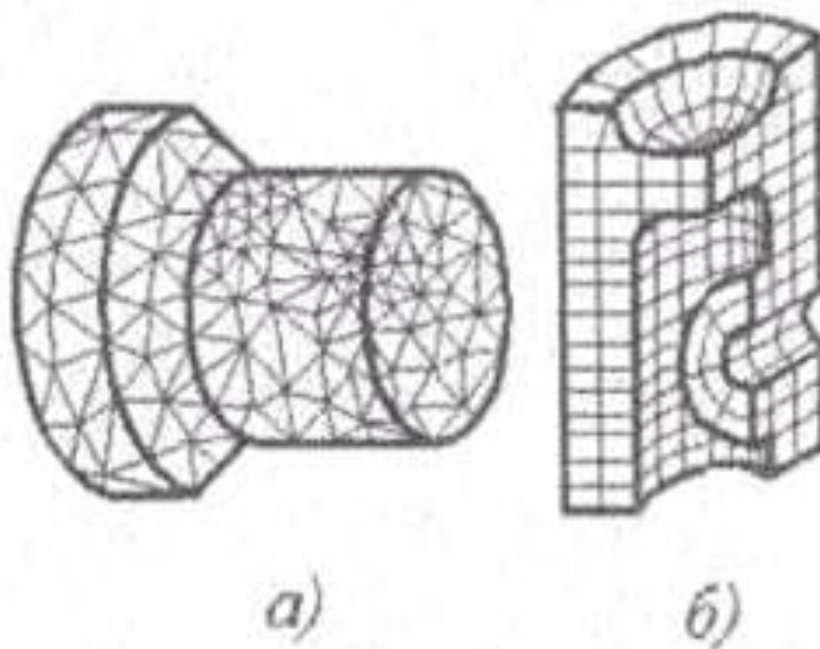


Рисунок 3.5 – Методы построения сетки в программе «ANSYS»

а) построение произвольной сетки; б) построение упорядоченной сетки

Произвольная сетка строится автоматически, при этом соседние элементы могут существенно отличаться по размерам. Упорядоченная сетка строится пу-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

тем деления геометрических элементов модели на некоторое число частей. В автоматически построенных сетках с большим числом элементов число узлов преобладает над числом элементов. Отношение между узлами и элементами, примерно, 2:1 для плоских произвольных сеток и 6:1 для произвольных трехмерных сеток с четырехгранными элементами.

Очевидно, что чем меньше линейный размер конечного элемента h (рисунок 3.6), тем большее количество элементов в модели, при этом время вычислений экспоненциально возрастает, а ошибки анализа уменьшаются. Однако, ошибки уменьшаются не до нуля, т. к. с увеличением числа элементов накапливаются ошибки округления в ЭВМ.

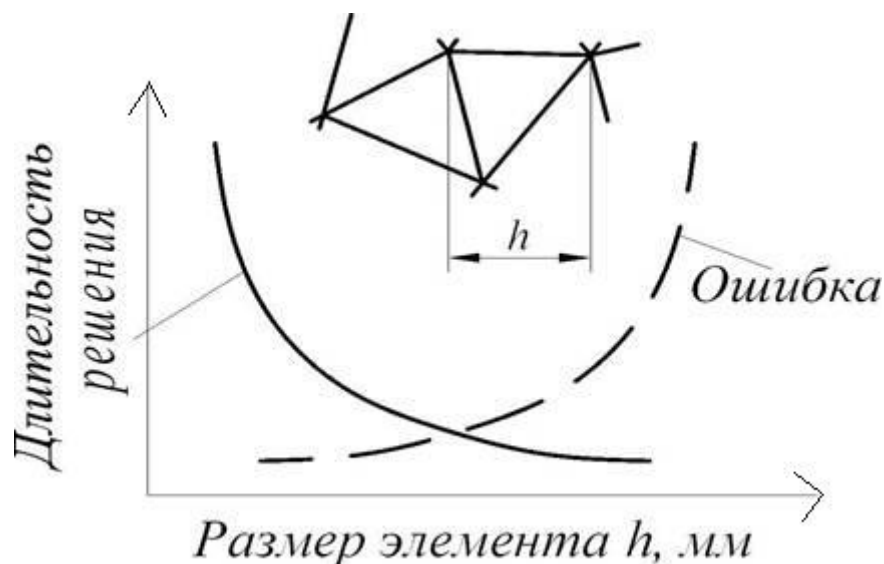


Рисунок 3.6 – Зависимость количества КЭ от размеров элемента

Необходимо помнить, что МКЭ — приближенный метод, точность которого зависит от правильного выбора типов и размеров конечных элементов. Так, например, более частая сетка требуется там, где ожидается большой градиент деформаций или напряжений. В то же время более редкая сетка может применяться в зонах с более или менее постоянными деформациями или напряжениями, а также в областях, не представляющих особого интереса.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Необходимо заметить, что точность результатов анализа уменьшается, если размеры соседних элементов вблизи концентратора напряжений существенно различны.

3.4 Выбор материала

К разрабатываемой модели предъявляются требования, которые обеспечивают получение необходимой информации о нагрузках, действующих на резиновые элементы гусеничного движителя и имеют низкие вычислительные затраты. Учитывая вышесказанное, сделаем ряд допущений, упрощающих модель динамического поведения гусеничного движителя:

- механическая система, состоящая из корпуса гусеничной машины, ведущего колеса, направляющего колеса и элементов амортизационно-натяжного устройства, рычагов подвески, опорных катков, звеньев гусеничного обвода совершает плоское движение;
- звенья, опорные катки, рычаги, колеса являются абсолютно жесткими, недеформируемыми элементами;
- связь между элементами гусеничного движителя реализуется в виде упругих, вязкоупругих соединений или абсолютно жесткого контакта;
- диссипативные силы во фрикционных связях пренебрежительно малы;
- между звеньями гусеничного движителя и грунтом реализуется упруго-пластическая связь.

Резиновые элементы нашего шарнира состоят из резиновой смеси 7-ИРП-1315. Эта резина инертна к воздушной и водной рабочим средам, а также к слабокислым и слабощелочным составам. Она обладает средней твердостью – 60-70 единиц по шкале Шора. Изделия из нее могут эксплуатироваться при температурах от -50 до 80 градусов тепла по Цельсию.

Под действием механических нагрузок металлы способны изменять свою форму - деформироваться. Деформация может быть упругой, исчезающей после снятия нагрузки, и пластической, остающейся после снятия нагрузки.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

Упругая деформация – это деформация, которая исчезает после снятия нагрузки. Упругая деформация не вызывает остаточных изменений в свойствах и структуре металла; под действием приложенной нагрузки происходит незначительное обратимое смещение атомов.

Пластической называется деформация, остающаяся после прекращения действия вызвавших ее напряжений. При пластической деформации в кристаллической решетке металла под действием касательных напряжений происходит необратимое перемещение атомов. При небольших напряжениях атомы смещаются незначительно и после снятия напряжений возвращаются в исходное положение. При увеличении касательного напряжения наблюдается необратимое смещение атомов на параметр решетки, т. е. происходит пластическая деформация.

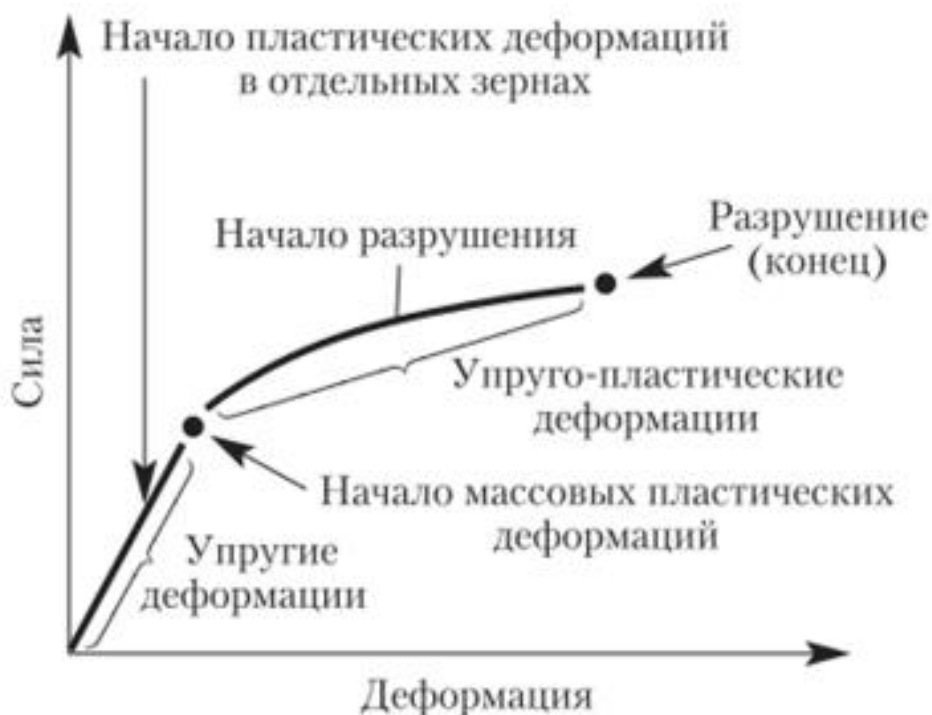


Рисунок 3.7 – Схема процесса деформации

Режим работы РМШ подразумевает работу только в области упругой деформации материала до предела текучести.

Металлическая часть шарнира выполнена из конструкционной легированной стали марки 50Г. Благодаря повышенному содержанию марганца в своем составе она относится к группе качественных марганцовистых сталей. Облада-

ет высокой прочностью и хорошими упругими свойствами. Благодаря им, сталь 50Г широко используется при изготовлении различных высоконагруженных деталей и изделий, а также узлов, работающих при постоянных знакопеременных нагрузках и вибрации, и других деталей с повышенной сопротивляемостью износу.

Характеристики стали при нормальных условиях: твердость данного материала по Бринеллю $HV 10^{-1} = 229$ Мпа; модуль нормальной упругости $E = 216$ ГПа; Модуль упругости при сдвиге кручением $G = 84$ Гпа.

После введения в программу всех требуемых начальных данных мы приступили к расчету показателей РМШ под нагрузкой.

3.5 Режим сборки

3.5.1 Нагрузка при сборке РМШ

В процессе сборки резиновые и резинометаллические элементы гусеничного движителя могут подвергаться, в зависимости от рассматриваемой конструкции: запрессовке по внешнему радиусу; напрессовке по внутреннему радиусу; сжатию в осевом направлении; подвергаться одновременно указанным видам деформации.

Одним из важных параметров, характеризующих работоспособность резинометаллического шарнирного соединения комбинированного типа, является отсутствие проскальзывания резины относительно поверхности проушины. Отсутствие проскальзывания резины относительно металла проушины обеспечивается силами трения, которые в свою очередь зависят от давления в области контакта поверхности проушины и резинового элемента.

Эксперимент по определению давления, действующего в области контакта резинового элемента и поверхности проушины после запрессовки, проводился Коростелевым С.А. [8]. Этот эксперимент осуществлялся с помощью приспособления изображенного на рисунке 3.8.

Лабораторные образцы РМШ запрессовываются в сопряженные втулки, которые имитируют проушину звена. Между втулками расположено узкое тензометрическое кольцо. Упругие силы от деформированного резинового элемента воздействуют на тензометрическое кольцо, что и позволяет оценить давление, которое действует на рассматриваемом участке контакта резинового элемента и внутренней поверхности проушины. Шаговое перемещение образца позволяет получить распределение давления по длине контакта резинового элемента и поверхности проушины.

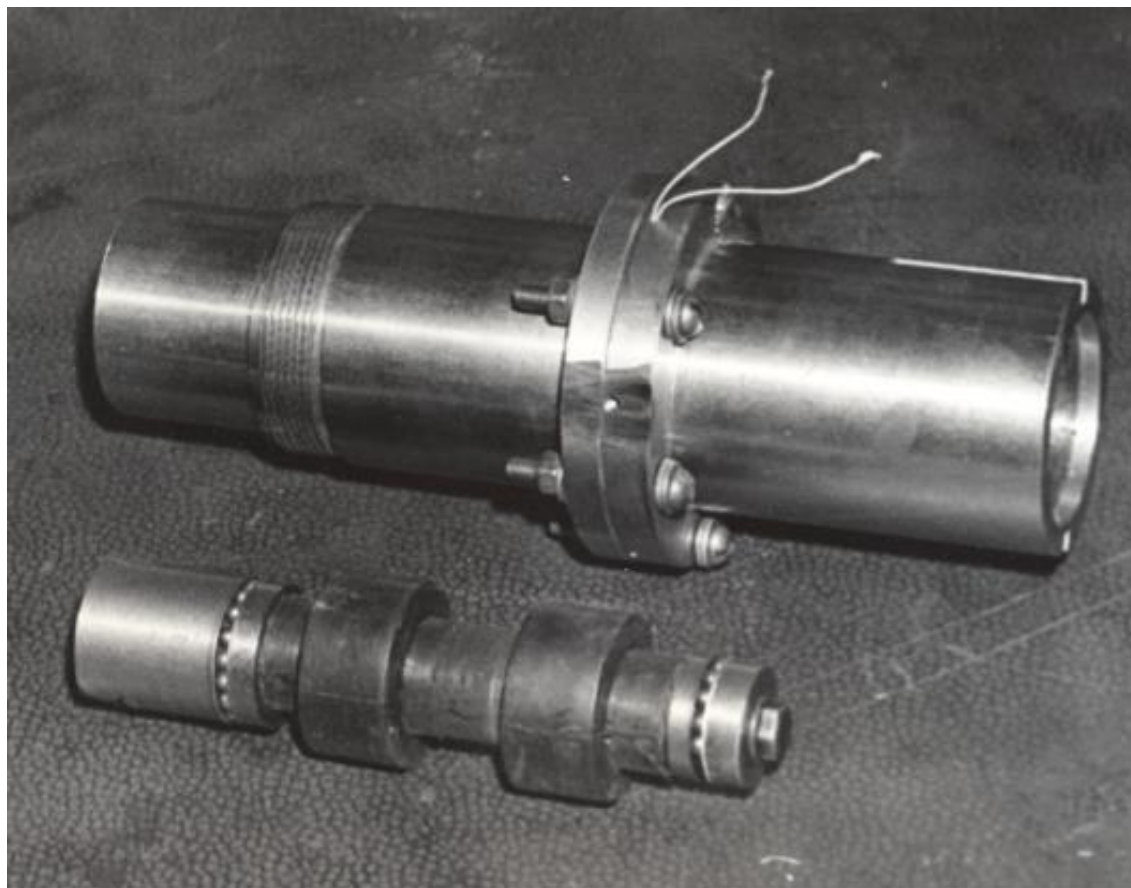


Рисунок 3.8 – Фотография приспособления для определения давления в области контакта резинового элемента и поверхности проушины

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

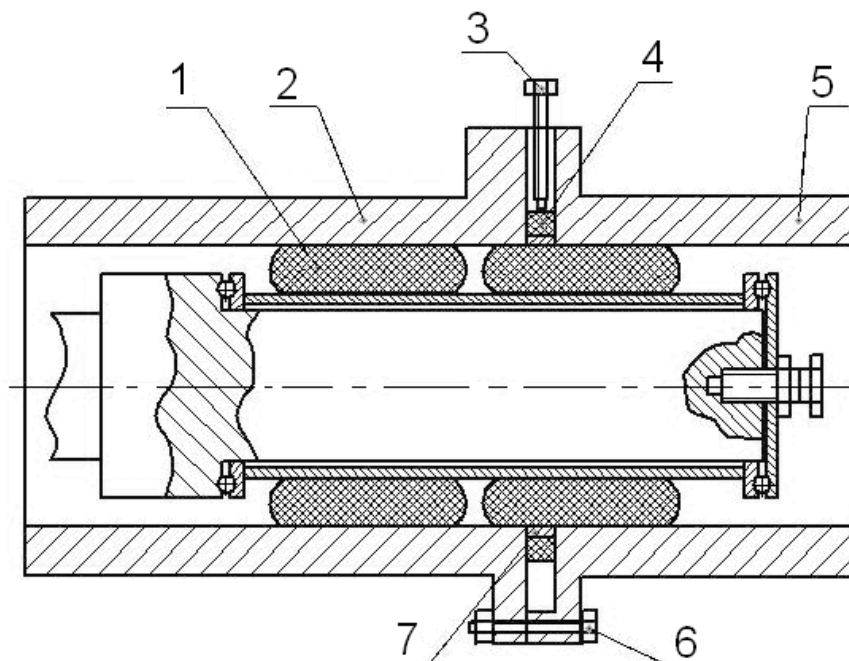


Рисунок 3.9 – Схема приспособления для определения давления в области контакта резинового элемента и поверхности проушины: 1 – исследуемый образец; 2, 5 – втулки; 3, 6 – болты; 4 – резиновое предохранительное кольцо; 7 – тензокольцо

Исследования проводились на лабораторных образцах силового и уплотнительного варианта РМШ при степени обжатия 32,5% [9]. Лабораторные образцы, результаты экспериментальных исследований и результаты расчета по определению давления в области контакта резины и металла проушины представлены на рисунке 3.10. На рисунке 3.11 представлены эпюры осредненных относительно центра контакта резинового элемента и проушины давлений образцов РМШ.

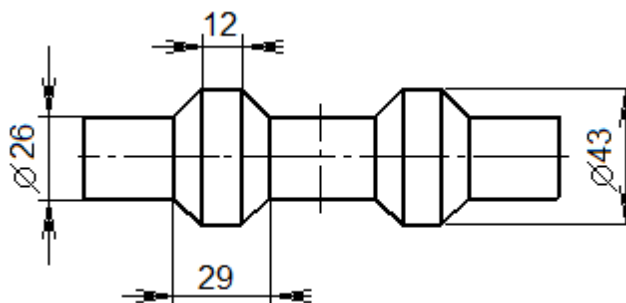


Рисунок 3.10 – Экспериментальный образец РМШ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

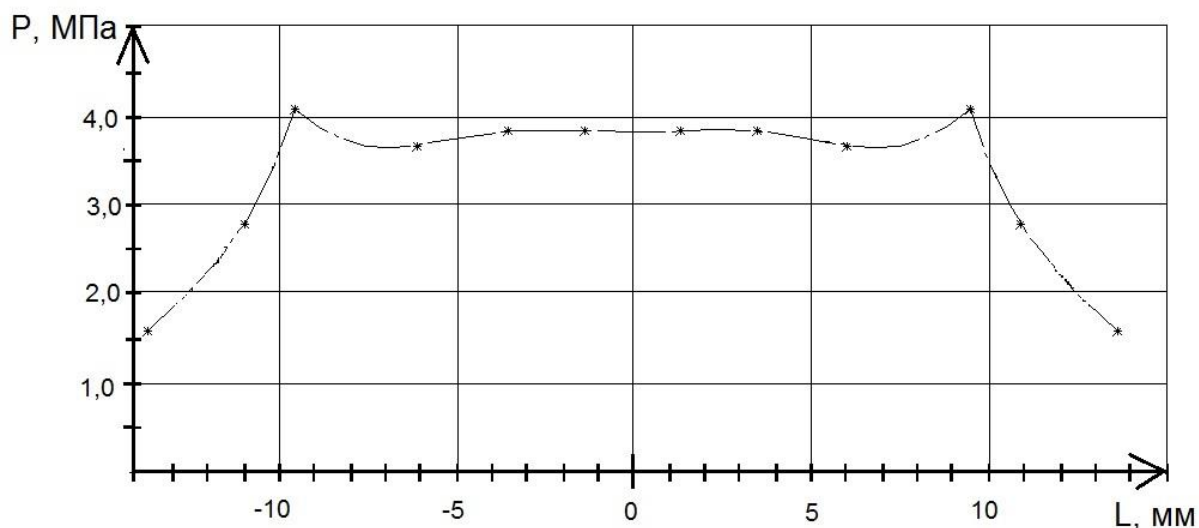


Рисунок 3.11 – Эпюра распределения давления по длине контакта резинового элемента и проушины при степени обжатия: $\lambda = 32,5\%$

Эпюра давления в области контакта для резиновых элементов с сечением в форме трапеции (рисунок 3.11) имеет характерные пики, соответствующие точкам перехода верхнего основания трапеции к боковым сторонам. Максимальное значение давления достигает как раз в этих точках и составляет 4,1 Мпа [10].

3.5.2 Напряжения при сборке РМШ

Взяв за основу результаты эксперимента Коростелева, проведем расчет нагрузок, действующих на резиновый элемент РМШ во время его сборки.

Нагрузки, действующие на резиновые элементы во время сборки и эксплуатации гусеничной машины, вызывают деформации элементов в осевом, радиальном и угловом направлении. Как правило, резиновые элементы испытывают указанные виды деформации одновременно и задача об их напряженно деформированном состоянии не может быть рассмотрена как осесимметричная [14].

На рисунке 3.12 представлена форма сечения резинового элемента после его запрессовки в проушину звена и картина распределения удельной энергии деформации, являющейся критерием статической прочности. Максимального значения удельная энергия деформации, вызванная запрессовкой, достигает в обла-

стях 1 и 2 и составляет $0,749 \text{ МДж/м}^3$. В областях 3 и 4 концентрации удельной энергии деформации не наблюдается, однако в теле резинового элемента в окрестностях областей 3 и 4 величина удельной энергии деформации возрастает, но ее значения в два и более раз меньше чем в областях 1 и 2.

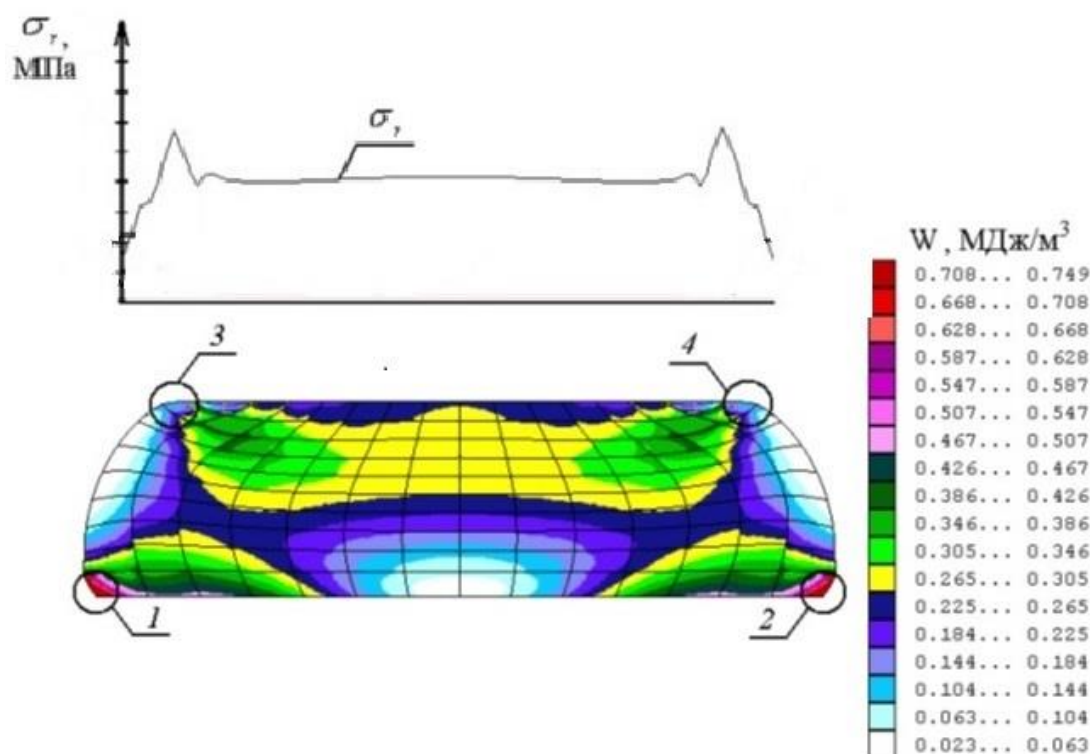


Рисунок 3.12 – Распределение удельной энергии деформации после сборки по сечению резинового элемента

Сравнив результаты эксперимента Коростелева и данные полученные в результате расчета, можно сделать выводы, что эпюра давления и схема распределения удельной энергии деформации качественно схожи. Поэтому можно преступать к расчету РМШ в цельном виде.

Помимо расчета резиновых элементов программа позволяет выполнять расчет металлической части шарнира (арматуры), упругие свойства которой описываются соотношениями линейной теории упругости в цилиндрической системе координат.

Программный комплекс позволяет по заданным конструктивным параметрам шарнирного соединения автоматически формировать конечно-элементную модель резинометаллического пальца и учитывать граничные условия. Полу-

ченные в результате расчета поля перемещений, тензоров деформаций и напряжений и их инвариантов выводятся в графическом виде.

На рисунках 3.13 – 3.16 представлены картины распределения напряжений, вызванных сборкой и последующим кручением (рисунки 3.19, 3.20), полученные для конструкции РМШ гусеничной цепи трактора 4-го тягового класса. Проанализируем полученные картины распределения напряжений, при этом особое внимание уделим области присоединения резиновых элементов к металлической арматуре пальца.

Центральная часть области соединения резины и металла испытывает максимальные напряжения сжатия σ_r (рисунок 4.13): для резиновых элементов крайней проушины (область I) – 1,89 МПа; для резиновых элементов двойных проушин (область II) – 3,23 МПа; для резиновых элементов центральной проушины (область III) – 2,99 МПа. Напряжения сжатия уменьшаются от указанных областей к периферии резинового элемента в области соединения и в направлении уменьшения радиуса пальца и возрастают в направлении увеличения радиуса в центральной части резинового элемента.

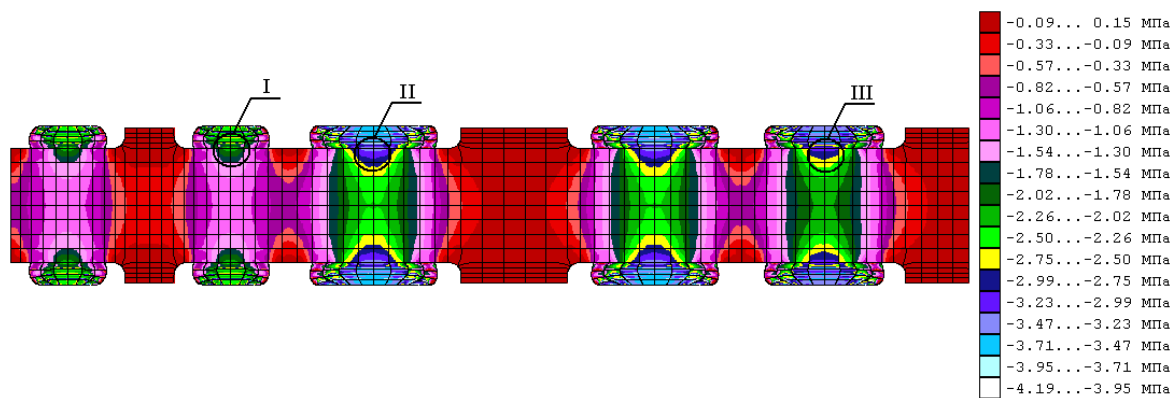


Рисунок 3.13 – Распределение напряжений σ_r (сборка)

Напряжения сжатия σ_θ (рисунок 3.14) достигают максимальных значений в центральной части соединения резины и металла. Их величина достигает для резиновых элементов проушин: крайней тройной (область I) – 1,89 МПа; для двойных (область II) – 2,69 МПа; для центральной (область III) - 2,49 МПа.

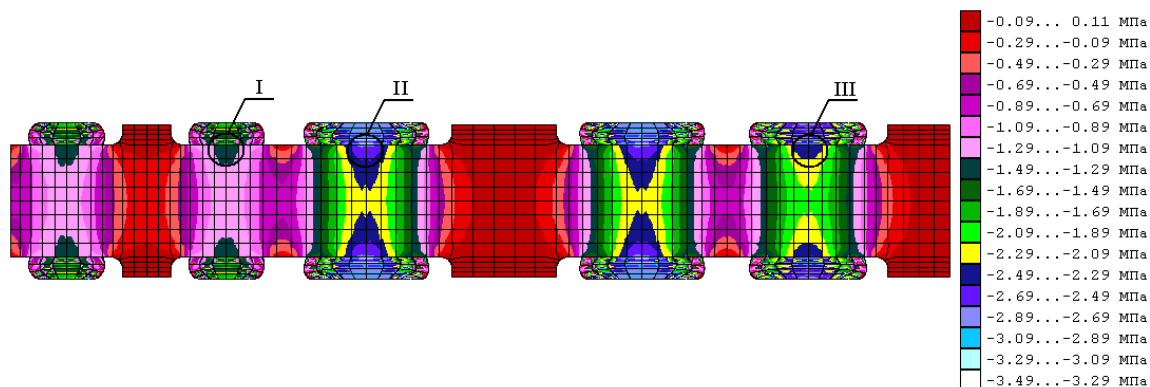


Рисунок 3.14 – Распределение напряжений σ_θ (сборка)

Особенностью распределения напряжений σ_z (рисунок 3.15) является то, что в центральной части соединения резиновых элементов и металла резиновые элементы испытывают напряжения сжатия, а металлическая арматура напряжения растяжения. Значение напряжений сжатия для резиновых элементов составляют: в области I – 1,43 МПа; в области II – 3,01 МПа; в области III – 2,69 МПа. Значение напряжений растяжения для металла в соединении с резиновыми элементами составляют: в области I – 1,73 МПа; в области II и III – 2,68 МПа. Z

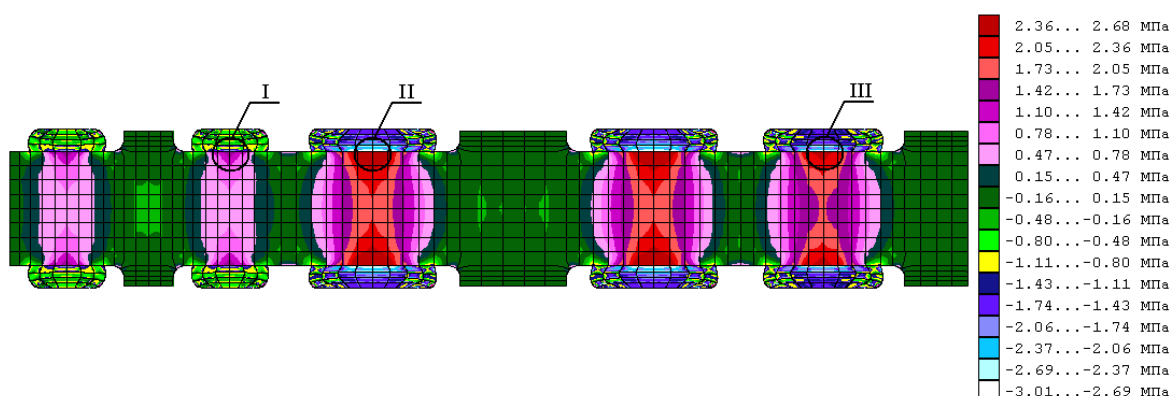


Рисунок 3.15 – Распределение напряжений σ_z (сборка)

Касательные напряжения τ_{tz} (рисунок 3.16), вызванные сборкой, достигают максимальных значений в области соединения резины и металла на расстоянии 2,5...3,0 мм (область I) от крайней точки соединения для элементов крайней тройной проушины и на расстоянии 4,5...5,5 мм (области II и III) для элементов двойных и центральной проушины, и составляют: в области I – 1,00 МПа; в об-

ластях II и III – 1,49 МПа. Необходимо отметить, что именно в этих областях наблюдается разрушение резиновых элементов при сборке.

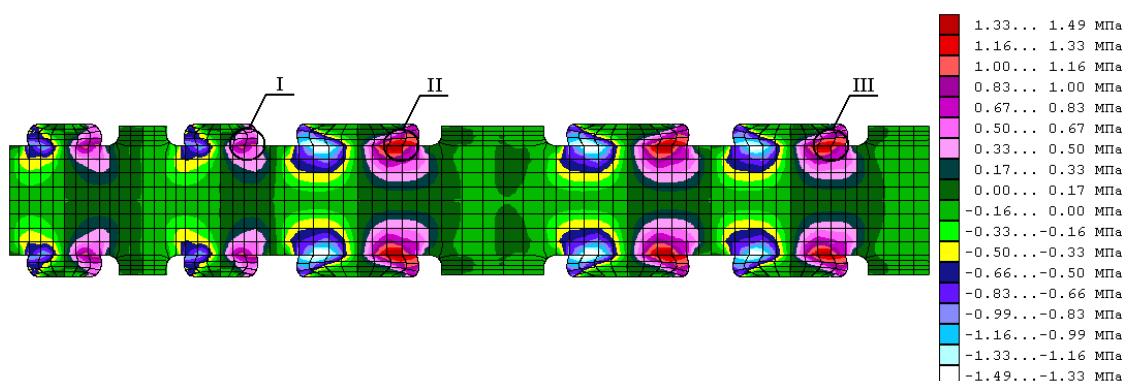


Рисунок 3.16 – Распределение напряжений τ_{rz} (сборка)

Можно сделать выводы, что удельная энергия деформации и касательные напряжения, вызванные сборкой, достигают максимальных значений в крайних точках соединения резинового элемента с поверхностью пальца и составляют соответственно 749 кДж/м³ и 1,49 МПа. Эти значения не превышают критических показателей разрушения данных материалов.

Следующим этапом будет расчет напряжений, действующих на РМШ во время кручения.

3.6 Режим кручения

На ведущем участке гусеничной цепи под действием максимального растягивающего усилия резиновые элементы шарнира подвержены максимальной радиальной деформации. Подвергнувшись радиальной деформации, они последовательно закручиваются при повороте звена во время его выхода из-под последнего опорного катка, при распрямлении цепи на ведущей наклонной ветви и при повороте трака на входе в зацепление с ведущим колесом.

При перемещении шарнира по периметру гусеничного обвода, РМШ испытывает знакопеременные нагрузки в виде перемещений, зависящие от угла поворота звеньев цепи.

3.6.1 Нагрузки при кручении

На рисунке 3.17 представлено изменение угла закручивания резиновых элементов с учетом влияния трения в контакте «ограничитель-проушина». Данный график – результат экспериментальных исследований Коростелева [8]. Угол закручивания резиновых элементов двойных проушин при закручивании шарнира после входа в зацепление на $1,0^{\circ}$ больше чем закручены резиновые элементы тройных проушин.

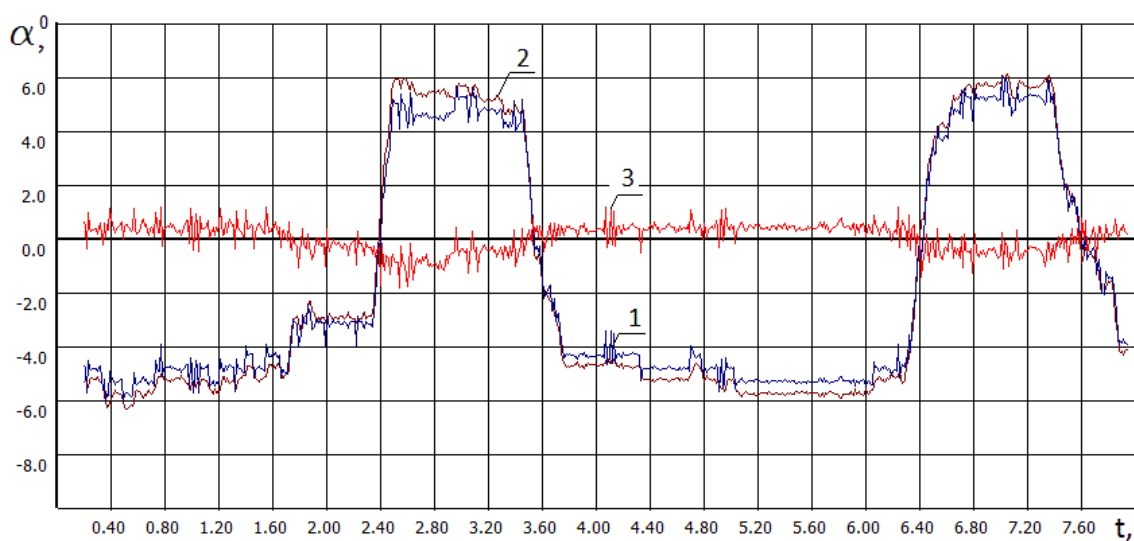


Рисунок 3.17 – Угол закручивания резиновых элементов шарнира

1 – тройных проушин; 2 - двойных проушин; 3 - разность углов закручивания РЭ тройных и двойных проушин

Для наглядности упростим рисунок 3.17, приняв угол закручивания резиновых элементов шарнира за 6° .

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

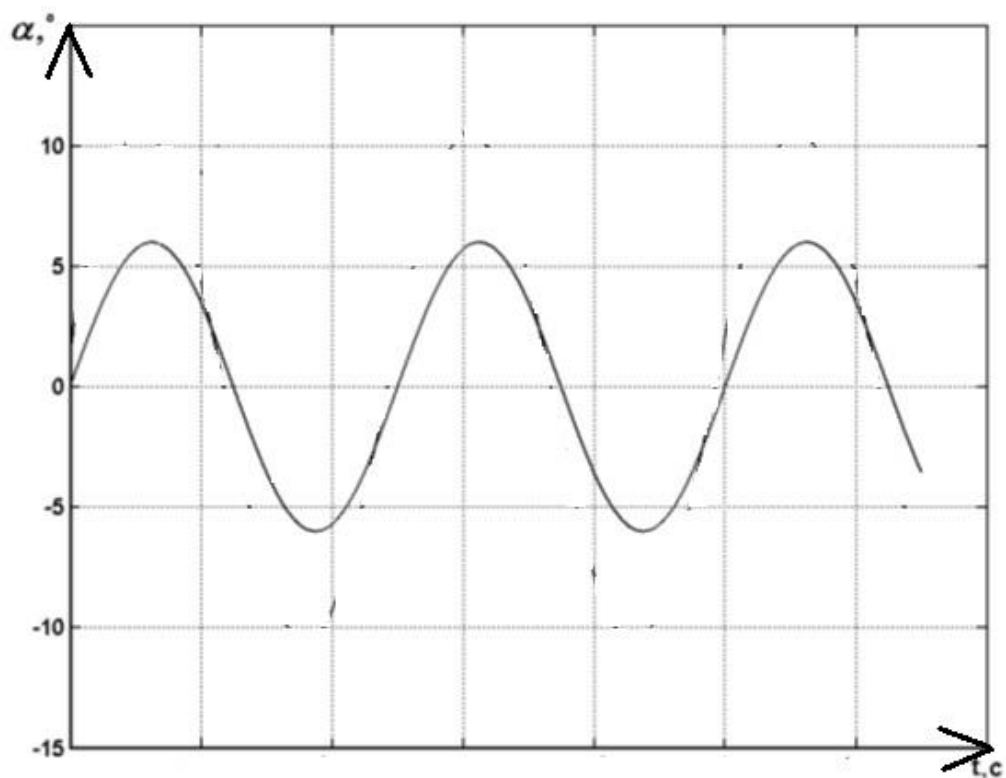


Рисунок 3.18 – Процесс закручивания резинового элемента РМШ

Так как расчет резинового элемента шарнира в условиях сборки показал сходимость экспериментальных и расчетных показателей. Расчет нагрузок при кручении начнем сразу с цельного шарнира, пропуская расчет отдельно взятого элемента.

3.6.2 Напряжения при кручении

Касательные напряжения τ_{θ} (рисунок 3.19), вызванные закручиванием шарнира, достигают максимальных значений в центральной части соединения резины и металла. Для резиновых элементов тройных проушин (область I и III) максимальные значения касательных напряжений τ_{θ} достигают 0,46 МПа, а для двойных (область II) – 0,47 МПа. Наблюдается также некоторая концентрация касательных напряжений в области радиуса перехода от диаметра основного пальца к диаметру ограничителя (область IV).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

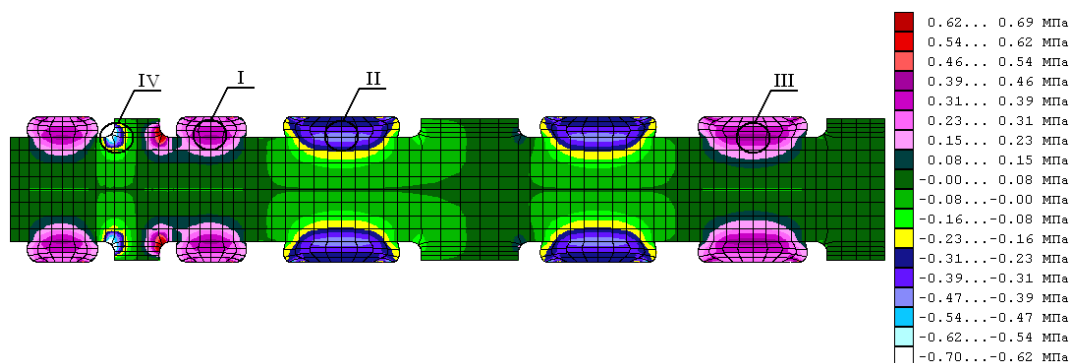


Рисунок 3.19 – Распределение напряжений $\tau_{t\theta}$ (кручение)

Касательные напряжения $\tau_{\theta z}$ (рисунок 3.20), вызванные закручиванием шарнира, достигают максимальных значений в области перехода от центральной проушины к двойной (область II) и от двойной проушины к крайней (область I).

Максимальные значения касательных напряжений $\tau_{\theta z}$ достигают в области I – 3,16 МПа и в области II – 2,63 МПа. Внешние слои арматуры пальца более нагружены. Эти значения не превышают критических показателей разрушения данных материалов.

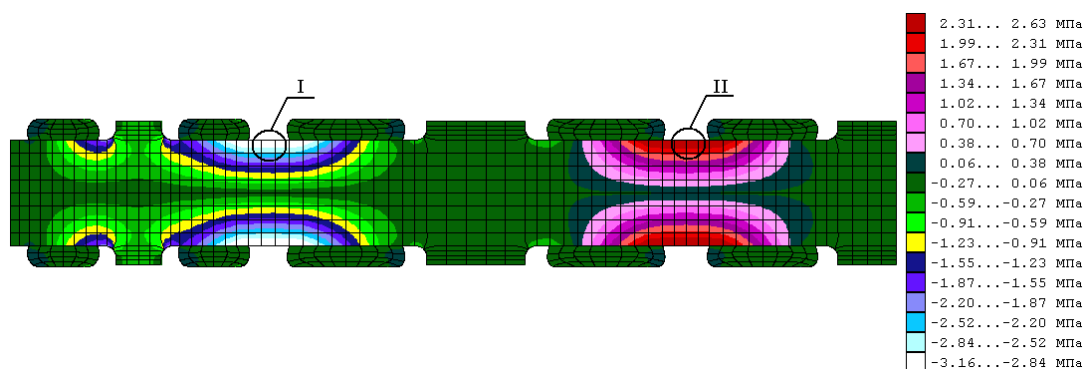


Рисунок 3.20 – Распределение напряжений $\tau_{\theta z}$ (кручение)

Таким образом, мы определили напряженно-деформированное состояние резинометаллического пальца шарнирного соединения при деформировании во время закручивания. Анализ распределения перемещений, деформаций, напряжений, их инвариантов позволяет оценить рациональность выбора конструктивных параметров существующих конструкций и обоснованно выбрать их для вновь проектируемых вариантов РМШ.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

3.7 Исследовательская часть

Ресурс резинометаллического шарнирного соединения зависит от долговечности резиновых элементов, от усталостной прочности и жесткости металлической арматуры пальца, от износа в области контакта ограничитель-проушина. Износ в области контакта ограничитель проушина приводит к увеличению радиальной деформации резиновых элементов шарнира, что значительно снижает их долговечность.

Геометрические параметры кольцевых резиновых элементов шарнира должны быть самым тесным образом связаны с условиями их работы при обязательном учете особенностей резины как конструкционного материала и выработанных практикой принципов конструирования.

3.7.1 Влияние формы РМШ на удельную энергию деформации

Рассмотрим, как влияет форма резинового элемента на удельную энергию деформации, которая является критерием усталостной прочности. Все исходные данные мы взяли из расчета, приведенного в разделе 3.5.2, изменив только геометрические размеры резиновых элементов шарнира.

На рисунке 3.21 представлены результаты расчета удельной деформации в РМШ с прямоугольным сечением резинового элемента.

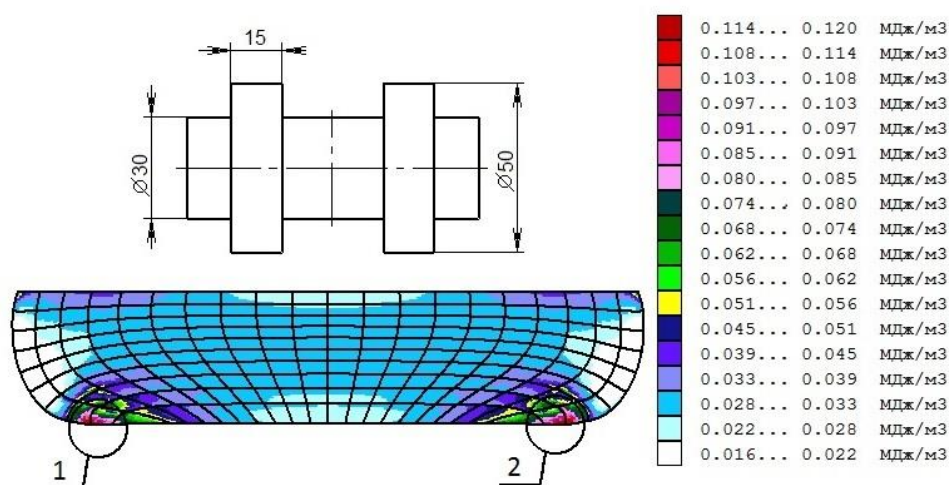


Рисунок 3.21 – Распределение энергии деформации в прямоугольном РМШ

На рисунке 3.22 представлены результаты расчета удельной деформации в РМШ с трапецевидным сечением резинового элемента.

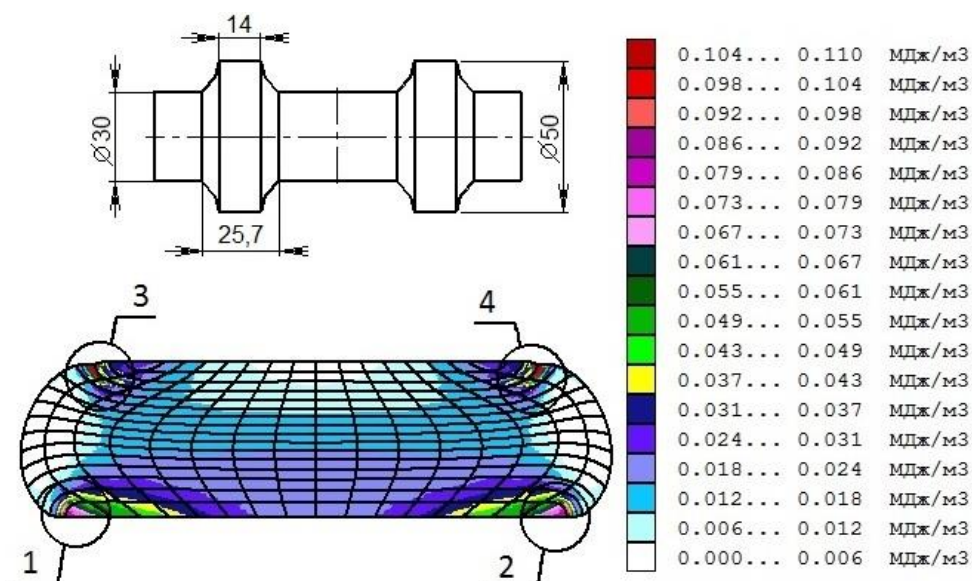


Рисунок 3.22 – Распределение энергии деформации в трапецевидном РМШ

В РМШ с прямоугольным сечением резинового элемента максимальная удельная энергия деформации в областях 1 и 2 составляет 120 МДж/м³, с трапецевидным сечением удельная энергия деформации - 110 МДж/м³. Отсюда можно сделать вывод, что шарниры, имеющие резиновые элементы с сечением формы трапеции – более равномерно распределяют энергию и максимальное значение.

Отсюда можно сделать вывод, что шарниры, имеющие резиновые элементы с сечением формы трапеции – более равномерно распределяют энергию и максимальное значение нагружения в критических токах у них ниже. Поэтому в дальнейших расчетах мы будем использовать именно этот вид РМШ.

3.7.2 Влияние размеров РМШ на удельную энергию деформации

Рассмотрим, как влияет геометрический размер резинового элемента на удельную энергию деформации. Все исходные данные мы взяли из расчета, приведенного в разделе 3.5.2 (характер нагружения – кручение), изменив только геометрические размеры резиновых элементов шарнира.

На рисунке 3.23 представлен широкий РМШ трапецевидной формы резинового элемента с основанием 23 мм и вершиной 10 мм. Удельная энергия деформации, вызванная закручиванием резинового элемента, достигает максимальных значений в областях 1 и 2. В указанных областях ее величина достигает 259 МДж/м³.

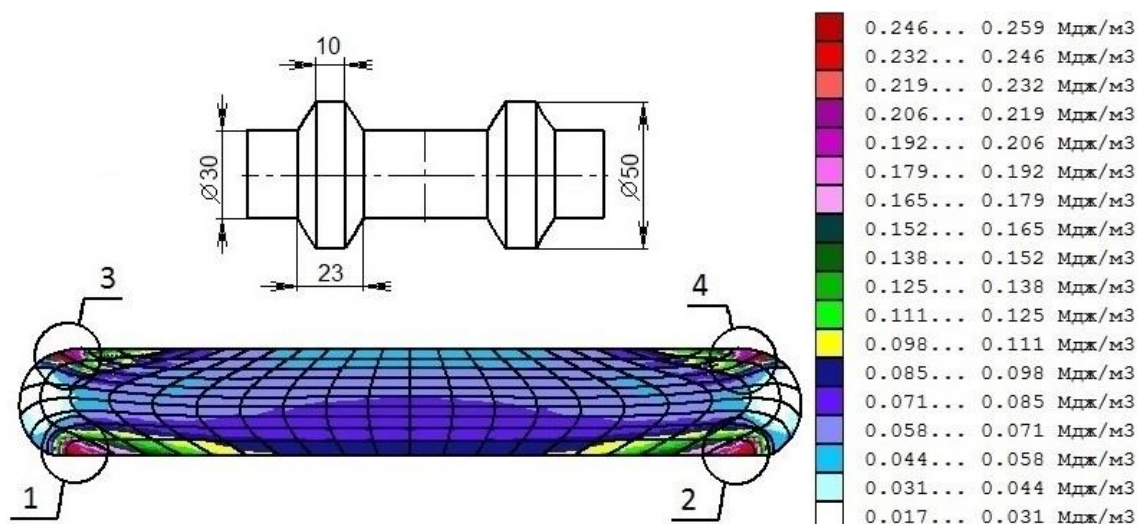


Рисунок 3.23 – Широкий РМШ трапецевидной формы

На рисунке 3.24 представлен узкий РМШ трапецевидной формы резинового элемента с основанием 16 мм и вершиной 7 мм. Максимальная удельная энергия деформации в областях крепления резины к металлическому пальцу 1 и 2 составляет 300 МДж/м³.

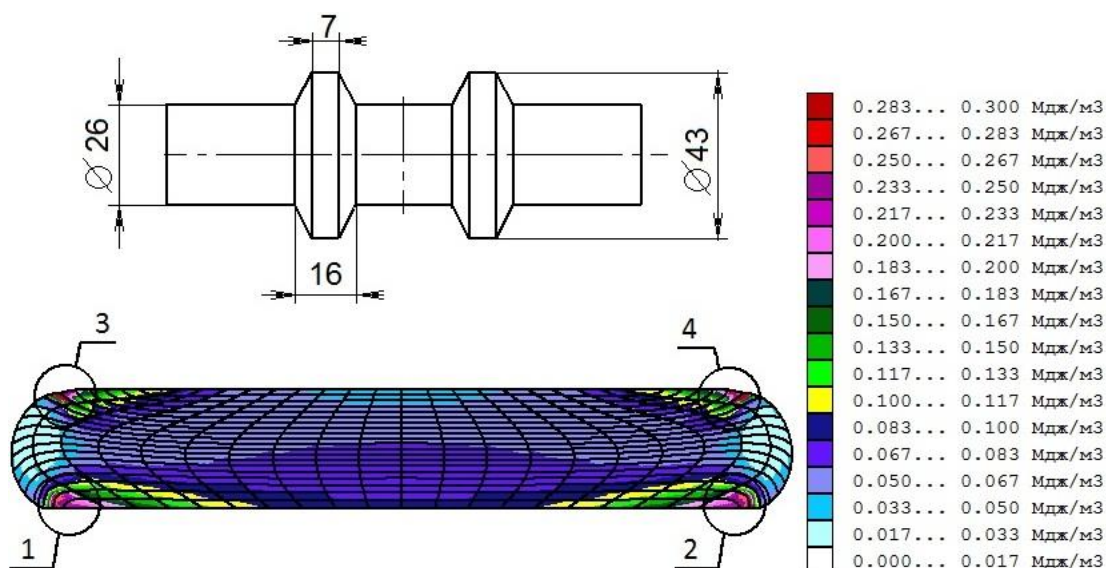


Рисунок 3.24 – Узкий РМШ трапецевидной формы

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Исходя из результатов расчета можно сделать вывод, что геометрические размеры резинового элемента шарнира напрямую влияют на долговечность РМШ. Шарниры, имеющие большую площадь сечения более равномерно распределяют нагрузку, чем шарниры такой же формы, но меньшей площадью сечения. Максимальная удельная энергия деформации в критических точках также ниже в широких шарнирах. Соответственно, можно сделать вывод, что ресурс таких шарниров будет больше.

Вывод по третьему разделу: в данном разделе была проведена расчетно-исследовательская работа.

Результатом этой работы стало построение конечно-элементной модели РМШ в программе ANSYS. Далее, на основании экспериментальных данных Коростелева, мною был произведен расчет напряжено-деформированного состояния резиновых элементов РМШ. По результатам которого можно сделать следующие выводы:

- удельная энергия деформации и касательные напряжения, вызванные сборкой, достигают максимальных значений в крайних точках соединения резинового элемента с поверхностью пальца и составляют соответственно 749 кДж/м^3 и $1,49 \text{ МПа}$. Эти значения не превышают критических показателей разрушения данных материалов;
- эпюра давления в области контакта резинового элемента и поверхности проушины имеет характерные пики в зоне перехода боковой поверхности резинового элемента к поверхности внешнего диаметра, после этой зоны, смещаясь к крайним точкам контакта, давление резко падает;
- касательные напряжения в области контакта резинового элемента и поверхности проушины в крайних точках контакта сопоставимы с давлением резины на поверхность проушины и не превышают критических значений;

- при динамическом закручивании резинового элемента РМШ области концентраций касательных напряжений $\tau_{r\theta}$ и $\tau_{\theta z}$ располагаются в крайних точках соединения резинового элемента с поверхностью пальца и в крайних точках контакта резинового элемента с поверхностью проушины и составляют соответственно 0,47 МПа и 3,17 МПа. Эти значения не превышают критических показателей разрушения данных материалов.

Так же был исследован вопрос влияния удельной энергии деформации на шарниры разных форм и размеров. По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

- шарниры, имеющие резиновые элементы с сечением формы трапеции – более равномерно распределяют энергию и максимальное значение нагружения в критических точках у них ниже. Поэтому в дальнейших расчетах мы будем использовать именно этот вид РМШ;
- геометрические размеры резинового элемента шарнира напрямую влияют на долговечность РМШ. Шарниры, имеющие большую площадь сечения более равномерно распределяют нагрузку, чем шарниры такой же формы, но меньшей площадью сечения. Максимальная удельная энергия деформации в критических точках так же ниже в широких шарнирах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выпускной квалификационной работы проведен анализ существующих конструкций резинометаллических шарниров. Были рассмотрены их основные типы и способы соединения, достоинства и недостатки конструкций.

После проведенного анализа методов решения задач, я остановил свой выбор на методе конечных элементов. Этот метод позволяет рассматривать резиновые элементы различной геометрической формы и граничными условиями, связанными с конкретной конструкцией рассматриваемого узла гусеничного движителя.

Был проведен анализа существующих программ на базе МКЭ. На основании, которого, для дальнейших расчетов мною был выбран пакет ANSYS. В этой программе была построена конечно-элементная модель РМШ. Далее, на основании экспериментальных данных Коростелева, мною был произведен расчет напряжено-деформированного состояния резиновых элементов РМШ. По результатам которого можно сделать следующие выводы:

- удельная энергия деформации и касательные напряжения, вызванные сборкой, достигают максимальных значений в крайних точках соединения резинового элемента с поверхностью пальца и составляют соответственно 749 кДж/м^3 и $1,49 \text{ МПа}$. Эти значения не превышают критических показателей разрушения данных материалов;
- эпюра давления в области контакта резинового элемента и поверхности проушины имеет характерные пики в зоне перехода боковой поверхности резинового элемента к поверхности внешнего диаметра, после этой зоны, смещаясь к крайним точкам контакта, давление резко падает;
- касательные напряжения в области контакта резинового элемента и поверхности проушины в крайних точках контакта сопоставимы с давлением резины на поверхность проушины и не превышают критических значений;

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

- при динамическом закручивании резинового элемента РМШ области концентраций касательных напряжений $\tau_{r\theta}$ и $\tau_{\theta z}$ располагаются в крайних точках соединения резинового элемента с поверхностью пальца и в крайних точках контакта резинового элемента с поверхностью проушины, т.е. в тех же областях где наблюдается концентрация удельной энергии деформации при кручении для упругой задачи.

Так же был исследован вопрос влияния удельной энергии деформации на шарниры разных форм и размеров. По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

- шарниры, имеющие резиновые элементы с сечением формы трапеции – более равномерно распределяют энергию и максимальное значение нагружения в критических точках у них ниже. Поэтому в дальнейших расчетах мы будем использовать именно этот вид РМШ;
- геометрические размеры резинового элемента шарнира напрямую влияют на долговечность РМШ. Шарниры, имеющие большую площадь сечения более равномерно распределяют нагрузку, чем шарниры такой же формы, но меньшей площадью сечения. Максимальная удельная энергия деформации в критических точках так же ниже в широких шарнирах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 ГОСТ 27.002-15 Надежность в технике. Термины и определения. Издательство стандартов Москва, 2015. – 23 с.
- 2 Алябьев, В.А. Повышение эффективности использования трактора двойного назначения обеспечением заданного ресурса ходового аппарата: диссертация ... кандид. техн. наук: Юж. Урал. гос. университет, Троицк, 2017. – 218 с.
- 3 Платонов, В.Ф. Гусеничные транспортеры-тягачи / В.Ф. Платонов, А.Ф. Белоусов, Н.Г. Олейников, Г.И. Карцев. – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.
- 4 Малиновский, А.Н. Ходовая часть гусеничных машин /А.Н. Малиновский – М.: Воениздат, 1963. – 120 с.
- 5 Трепененков, И.И. Исследование резинометаллических шарниров / И.И. Трепененков// Сб. науч. тр. НАТИ. – М., 1948. – Вып. 1. – 4-54.
- 6 Толчинский, Н.А. Резинометаллические шарниры для гусениц тракторов / Н.А. Толчинский// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1958. - № 3. – С. 25 – 28.
- 7 Толчинский, Н.А. Исследование резинометаллических гусеничных цепей сельскохозяйственных тракторов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ Толчинский Наум Абрамович. - Барнаул, 1960. - 307 с.
- 8 Коростелев, С.А. Долговечность и оптимальное проектирование гусеничного движителя с резинометаллическими элементами: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03/ Коростелев, Сергей Анатольевич. – Барнаул, 2017. – 358 с.
- 9 Коростелев, С.А. Анализ напряженно-деформированного состояния резинового элемента РМШ гусеничного движителя / С.А. Коростелев // Образование и наука - производству: сборник трудов международной научно-технической и образовательной конференции (28-31 марта 2010, Набережные Челны). В 2-х ч. Часть 1, книга 2. – Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж. экон. акад., 2010. – С. 128-130.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

10 Коростелев, С.А. Оценка напряженно-деформированного состояния пальца РМШ гусеничного движителя при сборке и кручении / С.А. Коростелев, А.В. Горбачев // Электрон. жур. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание», 2012, выпуск 5. [Электронный ресурс] / (<http://technomag.edu.ru/doc/.html>)

11 Амосов, А.А. Вычислительные методы для инженеров: Учеб. Пособие / А.А. Амосов, Ю.А. Дубинский, Н.В. Копченова. – М.: Высш. шк., 1994. - 544 с.

12 Вербилов, А.Ф. Оценка влияния параметров РМШ на неравномерность нагружения шарнирного соединения / А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев, В.В. Крвалев // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. статей / Под. ред. к.т.н., доцента С.А. Коростелева / Российская Академия транспорта, АлтГТУ, им. И.И. Ползунова. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. – С. 38-50.

13 Масленников, В.Г. Расчетная оценка долговечности резинометаллических шарниров/ В.Г. Масленников// Каучук и резина. – 1983. -№ 4. – С. 31-33.

14 Целищев, В.А. Определение перемещений в сечении резинового элемента цилиндрического шарнира при запрессовке/ В.А. Целищев, С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский// Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ под ред. к.т.н., доцента Коростелева С.А.; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. - С. 28-35.

15 Вербилов, А.Ф. Оптимизация параметров узлов ходовой части гусеничных машин с целью снижения их динамической нагруженности: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06/ Алексей Фёдорович Вербилов. - Барнаул, 2000. - 157 с.

16 Добрецов, Р.Ю. Математическая модель взаимодействия гусеничного движителя с недеформируемым основанием при высоких скоростях прямолинейного движения: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ Роман Юрьевич Добрецов. - Санкт-Петербург, 1999. - 193 с.

17 Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

18 Ищенко, С.А. Повышение долговечности гусеничного движителя рисо-зерноуборочных комбайнов/ С.А. Ищенко, В.И. Балабанов, С.В. Иншаков//

Вестник ФГБОУ ВПО «Московский государственный агроинженерный университет им. В.П. Горячкина». - 2008. - № 4. - С. 84-88.

19 Ковалёв, В.В. Жесткость элементов шарнирных соединений звеньев в динамике гусеничного движителя: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06/ Виталий Витальевич Ковалёв. - Барнаул, 2007. - 140 с.

20 Каширский, Д.Ю. Определение механических характеристик резиновых элементов резинометаллических шарниров гусеничного движителя/ Д.Ю. Каширский, С.А. Коростелев. Деп. в ВИНТИ 16.05.2006, № 663-В2006. – Барнаул, 2006. – 28 с.

21 Дружинин, В.А. Оценка прочности резиновых элементов комбинированных резинометаллических шарниров/ В.А. Дружинин, А.И. Гулак // Повышение надежности и тягово-сцепных качеств тракторов: сб. науч. тр./ МАМИ. – М., 1982. – Вып. 4. – С. 45–51.

22 ГОСТ 32586-2013 Виброизоляторы резиновые и резиноармированные для автотракторной техники. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2015. – 44 с.

23 ГОСТ 4543-2016 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. Издательство стандартов Москва, 2016. – 50 с.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.038 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74