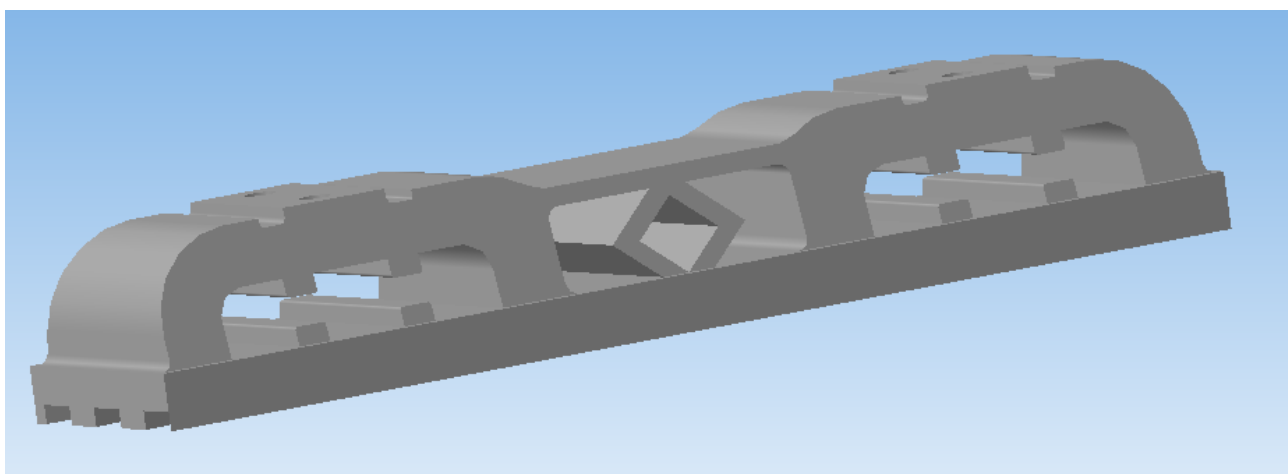


В.П. Лапик

**Механизированная технология  
заготовки кормов  
на переувлажненных пойменных лугах**



Брянск-2015

**Лапик В.П.**

Механизированная технология заготовки кормов на переувлажненных пойменных лугах. - Брянск. Издательство Брянского ГАУ.- 2015.-179 с.

В монографии рассмотрены вопросы увеличения объема заготовки качественных кормов на пойменных переувлажненных лугах со слабой несущей способностью почв за счет применения энергоэффективных гусеничных движителей, обеспечивающих проходимость кормоуборочных машин, снижения техногенного воздействия на почву и растительность, уменьшения вибрационного воздействия на машину и оператора. Приведены теоретические и экспериментальные обоснования схемы гусеничного движителя с различными опорными устройствами, повышающего проходимость и снижающего техногенное воздействие на пойменную переувлажненную почву и растительность.

Для руководителей и специалистов в сфере АПК, научных работников, решающих задачи увеличения проходимости машин и снижения техногенного воздействия на переувлажненные почвы, студентов, магистрантов и аспирантов аграрных вузов.

Рецензенты:

Д-р техн. наук Купреенко А.И. (Брянский ГАУ)

Д-р техн. наук Бердышев В.Е. (РГАУ – МСХА им. К.А. Тимирязева)

Научный редактор

Академик РАН, д-р техн. наук, лауреат премии Правительства РФ, Ерохин М.Н. (РГАУ – МСХА им. К.А. Тимирязева)

Издается по рекомендации Ученого совета Брянского ГАУ.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗАГОТОВКИ КОРМОВ НА ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЙМЕННЫХ ПОЧВАХ.....	8
1.1 Кормовая ценность пойменных лугов и характеристика почв .....	8
1.2 Агротехнические требования к уборочным машинам на гусеничном ходу... 15	15
1.3 Эластичные гусеничные системы .....	20
1.4 Особенности эксплуатации уборочных машин на гусеничном ходу .....	35
1.5 Понятие проходимости машин и критерии ее оценки .....	39
1.6 Модель деформации переувлажненной пойменной почвы гусеничными двигателями.....	54
1.7 Деформация почвы под действием динамических нагрузок со стороны гусе- ничного движителя.....	57
1.8 Влияние эластичности гусеничного движителя на характер взаимодействия его с почвой.....	67
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ С ПЕРЕУВЛАЖНЕННОЙ ПОЧВОЙ.....	72
2.1 Взаимодействия гусеничных движителей с металлическими и резинокордными траками с переувлажненной пойменной почвой .....	72
2.2 Расчет глубины колеи в условиях предельного равновесия среды по схеме однородной полуплоскости.....	86
2.3 Определение сопротивления перемещению гусеничных движителей от деформации почвы .....	93
2.4 Взаимодействие гусеничных движителей с резиноармированными гусени- цами с переувлажненной пойменной почвой .....	109
2.4.1 Деформирование почвы гусеничным движителем с резиноармированными гусеницами.....	109

2.42	Определение жесткости резиноармированной гусеницы при деформировании ее опорными катками гусеничного движителя.....	113
2.4.3	Определение радиуса кривизны слоя резиноармированной гусеницы, армированной тросами и распределение нагрузки между катками.....	118
3	<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ С РЕЗИНОКОРДНЫМИ ТРАКАМИ НА ПОЙМЕННЫХ ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЧВАХ.....</b>	123
3.1	Результаты лабораторных исследований резинокордных траков .....	123
3.2	Сравнение параметров вертикальных колебаний комбайна с металлическими и резинокордными траками.....	126
3.3	Измерение давления в зоне контакта движителя с металлическими и резинокордными траками с почвой.....	130
3.4	Исследование глубины колеи и сопротивления перемещению гусеничной машины при движении по переувлажненной почве.....	136
3.5	Преодоление вертикальных препятствий гусеничными движителями с различными опорными устройствами.....	139
3.6	Оценка воздействия гусеничного движителя на почву и растительность....	143
4	<b>Основные направления получения экономического и экологического эффекта.....</b>	163
	<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	165
	<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	168

## ВВЕДЕНИЕ

Государственная программа развития сельского хозяйства России на 2013-2020 годы ставит главной целью обеспечение продовольственной безопасности России за счет стимулирования роста производства сельхозпродукции, повышения эффективности регулирования агропродрынков, а также повышения уровня рентабельности в сельском хозяйстве для обеспечения его устойчивого развития. Эти меры позволят к 2020 году повысить удельный вес отечественных продовольственных товаров в общих ресурсах этого сегмента, поднять средний уровень рентабельности сельскохозяйственных организаций не менее, чем до 10-15% [1].

А основным условием достижения прогнозируемых темпов роста, предусмотренных Программой, является развитие кормовой базы на основе производства культур, обеспечивающих высокую продуктивность и полностью удовлетворяющих внутреннюю потребность российского животноводства в качественных кормах.

В свою очередь, высокая продуктивность кормовых угодий потребует использования высокопроизводительной кормоуборочной техники.

В настоящее время высокая урожайность кормовых культур достигается в основном за счет совершенствования технологий и применения дорогостоящих удобрений, от количества которых увеличивается и урожайность.

Сегодня незаслуженно забыты лучшие естественные кормовые угодья пойменных лугов. Это корма и пастбищная трава высокого качества за счет отлагающихся аллювиальных наносов (наилков) после продолжительного затопливания их тальми весенними водами. Пойменные луга – это практически малозатратная технология (только на уборку) заготовки ценных по питательным качествам и экологически чистых кормов для животноводства.

Естественные кормовые угодья в среднем по Нечерноземному центру занимают около 15-20% территории, из которой лугам отведено 40%[2].

Особенностью пойменных лугов является значительное и избыточное увлажнение почвы, что затрудняет уборку кормов из-за слабой проходимости современной энергонасыщенной уборочной техники, а в некоторых местах (около 30% площади поймы) и вовсе нет возможности заготовки.

Многочисленными исследованиями установлено, что колесные движители не обеспечивают проходимость уборочных машин в условиях избыточного и значительного увлажнения почвы. Более эффективным в этих условиях является применение в конструкциях уборочных машин гусеничных движителей. В зависимости от степени увлажнения почвы в уборочных машинах могут быть использованы различные схемы ходовых систем с наличием в них гусеничных движителей: однозвенные, двухзвенные со всеми ведущими звеньями, двухзвенные с одним ведущим звеном, полугусеничные, с пневматическими и эластичными траками, резиноармированными системами и другие.

К настоящему времени все перечисленные схемы ходовых систем нашли применение в конструкциях серийных или опытных образцов уборочных машин. Вопросам процесса взаимодействия гусеничных движителей с почвой достаточно полно посвящены работы Львова Е. Д., Медведева М. М., Антонова А. С., Харитончика З. М., Кристи М. Д., Груздева Н. И., Гуськова В. В., Забавникова Н. А., Воронина В. А., Танклевского М. М., Никитина А. О., Беккера М. Г. и др.. Исследованиям современных конструкций гусеничных движителей посвящены работы Годжаева З.А., Поливаева О.И., Емельянова А.М., Бухаровской А.Н., Злобина Е.В., Ворфоломеева В.В. и др..

В данных работах приведены показатели и критерии оценки проходимости гусеничных машин, установлены основные взаимодействия гусеничных систем с почвой, в том числе и переувлажненной. Рассмотрены вопросы техногенного воздействия движителей на почву и растения. Выполнены исследования различных конструкций движителей и их составляющих частей. Экспериментально проведены сравнительные испытания гусеничных движителей с различными опорными устройствами (металлическими и эластичными).

Необходимо отметить, что в каждом выше названном исследовании, были положительно решены вопросы повышения проходимости гусеничных машин и снижения их техногенного воздействия на почву и травянистую растительность. В настоящее время недостаточно внимания уделено вопросам проходимости кормоуборочной техники при заготовке кормов на переувлажненных пойменных лугах.

Повышение проходимости самоходных кормоуборочных комбайнов на гусеничном ходу позволит расширить кормовую базу путем заготовки ценных по питательным качествам кормов в условиях переувлажненных пойменных лугов со слабой несущей способностью почв, что является актуальной задачей, решение которой внесет значительный вклад в интенсификацию сельскохозяйственного производства.

# **1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗАГОТОВКИ КОРМОВ НА ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЙМЕННЫХ ПОЧВАХ**

## **1.1 Кормовая ценность пойменных лугов и особенности заготовки кормов**

Заготовка кормов является одним из трудоемких процессов сельскохозяйственного производства. Это обусловлено короткими сроками уборки, влияющими на качество заготавливаемого материала. Период уборки (заготовки) кормов обычно связан с обильным выпадением атмосферных осадков, вследствие чего почвы имеют переувлажненное состояние. Причиной переувлажнения пойменных почв является также их периодическое затопление и выход на поверхность грунтовых вод. Пойменные луга по длительности затопления паводковыми водами делятся на краткопойменные (заливаются водой на срок до 15 дней), среднепойменные (от 15 до 25 дней) и долгопойменные (от 25 и более дней). Краткопойменные и среднепойменные луга находятся во всех зонах РФ. Долгопойменные занимают поймы крупных рек РФ и СНГ. Длительность затопления пойменных лугов в значительной степени влияет как на формирование травостоя, так и на сроки уборки.

Биологическая продуктивность основной надземной биомассы сенокосных пойменных лугов при выполнении необходимых агроприемов может достигать следующих результатов: лугоовсянищевые – 40-50 ц/га; тимофеечные – 40-50 ц/га; кострцовые – 45-50 ц/га, двукисточниковые – 65-80 ц/га. В среднем сбор биомассы в разные годы может быть от 37 до 80 ц/га, также пойменные луга отличаются высоким разнообразием трав, достигающим до 40 видов высших растений на 1 м<sup>2</sup>, широким спектром почвенных беспозвоночных животных, наземно гнездящихся птиц, насекомых опылителей и специализированных луговых грибов[3].

Ценность травостоя пойменных лугов заключается не только в разнообразии видов, но и от присутствия аллювиальных наносов, приносящихся разливом рек.



Из-за затопления пойменных лугов почвы переувлажняются и обладают слабой несущей способностью, в связи с чем своевременная заготовка кормов затруднена. Отсюда важное значение приобретает уборка культур в стадии максимального выхода питательных веществ в сжатые сроки с наименьшими потерями и минимальными энергозатратами. Максимальный сбор сухого вещества при уборке многолетних трав обеспечивается в фазе начала цветения. При задержке уборки трав питательность корма уменьшается за счет снижения переваримости содержащихся в них питательных веществ. Скашивание многолетних трав в ранние сроки вегетации позволяет получить полноценный второй укос, благодаря чему общий сбор питательных веществ и особенно протеина, бывает значительно выше. При затоплении талыми водами происходит ускоренное оттаивание промерзшей почвы, насыщение ее водой (влагозарядка) и обновление почвенного воздуха [4].

Полые весенние воды способствуют также отложению аллювиальных наносов (наилков), что создает хорошие условия для развития травянистой растительности и в значительной степени определяет гумусное и кислотное состояние почв и обеспеченность их питательными веществами.

Мощность слоев аллювия варьирует от нескольких миллиметров до 10...20 сантиметров. Содержание гумуса высокое – 4...9% и выше, убывает по мере заглубления. На глубине 100 см содержится 1...1,5% гумуса. По органическому веществу – от очень слабых гумусированных песчаных почв прируслового вала до почв почти со 100% содержанием органического вещества [5].

Как уже отмечалось выше, переувлажненное состояние пойменных лугов затрудняет своевременную уборку трав, а в некоторых случаях и вообще уборку.

Отсутствие ухода за пойменными лугами, прекращение сенокосения приводит к понижению видового разнообразия травостоя, зарастанию большинства лугов центральной и притеррасной пойм древесно-кустарниковой растительностью, увеличению сорного разнотравья и выходу биологической

продуктивности не более 20...25 ц/га [3,6, 7]. На рисунке 1.1 показано состояние пойменного луга, на котором длительное время не проводилось сенокосение. Заращение луга кустарниками представляет угрозу сохранения этих экосистем.



Рисунок 1.1 - Состояние пойменного луга, на котором не проводится сенокосение.

Улучшению пойменных лугов на основе комплексного применения агротехнических и агрохимических приемов посвящены работы Белоуса Н.М., Торикова В.Е., Шаповалова В.Ф. [ 8,9 ].

Почвы пойменных лугов имеют свои особенности. Изучению пойменных почв посвящено огромное количество работ [2,3,5,6,7,9,10]. Главная особенность гидрологии пойменных почв – неразрывная связь грунтовых вод с водами самой реки. Степень влияния грунтовых вод зависит от длительности паводка. Периодическое затопление и постоянное участие грунтовых вод в почвообразовании дает уравновешенный тепловой режим, постоянное омо-

лаживание почв за счет светлоглиняного аллювия и рост почвы вверх, гидроморфизм почвообразования при проточном водном режиме в прирусловой и центральной пойме и высокую биогенность среды [10]. Почвы отличаются разнообразием в зависимости от местонахождения в самой пойме, которая делится на прирусловую, центральную и притеррасную. Прирусловая часть поймы менее увлажнена в отличие от других. Центральная часть поймы делится на центральную равнинно-повышенную, которая находится ближе к прирусловой части с более удаленным залеганием грунтовых вод (около 0,5...1,0м) и центральную равнинно-пониженную, которая находится ближе к притеррасной и имеет такую же влажность [7]. Притеррасная часть поймы практически постоянно переувлажнена за счет паводковых, грунтовых и делювиальных вод. Уровень грунтовых вод устойчиво держится около поверхности почвы (рисунок 1.2).

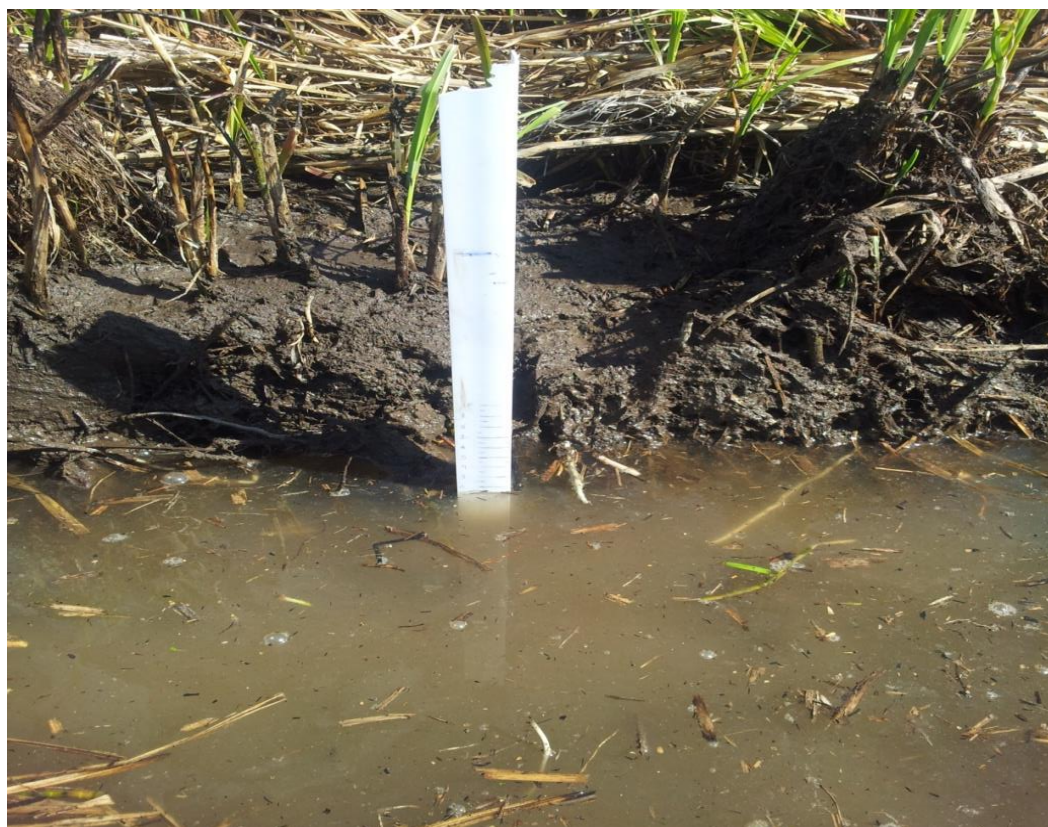


Рисунок 1. 2-Уровень грунтовых вод пойменных лугов.

Это способствует в свою очередь накоплению неразложившихся растительных остатков, а также веществ, поступающих из грунтовых вод и прино-

симых паводковыми водами. Гидрогенная аккумуляция из почвенно-грунтовых вод вносит основной вклад в оглинезнение почв пойм. Представленное разделение речных пойм характеризуется и различным состоянием почв, что обусловлено их влажностью и деформационными характеристиками. В зависимости от этого почвы находятся в различном состоянии от жестко-пластического состояния до пластического течения среды, которые при их деформации являются объектами различных теорий.

Установлено, что около 30% площади пойменных лугов с близким к поверхности залеганием грунтовых вод не подвергаются уборке из-за слабой проходимости современной колесной и гусеничной уборочной техники.

Центральная часть поймы подвержена постоянной зачехленности, а прирусловая - образованию песчаных валиков от выноса наилок из русла реки при весенних разливах, а также встречается огромное количество неровностей поверхности, характерных естественным лугам, где не производится поверхностная обработка почвы, в отличие полей с посевами (рисунок 1. 3). Все это вместе составляет вертикальные препятствия для уборочной техники, негативно влияющие на технологический процесс уборки.



Рисунок 1.3 – Вертикальные препятствия на пойменных лугах.

В настоящее время существует несколько способов для улучшения заготовки кормов на переувлажненных почвах. Это проведение мелиоративных мероприятий [6] и создание высокопроходимой кормоуборочной техники, которая, выполняя технологический процесс, не только обеспечивала бы хорошую проходимость, но при этом максимально сохраняла структуру почвы, не уничтожала растительный покров и его корневую систему, не приводила к снижению уровня и деградации пойменных почв.

Современное машиностроение в области производства самоходных кормоуборочных комбайнов представлено как транснациональными компаниями John Deere, Claas, Case New Holland, Krone, так и производителями стран СНГ. Из российских производителей самоходных кормоуборочных комбайнов стоит отметить КЗ «Ростсельмаш» (производит самоходный кормоуборочный комбайн «Дон-680»), ОАО «ПО «Красноярский завод комбайнов» (производит «Енисей-324»), СП «Кировец Ланд-Техник» (производит «Марал-125») и другие.

Для сложных условий заготовки кормов на пойменных лугах более приемлемой является уборочная техника на гусеничном ходу, которая по проходимости превосходит колесную, что и подтверждают многочисленные исследования.

Однако сегодня модельный ряд самоходных кормоуборочных комбайнов на гусеничном ходу способных проводить заготовку кормов на переувлажненных почвах практически отсутствует. Современные модели таких кормоуборочных комбайнов для заготовки кормов на переувлажненных почвах, которые представлены на рисунке 1.4, выпускаются в ограниченном количестве.



*a)*



*в)*

Рисунок 1.4 – Самоходные гусеничные кормоуборочные комбайны с накопительной емкостью: *a)* комбайн выпускаемый заводом ОАО «Дальсельмаш»; *в)* комбайн выпускаемый заводом ОАО «Гомсельмаш»

## **1.2 Агротехнические требования к уборочным машинам на гусеничном ходу**

Основные нормы воздействия движителей на почву, регламентирует государственный стандарт, который устанавливает максимальное давление движителей на почву и нормальное механическое напряжение в почве [10]. На переувлажненные суглинистые и глинистые почвы при влажности свыше 0,9 НВ максимальное давление на почву гусеничного движителя не должно превышать в весенний период 80 кПа, в летне-осенний – 100 кПа, а нормальное напряжение в почве на глубине 0,5 м в весенний период не более 25 кПа, в летне-осенний – 30 кПа. При использовании техники на почвах влажностью менее 0,9 НВ нормы воздействия гусеничных движителей увеличивают на 10% [11].

Эффективность работы любой машины определяется, агротехническими, технико-экономическими и общетехническими качествами.

Агротехнические качества характеризуют преимущественно приспособляемость техники к технологическим требованиям. Это - проходимость, устойчивость, управляемость и плавность хода.

Применительно к гусеничным уборочным машинам устойчивость не является лимитирующим, так как работа происходит, как правило, на ровной местности, небольших скоростях движения и на площадях значительных размеров, а важными остаются проходимость и плавность хода. Оба эти качества, в определенной мере, взаимосвязаны.

Для гусеничных машин, работающих на переувлажненных пойменных почвах со слабой несущей способностью, лимитирующим является передвижение машин по поверхности с максимальным сохранением структуры почвы, растительного покрова и заготовка кормов наивысшего качества.

Таким образом, для данного класса машин важным качеством остается проходимость, которая должна обеспечивать выполнение всего технологического процесса уборки. Основным требованием является обеспечение взаи-

модействия с почвой с минимальным силовым воздействием. Показателями, влияющими на силовое воздействие машины на почву следует считать величину максимального давления под опорной поверхностью движителя, которая является функцией среднего давления, смещения продольной координаты центра давления относительно середины опорной поверхности, отношение шага опорных катков к длине гусеничного звена, величины натяжения гусеничной цепи, величины и характера изменения динамических нагрузок, которые в свою очередь зависят от вертикальных перемещений подрессоренных масс. В случаях с эластичными гусеницами важными являются перемещения неподдресоренных масс, рельеф местности, звенчатость гусеничной цепи, а также степень эластичности и упругости гусеничного движителя.

С увеличением давления на почву происходит увеличение глубины колеи, при которой происходит выпирание почвы. Длина линии выпирания почвы при ее деформации гусеничным движителем в направлении, поперечном линии движения машины, оценивается величиной  $L$ . Значение этого показателя влияет на заваливание выпирающей почвой убираемых культур, разрушение ее структуры, накопление уплотняющих деформаций, в результате чего нарушаются водный, воздушный и биохимический режимы, увеличивается эрозия почвы, угнетается развитие почвенной микро- и макрофауны, снижается плодородие почвы.

В работе, посвященной техническим и технологическим требованиям к перспективной сельскохозяйственной технике, Федоренко В.Ф., М.Н. Ерохин и другие авторы определили основные агротехнические требования, в том числе и к кормоуборочным машинам, главными из которых являются сохранность почвы и растительного покрова, высота среза растений, от которой зависит дальнейшая урожайность [12].

Также особое место в выполнении технологических операций гусеничными машинами отводится как плавности хода, так и поворотливости.

Плавность хода должна обеспечивать не только минимальное динамическое воздействие на почву и растительность, но и преодоление вертикаль-



ных препятствий, которые образуются от наноса наилка при разливе рек, кочковатости и других неровностей поверхности. От плавного преодоления вертикальных препятствий зависит как высота среза растений, так и распределение давления по опорной поверхности движителя. Это утверждение правомерно для уборочных машин на гусеничном ходу с увеличенной длиной опорной базы движителя. В данном случае этот показатель зависит от конструкции подвески и типа гусеничной ленты.

Маневренность (поворотливость) гусеничной машины зависит от многих параметров ходовой системы, так как при повороте на гусеницы действуют силы в разных направлениях, вызывающие образование момента сопротивления повороту, увеличивается касательная сила тяги на забегающей гусенице и уменьшается до отрицательного значения на отстающей гусенице [13].

Основными параметрами, влияющими на поворотливость и маневренность гусеничной машины, являются длина опорной поверхности  $L$ , ширина гусеницы  $B$ , отношение  $L/B$ , диаметр опорного катка, форма опорной поверхности, конструкция гусеничной ленты и материал, из которого она изготовлена.

Поворотливость гусеничной машины при уборке культур на пойменных почвах обуславливается как маневрами при объезде кустарников, сильно заболоченных мест, так и при разворотах. При разворотах происходит затормаживание одной из гусеничных лент и забегание другой, что увеличивает буксование забегающей гусеницы. При этом обе гусеницы уничтожают растительный покров и нарушают структуру почвы. Особое негативное воздействие в этом случае оказывают грунтозацепы, которые влияют на величину буксования. В этом случае должно соблюдаться условие, при котором уменьшается буксование с одной стороны и сохраняется структура почвы и растительность с другой стороны.

Таким образом, уборка трав на пойменных переувлажненных почвах предъявляет разносторонние требования к уборочным машинам. Машина, в

первую очередь, должна обеспечивать ее проходимость. Таковой может быть уборочная машина на гусеничном движителе. Во-вторую очередь, гусеничный движитель, в силу своей конструкции, должен максимально обеспечивать сохранность растительного покрова и структуры почвы. Наиболее щадящее воздействие на почву обеспечивает уборочная машина с гусеничным движителем, в конструкцию которого вводятся резиноармированные гусеничные ленты или траки. Применение гусеничных машин с резиноармированными гусеницами имеет ряд преимуществ, оценивающих воздействие движителя на почву, в сравнении с металлическими [14,15,16]. Но на пойменных переувлажненных почвах заметно увеличивается буксование, что в свою очередь при наличии высоких грунтозацепов приводит к уничтожению растительности, разрушению почвы и увеличению глубины колеи.

Более предпочтительным вариантом являются пневмотраки. Но в силу трудоемкости изготовления и их способности к повреждению применение их экономически нецелесообразно.

Для сельскохозяйственных тракторов на гусеничном ходу, которые выполняют различные операции по обработке почвы, необходима такая конструкция движителя, чтобы прежде всего, обеспечивала максимальную реализацию тягово-сцепных свойств как с прицепными, так и с навесными орудиями [17]. На рисунке 1.5 представлен современный гусеничный трактор АГРОМАШ-Руслан с треугольной формой обвода гусениц. Такая компоновка движителя трактора позволяет эффективно работать с тяжелыми навесными и прицепными орудиями без дополнительных балластных грузов благодаря оптимальному расположению центра тяжести.

Для кормоуборочных комбайнов, работающих на переувлажненных почвах, в т. ч. и на пойменных, нужна такая конструкция движителя, которая обеспечивает проходимость самой машины и при этом минимально отрицательно воздействует на почву и растительность. Здесь необходимо учитывать тот факт, если транспортное средство, перевозимое корма от кормоуборочной машины, не обладает такой же проходимостью, то конструкция движи-

теля должна учитывать вес собираемого материала в бункере-накопителе, вследствие чего происходит постоянное смещение координат центра тяжести (рисунок 1.4).



а)



б)

Рисунок 1.5- Гусеничный трактор с треугольной формой обвода гусениц: а) орудие в рабочем положении; б) орудие в транспортном положении.

В современных конструктивных схемах гусеничных движителей наряду с металлическими опорными устройствами все больше применяются гусеничные ленты с резиноармированными материалами или с упругими траками, обладающими диссипативными свойствами. Эти конструктивные решения обосновываются, прежде всего экономической целесообразностью, снижением техногенного воздействия движителей на почву, асфальтоходностью гусеничных машин, снижением вибрационного действия на водителя (эргономические качества). Такие решения могут существенно изменить и конструкцию самого движителя.

Таким образом, более предпочтительной конструкцией является однозвенный гусеничный движитель с различными эластичными гусеничными системами (резиноармированные гусеницы, резинокордные траки и др.) в зависимости от целей эксплуатации.

### **1.3 Эластичные гусеничные системы**

Проблему проходимости гусеничных движителей по почвам с низкой несущей способностью решают совершенствованием известных, а также созданием более совершенных принципиально новых систем движителей, в конструкцию которых вводят различные эластичные элементы.

На основе проведенного анализа по существующим типам гусеничных систем и многообразия их модификаций предлагается следующая классификация резинокордных траков и гусеничных систем высокой проходимости:

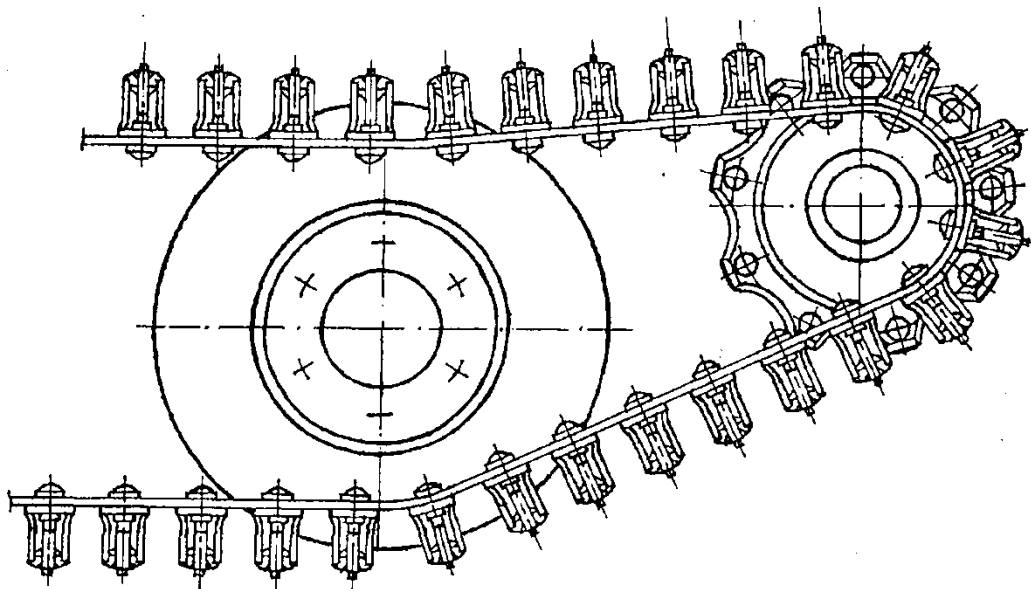
- бесшарнирные ленточные гусеницы;
- резинометаллические гусеницы;
- пневмогусеничные системы;
- резиноармированные гусеницы
- эластичные траки гусениц.

Бесшарнирные (беззвенчатые) ленточные гусеницы одинаковы по конструкции и состоят из резиноканевых лент, армированных металлическими

или нейлоновыми тросами, поперечных грунтозацепов и других вспомогательных деталей [18,19,20,21]. Поперечины к лентам крепятся при помощи накладок и болтов или заклёпок. В гнёзда на опорной поверхности поперечин ставятся резиновые башмаки для обеспечения асфальтоходности; на отдельных конструкциях обрезинена беговая дорожка поперечины. Поперечины выполняются штампованными или литыми. В качестве материала для поперечин используются лёгкие сплавы - алюминиевые, магниевые и другие.

Постановка в движителе ленточных гусениц позволяет в значительной степени исключить недостатки металлических звенчатых цепей. Основным элементом ленточной гусеницы является лента, которая воспринимает большинство нагрузок, возникающих в движителе. Степень нагруженности и условия работы предъявляют весьма жёсткие требования к лентам по прочности, работоспособности и стабильности физико-механических свойств материала. В настоящее время в качестве материалов для каркаса резинотканевых лент широкое применение получают ткани из капрона и амида.

Примером использования движителя с эластичной резиновой лентой может служить движитель [18], показанный на рисунке 1.6.



а)

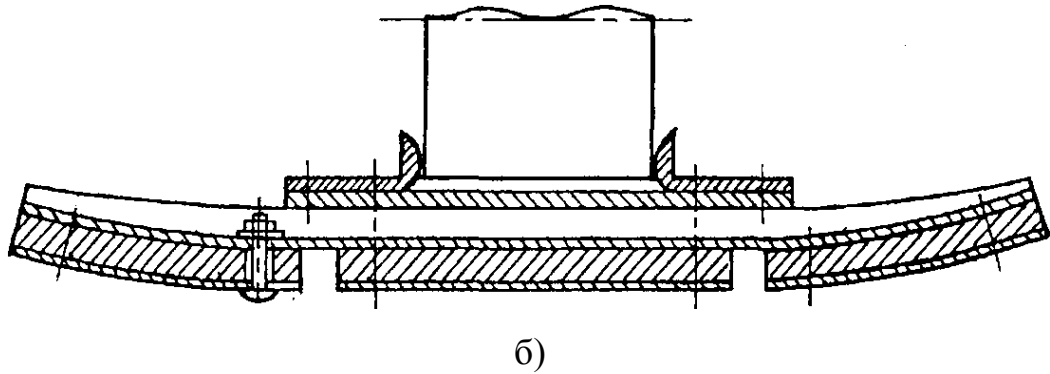


Рисунок 1.6 – Бесшарнирные ленточные гусеницы: а) ленточная бесшарнирная гусеничная цепь; б) бесшарнирная гусеница транспортного средства.

Отвечая многим требованиям, предъявляемым к гусеничным цепям машин, бесшарнирные ленточные гусеницы обладают следующими недостатками:

- невысокий срок службы;
- большая податливость гусеницы (растяжение их под нагрузкой);
- высокая стоимость их изготовления и сложность конструкции.

Гусеница превращается в узел, требующий при эксплуатации большого внимания и ухода (контроль за натяжением гусеницы и креплением грунтозацепов и др.).

Дальнейшее усовершенствование гусеничных ходовых систем шло по пути конструирования комбинированных или полуметаллических тросовых лент, было направлено на объединение элементов резиновой ленты и металлических башмаков из листовой стали [22,23,24]. Однако низкая прочность материалов и несовершенство конструкции явились причиной неудовлетворительной работоспособности таких ходовых систем.

С целью повышения прочности, снижения воздействия на почву и улучшения плавности хода, дальнейшее совершенствование резинометаллических гусениц включает изменение формы металлических башмаков, повышение их гибкости за счёт введения дополнительных резиновых материалов с наружной стороны и упругих подушек с внутренней [25,26]. Последующий

этап конструирования направлен на снижение металлоёмкости резинометаллических гусениц. Это привело к применению завулканизированных продольных и поперечных металлических элементов в эластичных звеньях, которые располагаются в виде навивки, спиралей и зигзагообразно [27,28]. Пример таких конструкций изображён на рисунке 1.7.

На рисунке 1.8 представлены резиновые траки, которые крепятся к силовому поясу с помощью болтов.

Основной недостаток таких конструкций выражается в сложности соединения резины с металлом и низкой долговечностью.

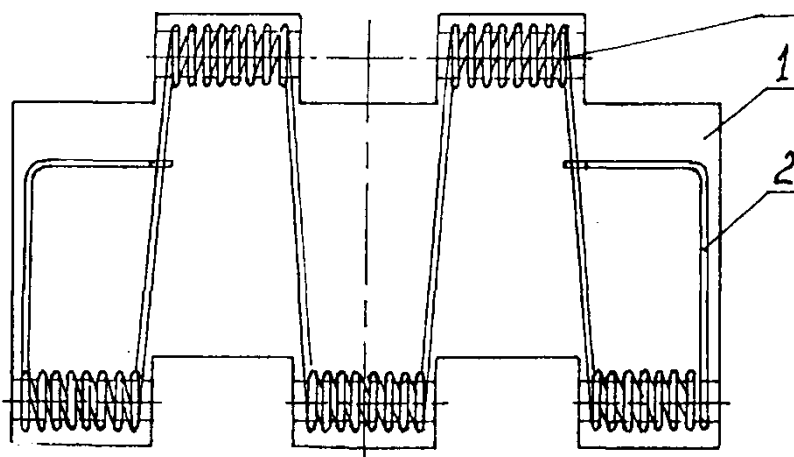


Рисунок 1.7 – Резинометаллическая гусеница: 1 - эластичное звено; 2 - армированная металлическая проволока; 3 - проушина звена.

Более щадящими гусеничными движителями, являются пневмогусеничные системы, представляющие собой пневморезиновый гусеничный движитель, в котором гусеницей является резинордный материал, различной конструкции.

Первые патенты на конструкции пневмогусеничных движителей были зарегистрированы за рубежом в 1918-1920г. Отечественные конструкции пневматических гусениц были запатентованы Н.С. Ветчинским в 1926г. и А.Р. Надирадзе в 1933г. [29]. Начиная с этого времени, разработано несколько десятков различных по конструктивному решению пневмогусениц.

На основании рассмотренных конструкций, пневматические гусеницы можно разделить, по конструктивному признаку на однополостные и многополостные [30,31].

Однополостные пневматические гусеницы представляют собой резино-кордную оболочку тороидальной формы с внутренним избыточным давлением воздуха. Гусеницы этого типа в поперечном сечении могут иметь одну, две и более камер, соединённых при вулканизации в единое целое.

Большой вклад в исследование и изготовление реальных конструкций однополостных пневмогусениц был внесён группой исследователей под руководством В.М. Семёнова [30].



a)





б)

Рисунок 1.8 - Резиновые траки: а) резиновый трак с элементами крепления; б) резиновые траки установленные на гусеничный движитель

Конструкции зарубежных исследователей также имеют оригинальное исполнение. Примером таких гусениц может быть однокамерная пневматическая гусеница [55] W.H. Tschappat, показанная на рисунке 1.9.

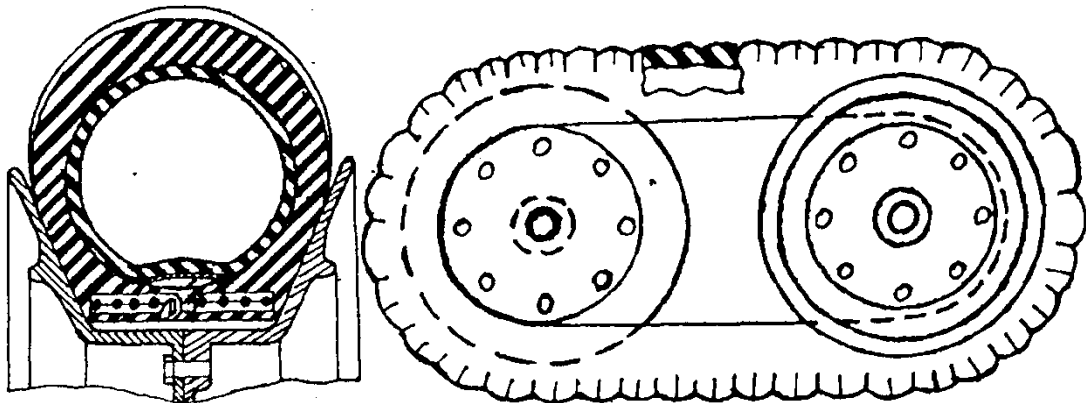


Рисунок 1.9 – Однополостная пневмогусеница.

Еще одним примером может служить газонаполненная гусеница транспортного средства, представленная на рисунке 1.10 [32].

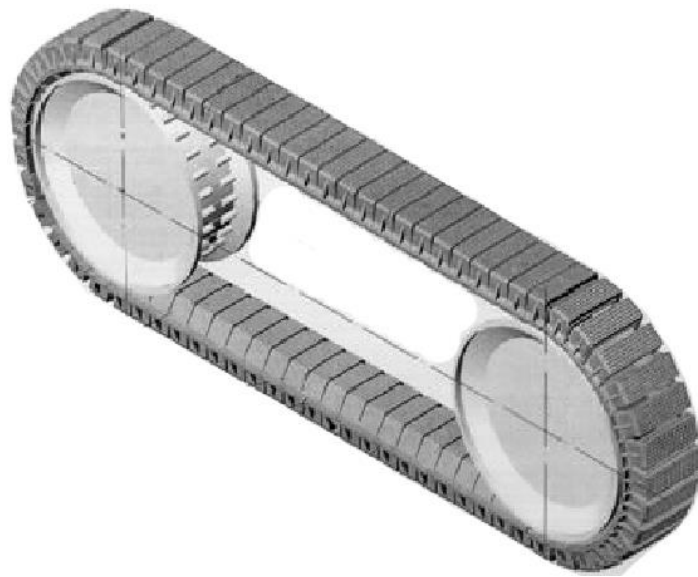


Рисунок 1.10 – Газонаполненная гусеница транспортного средства.

Наружная и внутренняя части эластичной объемной формы выполнены из резинокордных материалов по технологиям для производства автомобильных шин. Поперечные канавки-гофры внутренней части эластичной объемной формы одновременно являются зацепами для взаимодействия с ведущим колесом. На рисунке 1.11 представлена составная часть данной гусеницы.

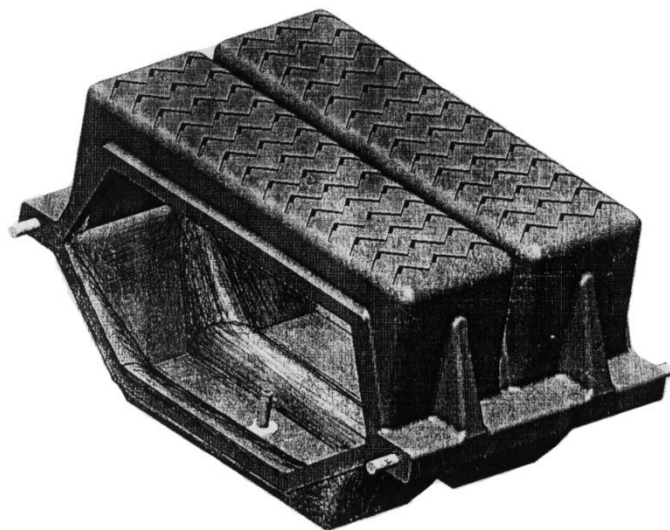


Рисунок 1.11 – Составная часть газонаполненной гусеницы транспортного средства.

К числу основных достоинств однополостных пневмогусениц можно отнести следующие:

- возможность изготовления на стандартном оборудовании шинных заводов;
- равномерность эпюры нормальных давлений по длине опорной поверхности движителя;
- постоянство натяжения за счёт упругих свойств воздуха.

Многополостные пневматические гусеницы представляют собой ряд пневматических изолированных оболочек (пневмотраков), соединённых между собой различными способами. В зависимости от крепления пневмотраков к несущим элементам различают гусеницы с подвижными [29] и неподвижными пневмотраками [33,34].

Большое распространение получили гусеницы с неподвижными траками, которые представляют собой гусеничную цепь, траками которой являются пневматические элементы. Один из таких траков показан на рисунке 1.12.

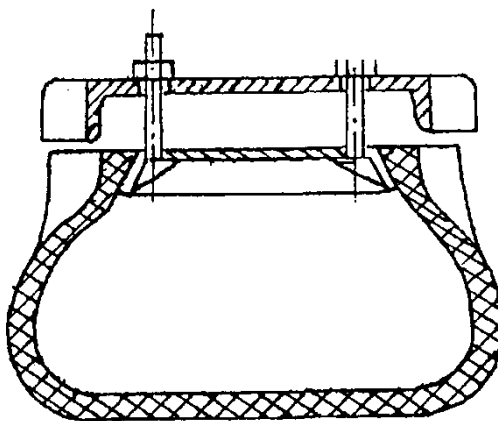


Рисунок 1.12 – Пневмотрак гусеницы транспортного средства.

Также существуют пневматические гусеницы, которые состоят из нескольких рядов параллельно расположенных пневмотраков (рисунок 1.13)[35]. Концы каждого ряда пневмотраков продольно смещены один относительно другого и связаны соединительными элементами в виде пальцев, проходящих через отверстия в пневмотраках. На пальцах закреплены направляющие гребни и цевки.

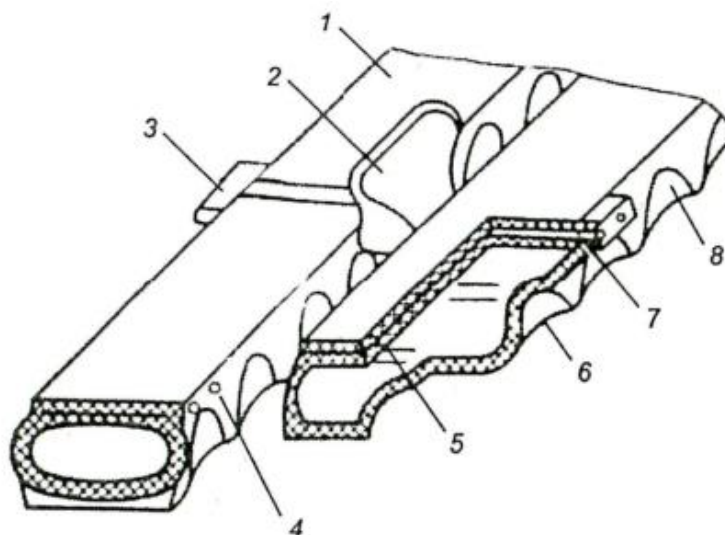


Рисунок - 1.13 - Схема устройства пневматической гусеницы: 1 - пневмотраки; 2 - гребни; 3 - цевки; 4, 8 - боковые поверхности; 5 - силовой пояс; 6 - опорная поверхность; 7 - соединительные пальцы.

При этом участки выпуклой формы снабжены грунтозацепами. Опорная поверхность пневмоэлемента образована пересечением эллиптического цилиндра, ось которого перпендикулярна оси пневмоэлемента и лежит в плоскости контакта гусеницы с полотном пути. Боковые поверхности образованы пересечением основного эллиптического цилиндра двумя конусами, оси которых с опорной поверхностью пересекаются под углом  $90^\circ$ , причем диаметр основания конуса равен диаметру основания цилиндра, образующего впадины на опорной поверхности. Таким образом, боковая и опорная поверхности при укладывании на дуговых участках обвода гусеницы будут работать на изгиб, исключая полностью работу этих участков на растяжение.

К положительным качествам многополостных пневматических гусениц необходимо отнести:

- более высокие тягово-сцепные показатели на грунтах с низкой несущей способностью по сравнению не только с колесом, но и с металлической и резинойленточной гусеницами за счет равномерного распределения давления по площади контакта;

- пневматическая гусеница, состоящая из отдельных пневматических элементов, разнесенных по длине опорной поверхности, и из нескольких рядов по ширине, может использоваться в качестве движителя для машин высокой и особо высокой проходимости;

- применение пневматической гусеницы в качестве движителя для гусеничных машин существенно повышает их ходовые и эксплуатационные качества, такие как плавность хода, бесшумность работы, средняя скорость движения по бездорожью;

- работоспособность пневматической гусеницы при повреждениях (проколах, порезах) не нарушается, а с использованием пенонаполнителей ходовые и эксплуатационные качества машины будут полностью сохранены;

- трудоемкость изготовления пневматической гусеницы в условиях массового и крупносерийного производства может быть приближена или даже быть ниже трудоемкости изготовления серийных металлических составных гусеничных лент, а также колес большого диаметра;

- долговечность пневматической гусеницы при хорошо отлаженной технологии изготовления и с использованием качественных сортов резины и новых материалов может быть значительно выше долговечности традиционных металлических звенчатых гусениц.

Наряду с положительными качествами пневмогусеничной системы, установлены и недостатки к которым относятся:

- большая продольная податливость;
- возможность проколов;
- большая трудоёмкость изготовления;
- чувствительность резины к низким температурам;
- отслоение грунтозацепов;
- спадание гусеницы.

Более оригинальным решением с позиции практичности стала разработка резиноармированных гусениц. Родиной первых резиноармированных гусениц в 70-х годах прошлого века стала Япония. В середине 80-х подобные

гусеницы появились и у американских производителей. Примерно к этому же времени относится начало разработки отечественных аналогов. В качестве образца были выбраны японские гусеницы, так как изобретение американских тракторостроителей давало очень сильную нагрузку на ходовую часть машин. Главная проблема состояла в том, что все эти гусеницы делались на достаточно легкую технику.

При содействии специалистов японской компании «Бриджстоун» (Bridgestone) в 1989 году были получены первые опытные образцы резиноармированных гусениц на тяжелую технику.

Опытный образец отечественной гусеницы был создан специалистами НАТИц НИИ Стали. Некоторые из разновидностей резиноармированных гусениц представлены на рисунках 1.14 и 1.15 [36,37,38,39].

В настоящее время выпускаются различные конструкции резиноармированных гусениц с разной величиной и формой грунтозацепов. Некоторые конструкции таких гусениц показаны на рисунке 1.15.



Рисунок 1.14 - Гусеничный движитель с резиноармированной гусеницей.



a)



б)



в)

Рисунок 1.15 - Различные конструкции резиноармированных гусениц.

Основным преимуществом резиноармированных гусениц является то, что при их применении сохраняются все положительные свойства гусеничной техники:

- снижение уплотняющего воздействия на почву ходовых систем тракторов и комбайнов, повышение урожайности сельхозугодий за счет предотвращения деградации почвы;

- выход сельскохозяйственных тракторов в поле на 5-6 дней раньше в весенний период и на две недели позже в осенний период в сравнении с колесными тракторами;

- возможность работы в условиях повышенной влажности почв.

К тому же прибавляются положительные свойства обычных резиновых колес:

- асфальтоходность – способность трактора двигаться по дорогам с твердым покрытием, не разрушая последнего;

- снижение вибронгруженности и повышение плавности хода;



– меньшая шумность (улучшение условий труда в кабине трактора и снижение внешнего шума).

- высокая долговечность, примерно в 2 раза большая по сравнению с гусеницами с открытым металлическим шарниром;

- возможность выполнения машиной транспортных работ на асфальтовом и бетонном покрытиях без их разрушения;

- на 25...30 % меньшее уплотняющее воздействие на почву при одинаковой ширине с металлическими гусеницами;

- возможность установки резиноармированных гусениц на серийные машины без переделки конструкции движителя;

- хорошая самоочищаемость от грязи при любой влажности и исключение сползания машины при работе на склонах, что предотвращает разрушение почвенного слоя.

Пневмогусеничные движители с наличием камер и герметизированных оболочек с вентилями (закрытые подушки) требуют их постоянного обслуживания, периодической подкачки, что естественно усложняет обслуживание и снижает долговечность.

В связи с этим, многими исследователями проводятся работы по замене сжатого воздуха в камерах (подушках) упругими (материалами) элементами, не требующими ухода. Такими элементами могут быть металлические пружины [40], пружины из эластичного полимерного материала, играющего одновременно роль уплотнителя по контуру крепления трака [41]. Такие конструкции называют эластичные траки гусеничных систем. Одним из примеров таких конструкций является трак, представленный на рисунке 1.16.

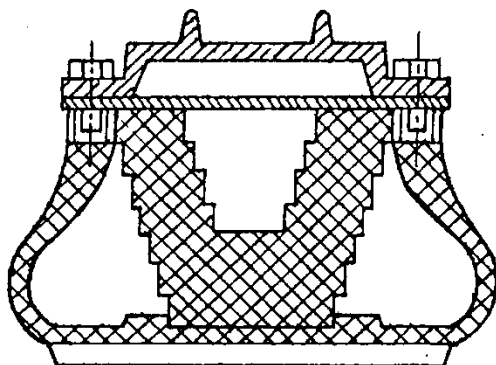


Рисунок 1.16 – Эластичный трак с упругим элементом.

Представленная конструкция трака [42] на рисунке 1.17 является результатом создания уширенных гусениц путём перехода к открытым воздушным полостям в траке и увеличения эластичности опорного элемента за счёт изгиба стенок полости и прогиба протекторной части.

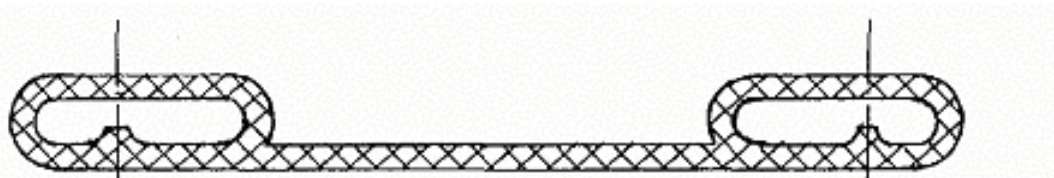


Рисунок 1.17 – Эластичный трак с открытой упругой стойкой.

Принятый нами для исследования в реальных условиях эксплуатации резинокордный трак (рисунок 1.18) является результатом модификации трака приведенного на рисунке 1.17.

Основными преимуществами исследуемого трака являются:

- простота изготовления;
- возможность крепления с гусеничной цепью болтовым соединением;
- более высокая надёжность при эксплуатации их в сложных условиях;
- равномерное натяжение гусеничной цепи;
- не требуется постоянного обслуживания, периодической подкачки по сравнению с пневмотраками.

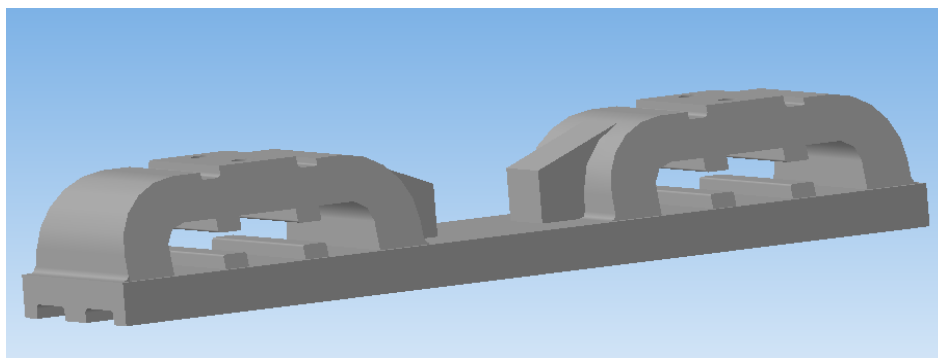


Рисунок 1.18 – Резинокордный трак с открытыми упругими стойками.

Таким образом, из множества представленных конструкций эластичных гусеничных движителей, по нашему мнению, в современных условиях является наиболее приемлемым инженерным решением для машин, работающих преимущественно на переувлажненных почвах – применение в конструкциях гусеничных движителей эластичных резиноармированных гусениц или резинокордных траков обладающих упругой составляющей, в зависимости от условий эксплуатации.

#### **1.4 Особенности эксплуатации уборочных машин на гусеничном ходу**

Развитие сельскохозяйственного тракторостроения определены концепцией его модернизации, разработанной ВИМ [43].

Эксплуатация уборочных машин на гусеничном ходу имеет ряд определенных особенностей:

1. Уборочные машины на гусеничном ходу целесообразно использовать только при влажностях почвы, нижний предел которых ограничивается проходимость колесных движителей.

2. Относительное постоянство почвенных условий. Так, как уборочные машины используются очень ограниченное время в году и всегда в одни и те же сроки, тем самым сужая широкое поле вариационных климатологических характеристик среды. Это обстоятельство способствует сужению вариации почвенных условий, также из-за того, что почвы повышенной влажности имеют более стабильные физико-механические и деформационные характеристики, чем почвы с меньшей влажностью.

Большое постоянство характеристик среды, с которой взаимодействуют гусеничные движители уборочных агрегатов, по сравнению с

двигателями других машин, позволяет устанавливать несколько отличные закономерности взаимодействия этой среды с двигателями.

3. Характерной особенностью работы уборочных машин является непрерывное изменение массы агрегата во времени при выполнении технологического процесса. Это изменение массы связано с периодическим наполнением и опорожнением технологических емкостей: бункера и копнителя (рисунок 1.4).

В принципе переменной является и масса агрегатов, связанных с расходом топлива в баках. Однако в этом случае при выполнении конкретного вида работ массу тракторного агрегата принято считать постоянной, что значительно упрощает динамику системы «машина-среда» и изменение массы за счет расходования топлива можно считать несущественным по сравнению с общей массой машины.

Изменение же массы уборочных машин при выполнении технологического процесса является достаточно значительным. Кроме того, уборочные агрегаты обладают таким изменением массы во времени, которое сочетает в себе непрерывность этой функции (при заполнении технологических емкостей) с дискретностью (при их опорожнении).

4. Технологическая часть уборочных машин (жатка, молотильное устройство, копнитель, измельчающий аппарат и др.) оказывает большое влияние на динамику гусеничных двигателей. Технологические элементы машины во время работы создают широкий спектр различных по амплитуде и частоте динамических нагрузок на двигатель, который не имеет места в других типах машин. Причем эти динамические нагрузки в определенной закономерности передаются на опорное основание, усложняя характер взаимодействия гусеничного двигателя с этим основанием.

5. В конструкциях уборочных агрегатов особенно ясно проявляется подчиненность зависимости параметров ходовой системы от характеристик технологической части машины. При этом характеристики технологической

части зачастую ставят в очень жесткие рамки возможность взаимного варьирования параметрами ходовой части.

Одной из отличительных черт тенденции развития уборочных машин является непрерывное увеличение их производительности, которое на данном этапе научно-технического прогресса достигается главным образом увеличением габаритов и веса машин. Современный уровень развития сельскохозяйственной техники характеризуется тенденцией к созданию и использованию широкозахватных машин.

С другой стороны, геометрические размеры машин ограничиваются контрольными габаритами.

Таким образом, непрерывное увеличение габаритов технологической части машины и их ограничения, связанные с необходимостью перевозок или их перемещения по дорогам, представляют возможность совершенствовать конструкции гусеничных движителей уборочных агрегатов. Это обстоятельство создает значительные изменения в области морфологии гусеничных движителей уборочных машин.

6. При работе на неровных почвах комбайнам необходимо преодолевать вертикальные препятствия. Учитывая большие габариты и вес уборочных машин, переход через такие препятствия следует осуществлять очень плавно, чтобы избежать значительных динамических нагрузок, которые особенно негативно сказываются на надежности технологической части машины и структуре почвы. Это условие – плавный переход через вертикальные препятствия – наиболее успешно выполняется в том случае, когда обеспечивается минимальное перемещение центра тяжести машины в вертикальной плоскости. Последнее условие предъявляет специфические требования к схеме подвески движителя и ее опорным устройствам.

7. Тенденция к универсализации уборочных машин и использованию их в различных почвенных условиях привели к созданию двухзвенных схем гусеничных движителей треугольной формы с обоими ведущими звеньями [44]. В этой схеме гусеничный движитель также может быть и сменным при-

способлением к базовой колесной модели [45]. Ни в каких других типах машин в настоящее время не применяется такая схема гусеничных движителей. Это, видимо, является следствием того, что никакие другие типы машин не имеют такой малой загрузки в течение года при большой их стоимости, как уборочные агрегаты на гусеничном ходу, что и предопределило стремление удлинить их сроки использования, что немислимо без наличия сменного колесно-гусеничного хода.

8. В настоящее время создаются различные конструктивные схемы гусеничных движителей и опорных устройств (металлические и резинокордные траки, резиноармированные ленты и другие). Такие конструктивные решения связаны, прежде всего, с увеличением тягового потенциала машин, со способностью передвигаться по дорогам с твердым покрытием (асфальтоходность), снижением давления на почву, повышением проходимости и уменьшением вредного воздействия на водителя. Данные конструкции существенно изменяют динамику самой машины.

Приведенные некоторые особенности эксплуатации уборочных машин и взаимодействия их технологической и ходовой частей создают определенную специфику динамики всей машины в целом и её гусеничного движителя в особенности, обеспечение ее проходимости и снижения техногенного воздействия на почву и растения.

### **1.5 Понятие проходимости машин и критерии ее оценки**

В научно-технической литературе существует множество понятий и интерпретаций термина "проходимость". Многие считали, что в литературе вообще не существует четкого понятия проходимости. Так Н.В. Орнатский [46] отмечает: "Говоря о проходимости и углубляясь в отдельные стороны этого вопроса, мы до сего времени не пользуемся никаким научным определением проходимости. Естественно поэтому, что применяемые нами показатели проходимости имеют в значительной мере описательный характер и мо-

гут дать лишь приближенное относительное суждение об условиях продвижения автомобиля по различным дорогам».

Большинство определений проходимости определяют это понятие, как возможность движения машины в трудных условиях и выполнением при этом полезной работы с достаточно высоким к. п. д. [47,48,49]. В такой постановке вопроса понятие проходимости следует рассматривать как процесс. Причем сторонники этой точки зрения, как правило, опускают качественные характеристики проходимости, стремясь характеризовать его только количественно. Такое понимание понятия проходимости позволило его авторам предложить ряд обобщенных показателей проходимости.

Другое содержание понятия проходимости представляет собой точку зрения, согласно которой проходимость является качеством машины. Впервые такое содержание понятия проходимости было сформулировано академиком Чудаковым Е.А. [50], затем получило свое дальнейшее развитие в работах [51,52].

В принципе, обе эти точки зрения являются достаточно правомочными в раскрытии содержания понятия проходимости. Так, рассмотрение понятия проходимости как процесса, отражает характер взаимодействия машины со средой, результатом которого является выполнение определенной полезной работы, для совершения которой и предназначена данная машина.

Вместе с тем понятие проходимости как процесса является относительно узким, не обладает универсальностью применительно ко всем типам и классам машин при их передвижении по суше. Действительно, для значительного класса машин основной задачей в процессе передвижения по опорной поверхности является выполнение технологического процесса: для уборочных машин - уборка урожая, тракторного пахотного агрегата - вспашка, мелиоративных машин - выполнение различных видов работ по прокладке дренажа, копания каналов и других работ. В этих случаях передвижение машины по опорному основанию выполняет второстепенную, подчиненную функцию, выступая, как одно из эксплуатационных качеств машины. И в

этом случае проходимость машины является процессом взаимодействия её опорного аппарата со средой (для приведенных примеров – с почвой). Однако, проходимость в этих обстоятельствах проявляется как один из элементов закономерностей движения материи, в форме качества машины.

Наконец, понятие проходимости целесообразно рассмотреть и с позиции логично-методологических проблем определений. Для того чтобы слова и знаки, используемые в научной теории, имели характер научных терминов, они должны обладать свойством однозначности. Это означает, что термин должен обозначать один - единственный предмет. В свете этих условий, проблема определений представления понятия проходимости, как процесса, является логически необоснованным, так как характеризует не "один - единственный предмет", а два: машину и среду, с которой последняя взаимодействует.

В тоже время понятие проходимости, как качества машины, удовлетворяет указанным формальным требованиям для определения, характеризуя только один предмет - машину.

Таким образом, приведенные аргументы, при рассмотрении содержания понятия проходимости позволяют определить проходимость, как эксплуатационное качество машины. При этом понятие проходимости в общем случае может быть определено как такое эксплуатационное качество машины, которое обеспечивает передвижение машины в любой среде с одновременным выполнением работы, для производства которой предназначена данная машина.

Очевидно, что применительно к конкретным типам и классам машин эта общая формулировка понятия проходимости требует более конкретного содержания. В частности, для уборочных машин понятие проходимости может характеризовать такое эксплуатационное качество, которое обеспечивает движение машины в любых почвенных условиях, возможных для сельскохозяйственных как пахотных земель, так и переувлажненных с максимальным значением коэффициента полезного действия (к. п. д.) движителя при работе



в наиболее типичных почвенных условиях. При этом движитель должен обеспечить выполнение технологического процесса навесной сельскохозяйственной машины на всех ее режимах, предусмотренных агротехническими требованиями и конструктивными возможностями, а также не выходить за рамки допустимых по агротехническим требованиям силовых воздействий на почву, а при уборке трав и сохранение корневой системы растений.

Следует особенно остановиться на необходимости эксплуатации движителя уборочных машин в режиме максимального к. п. д.

В ряде исследований в качестве основного показателя оценки тягово-сцепных свойств тракторов принят тяговый коэффициент полезного действия трактора  $\eta_{тяг}$ .

Для многих классов и типов машин является типичным весьма широкий диапазон изменения характеристик среды, с которой взаимодействует движитель при эксплуатации машины. Например, танки должны обеспечивать движение на скалистом грунте, по болотам, в песках, на пашне, обладать плавучестью для преодоления водных преград. Естественно, что при таком широком изменении характеристик среды, с которой взаимодействует движитель, невозможно обеспечить его эксплуатацию с максимальным к.п.д. во всех встречающихся условиях движения. Кроме того, экономное расходование энергии на передвижение, характеризуемое к.п.д. движителя, является для танка второстепенным требованием. Главным для него при движении является обеспечение высокой скорости и маневренности. Обеспечению свойств проходимости подчинены все остальные, в том числе и к.п.д. движителя.

Особые требования предъявляются к проходимости уборочных машин на гусеничном ходу. Как уже отмечалось, эти машины предназначены для эксплуатации в условиях переувлажненных почв. В других почвенных условиях должны эксплуатироваться машины с другими типами движителей: при влажности почвы до нижнего предела пластичности - на колесном ходу, при

уборке тростника и трав в плавнях и на болотах - роторно-винтовые движители [53,54]. Относительное постоянство почвенных условий создает объективные предпосылки для эксплуатации уборочных машин на гусеничном ходу в режиме однозначных величин к.п.д. движителя. Вполне логично требовать, чтобы значения этих величин находились в зоне максимального к.п.д. Оптимальное использование энергетики самоходных уборочных машин является важной народнохозяйственной задачей.

Проходимость как эксплуатационное качество машины, должна выражаться через определенные свойства. Для характеристики проходимости предложено много совокупностей свойств и их наименований [51,55,56]. Правда, в приведенных работах многие авторы вместо понятия "свойства" используют другие определения: критерии, показатели и др. Однако из-за этого не изменяется проявление их сущности как эксплуатационного качества машины, в форме свойств этого качества.

Обобщая предложенные оценки проходимости, ученые БИМСХ [57,58] разработали совокупность свойств и их наименования, выражающие содержание понятие проходимости, как качества машины (рисунок 1.19 а). Вместе с тем, как отмечают сами авторы, предложенная ими совокупность свойств и их наименования не претендует на всеобщность, а выражают проходимость, как эксплуатационное качество только гусеничных болотоходных тракторов. Воронин В.А дополнил предложенную схему показателями, характеризующими проходимость уборочных машин. Такая схема представлена на рисунке 1.19 б. И это – конкретизация совокупности свойств и их содержание применительно к отдельным классам машин, является, по нашему мнению, наиболее правильным методологическим принципом раскрытия содержания понятия проходимости.

В работе [51] Воронин В.А. определил обобщенный показатель для оценки тягово-сцепных свойств проходимости, который основывается на уравнении тягового баланса для уборочных машин без учета сопротивления воздуха

$$P_K(t) = P_f(t) \pm G_{\text{э}}(t) \sin \alpha \pm G_{\text{э}}(t) \frac{\delta_{\text{вр}} j}{g} + P_{\Gamma} - R_M, \quad (1.1)$$

где  $P_f(t)$  - сила сопротивления качению;

$G_{\text{э}}$  - эксплуатационный вес комбайна;

$\alpha$  - угол наклона поверхности качения к горизонту;

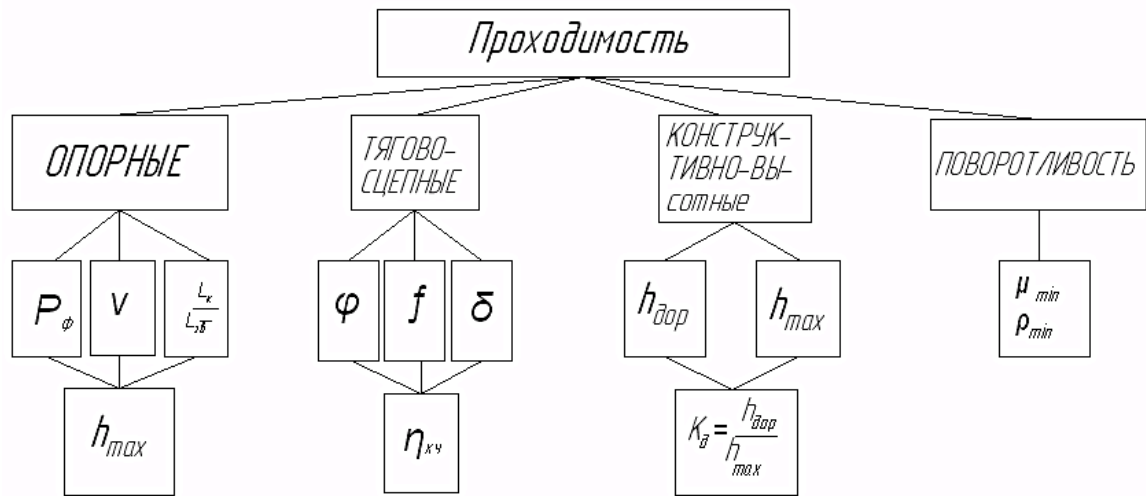
$\delta_{\text{вр}}$  - коэффициент учета вращающихся масс;

$j$  - линейное ускорение машины;

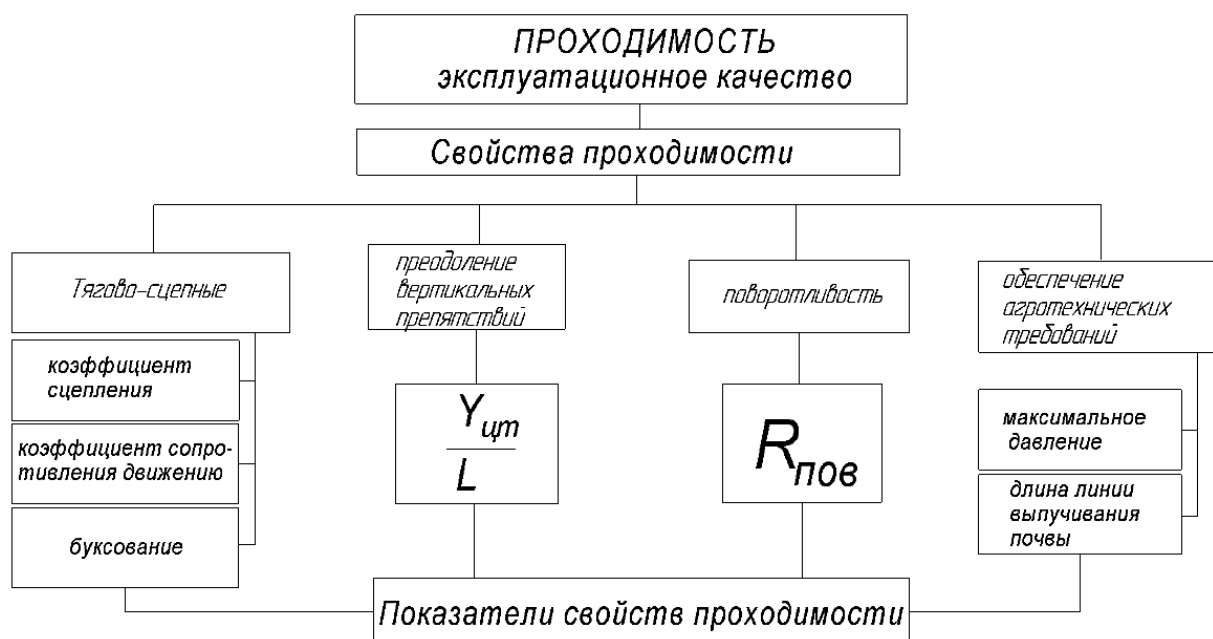
$g$  - ускорение свободного падения;

$P_{\Gamma}$  - горизонтальная составляющая сопротивления перемещению рабочего органа для среза и подбора растений;

$R_M$  - реактивная сила, появляющаяся при изменении массы машины во времени.



a)



б)

Рисунок 1.19 - Свойства и показатели проходимости машин: а) по работе Скотникова В.А.; б) по работе Воронина В.А.

Известно, что максимальное значение касательной силы тяги в этом случае ограничивается сцепными свойствами

$$P_{\kappa}(t)_{max} = P_{\varphi} = \varphi G_{\Sigma}(t), \quad (1.2)$$

где  $\varphi$  - коэффициент сцепления.

Тогда возможно движение машины - проходимость, по тягово-сцепному свойству может быть реализована только в границах неравенства

$$P_{\varphi} > P_{\kappa}(t). \quad (1.3)$$

Подставляя в это неравенство значения его членов из формул (1.1) и (1.2) поделив обе части на  $G_{\Sigma}(t)$ , было получено

$$\varphi - f > |\Sigma P_c| \geq 0, \quad (1.4)$$

где  $\Sigma P_c$  является коэффициентом, характеризующим сопротивление движению, которое обуславливается непараллельностью пути движения, неравномерностью его режима и внешними технологическими сопротивлениями.

В этом случае  $\Sigma P_c$  может быть как положительной, так и отрицательной. В качестве примера отрицательной величины  $\Sigma P_c$  можно привести практику эксплуатации транспортных машин, когда кратковременное повышение сопротивления качению в условиях низких сцепных свойств опорной поверхности преодолевается с помощью значительного повышения инерционных сил - методом "наката".

Для уборочных машин, как это следует из понятия проходимости машин, подобные способы повышения проходимости не могут иметь места. Это обстоятельство и нашло свое отражение в выражении (1.5) в виде условия

$$| \Sigma P_c | \geq 0. \quad (1.5)$$

Случай  $\Sigma P_c < 0$  возможен и для уборочных машин на гусеничном ходу: равномерное движение под уклон с рабочими органами, поднятыми в транспортное положение, а также при  $R_m \gg P_c$ . Такое условие имеет чисто теоретическую возможность. Движение же уборочных машин в транспортном положении рабочих органов с одной стороны не является для их эксплуатации характерным. С другой стороны, земли с уклонами  $4^\circ$  и более не подвергаются переувлажнению из-за возможности стока воды. Таким образом, движение под уклон в условиях переувлажнения почвы возможно только при значениях  $\sin \alpha \leq 0.07$ , что несущественно по отношению к левой части неравенства (1.4) в данных условиях движения.

Из выражения (1.4) можно сделать вывод, что его левая часть достаточно полно характеризует тягово-сцепное свойство проходимости. Действительно, чем больше разница  $|\varphi - f|$ , тем большую сумму внешних сопротивлений может преодолеть движитель и, следовательно, тем выше его потенциальные возможности обеспечить передвижение машины в данных условиях с одновременным выполнением технологического процесса - проявить проходимость, как эксплуатационное качество машины.

Рассматривая приведенную на рисунке 1.20 совокупность свойств, следует констатировать, что главным свойством, наиболее полно выражающим физическую сущность проходимости, является тягово-цепное свойство. Более точно место тягово-цепного свойства среди всех других свойств, выражающих сущность проходимости, определяет известная латинская формулировка: *primus inter pares* - первый между равными! Таким образом, остальные три свойства также следует считать весьма существенными, без реализации которых недопустима эксплуатация машины. Однако эти свойства могут реализовываться только при условии обеспечения тягово-цепного свойства, т. е. оказываются производными от этого главного свойства проходимости.

Многие ученые [51,52] считают, неправильно оценивать проходимость машины без характеристики грунта, по которому она движется. Еще Крагельский И.В. в работе [48] предложил оценивать проходимость автомобиля по несущей способности грунта

$$P_0 = 1 - \frac{q_{cp}}{q_{gr}}, \quad (1.6)$$

где  $q_{cp}$  - среднее давление, создаваемое двигателем;

$q_{gr}$  - несущая способность грунта.

Из этого положения они делают вывод о том, что характеристика грунтовых условий должна входить в показатели свойств проходимости. Можно позволить себе и не согласиться с этой точкой зрения. В самом деле, поскольку проходимость является качеством машины, постольку грунтовые условия не могут быть ни свойством, ни показателем свойств проходимости, так как грунт является самостоятельным предметом, не входящим в машину.

Характеристики грунта, с которым взаимодействует двигатель, определяют величину тех или иных показателей свойств проходимости. И в этом количественном выражении показателей свойств осуществляется проявление

характеристик среды в их связи с проходимостью, как эксплуатационное качество машины.

Существующие технологические схемы заготовки кормов на переувлажненных почвах предусматривают в конструкциях кормоуборочных машин накопительные емкости для сбора продуктов, что существенно влияет на проходимость машин. Одной из особенностей такой конструктивной схемы уборки культур является изменение их массы во времени. Очевидно, что эта специфика эксплуатации уборочных машин существенно влияет на их динамику, создает особые условия формирования закономерностей движения машины, отличные от принятых в теории мобильных машин.

Изменение массы уборочных машин связано с необходимостью накопления определенной массы обрабатываемого продукта и его периодической выгрузки. Для того чтобы определение закона изменения массы уборочных машин имело обобщенный характер необходимо исследовать морфологию этих машин - закономерности формообразования этих машин в целом, развитие отдельных их органов и взаимосвязь этих органов с машиной.

Установление закона изменения массы уборочных машин во времени создает предпосылки для изучения закона движения этих машин под действием всех приложенных к ним сил. Такое исследование позволяет дополнительно выявить основные свойства и показатели проходимости.

Реализация тяговых свойств гусеничной машины происходит в условиях периодической неравномерности движения, обусловленной звенчатостью гусеничной цепи [59, 60]. При этом касательная сила тяги - основной источник движения сил, также изменяет свою величину во времени даже при постоянстве сил сопротивления движению. Установление этой закономерности - изменения касательной силы тяги во времени и в функции конструктивных и эксплуатационных параметров способствует уточнению общих характеристик динамики уборочных машин на гусеничном ходу.

Таким образом, исследование общей динамики уборочных машин на гусеничном ходу, целесообразно осуществить в следующей последовательности:

- рассмотрение конструктивных признаков уборочных машин на гусеничном ходу;
- определение закономерности изменения массы машины во времени;
- изучение изменения касательной силы тяги во времени - баланс сил, действующих на машину;
- определение показателей тягово-сцепного свойства проходимости.

По особенностям конструктивно компоновочных признаков уборочные машины можно разделить на два класса: зерноуборочные комбайны и машины для кормопроизводства. Первые обеспечивают уборку всех зерновых и зернобобовых, части масленичных: подсолнечника, клещевины, рыжика, горчицы и др., а также семена трав. Вторые осуществляют заготовку кормов для животноводства как на полях, где производится вспашка, так и на переувлажненных лугах.

Оба эти класса уборочных машин существенно различаются и морфологическими концепциями. В нашем случае рассмотрим вопросы морфологии кормоуборочных машин.

Исследование конструктивно - компоновочных признаков кормоуборочных машин вызвано необходимостью установить закономерности изменения их массы в процессе эксплуатации. Изменение массы происходит в накопительных емкостях для технологической обработки урожая: бункера, копнители, емкости для заготавливаемого сена, сенажа и других устройствах, определяющих время увеличения массы машины, ее предельную величину, а также массу отделяемого (выгружаемого) продукта.

Очевидно самоходные силосоуборочные комбайны на гусеничном ходу должны обязательно иметь накопительную емкость для оперативного хранения измельченной массы при уборке кормов на переувлажненных почвах в



случае, если транспортное средство не обеспечивает одинаковую проходимость с комбайном.

Анализ силосоизмельчительных устройств показывает, что параметры их производительности имеют тенденцию к устойчивости. Таким образом, основным направлением в совершенствовании конструкции силосоуборочных комбайнов на гусеничном ходу можно считать изменение объема накопительной емкости бункера. Для определения конструктивного веса силосоуборочного комбайна в функции объема бункера в работе [61] предложена оригинальная методика, из которой следует, что конструктивный вес прогнозируемого силосоуборочного комбайна определяется следующим уравнением

$$G_{C,I} = G_t + G_{Г,I} + \varepsilon_v V_{C,I} = V_{C,I} \left[ \gamma_c (\alpha_c + \lambda_c) + (1 - v_c) \gamma_c \varepsilon_c \left( \frac{q_{cp} \beta_c + q_F}{q_{cp} - q_F} \right) + \varepsilon_v \right], \quad (1.7)$$

где  $\gamma_c$ ,  $\alpha_c$ ,  $\lambda_c$ ,  $\varepsilon_v$ ,  $\beta_c$ ,  $q_F$  - параметрами конструкции исходного уровня, определяются объемным весом силосной массы и связаны гиперболической зависимостью с величиной среднего давления машины на почву.

Величина конструктивного веса комбайна является линейной функцией объема бункера. Непрерывное увеличение массы уборочных машины во времени происходит путем присоединения массы продуктов технологической переработки до определенного предела. В дальнейшем происходит дискретный расход массы машины путем отделения всего объема накопившихся продуктов обработки или его частей. При этом абсолютные скорости присоединяющихся и отделяемых масс равны 0 или близки к этой величине. Непрерывное присоединение к массе машины массы продукта технологической переработки может происходить и с одновременным непрерывным отделением части поступающей массы. Накапливающая часть остающихся в машине присоединяемых масс затем дискретно отделяются от комбайна. Скорость непрерывно и дискретно отделяющихся масс несущественна.

Если обозначить секундную массу присоединяющихся продуктов через  $(dM_1/dt)$ , а секунднй расход массы через  $(dM_2/dt)$ , то масса уборочных комбайнов в любой момент времени путем присоединения продуктов технологической переработки происходит до определенного предела и определяется по выражению

$$M_{\Sigma}(t) = M_0 + \int_0^{t_x} \left( \left| \frac{dM_1}{dt} \right| dt - M_K(t_2) - M_j(t_3) \right), \quad (1.8)$$

где  $M_0$  - масса, определяющая конструктивный вес комбайна;

$M_K(t_2)$  - масса продукта, выгружаемая из копнителей комбайнов;

$M_j(t_3)$  - масса продукта, выгружаемого из бункеров комбайнов;

$t_2, t_3$  - отрезки времени, необходимые для заполнения емкостей копнителя и бункеров;

$t_x$  - текущее значение времени в рассматриваемый момент.

С одновременным непрерывным отделением части поступающей массы определяется по выражению

$$M_{\Sigma}(t) = M_0 + \int_0^{t_x} \left( \left| \frac{dM_1}{dt} \right| dt - \left| \frac{dM_2}{dt} \right| dt \right) - M_{\sigma}(t_3), \quad (1.9)$$

При изменении массы машины отсоединяемая масса создает реактивную силу  $R_M$  равную

$$R_M = \frac{dM_2}{dt} (V_1 - V_2), \quad (1.10)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  - абсолютные скорости соответственно массы машины и отсоединяемой массы.

Для машин, масса которых изменяется во времени, динамика их согласно исследованиям И.В. Мещерского характеризуется тем, что " - при действии сил, равнодействующая которых пропорциональна массе точки, точка переменной массы, по какому бы закону ее масса не изменялась при отсутствии ударов, движется так же, как движется точка постоянной массы

при действии тех же сил и при тех начальных данных", что и подтверждено современными исследованиями [62].

Основное влияние на показатели проходимости уборочных машин с переменной массой оказывают:

1. Изменения массы машины во времени, что создает переменную величину среднего давления на почву и трансформацию тягового баланса машины.

2. Изменения продольной координаты центра тяжести машины, вызывает перераспределение давления по длине опорной поверхности.

3. Модификация момента инерции подрессоренных масс, обуславливает изменение динамических нагрузок на опорную поверхность движителя при постоянстве возмущающих сил, действующих на машину.

4. Появление дополнительной реактивной силы, описываемой уравнением (1.10).

Все приведенные выше доводы, как правило, изменяют касательную силу тяги, изучению которой посвящено большое количество исследований [63,64,65].

Касательная сила тяги, как известно, по своей физической сущности является нестационарной величиной, изменяясь в общем случае в функции пути движения. Эта нестационарность определяется статистическим характером параметров опорной поверхности, с которой взаимодействуют сельскохозяйственные машины.

Вместе с тем, звенчатость гусеничной цепи является детерминированным источником изменения величины касательной силы тяги  $P_k$  вследствие неравномерности поступательной скорости движения гусеничной машины при постоянной скорости вращения ведущих звездочек [66,67].

Этими исследованиями показано, что величина касательной силы тяги изменяется по гармоническому закону на пути, равном длине гусеничного звена. При этом амплитуда изменения касательной силы тяги является функцией конструктивных параметров движителя, крутильной жесткости транс-

миссии, приведенных моментов инерции вращающихся масс трансмиссии и ходовой системы, а также поступательно движущихся масс машины, буксования движителя, угловой скорости ведущего колеса. Наибольшее влияние на амплитуду изменения  $P_k$  оказывают отношение радиуса ведущего колеса  $Z_k$  к длине гусеничного звена  $t_2$  и скорости движения машины  $V$ . Абстрагируясь от остальных факторов, влияющих на амплитуду изменения  $P_k$  можно записать

$$P_k(t) = A P_k, \quad (1.11)$$

где  $A = f(z_k/t_2, V)$  - амплитуда изменения  $P_k$ ;

$P_k$  - величина касательной силы тяги без учета инерционных сил от неравномерности поступательной скорости гусеничного движителя.

Исследователи [100,101] считают, что касательная сила тяги определяется силой трения и силой сцепления почвозацепами

$$P_k = \mu G + \sigma F, \quad (1.12)$$

где  $\mu$  - коэффициент трения стали о почву;

$G$  – эксплуатационный вес трактора;

$\sigma$  - среднее горизонтальное напряжение почвы;

$F$  – сумма вертикальных проекций опорных поверхностей почвозацепов, соприкасающихся с почвой.

Результаты исследований Апухтина В.М. позволили установить следующий вид зависимости  $A = f_1(z_k/t_r)$

$$A = a_0 + \frac{1}{z_k/t_r + a_1} \quad (1.13)$$

В общем виде эта зависимость имеет вид

$$A = 1 + \frac{V}{a_0 V + b} \sin\left(\frac{\pi}{1.8 t_r} V t\right) \quad (1.14)$$

В работах [67, 70] исследователи считают, что касательная сила тяги определяется сопротивлением сдвигу, срезу "почвенных кирпичей" и силами

трения, возникающими между "почвенными кирпичами" и опорной поверхностью движителя о почву.

Для машины с резиноармированной гусеничной лентой, имеющей грунтозацепы, исследователи [71,72] предложили следующую формулу для расчета касательной силы тяги

$$P_k = (b + 2h_{зац})(c + qtg\rho) \frac{k_\tau}{\delta} \ln ch \frac{\delta L}{k_\tau}, \quad (1.15)$$

В данном случае учитываются физико - механические характеристики почвы  $c, \rho, k_\tau$ , геометрические параметры гусеничного движителя  $b, h_{зац}, L$  и эксплуатационные параметры  $q, \delta$ .

Наконец, изменение величины касательной силы тяги во времени обуславливается переменной величиной массы уборочных машин, нашедшее отражение в предыдущем разделе.

Очевидно, что при исследовании динамики уборочных машин в общем виде необходимо и достаточно представить переменность величины  $P_k(t)$  как функцию

$$P_k(t) = \psi [ V, M_s(t) ]. \quad (1.16)$$

Таким образом, по нашему мнению, представленные на рисунке 1.20 схемы, характеризующие проходимость через свойства и показатели, являются приемлемыми для данного класса машин.

Однако развитие конструкций гусеничных движителей и стоящие сегодня проблемы снижения техногенного воздействия машин, особенно на почвы со слабой несущей способностью, где после прохода обычных серийных машин происходит уничтожение травостоя и изменения структуры почвы, такой оценочный показатель проходимости машин необходимо включить в оценку проходимости.

## **1.6 Модель деформации переувлажненной пойменной почвы гусеничными движителями**

В исследовании взаимодействия гусеничных движителей с переувлажненной почвой, важным обстоятельством является определить деформационные свойства почвы, которая рассматривается как дисперсная среда. Поэтому используя теоретические закономерности, разработанные в механике грунтов, необходимо установить закономерности физических процессов почвы и грунта. Грунт (основа, почва) - горные породы, почвы, техногенные образования, представляющие собой многокомпонентную и многообразную геологическую систему и являющиеся объектом инженерно-хозяйственной деятельности человека. Почва – поверхностный плодородный слой дисперсного (без жестких структурных связей) грунта, образованный под влиянием биогенного и атмосферного факторов [73]. В работах [73,74] почвы и грунт характеризуют одними и теми же показателями, но пределы их изменения у почв в основном входят в более широкий диапазон изменения физико-механических свойств грунтов. Обобщая приведенные обоснования можно сказать, что почва и грунт имеют одни и те же закономерности физических процессов, поэтому в дальнейшем будем употреблять слово-почва.

Одной из важнейших характеристик почвы, определяющих проходимость машин, является ее влажность, и в первую очередь в зоне аэрации.

Режим влажности почвы зоны аэрации определяется изменением содержания воды в порах, происходящего вследствие влагообмена между литосферой, биосферой и атмосферой и перемещение влаги в зависимости от гидравлических водно-физических свойств. Это определение охватывает два рода основных природных факторов. Первые отражают условия питания зоны аэрации влагой, вторые указывают на взаимоотношения воды с почвой.

Таким образом, в период уборки урожая расход влаги в зоне аэрации за счет испарительных и транспирационных процессов имеет устойчивые тен-

денции повышаться инфильтрационным притоком, создавая благоприятные условия для формирования избыточного увлажнения почв.

Высокая степень водонасыщенности почв в период уборки урожая создает специфические особенности при их деформации гусеницами уборочных машин. При уплотнении почв нагрузка должна преодолеть гидродинамическое сопротивление воды, вытесняемой из пор, а также сопротивления, связанные с деформированием грунтового скелета. Под действием нагрузки, перемещающиеся почвенные частицы вытесняют воду, заполняющую поры. Скорость деформации почв в этом случае определяется скоростью просачивания воды по порам, которая определяется формулой Дарси

$$V = k(H_1 - H_2)/L = k_\phi J, \quad (1.17)$$

где  $(H_1 - H_2)/L = J$  - гидравлический градиент или уклон - безразмерная величина, характеризующая потери напора на единицу фильтрационного пути;  $k_\phi$  - коэффициент фильтрации, имеющий размерность скорости.

Многочисленные эксперименты показывают, что для стерни почв, подвергающихся систематическому переувлажнению  $k_\phi > 0,01$  м/с.

Рассмотрим возможность уплотнения почв за счет сокращения объема пор, из которых вытеснена вода, при деформации гусеницами уборочных машин. Величина такой деформации определяется временем воздействия на почву приложенной нагрузки и величиной коэффициента фильтрации.

Применительно к уборочным машинам на гусеничном ходу время их воздействия на почву определяется длиной опорной поверхности и скоростью движения. Если принять, что комбайн КСГ-3,2 движется с образованием колеи  $h_c = 0,05$  м, то величина составляющей глубины колеи за счет фильтрационной способности почвы колеблется в пределах 0,000081...0,000490 см. Влияние фильтрационной способности на процесс деформации почвы движителями уборочных машин является ничтожно малым, что по существу не оказывает никакого влияния на его протекание.

В почве, все пустоты которой заполнены водой, реакция внешней нагрузки разделяется между грунтовым скелетом и поровой водой. Если поровая вода не имеет возможности отфильтроваться, то внешняя нагрузка воспринимается поровой водой, а не скелетом почвы, так как напряжение скелета вызвало бы его деформацию и всего объема почвы, что исключается вследствие несжимаемости воды.

Таким образом, вследствие малого значения коэффициента фильтрации почв и малого времени воздействия движителей уборочных машин на почву в процессе уборки, поровая вода не успевает отфильтроваться и почвы в переувлажненном состоянии представляют собою несжимаемое тело, которое может деформироваться путем изменения формы при неизменном объеме. В механике деформируемых сред [75] изменение формы тела под нагрузкой при неизменном его объеме в сочетании со способностью тела сохранять форму после снятия нагрузки (остаточная деформация) принято отождествлять с пластической деформацией. Поскольку поведение переувлажненных почв под нагрузкой и после её снятия удовлетворяет этим требованиям, постольку правомерно отнести их по характеру деформационных характеристик к пластическим телам.

На условие предельного равновесия почвы существенное влияние оказывает наличие жесткого подстилающего слоя. Если глубина такого жесткого подстилающего слоя меньше радиуса центрированного поля напряжения, то его наличие увеличивает напряжения во всем поле линий скольжения, которое при этом также изменяет свою форму.

Таким образом, в теории предельного равновесия следует рассматривать две задачи: равновесное состояние с учетом жестко-подстилающего слоя и равновесие среды по схеме однородной полуплоскости.



## **1.7 Деформация почвы под действием динамических нагрузок со стороны гусеничного движителя**

Рассмотренные выше закономерности деформации почвы под нагрузкой определялись с учетом того что, абсолютная величина и вектор внешней силы, приложенной к почве, не являются функцией координаты времени и что почва представляет собою идеализированную среду, в которой напряжения распространяются мгновенно по всему объему.

Однако в реальных условиях движители машин могут передавать на почву нагрузки, величина и направление действия которых могут изменяться в весьма широком диапазоне. Следовательно, общая картина взаимодействия движителя с почвой может быть определена путем интегрирования по времени и площади опорной поверхности элементарных процессов деформации почвы под действием каждой из приложенных к ней сил. При таком подходе к решению задачи каждой из элементарных процессов деформации почвы вполне правомочно рассматривать как процесс со статическими нагрузками. Динамика же взаимодействия движителя с почвой определяется изменением во времени и пространстве внешней силы в каждом элементарном процессе деформации почвы, которая действует со стороны движителя на почву и которая определяется нагрузками, обусловленными вертикальными и угловыми колебаниями подрессоренных масс и особенностями динамики данной конструкции машины. Правомочность такой методики решения задачи достаточно очевидна до тех пор, пока изменение внешней нагрузки не приносит особенностей, которые принципиально изменяют характер деформации почвы как среды или создают отличное, от рассмотренных при статическом нагружении, напряженное состояние.

Такое предположение позволяет утверждать то, что в этом случае деформация почвы происходит под действием динамических нагрузок со стороны гусеничного движителя.

Для определения общего характера взаимодействия движителя с почвой, определяющего проходимость машин, необходимо установление закономерностей деформации почвы в функции скорости нагружения и вибрации, которое может быть осуществлено путем интегрирования элементарных процессов деформации почвы с учетом влияния, оказываемого на этот процесс, скорости нагружения и вибрации.

Деформация почвы под действием знакопеременных циклических нагрузок - вибрация, давно привлекает внимание ученых. Способность грунтов уплотняться под действием вибрации, уменьшение сопротивления вдавлению в почву тел при определенных режимах вибрирования - широко применяются в строительстве.

Для объяснения физической сущности влияния вибрации на поведение почв под нагрузкой выдвинут целый ряд гипотез, основные из которых отражены в работах [76,77,78]. Наиболее широкое распространение получило представление почв в виде колебательной системы, в общем случае обладающей вязким сопротивлением колебаниям. При этом сопротивление колебаниям принимается пропорциональным скорости колебаний.

В этом случае перемещение тела, совершающего плоские горизонтально-вращательные колебания, описывается системой дифференциальных уравнений [79]

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 z}{dt^2} + \alpha_z \frac{dz}{dt} + R_z(z) &= P_z(t) \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha_x \frac{dx}{dt} + R_x(x) &= P_x(t) \\ J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \alpha_\varphi \frac{d\varphi}{dt} + [C_\varphi J_F + C_x F h_0^2 - Q h_0] \varphi - R_x(x) h_0 &= M(t) \end{aligned} \right\}, \quad (1.18)$$

где  $Q, m$  - соответственно вес и масса тела;

$\alpha_z, \alpha_x, \alpha_\varphi$  - коэффициенты сопротивления колебаниям соответственно в вертикальной, горизонтальной плоскости и вокруг оси поворота при колебаниях  $OY$ ;

$R_z(z), R_x(x)$  - реакции почвы являющиеся функциями перемещений;

$J, J_F$  - соответственно момент инерции тела и момент инерции площади опорной поверхности тела относительно оси, проходящей через центр тяжести тела перпендикулярно плоскости колебаний;

$\varphi$  - угол поворота вокруг оси  $OY$  проходящей через центр тяжести тела перпендикулярно плоскости колебаний;

$F$  - площадь опорной поверхности тела;

$h_0$  - расстояние от опорной поверхности тела до его центра тяжести;

$C_\varphi, C_x$  - обобщенные коэффициенты сопротивления соответственно поворота тела вокруг оси  $OY$  и сдвига в направлении оси  $X$ ;

$P_z(t), P_x(t)$  - проекции на соответствующие координатные оси внешней силы, действующей на тело;

$M(t)$  - момент относительно оси  $OY$ , действующей на тело.

Решение системы уравнений (1.18) позволяет определить положение тела в любой момент времени. Однако решение системы уравнений (1.18) возможно не во всех случаях. В частности, при нелинейном характере функций  $R_z(z)$  и  $R_x(x)$ , которые имеют место при деформации пластической среды, решение уравнений (1.18) в общем виде не может быть получено. В этих случаях деформация почв под действием знакопеременных циклических нагрузок рядом исследователей моделируется при помощи различных реологических моделей - вязкой жидкости, обобщенной упруго-вязкой среды, упруго-вязко-пластической среды [80]; моделей многокомпонентной среды со скелетом, деформирующемся по законам упругости или упругопластического тела [81]; резонансными явлениями при возникновении упругих волн напряжения [82]; использованием явления тиксотропии [83].

Несмотря на значительное количество приведенных исследований по влиянию вибрации на деформацию почв и что оказывает влияние на сопротивление почвы деформациям: скорость вибрации или ускорение [77], и какова вообще роль соотношения частоты и амплитуды колебаний дискуссия до сегодняшнего дня.

Кроме того, некоторые работы по вибрации почвы [76,77] посвящены изысканию режимов вибрации, позволяющих уменьшить сопротивление вдавливанию твердого тела в почву. Вибрация в этих условиях облегчает выполнение технологического процесса. Вибрационный характер нагрузок со стороны движителя машины на переувлажненную почву является вредным явлением, которое уменьшает несущую способность почвы и как следствие ухудшает проходимость машины.

Теоретическое решение проблемы влияния вибрации на деформацию переувлажненных почв является достаточно сложной задачей. В настоящее время недостаточно имеется обоснованных с физической точки зрения гипотез, создающих плацдарм для ее решения.

Как показывает анализ рассмотренной выше литературы, основным обобщенным параметром, характеризующим влияние вибрации на деформацию почвы, следует считать величину ускорения  $j_g$

$$j_g = A\omega^2 \sin \omega t, \quad (1.19)$$

где  $A$  - амплитуда колебаний;

$\omega$  - угловая скорость.

В качестве критерия оценки влияния вибрации на деформацию почвы использовался коэффициент влияния вибрации

$$\eta_g = h_g / h_{cm}, \quad (1.20)$$

где  $h_g$ ,  $h_{cm}$  - соответственно глубина погружения модели в почву при вибрационном характере нагружения и при статической нагрузке. Величина  $h_{cm}$  определялась при действии на модель нагрузки  $P$

$$P = P_0 + m \cdot A \cdot \omega^2, \quad (1.21)$$

где  $P_0$  - статическая нагрузка при вибрационном нагружении;

$m$  - масса эксцентрика.

Колебания при возмущающей силе, вектор которой расположен в вертикальной плоскости, не оказывают заметного влияния на сопротивление

сдвигу  $\tau$ . При колебаниях же, вектор возмущающей силы которых совпадает с плоскостью сдвига, влияние вибрации на деформацию сдвига удовлетворительно описывается уравнением, предложенным В.А. Ершовым и Се-Дини [84]

$$\tau_j = \tau \cdot e^{-m_j(j_s - j_\tau)}, \quad (1.22)$$

где  $\tau$  - сопротивление сдвигу при безвибрационном характере приложения сдвигающего усилия;

$m_j$  - коэффициент пропорциональности, зависящей от характеристики механического состава почвы;

$j_\tau$  - критическое ускорение, до которого не происходит изменения сопротивления сдвига и его величина, как и  $j_{в.кр}$  являются функцией статического давления  $q_0$  и в первом приближении может быть представлено линейной зависимостью

$$j_\tau = a_\tau + \epsilon_\tau \cdot q_0. \quad (1.23)$$

где  $a_\tau, \epsilon_\tau$  - соответственно, горизонтальные и вертикальные перемещения при сдвиге.

Влияние на деформацию скорости приложения нагрузки обусловлено самой физической сущностью пластической деформации.

Условие подобия девиаторов напряжений и скоростей деформации, устанавливает прямо пропорциональную зависимость между напряжениями и скоростями деформации; чем выше напряжение, тем больше скорости деформаций. И наоборот: чем большей скоростью необходимо деформировать среду, тем большие усилия для этого требуются.

Однако в обоих случаях: при подобии девиаторов напряжений и скоростей деформации и постулате о том, что интенсивность касательных напряжений есть определенная функция интенсивности скоростей деформации сдвига, теория пластического течения не дает точного математического решения этих функций. В обеих функциях вводятся коэффициенты пропорцио-

нальности, величина которых должна быть определена экспериментальным путем.

Вместе с тем, зависимость между скоростью деформации и конечной деформацией тела, определяемой его напряженным состоянием. Анализ общей картины пластического течения позволяет предположить дополнительное влияние скорости деформации на общее напряженное состояние тела: при пластической деформации точки тела перемещаются вдоль линий скольжения второго семейства со скоростью

$$V = \frac{\bar{V}}{\sqrt{2} \cdot \left( \cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2} \right)}, \quad (1.24)$$

где  $\bar{V}$  - вектор скорости деформации в вертикальной плоскости;  
 $\varphi$  - коэффициент внутреннего трения почвы.

Каждой величине скорости скольжения точек тела по этим направлениям соответствует определенное значение коэффициента внутреннего трения, который изменяется с ростом скорости относительного перемещения трущихся поверхностей; таким образом, изменение скорости деформации среды приводит к изменению коэффициента внутреннего трения, что в свою очередь изменяет условие предельного равновесия среды, в результате должны измениться величина конечной деформации среды  $h$  и длина пластического участка  $L$  определенные в работе [85].

В работах [86,87] отмечают нелинейный характер зависимости между касательными и нормальными напряжениями, при рассмотрении предельного равновесия среды. Отмечается, что рост касательных напряжений несколько отстает от увеличения нормальных напряжений и тем больше, чем выше величина нормальных напряжений, и в этом случае меняется и общее напряженное состояние тела, коэффициент пропорциональности между девиаторами напряжений и скоростей деформации оказывается функцией величины нормальных напряжений.

Все отмеченное позволяет предполагать наличие сложной зависимости между напряженным состоянием тела и скоростью его деформации, которую очень сложно определить. Общим выводом из рассмотренного может явиться предположение о нелинейном характере зависимости между внешней нагрузкой на тело и скоростью его деформации.

Для проверки этого предположения необходимы результаты экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования влияния вибрации на деформацию почвы были проведены Ворониным В.А. в почвенном канале научно-исследовательской лаборатории по машинам высокой проходимости для зоны Дальнего Востока [88]. Исследования проводились путем погружения движителя в почву с одновременным замером удельной нагрузки, под действием которой деформировалась почва, а также лабораторные исследования со штампом, моделирующим в масштабе 1:16 опорную поверхность гусеничного движителя комбайна СКГ-3,2.

Для экспериментов использовали вибрационную установку с погружением модели движителя в почву под действием собственного веса. Модель имела прямоугольную форму с размерами 680 x 150 мм, которая моделировала форму опорной поверхности гусеничного движителя комбайна в масштабе 1:16.

Объектом исследования являлся тяжелой суглинок влажностью, соответствовавшей 0,8 ... 0,95 полной влагоемкости.

Анализируя теоретические и экспериментальные исследования можно предположить следующее:

1. Влияние вибрации на деформацию почвы ( $\eta_e > 1$ ) начинает проявляться только при ускорениях, величина которых выше определенного значения, которое в литературе [79] принято называть критическим.

Эксперименты подтвердили существующие в литературе [89] данные о том, что величина критического ускорения зависит от удельного статического давления на штамп. Вместе с тем, проведенные исследования показали,

что в отличие от песка, для которого зависимость  $j_{в.кр} = f(q_0)$  по литературным данным является линейной, у тяжелых водонасыщенных суглинков изменение критического ускорения в функции удельного статического давления происходит нелинейно. В общем виде эта зависимость имеет параболический характер

$$j_{в.кр} = a_{кр} + \epsilon_{кр} q_0^{h_{кр}}. \quad (1.25)$$

2. Интенсивность вибрации, характеризуемая ускорением  $j_в$  существенно влияет на величину деформации почвы. В общем случае коэффициент влияния вибрации  $\eta_в$  является функцией двух переменных: ускорение колебаний  $j_в$  и статического удельного давления  $q_0$ . Влияние вибрации на деформацию почвы хорошо аппроксимируется уравнением гиперболы

$$\eta_в = a_0(q_0) - \frac{1}{j_в - \epsilon_0(q_0)}, \quad (1.26)$$

Или, с учетом уравнения (1.50)

$$\eta_в = a_0(q_0) - \frac{1}{j_в - \left[ a_{кр} + \epsilon_{кр} \cdot q_0^{h_{кр}} - \frac{1}{a_0(q_0) - 1} \right]}, \quad (1.27)$$

Также, анализ экспериментальных данных показывает, что влияние вибрации на деформацию почвы проявляется в определенном диапазоне изменения  $j_в$ , при чем влияние вибрации начинается при условии  $j_в \geq j_{в.кр}$ . Затем  $\eta_в = f(j_в)$  интенсивно возрастает, асимптотически приближаясь к значению  $\eta_{в\max}$ . При дальнейшем увеличении  $j_в$  вибрация не оказывает влияния на деформацию почвы. Значение  $j_в$  при котором  $\eta_в \rightarrow \eta_{в\max}$ , можно назвать пределом чувствительности почвы к вибрации  $j_{в.\lim}$  (естественно, применительно к случаю сопротивления почвы погружению в нее тела под действием постоянной статической нагрузки). Величина  $j_{в.\lim}$  зависит от  $q_0$  и увеличивается с его ростом.



Такой характер протекания зависимости  $\eta_B = f(j_e)$ , может отражать физическую сущность явления влияния вибрации на сопротивление почвы деформации, если принять за основу существующую гипотезу о том, что под влиянием вибрации происходит изменение сил сцепления и внутреннего трения почв [90,91]. В этом случае при увеличении интенсивности вибрации происходит уменьшение сил сцепления, в первую очередь за счет разрушения сил капиллярного натяжения, и переход от внутреннего трения покоя к динамическому трению движения. Изменение же величин сцепления и внутреннего трения создает новое условие предельного равновесия среды, в результате которого изменяется глубина погружения деформатора в почву.

При  $j_e = j_{e.lim}$  происходит, видимо, полное разрушение невосстанавливаемых сил сцепления и внутреннее трение  $\alpha$  достигает своего минимума, обусловливаемого физико-механическими характеристиками почвы. Поэтому дальнейшее увеличение интенсивности вибрации не оказывает влияния на условия предельного равновесия среды.

В результате проведенных экспериментов установлена зависимость между скоростью деформации и интенсивностью внешней нагрузки, которая достаточно удовлетворительно аппроксимируется уравнением параболы.

$$V = a \cdot q^2 + v \cdot q, \quad (1.28)$$

где  $V$  - скорость деформации в вертикальной плоскости, м/с;

$q$  - нагрузка, Н/м<sup>2</sup>;

$a$  и  $v$  - эмпирические коэффициенты, являющиеся функцией коэффициента внутреннего трения почвы;

Нелинейность зависимости  $V=f(q)$ , установленная экспериментами, является, видимо, следствием трех, одновременно действующих причин:

1. Нелинейности зависимости между нормальными и касательными напряжениями;

2. Влиянием адсорбционных связей между частицами почвы; известно, что эпюра сил притяжения, действующих внутри адсорбционной пленки, яв-

ляется функцией расстояния между частицами, при этом сила притяжения увеличивается по степенному закону при уменьшении расстояния между частицами (это справедливо только для молекулярно-связываемых грунтов, которые являлись объектом экспериментальных исследований; при увеличении нагрузки на почву происходит сближение частиц и, как следствие, должна возрасти сила их взаимного притяжения, увеличивающая сопротивление сдвигу частиц друг относительно друга; в этом случае следует предполагать, что влияние адсорбционных связей при всех прочих равных условиях будет проявляться тем больше, чем выше будет дисперсность частиц, из которых состоит почва; справедливость этого предположения была получена в процессе экспериментов; известно, что величина коэффициента внутреннего трения почв при одинаковой влажности зависит от гранулометрического состава - чем больше в почве частиц размерами 0,01 мм, тем ниже значение ее коэффициента внутреннего трения; величина же коэффициента внутреннего трения оказалась в связи с отклонением от линейности («крутизной») зависимости  $V = f(q)$ , а интенсивность отклонения от линейности зависимости  $V = f(q)$ , полученная путем дифференцирования уравнения (1.53).

3. Влияния на процесс скорости распространения напряжений в пластической среде при малых скоростях деформации - до  $50 \cdot 10^{-3}$  м/с, зависимость  $V=f(q)$  является практически линейной.

Влияние на скорость деформации изменение величины коэффициента внутреннего трения в процессе экспериментов не подтвердилось. Если и существует подобная взаимосвязь, то её проявление значительно слабее, чем те факторы, о которых уже говорилось, которые и предопределили отставание роста скорости деформации от соответствующего увеличения нагрузки на почву.

Таким образом, на характер деформации почвы наиболее существенно влияют скорость приложения нагрузки и периодическое изменение направления вектора ее действия, которое принято называть вибрационной нагрузкой. Интенсивность вибрационной нагрузки характеризуется ускорением ко-

лебаний  $j_e$  и статическим удельным давлением  $q_0$ , а также зависимостью внешней нагрузки на тело и скоростью его деформации, которая достаточно удовлетворительно аппроксимируется уравнением параболы.

Вибрационный характер нагрузок на почву со стороны движителя машины, обусловленными вертикальными и угловыми колебаниями подрессоренных масс, а также особенностями динамики конструкции, является вредным явлением, которое уменьшает несущую способность почвы и как следствие ухудшает проходимость машины. Для снижения динамических нагрузок на почву необходимо применение в конструкции гусеничного движителя опорных устройств, которые обладают упругой составляющей и изменяют колебательный контур гусеничной машины в целом.

### **1.8 Влияние эластичности гусеничного движителя на характер взаимодействия его с почвой**

Упругие свойства материалов характеризуются их способностью механически обратимо деформироваться под воздействием уравновешенной системы внешних сил. Упругостью обладают в той или иной степени все конструкционные материалы. Однако резина по своей способности к обратимым деформациям, резко выделяется среди них. Резина как конструкционный материал обладает целым рядом ценных специфических достоинств, обеспечивающих ее широкое применение в разных областях техники. Основными свойствами, определяющими работоспособность резины в силовых деталях, являются ее эластичность, упругость, усталостная и механическая прочность, гистерезисные потери при переменных нагрузках.

Как известно, резина способна, не разрушаясь и без заметных остаточных деформаций, выдерживать большие удлинения, достигающие 500% и более [92].

Особенностью высокоэластичной деформации является то, что процессы ориентации звеньев молекул протекают во времени, вследствие чего рав-

новесие между силой и вызывающей его деформацией не устанавливаются мгновенно. Способность резины к большим обратимым деформациям получила название высокоэластичности.

Свойства резины, характеризующие зависимость ее механического поведения от временного режима нагружения называются релаксационными. К ним относятся такие явления, как релаксация напряжений и упругое последействие.

Поэтому основной особенностью применения эластичных резиновых элементов в гусеничных движителях при взаимодействии их с почвой является распределение контактного давления.

Это выражается в снижении неравномерности статического давления на почву по длине гусеничного полотна, а также в снижении динамических нагрузок со стороны колеблющихся подрессоренных и непрессоренных частей машины.

Можно, рассматривать и самостоятельное влияние вибрации на физико-механические свойства почвы, называемое в литературе явлением «вибропластичности». Однако при характерных для колебаний частей уборочных гусеничных машин частотах и амплитудах колебаний, величины виброускорений получаются незначительными, по сравнению с ускорением свободного падения  $g=9,8\text{м/с}^2$ , и при этом явлением вибропластичности пренебречь.

Большинство исследователей отмечают положительное влияние повышения равномерности статического распределения давления движителей на почву и на тягово-сцепные свойства машин. Так, в работе [93] приводится формула Мухина А.А. для зависимости между сопротивлением движению трактора и неравномерностью распределения давления на почву по длине опорной поверхности гусениц

$$100f=2\xi^2+4\xi+8,34, \quad (1.29)$$

где  $\xi = \frac{q_{\max}}{q_{\text{cp}}}$ ,

$q_{max}$ ,  $q_{cp}$  – соответственно, максимальное и среднее давление на почву.

Забавников Н.А. [94] указывает, что равномерность эпюры давления по длине гусеницы уменьшает осадку машины, а меньшая глубина колеи всегда связана с меньшим сопротивлением движению. При меньшей деформации физико-механические характеристики почвы будут ближе к первоначальным, что обычно благоприятно для увеличения касательной силы тяги.

В вопросах теоретического и экспериментального исследования колебательных процессов как в колесных, так и в гусеничных машинах, в основном рассмотрены оценки плавности хода при различных системах поддрессовывания. В качестве источников колебаний рассматриваются неровности рельефа почвы, звенчатость гусеничной цепи и возмущающее действие подвижных частей двигателя. Особенность двух последних источников заключается в довольно высокой стабильности частоты возмущающих сил при установившемся движении машины.

Упруго-диссипативные свойства гусениц при колебаниях машин также рассматривались рядом автором [95,96]. В работе [48] рассматривается пневматическая гусеница как элемент, обладающий упругими и демпфирующими свойствами. Установлено, что такие гусеницы снижают среднеквадратичное ускорение вертикальных колебаний корпуса машины в 1,2-1,7 раза. В большинстве работ указывается, что коэффициент диссипативных потерь можно считать независимым от амплитуды и частоты колебаний.

Для работ по исследованию вертикальных колебаний гусеничных машин характерно то, что в них не устанавливается существенной связи между параметрами колебаний и характеристиками проходимости машин. В то же время, если рассматривать неравномерность распределения давления на почву движущейся машины как процесс, развернутый во времени, легко прийти к выводу, что динамические нагрузки от колебаний корпуса машины не только увеличивают среднюю величину давления, но и приводят к росту его неравномерности. Таким образом, если записать колебания давления в определенной точке контакта гусеницы с почвой при прохождении через нее ма-

шины, такая эпюра давлений будет отражать суммарную статическую и динамическую неравномерность давления. Поэтому имеется два способа исследования влияния колебаний корпуса машины на ее взаимодействие с почвой: либо путем прибавления динамической составляющей к его средней статической величине, либо непосредственно по суммарной динамической эпюре давлений.

Наиболее простой, но достаточно обоснованный способ учета неравномерности давления на почву при определении параметров взаимодействия с ней гусеничного движителя показан применительно к определению глубины колеи М.М. Танклевским [97]. Если не учитывать обратимые деформации почвы, то глубина колеи равна

$$H=H_0[1+\gamma_1(K_n-1)], \quad (1.30)$$

где  $H_0$ - расчетная величина осадки по среднему давлению;

$K_n$ - коэффициент неравномерности нагрузок;

$\gamma_1$ - полуэмпирический коэффициент, учитывающий неравномерности давлений по глубине почвы (0,6...0,8).

В связи с этим, появляется возможность использовать динамические свойства эластичного движителя при определении параметров взаимодействия его с почвой.

Таким образом, заготовку кормов на пойменных переувлажненных почвах обладающих слабой несущей способностью из-за слабой проходимости колесной уборочной техники, необходимо проводить гусеничными машинами, способными обеспечить собственную проходимость и при этом максимально сохранить структуру почвы, растительный покров с корневой системой и получить заготавливаемый корм наивысшего качества. В этой связи, кормоуборочные самоходные гусеничные комбайны должны соответствовать агротехническим требованиям, предъявляемым к ним и выраженные особенностями эксплуатации в таких условиях.

Вибрационный характер нагрузок на почву со стороны движителя машины, обусловленных вертикальными и угловыми колебаниями подрессоренных масс, а также особенностями динамики конструкции, существенно уменьшают несущую способность почвы и как следствие ухудшают проходимость машины. Поэтому для снижения динамических нагрузок на почву необходимо применение в конструкции гусеничного движителя опорных устройств, которые обладают упругой составляющей.

Особенно неразработанной областью исследований в этом направлении является характер изменения нагруженного состояния различных эластичных и упругих опорных устройств гусеничных движителей в функции показателей динамического нагружения, которые создают дополнительную, весьма сложную нагрузочную ситуацию на опорное основание машины. Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что вибрация существенно изменяет сопротивление почвы деформациям, от которых увеличивается глубина колеи и сопротивления движению машины.

## **2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ С ПЕРЕУВЛАЖНЕННОЙ ПОЧВОЙ**

### **2.1 Взаимодействие гусеничных движителей с металлическими и резинокордными траками с переувлажненной пойменной почвой**

Для применения схем теории предельного равновесия к исследованиям процессов взаимодействия гусеничных движителей с пойменной переувлажненной почвой, рассматриваемых выше, необходимо основываться на приведенных в первом разделе характеристиках этих почв. Исходя из этого можно утверждать, что почвы прирусловой и части центральной поймы являются объектом предельного равновесия жесткопластической среды с учетом жестко-подстилающего слоя. Почвы притеррасной части и прилегающей к ней центральной части деформируются, как объект теории предельного равновесия жесткопластической среды по схеме однородной полуплоскости. По такой же схеме целесообразно рассматривать деформацию почв среднепойменных и долгопойменных пойм.

Так как основная часть поймы находится под влиянием грунтовых вод, а после разлива рек и вся пойма практически находится в переувлажненном состоянии, то такое состояние почвы можно рассматривать как жесткопластическую среду с однородной полуплоскостью. Данная схема деформации принята нами для исследования взаимодействия гусеничных движителей с различными ходовыми устройствами с переувлажненными пойменными почвами.

Установлено, что вертикальные перемещения гусеничной машины создают существенные динамические нагрузки на почву. Исследование динамики вертикальных перемещений гусеничной машины с металлическими и резинокордными траками показали, что применение в конструкции уборочных машин на гусеничном ходу резинокордных траков, вместо металличе-



ских, существенно изменяет их расчётную схему как колебательного контура.

На рисунке 2.1 показаны схемы колебательных контуров гусеничной машины с металлическими и резинокордными траками. Подрессоренная часть машины имеет массу  $M$ . Упругие элементы передней и задней подвесок на схеме условно заменены суммарной жёсткостью пружин  $C_{n1}$  и  $C_{n2}$ . Неупругое сопротивление задней и передней подвесок отсутствует, так как в конструкции гусеничной машины амортизаторы не предусмотрены. Неподрессоренные массы обозначены  $m_1$  и  $m_2$ . Упругое сопротивление резинокордных траков условно заменено пружинами с суммарной жёсткостью. Неупругое сопротивление  $\eta_m$  также включает суммарное значение сопротивления резинокордных траков, находящихся на опорной поверхности.

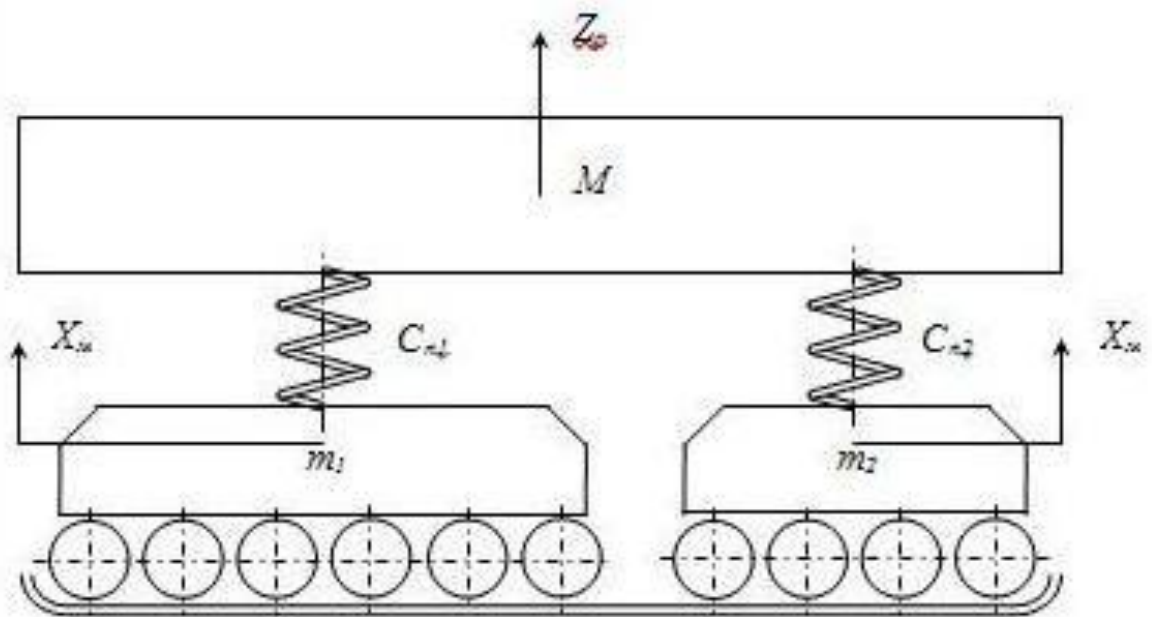
Перемещение подрессоренной части при колебаниях может быть охарактеризовано вертикальными перемещениями центра тяжести или вертикальными перемещениями точек подрессоренной части над осями передней и задней подвесок. Вследствие специфики гусеничного движителя уборочных машин, для дальнейшего анализа воспользуемся первым вариантом и обозначим:

$Z$  - вертикальное перемещение центра тяжести подрессоренной части,  $m$ ;

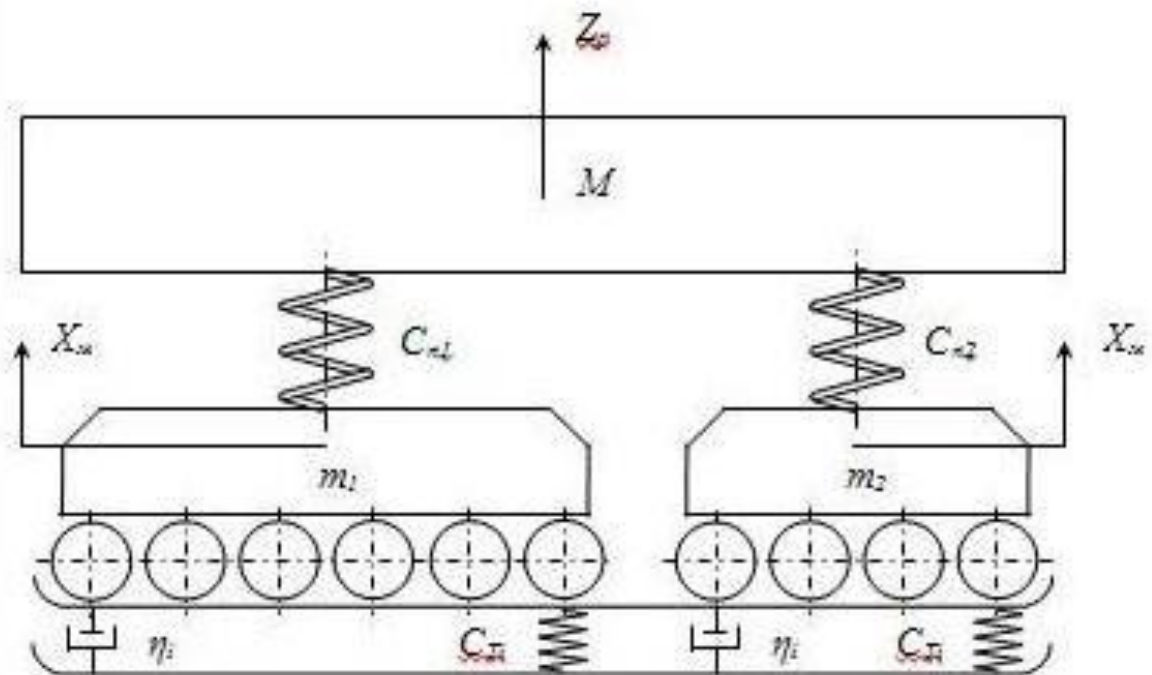
$X$  - вертикальное перемещение неподрессоренных масс,  $m$ .

Конструкции уборочных машин, как правило, создаются таким образом, что коэффициент распределения подрессоренных масс  $\varepsilon \rightarrow 1$ . Если это условие не соблюдается, то у уборочных машин возникают существенные продольные колебания вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести - "галопирование", что приводит к значительным вертикальным перемещениям жатки и, как следствие, к большим потерям от несреза.

В силу изложенных обстоятельств, применяем для исследуемого колебательного контура  $\varepsilon = 1$ .



а



б

Рисунок 2.1 - Колебательный контур гусеничной машины: а) с металлическими траками; б) с резинокордными траками.

Применение резинокордных траков в конструкции гусеничных машин, с учётом их упругих и диссипативных свойств, определённых в процессе ла-

бораторных испытаний, может способствовать снижению нагрузок на опорную поверхность со стороны корпуса машины.

В связи с этим были проведены исследования по определению влияния амортизирующих и поглощающих способностей резинокордных траков на колебательные процессы машины, при движении в условиях рядовой эксплуатации.

Физическую сущность этого можно раскрыть с помощью математической модели, описываемой уравнением Лагранжа II рода. При этом, принимаем за обобщённые координаты перемещение центра тяжести поддрессоренной массы  $Z$  и перемещения неподдрессоренных масс  $X$  (рисунок 2.1).

Для упругой колебательной системы с рассеянием энергии (диссипацией) уравнение Лагранжа принимает вид [98,99]

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} + Q(t), \quad (2.1)$$

где  $T$  - кинетическая энергия системы;

$\Pi$  - потенциальная энергия системы;

$\Phi$  - функция рассеивания энергии (Релея);

$Q(t)$  - возмущающая сила системы;

$q(t)$  - обобщённая координата.

Учитывая, что уборочные гусеничные машины эксплуатируются в условиях избыточного увлажнения почв, возмущающее усилие воздействия неровностей почвы является непостоянным. Вследствие этого, за основное возмущение системы может быть принято воздействие неуравновешенных масс рабочих органов и звенчатости гусеничной цепи. Возмущение со стороны двигателя имеет значительно более высокую частоту и в дальнейшем во внимание не принимается.

Для колебательного контура машины с металлическими траками, показанного на рисунке 2.1а, значения параметров уравнения (2.1) определяются следующими зависимостями [100,101]

кинетическая энергия

$$T = \frac{1}{2} M \dot{Z}_m^2, \quad (2.2)$$

потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{1}{2} C_n Z_m^2, \quad (2.3)$$

где  $M$  - масса подрессоренной части машины,  $H$ ;

$Z_m$  - вертикальное перемещение центра тяжести подрессоренной части,  $m$ ;

$C_n$  - суммарная жёсткость пружин подвески,  $H/m$ .

Функция Релея  $\Phi \approx 0$ , т.к. неупругим сопротивлением в данной системе можно с высокой точностью пренебречь.

Дифференцируя уравнения (2.2) и (2.3) по обобщённым координатам и обобщённым скоростям, получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial Z} &= M \dot{Z}_m; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{Z}_m} \right) &= M \ddot{Z}_m. \\ \frac{\partial \Pi}{\partial Z} &= C_n Z_m \end{aligned} \quad (2.4)$$

Подставляя значения производных в уравнение Лагранжа, получим дифференциальное уравнение, описывающее колебания подрессоренных масс динамической системы (см. рисунок 2.1а)

$$M \ddot{Z}_m + C_n Z_m = Q_m(t). \quad (2.5)$$

Разделим обе части уравнения (2.5) на значение подрессоренной массы  $M$  и введём следующие обозначения:

$$\frac{C_n}{M} = \omega_m^2 \quad - \text{квадрат собственной частоты колебаний подрессоренных}$$

масс на пружинной подвеске;

$$\frac{Q_m(t)}{M} = f(t) \quad - \text{приведенное возмущающее усилие.}$$

С учётом обозначений, уравнение (2.5) примет вид

$$\ddot{Z}_m + \omega_{nn}^2 Z_m = f_m(t) \quad (2.6)$$

Колебаниями неподрессоренных масс в силу изложенных выше обстоятельств можно пренебречь. Это допустимо при достаточно большом их значении.

Для колебательного контура машины с резинокордными траками представленного на рисунке 2.1 б, значения составляющих уравнения Лагранжа имеют следующий вид:

1) для поддрессоренных масс кинетическая энергия

$$T = \frac{I}{2} (MZ_p^2), \quad (2.7)$$

потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{I}{2} [C_n (Z_p - X_p)], \quad (2.8)$$

2) для неподрессоренных масс кинетическая энергия

$$T = \frac{I}{2} (m\dot{X}_p^2), \quad (2.9)$$

потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{I}{2} [C_n (Z_p - X_p)^2 + C_m X_p^2], \quad (2.10)$$

функция рассеивания энергии

$$\Phi = \frac{I}{2} (\eta_m \dot{X}_p), \quad (2.11)$$

Дифференцируя вышеизложенные равенства по обобщённым координатам и подставляя их значения в уравнение Лагранжа, после соответствующих преобразований получим следующие зависимости:

-для поддрессоренных масс

$$\ddot{Z}_p + \omega_{nn}^2 Z_p - \omega_{nn}^2 X_p = 0, \quad (2.12)$$

где  $\ddot{Z}_p$  - ускорение поддрессоренных масс,  $m/c^2$ ;

$Z_p$  - перемещение подрессоренных масс,  $m$ ;

$X_p$  - перемещение неподрессоренных масс,  $m$ ;

-для неподрессоренных масс:

$$\ddot{X}_p + \omega_{nn}^2 X_p - \omega_{nn}^2 Z_p + \omega_{nm}^2 X_p + 2k_p \dot{X}_p = f(t), \quad (2.13)$$

где  $\omega_{nn}^2 = \frac{C_n}{m}$  - квадрат собственной частоты колебаний неподрессоренных масс на пружинной подвеске;

$\omega_{nm}^2 = \frac{C_m}{m}$  - квадрат собственной частоты колебаний неподрессоренных масс на резинокордных траках;

$k_p = \frac{\eta_m}{2m}$  - приведенный коэффициент неупругого сопротивления резинокордных траков.

Здесь учтено, что возмущающее воздействие из-за звенчатости гусениц приложено к неподрессоренной массе. В уравнении (2.6) это не имеет значение, но в (2.12) и (2.13) должно быть учтено. Отметим также, что функции  $f_m(t)$  и  $f_p(t)$  различны, т.к. в резинокордных траках гасятся высокочастотные составляющие возмущающей нагрузки.

Таким образом, получены две системы дифференциальных уравнений

$$\ddot{Z}_m + \omega_{nn}^2 Z_m = f_m(t), \quad (2.14)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{Z}_p + \omega_{nn}^2 Z_p - \omega_{nn}^2 X_p &= 0 \\ \ddot{X}_p + \omega_{nn}^2 X_p - \omega_{nn}^2 Z_p + \omega_{nm}^2 X_p + 2k_p \dot{X}_p &= f_p(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.15)$$

Уравнение (2.14) описывает динамическую систему машины с металлическими траками, система уравнений (2.15) с резинокордными траками.

При выводе уравнений колебаний машины предполагалось, что осадка почвы, как жёсткопластического тела, может быть в дальнейшем учтена с помощью поправочного коэффициента к динамической составляющей нагрузки на опорное основание, определяемой из данных уравнений. Стати-

ческие составляющие величин  $Z_m$ ,  $Z_p$ , и  $X_p$  из уравнения колебаний исключены. Это допустимо из-за линейности уравнений и применимости к ним принципа суперпозиции решений.

Возмущающие функции  $f_m(t)$  и  $f_p(t)$  имеют размерность ускорения. Поскольку возмущающее воздействие из-за звенчатости гусениц носит кинематический характер, удобно в дальнейшем считать, что заданы именно возмущающие ускорения  $f_m(t)$  и  $f_p(t)$ . Это периодические функции, период которых зависит от скорости движения и длины звена гусеницы. Хотя эти функции не являются чисто гармоническими и в дальнейшем аппроксимируем их синусоидами. Поскольку высокочастотные составляющие функций  $f_m(t)$  и  $f_p(t)$  по-разному поглощаются металлическими и резинокордными траками, различны не только амплитуды, но и эффективные частоты этих функций

$$\left. \begin{aligned} f_m(t) &\approx H_m \sin P_m t \\ f_p(t) &\approx H_p \sin P_p t \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

где  $H_m$ ,  $H_p$  - соответственно, амплитуды возмущающих ускорений, м;  
 $P_m$ ,  $P_p$  - эффективные частоты, рад/с.

Амплитуда динамической нагрузки металлических траков на почву может быть определена, как

$$A_{F_m} = MA_{\ddot{z}_m}, \quad (2.17)$$

где  $A_{\ddot{z}_m}$  - амплитуда ускорений колеблющейся подрессоренной массы, м/с<sup>2</sup>.

От резинокордных траков нагрузка на почву определяется величиной усилий, действующих в их упругих элементах

$$F_p = C_m X_p + \eta_m \dot{X}_p = m(\omega_{нт}^2 X_p + 2k_p \dot{X}_p). \quad (2.18)$$

Поэтому необходимо определить суммарную амплитуду этих составляющих уравнений (2.15).

Задача анализа уравнений (2.14) и (2.15) состоит в определении минимально необходимого набора эмпирических величин для расчёта амплитуд динамических нагрузок на почву.

Решение уравнения (2.14) для установившегося режима движения машины содержит только составляющую вынужденных колебаний и имеет вид [102]

$$Z_{.m} = \frac{H_{.m}}{\omega_{m}^2 - P_{.m}^2} \sin P_{.m} t = -\frac{H_{.m}}{P_{.m}^2 - \omega_{m}^2} \sin P_{.m} t, \quad (2.19)$$

где, по предварительным расчётам,  $P_{.m}^2 \gg \omega_{m}^2$ , а знак " - " перед значением амплитуды показывает, что колебания происходят в противофазе возмущающей силе, что имеет место, когда частота возмущения выше собственной частоты колебаний системы.

Из формулы (2.19) получаем

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_{.m} &= \frac{H_{.m} P_{.m}^2}{P_{.m}^2 - \omega_{m}^2} \sin P_{.m} t, \\ A_{F_{.m}} &= \frac{M H_{.m} P_{.m}^2}{P_{.m}^2 - \omega_{m}^2} = M P_{.m}^2 A_{Z_{.m}}, \end{aligned} \quad (2.20)$$

то есть для расчёта амплитуды динамического воздействия на почву металлических траков необходимо экспериментально определить непосредственно амплитуду ускорений подрессоренной массы машины - согласно (2.17) или частоту и амплитуду перемещений этой массы - согласно (2.20). Теоретически амплитуду перемещений подрессоренной массы можно определить как

$$A_{Z_{.m}} = \frac{H_{.m}}{P_{.m}^2 - \omega_{m}^2}.$$

Решение системы уравнений (2.15) для случая резинокордных траков в установившемся режиме, в силу учёта сопротивления  $\eta_m$ , содержит как синусоидальную, так и косинусоидальную составляющие

$$\left. \begin{aligned} Z_p &= A \sin P_p t + B \cos P_p t \\ X_p &= C \sin P_p t + D \cos P_p t \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

где  $A, B, C, D$  - постоянные амплитуды.

Полные амплитуды перемещений  $Z_p$  и  $X_p$

$$A_{Z_p} = \sqrt{A^2 + B^2}; \quad A_{X_p} = \sqrt{C^2 + D^2}. \quad (2.22)$$



Подставляя (2.21) в систему уравнений (2.15) и составляя для каждого из уравнений системы выражения баланса как синусоидальных, так и косинусоидальных составляющих, получим систему из четырёх уравнений для определения амплитуд  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$ . С учётом выражения для возмущающего ускорения (2.16), получим

$$\left. \begin{aligned} -AP_p^2 + \omega_{nn}^2 A - \omega_{nn}^2 C &= 0 \\ -BP_p^2 + \omega_{nn}^2 B - \omega_{nn}^2 D &= 0 \\ -CP_p^2 + C(\omega_{nn}^2 + \omega_{nm}^2) - A\omega_{nn}^2 - 2k_p DP_p &= H_p \\ -DP_p^2 + D(\omega_{nn}^2 + \omega_{nm}^2) - B\omega_{nn}^2 - 2k_p CP_p &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Из первых двух уравнений (2.23) получаем

$$A = \frac{C\omega_{nn}^2}{\omega_{nn}^2 - P_p^2}; \quad B = \frac{D\omega_{nn}^2}{\omega_{nn}^2 - P_p^2}$$

Подставляя эти результаты в последующие два уравнения (2.23), получим

$$C = \frac{H_p \psi}{\psi^2 + 4k_p^2 P_p^2}; \quad D = -\frac{2K_p P_p H_p}{\psi^2 + 4k_p^2 P_p^2}, \quad (2.24)$$

где обозначено

$$\psi = \left( \omega_{nn}^2 + \omega_{nm}^2 - P_p^2 - \frac{\omega_{nn}^2 \omega_{nm}^2}{\omega_{nn}^2 - P_p^2} \right) = P_p^2 + (\omega_{nn}^2 + \omega_{nm}^2) - \frac{\omega_{nn}^2 \omega_{nm}^2 + \omega_{nn}^2 \omega_{nn}^2 + \omega_{nn}^2 \omega_{nm}^2}{P_p^2 - \omega_{nn}^2}.$$

Амплитуда вертикальных перемещений неподрессоренных масс

$$A_{X_p} = \sqrt{C^2 + D^2} = \frac{H_p}{\sqrt{\psi^2 + 4k_p^2 P_p^2}}, \quad (2.25)$$

Динамическая нагрузка на почву, согласно (2.18) равна

$$F_p = m \left[ (\omega_{nm}^2 C - 2k_p P_p D) \sin P_p t + (\omega_{nm}^2 D - 2k_p P_p C) \cos P_p t \right],$$

а её амплитуда, соответственно

$$\begin{aligned}
A_{F_p} &= m\sqrt{(\omega_{nm}^2 C - 2k_p P_p D)^2 + (\omega_{nm}^2 D - 2k_p P_p C)^2} = \\
&= m\sqrt{\omega_{nm}^4 + 4k_p^2 P_p^2} \sqrt{C^2 + D^2} = m\sqrt{\omega_{nm}^2 + 4k_p^2 P_p^2} A_{X_p}
\end{aligned} \tag{2.26}$$

Таким образом, для расчёта этой величины необходимо экспериментально измерить амплитуду вертикальных перемещений  $A_{X_m}$ , частоту их  $P_p$ , а также коэффициент неупругого сопротивления  $k_p$ .

Анализ полученных значений  $A_{F_m}$  и  $A_{F_p}$  показывает, что уменьшение подрессоренной массы машины и увеличение неподдресоренной, приводит к росту коэффициента динамичности на почву, если за таковой принять отношение  $A_F$  к статическому давлению  $(M + m)g$ .

Ещё один вывод касается влияния скорости движения на динамические нагрузки на почву. Из теории трактора известно, что возмущающие ускорения звенчатости гусениц пропорциональны квадрату скорости движения машины

$$H_p \sim v_{\partial v}^2, \quad H_m \sim v_{\partial v}^2. \tag{2.27}$$

Учитывая, что частоты  $P_m$  и  $P_p$  пропорциональны скорости движения в первой степени получаем, что при металлических траках  $A_{F_m}$  растёт пропорционально квадрату скорости, а при резинокордных  $A_{F_p}$  остаётся практически постоянной (заметим, что первый случай рассмотрен при условии достаточно большой неподдресоренной массы).

Приведем зависимости для некоторых показателей динамичности нагрузок на почву

$$\left. \begin{aligned} \xi_{a_m} &= \frac{A_{z_m}}{H_m}; & \xi_{a_p} &= \frac{A_{z_p}}{H_p}; \\ \xi_{F_m} &= \frac{A_{F_m}}{H_m M}; & \xi_{F_p} &= \frac{A_{F_p}}{H_p m}; \\ \xi_{\Gamma_m} &= \frac{A_{F_m}}{H_m (M+m)}; & \xi_{\Gamma_p} &= \frac{A_{F_p}}{H_p (M+m)}; \\ \xi_{\text{дин.м}} &= \frac{A_{F_m}}{H_{0_m} (M+m)g}; & \xi_{\text{дин.п}} &= \frac{A_{F_p}}{H_{0_p} (M+m)g} \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

На рисунках 2.2...2.5 представлено графическое изменение показателей от частоты возмущающей силы, причём последняя зависимость приведена в функции относительной величины скорости движения машины. За единицу скорости принята скорость  $V_0 \approx 2,7$  км/ч, а зависимость  $H_{m,p}$  от скорости движения принята в формуле

$$H_{m,p} = H_{0_{m,p}} \left( \frac{v_{\text{дв}}}{v_0} \right). \quad (2.29)$$

Расчёты выполнены на основе технической характеристики комбайна КСГ - 3,2 А. Очень малая величина  $k_p$  принята равной нулю.

Коэффициенты  $\xi_\omega$ ,  $\xi_F$ ,  $\xi_\Gamma$ , показывают динамичность нагрузок на почву при фиксированной величине возмущающих ускорений  $H$ , т.е. восприимчивость к изменению частоты возмущающих сил.

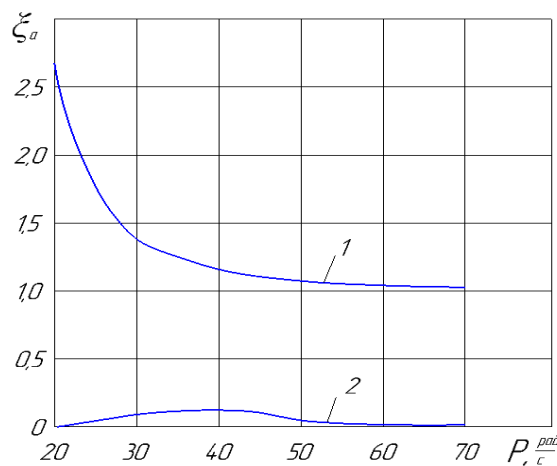


Рисунок 2.2 - Зависимость относительной величины ускорений подрессоренных масс от частоты возмущающей силы: 1-при металлических траках; 2 - при резинокордных траках.

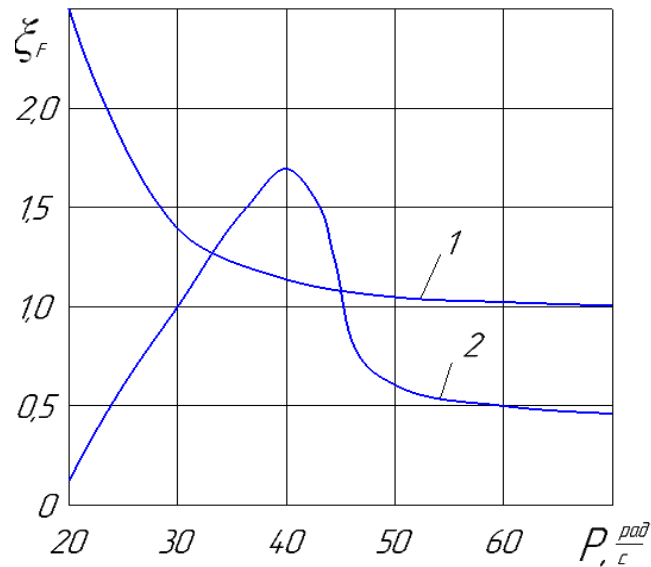


Рисунок 2.3 - Зависимость удельной динамической нагрузки на почву от частоты возмущающей силы: 1 - при металлических траках; 2 - при резинокордных траках.

На графиках зависимостей наблюдается стабилизация значений  $\xi_i$  для случая металлических траков после прохождения резонанса, при  $P = \omega_{nn}$ . В случае резинокордных траков имеется промежуточный резонанс при  $P \approx 40$  рад/с вследствие изменения формы колебаний двухмассовой системы ( $M+m$ ). Далее наблюдается стабилизации при низких значениях динамических нагрузок. При этом коэффициент  $\xi_F$  показывает отношение динамической составляющей сил к такой же составляющей в случае, если машина не имеет вообще подрессоренных масс. Коэффициент  $\xi_{F_m}$  показывает, следовательно, эффект от подрессоривания массы  $M$ , а  $\xi_{F_p}$  - от подрессоривания массы  $m$  путём применения резинокордных траков.

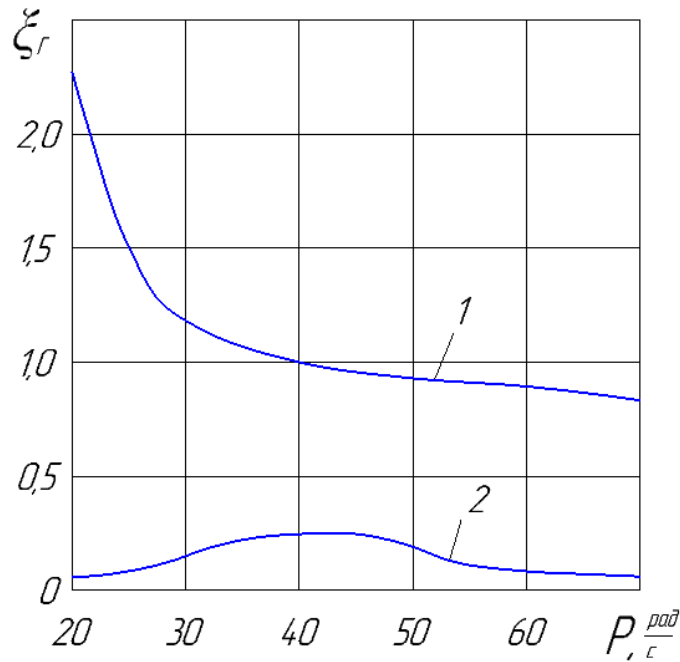


Рисунок 2.4 - Зависимость коэффициента гашения динамической нагрузки на почву от частоты возмущающей силы: 1 - при металлических траках; 2 - при резинокордных траках.

Коэффициент  $\xi_{дин}$ , является наиболее показательным, т.к. он показывает отношение динамической составляющей нагрузки на почву  $A_F$  к средней статической нагрузке  $(M+m)g$ . Здесь величина  $H_0$  является постоянным коэффициентом пропорциональности. Если определить этот коэффициент экспериментально, то можно найти коэффициент динамичности давления на почву

$$k_g = \frac{A_F}{(M+m)g} + 1 = (1 + \xi_{дин} H_0), \quad (2.30)$$

то есть показатель, непосредственно определяющий максимальное давление, глубину колеи и сопротивление движению машины.

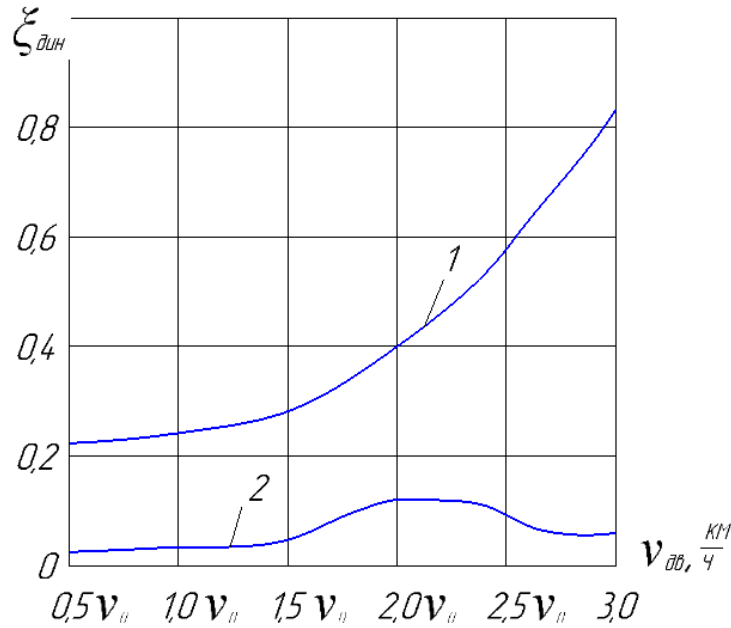


Рисунок 2.5 - Зависимость показателя динамичности нагрузки на почву от скорости движения машины: 1 - при металлических траках; 2 - при резинокордных траках.

Из графиков на рисунке 2.5 видно, что для металлических траков коэффициент динамичности быстро растёт в диапазоне рабочих скоростей движения, а для резинокордных - колеблется на низком уровне.

## 2.2 Расчет глубины колеи в условиях предельного равновесия среды по схеме однородной полуплоскости

Для исследования предельного равновесия почвы, как жесткопластической среды как в схеме однородной полуплоскости (рисунок 2.6), так и с учетом жесткого подстилающего слоя необходимо определить:

1. Величины предельно допустимого удельного давления  $q_{кр}$ , которое создает предельное равновесное состояние среды без внедрения в неё движителя ( $h=0$ ).

2. Глубину  $h$  внедрения движителя в почву, при заданном значении нагрузки  $q$ .

3. Величины пластической деформации за пределами движителя (линии  $AG$  и  $BE$  рисунок 2.7). Определение этого параметра представляет особый интерес для конструкций уборочных машин, у которых ширина захвата жатки должна перекрывать зону пластической деформации почвы во избежание заваливания растений деформируемой почвой.

Условия предельного равновесия среды определяются её предельным напряженным состоянием, которое характеризуется полем линий скольжения.

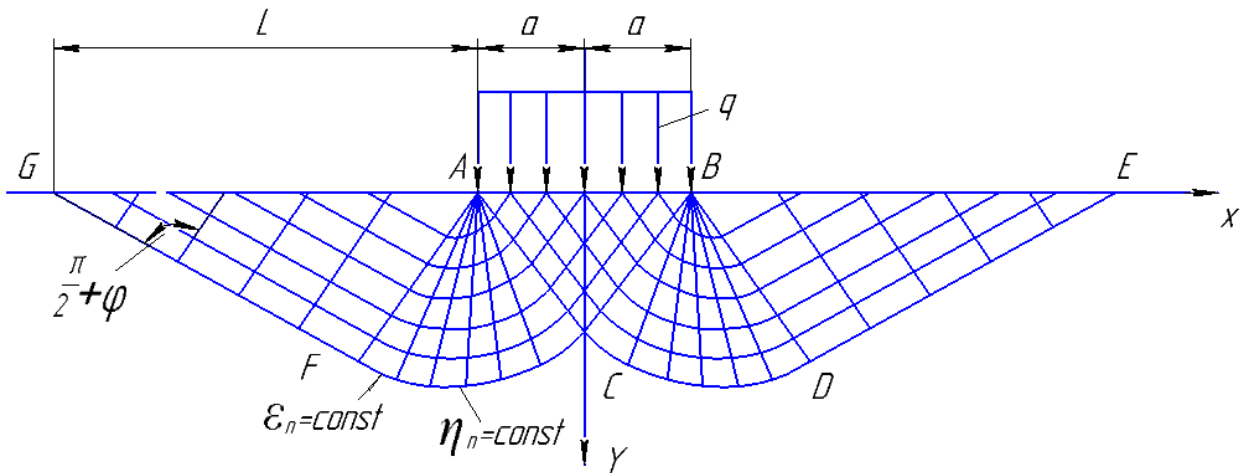


Рисунок 2.6 – Деформация пластической среды по схеме однородной полуплоскости.

Общим условием предельного равновесия является уравнение (2.31), которое определяет зависимость между касательными напряжениями  $\tau_n$  и нормальными напряжениями  $\sigma_n$ .

$$|\tau_n| = \sigma_n \operatorname{tg} \varphi + c, \quad (2.31)$$

где  $\tau_n$  - касательное напряжение, кПа;

$\sigma_n$  - нормальное напряжение, кПа;

$\varphi$  - угол внутреннего трения, град;

$c$  - сцепление, кПа.

Это условие должно выполняться в любой точке исследуемой среды, обладающей внутренним трением  $\varphi$  и сцеплением  $c$ .

Значения напряжений в различных областях поля линии скольжения определяется с помощью методики, изложенной в работе [103]. Применительно к задачам настоящего исследования достаточно ограничиться рассмотрением условий предельного равновесия среды в области  $AGF$ .

Для предельного равновесия без выпучивания почвы вдоль пластических участков, показанного на рисунке 2.6, основной задачей является определение критической нагрузки  $q_{кр}$  и длины пластического участка  $AG$ .

На схеме (рисунок 2.6) видно, что на границе пластического участка  $AG$  выполняется условие

$$\sigma_y = 0; \quad \tau_{xy} = 0. \quad (2.32)$$

Тогда зависимость для определения нормального напряжения  $\sigma_x$ , примет вид

$$\sigma_x = (q_{кр} + Cctg\varphi)exp(-\pi tg\varphi) - Cctg\varphi. \quad (2.33)$$

После некоторых преобразований, приведенных в указанной работе, и решения уравнения относительно  $q_{кр}$  получим

$$q_{кр} = Cctg\varphi \left[ \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} exp(\pi tg\varphi) - 1 \right]. \quad (2.34)$$

Предельное равновесие для случая, когда гусеничный движитель погружён в жёсткопластическую почву на глубину  $h$  представлено на рисунке 2.7. Вес материала, лежащего выше площадки  $AB$ , заменён пригрузкой, интенсивность которой равна  $h\gamma$ , где  $\gamma$  - объёмный вес материала.

Внешняя нагрузка на опорное основание гусеничного движителя  $q$ , создающая предельное равновесие среды, находится в прямой зависимости от глубины погружения  $h$ . При этом  $q > q_{кр}$  и  $q_{кр}$  является частным значением  $q$  при  $h = 0$ .



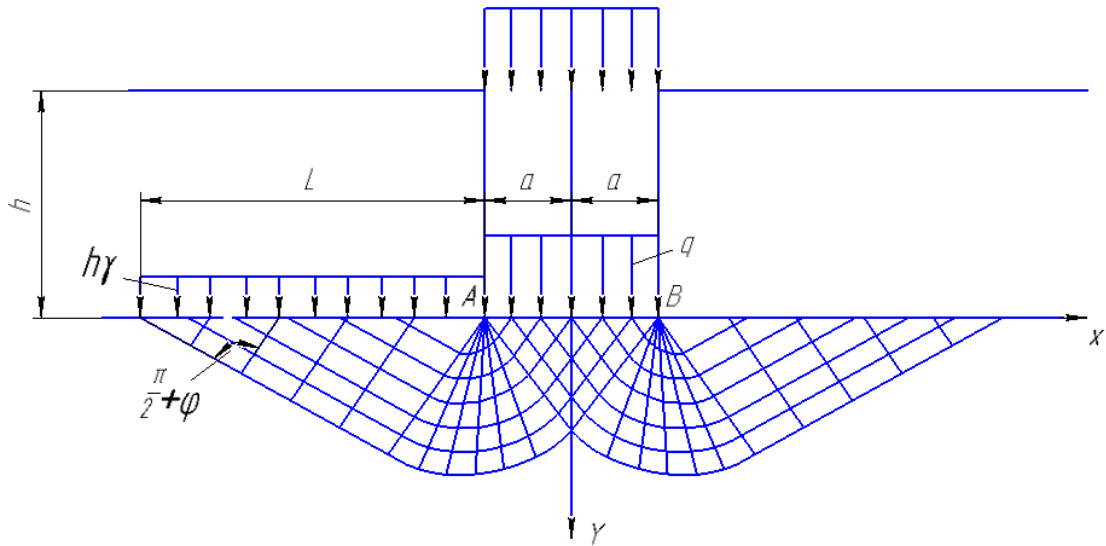


Рисунок 2.7 - Поле линий скольжения.

Исходя из выше изложенного, получена следующая зависимость для определения внешней нагрузки

$$q = h\gamma \frac{1 + \sin\varphi}{1 - \sin\varphi} \exp(\pi \operatorname{tg}\varphi) + C \operatorname{ctg}\varphi \left[ \frac{1 + \sin\varphi}{1 - \sin\varphi} \exp(\pi \operatorname{tg}\varphi) - 1 \right]. \quad (2.35)$$

Первая составляющая формулы (2.35) соответствует предельному равновесию при определённой величине  $h$ , вторая - критической нагрузкой, соответствующей предельному равновесию при  $h = 0$ .

Решая уравнение (2.35) относительно  $h$ , получим искомую глубину погружения движителя в почву

$$h = q \frac{m}{\gamma} \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} \exp(-\pi \operatorname{tg}\varphi) - \frac{km}{\gamma} \operatorname{ctg}\varphi \left[ 1 - \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} \exp(-\pi \operatorname{tg}\varphi) \right] C, \quad (2.36)$$

где  $k$  - коэффициент, учитывающий наличие дернового покрова почвы, ( $k \approx 0,1$ );

$m$  - коэффициент, учитывающий влияние органической компоненты в корнеобитаемом слое почвы ( $m \approx 0,5$ ).

При выводе формулы (2.36) предполагалось, что давление на почву  $q$  распределено вдоль гусеничного полотна равномерно. Кроме того, предпола-

галось, что нет динамической составляющей нагрузки, изменяющейся во времени.

Рассмотрим случай переменного в пространстве и времени давления на почву. При этом, будем считать, что деформации почвы незначительно отстают от изменения приложенного давления. В этом случае можно в поперечном сечении колеи использовать принятую ранее схему деформирования жёсткопластического полупространства.

В процессе роста давления по мере набегания на деформируемое сечение направляющего участка гусеничного полотна происходит деформирование почвы. Давление  $q$ , в данном случае является активным, а противодействующее ему давление ( $h\gamma$ ) - пассивным. Поэтому в уравнении (2.36) коэффициент подвижности деформируемой почвы  $\mu = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi}$  стоит при значении гидростатического давления ( $h\gamma$ ). При переменной нагрузке на почву после первого пика давления следует его многократное снижение и повышение. Последующие пики давления могут быть как меньше первого, так и больше его, в зависимости от того, куда смещён центр масс машины - вперёд или назад.

Учитывается каждый последующий пик давления, как повторное прохождение машины, суммируя величину колеи от них по логарифмическому закону накопления повторных осадков. Рассмотрим, как происходит процесс повторного нагружения. После первого пика давления  $q$ , следует его снижение до величины  $q'$ . Определим условие, при котором величина колеи останется прежней, в силу наличия внутреннего трения в почве.

При уменьшении давления  $q$  активным становится давление ( $h\gamma$ ). Это давление, во-первых, должно преодолеть предварительное сопротивление  $q_{кр}$ . Во-вторых, согласно (2.35), необходимо уравновесить пассивное давление

$$\Delta q = q' \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi tg \varphi). \quad (2.37)$$

Из условия, что глубина колеи не уменьшается, имеем (с учётом коэффициентов  $m$  и  $k$ )

$$h\gamma = \frac{q'}{m} \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi \operatorname{tg} \varphi) + \frac{C}{km} \operatorname{ctg} \varphi \left[ \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi \operatorname{tg} \varphi) - 1 \right] = \frac{q'}{m} n + \frac{q_{кр}}{km}, \quad (2.38)$$

где 
$$n = \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi \operatorname{tg} \varphi).$$

В то же время, 
$$q = \frac{h\gamma m}{m} + q_{кр} \frac{1}{km}.$$

Выражая отсюда ( $h\gamma$ ) через  $q$  и  $q_{кр}$  и подставляя его значение в (2.38), получаем условие стабильности глубины колеи при снижении давления  $q$  до  $q'$

$$q' \geq q \left( \frac{m}{n} \right)^2 - \frac{q_{кр}}{kn} \left( \frac{1}{n} + 1 \right). \quad (2.39)$$

Правая часть неравенства (2.39) изменяется от 0 до  $q$ , при физически возможных значениях входящих в неё коэффициентов. При реальных значениях этих коэффициентов ( $m \leq 1$ ;  $n \geq 12,7$  при  $\operatorname{tg} \geq 0,5$ ;  $q_{кр} \geq 0$ ;  $k \leq 0,1$ )

$$q' \geq \frac{q}{160}.$$

То есть нагрузка должна упасть, как минимум, в 160 раз для того, чтобы колея начала уменьшаться под действием гидростатического давления почвы ( $h\gamma$ ). В то же время, при полном снятии нагрузки ( $q' = 0$ ) колея уменьшается, согласно (2.38) до величины

$$h' \geq \frac{C}{\gamma km} \operatorname{ctg} \varphi \left[ \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi \operatorname{tg} \varphi) \right]. \quad (2.40)$$

(Здесь знак неравенства отражает тот случай, когда гидростатического давления почвы недостаточно даже для преодоления  $q_{кр}$ ).

Однако рассмотрение известных экспериментальных движителей говорит о невозможности падения давления под траками до нуля.

Таким образом, повторные пики нагрузки на почву, происходят в условиях сформировавшейся и неразрыхлённой после предыдущего снижения давления колеи. Поэтому с высокой точностью можно считать, что изменение глубины колеи возможно только при появлении пиков нагрузки больших, чем предыдущие пики. При этом расчёт конечной глубины колеи возможен по максимальному пику давления на почву

$$q_{\max} = q_{cp}^{cm} + \left( \frac{A_F}{2bL} + q_{\max}^{cm} - q_{cp}^{cm} \right) \nu, \quad (2.41)$$

где  $q_{cp}^{cm}$  - среднее статическое давление на почву,  $кПа$ ;

$q_{\max}^{cm}$  - наибольший пик статического давления,  $кПа$ ;

$A_F$  - амплитуда динамической нагрузки на почву вследствие колебаний машины,  $кН$ ;

$b$  - ширина траков,  $м$ ;

$L$  - длина опорной поверхности гусеничного полотна,  $м$ ;

$\nu$  - коэффициент, учитывающий сглаживание с глубиной колеи давления.

Здесь необходимо отметить, что приведенные выше выводы верны только при принятой схеме деформирования почвы как жёстко-пластического тела.

Особенности формирования колеи при переменной нагрузке на почву, выявленные выше, необходимо учитывать и при расчёте составляющей сопротивления движению гусеничной машины от деформации почвы. С достаточной достоверностью можно считать, что существенная деформация почвы происходит под направляющим участком гусеницы и, в дальнейшем, под опорным участком лишь при прохождении пиков давления больших, чем предыдущие. Последнее возможно, если центр масс машины смещён назад.

### 2.3 Определение сопротивления перемещению гусеничных движителей от деформации почвы

Сопротивление качению гусеничного движителя в результате колееобразования зависит, главным образом, от потерь энергии в самом движителе и на деформацию почвы.

Для определения силы сопротивления качению от деформации почвы  $P_{fn}$  примем, в первом приближении, допущение, что деформация почвы осуществляется передней дуговой ветвью направляющего колеса и направляющим участком при равномерном распределении давления по длине опорной поверхности.

Известно, что в любом случае деформация почвы проходит в пределах угла трения по направлению вектора абсолютной скорости перемещения деформатора, в данном случае гусеницами на направляющем участке и дуговой ветви направляющего колеса (рисунок 2.8).

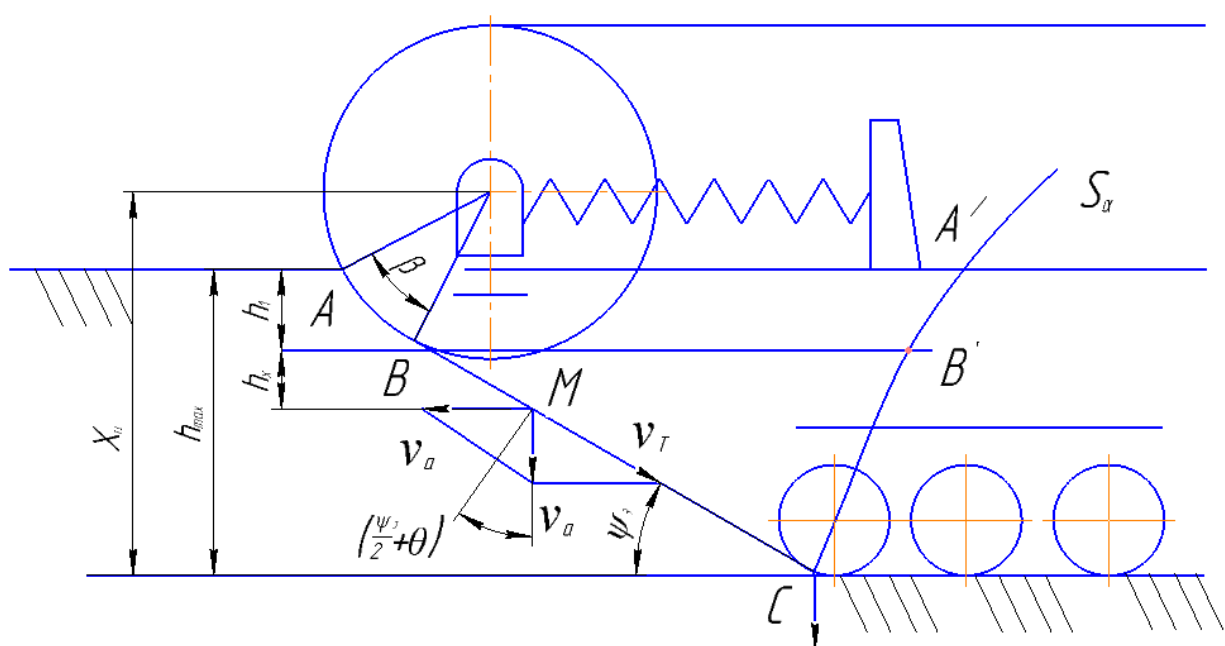


Рисунок 2.8 - Направление вектора абсолютной скорости гусеничной цепи при перемещении по участкам обвода.

Анализ характера взаимодействия элементов гусеничной цепи с почвой позволяет выделить два участка контакта движителя с почвой: переднюю дугую ветвь направляющего колеса  $AB$  и направляющий участок  $BC$  (см. рисунок 2.8). Общая сила сопротивления качению гусеничного движителя, возникающая в следствии деформации почвы, в этом случае определяется следующим уравнением

$$P_{f_n} = \sum_{i=1}^n P_{f_i} = P_{f_{AB}} + P_{f_{BC}}, \quad (2.42)$$

где  $P_{f_{AB}}, P_{f_{BC}}$  - составляющие силы сопротивления качению, возникающие при деформации почвы траками, соответственно, на участках  $AB$  и  $BC$ .

На участке  $AB$ , при передвижении движителя с образованием колеи  $h_1$ , поверхности смятия трака перемещаются как поступательно, так и вращательно, т.е. перемещение происходит по дуге. Принимаем за направление вектора абсолютной скорости, перемещения поверхностей смятия и частиц почвы хорду указанной кривой, не совпадающую по направлению с вертикалью на угол  $\frac{\beta_x + \psi_3}{2} + Q$  (рисунок 2.9). Величина  $\beta_x$  представляет собой текущий угол наклона гусеничного звена при его перемещении по участку  $AB$ , по отношению к направляющему участку  $BC$ . Угол  $\beta_x$  равен нулю в точке  $B$  на глубине  $h_1$ .

Определим составляющие силы сопротивления качению гусеничного движителя, возникающие на участке контакта с почвой.

При перемещении движителя на пути  $dS$  почва под элементарной площадкой переместится для точки  $M$  из положения  $A_1$  в положение  $A_1'$ . При этом элементарная реакция почвы, возникающая на элементарной площадке трака, находящегося на участке  $AB$ , будет определяться, как

$$dR_N = q_N dF, \quad (2.43)$$

где  $dF$  - элементарная площадка на траке;

$q_N$  - напряжение в почве, нормальное к элементарной площадке.

Площадь элементарной площадки можно представить в виде

$$dF = b d\tau_{36}, \tag{2.44}$$

где  $b$  - ширина трака;

$d\tau_{36}$  - элементарный участок длины трака.

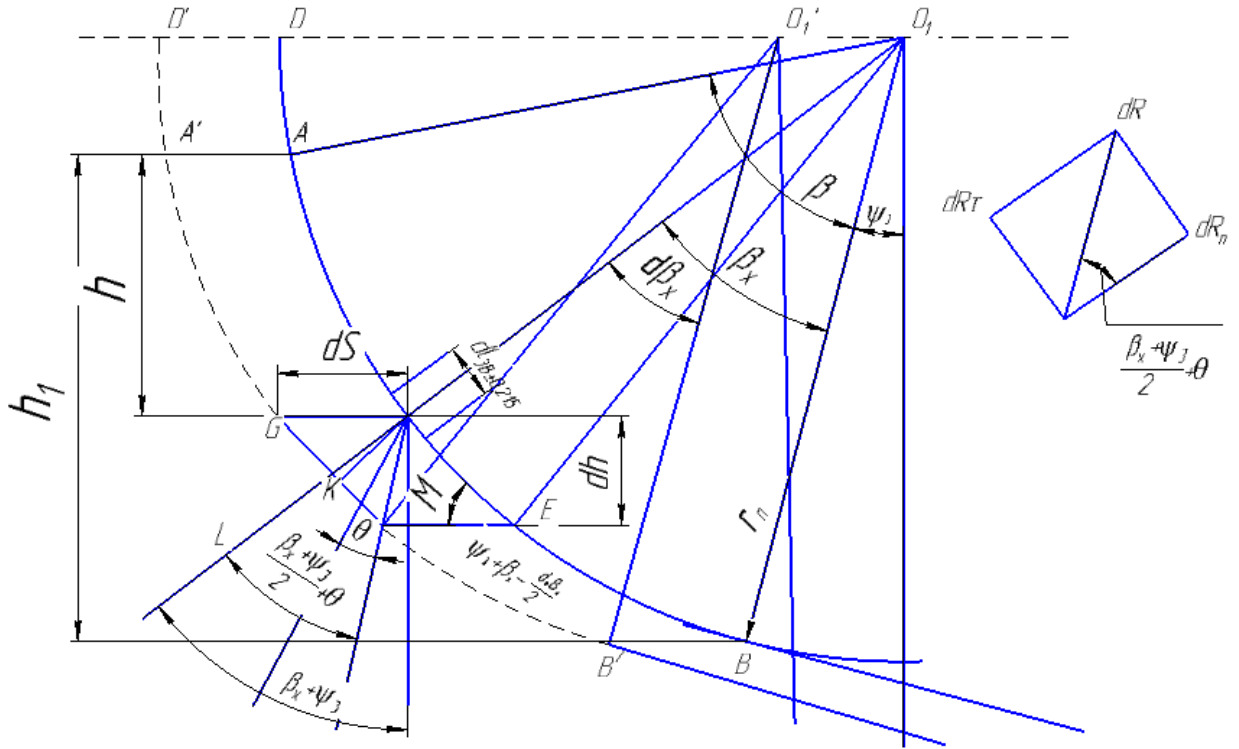


Рисунок 2.9 - Схема деформации почвы на участке передней дуговой ветви направляющего участка гусеничной цепи.

Отношение приращения действующего вертикального давления  $dq$ , к приращению нормального к элементарной площадке давления  $dq_N$  можно характеризовать косинусом угла между ними

$$\frac{dq}{dq_N} = \cos(\beta_x + \psi_3), \tag{2.45}$$

или

$$dq_N = \frac{dq}{\cos(\beta_x + \psi_3)} = \frac{kdh}{\cos(\beta_x + \psi_3)}, \tag{2.46}$$

где  $dh$  - элементарное перемещение частиц почвы по вертикали при передвижении на пути  $dS$ .

Величину текущей деформации  $h$  (рисунок 2.9) можно выразить следующим уравнением

$$h = r_n [\cos(\beta_x - \psi_3) - \cos(\beta + \psi_3)] \quad (2.47)$$

Определим элементарную реакцию почвы, действующую на элементарную площадку по направлению вектора абсолютной скорости (рисунок 2.9)

$$dR = \frac{dR_N}{\cos\left(\frac{\beta_x + \psi_3}{2} + Q\right)}, \quad (2.48)$$

Равнодействующая элементарных реакций почвы будет равняться произведению площадки трака на напряжение смятия. Ввиду того, что напряжение смятия зависит от глубины погружения и соответствует величине давления, то реакцию  $R$  можно представить в интегральном виде

$$R = \int_0^{h_1} \int_0^{\tau_{3b}} dq_i dF = (-1)b \int_{\beta}^0 \int_0^{\tau_{3b}} \frac{r_n k b t g(\beta_x + \psi_3)}{\cos\left(\frac{\beta_x + \psi_3}{2} + Q\right)} d\beta_x d\tau_{3b}. \quad (2.49)$$

Работа сил сопротивления качению, согласно закону сохранения энергии, расходуется на деформацию почвы и образование колеи. На участке  $AB$  (рисунок 2.9) составляющую силу сопротивления качению от деформации почвы траками в общем виде можно выразить отношением

$$P_{f_{AB}} = \sum_{i=1}^{n_{mp}} \frac{dA}{dS} = n_{mp} R \frac{dh'}{dS}, \quad (2.50)$$

где  $n_{mp}$  - количество траков, находящихся в контакте с почвой на участке  $AB$ ;  $dh'$  - элементарное перемещение частиц почвы по направлению вектора абсолютной скорости при передвижении движителя на пути  $dS$ , соответствующее отрезку  $A_1A'_1$ .

При этом  $n_{mp}$  определяется, как



$$n_{mp} = \frac{\beta}{2 \arctg \frac{\tau_{3b}}{2r_n}}. \quad (2.51)$$

Производя определённые преобразования, получим силу сопротивления качению на участке  $AB$

$$P_{f_{AB}} = \frac{br_n k \beta}{2\eta_0^2 \arctg \frac{\tau_{3b}}{2r_n}} \int_0^\beta \int_0^{\tau_{3b}} \frac{[\eta_0^2 - 2\eta_0 \cos(\beta_x + \psi_3) + 1]}{\cos(\beta_x + \psi_3)} d\beta_x d\tau_{3b}, \quad (2.52)$$

где  $\eta_0$  - КПД, учитывающий потери на буксование гусеничного движителя;

$k$  - коэффициент жёсткости, зависящий от характеристик почвы  $\gamma$  и  $\varphi$ , кН

$$k = m\gamma \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \exp(\pi \operatorname{tg} \varphi). \quad (2.53)$$

Для определения составляющей силы сопротивления качению на участке  $BC$  от деформации почвы траками, необходимо отметить, что при перемещении движителя поверхности смятия совершают только поступательное движение как переносное вместе с движителем на пути  $dS$ , так и относительное вместе с гусеничной цепью под углом  $\psi_3$  к направлению движения. Направление векторов абсолютной скорости перемещения поверхностей смятия, а следовательно, и направление деформации составит угол  $\frac{\psi_3}{2} + Q$  с нормалью к направляющему участку (рисунок 2.8).

Элементарная реакция почвы, действующая на элементарную площадку трака

$$qdF = (kh + q_{кр})dF, \quad (2.54)$$

где

$$dF = bd\tau_{3b}, \quad (2.55)$$

В связи с тем, что  $\frac{dq}{dq_N} = \cos \psi_3$ , то

$$dq_N = \frac{dq}{\cos\psi_3}. \quad (2.56)$$

Зависимость между напряжением смятия и деформацией почвы на участке  $BC$  может быть представлена в следующем виде

$$q = kh + q_{кр}, \quad (2.57)$$

тогда  $dq = kdh$ ,

отсюда

$$dR_N = bd\tau_{3b} \int_{h_1}^H \frac{kdh}{\cos\psi_3}, \quad (2.58)$$

где  $H$  - высота верхней точки направляющего участка.

Поскольку направление деформации отличается от нормали к направляющему участку на угол  $\frac{\psi_3}{2} + Q$  (рисунок 2.10), то можно установить, что

$$dR = \frac{dR_N}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + Q\right)}. \quad (2.59)$$

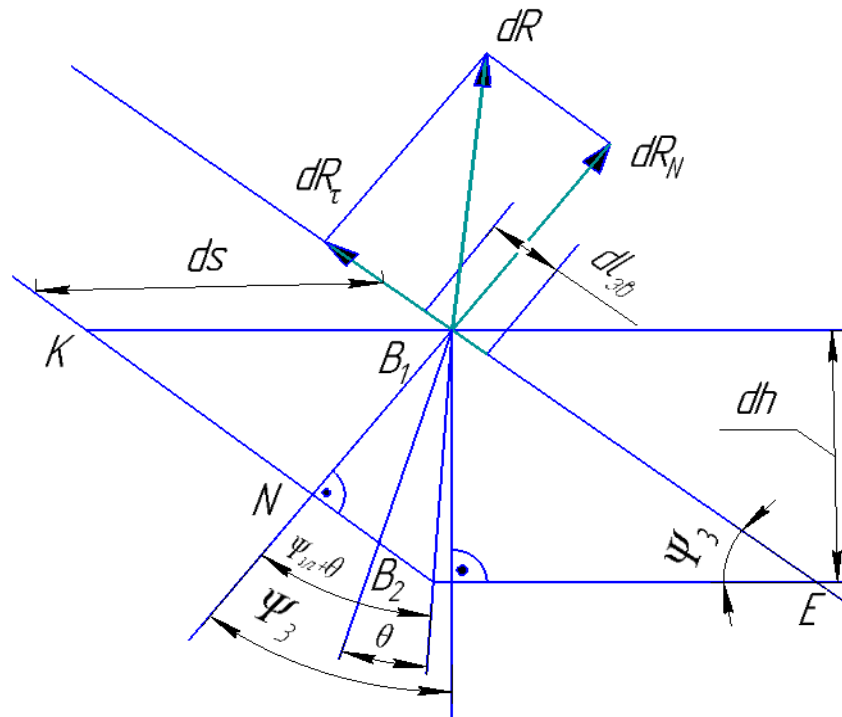


Рисунок 2.10 - Схема деформации почвы на направляющем участке гусеничной цепи.

Тогда равнодействующая элементарных реакций почвы на трак будет равна

$$R = \frac{bk}{\cos \psi_3 \cos \left( \frac{\psi_3}{2} + Q \right)} \int_{h_1}^H \int_0^{\tau_{3b}} dh d\tau_{3b}. \quad (2.60)$$

Элементарное перемещение движителя определяется из треугольников  $KB_1N$  и  $NB_1B_2$  (рисунок 2.10), как

$$dS \sin \psi_3 = dh' \cos \left( \frac{\psi_3}{2} + Q \right), \quad (2.61)$$

тогда

$$dS = dh' \frac{\cos \left( \frac{\psi_3}{2} + Q \right)}{\sin \psi_3}, \quad (2.62)$$

а

$$\frac{dh'}{dS} = \frac{\sin \psi_3}{\cos \left( \frac{\psi_3}{2} + Q \right)}. \quad (2.63)$$

На основании преобразований, определим значение тригонометрической функции  $\cos \left( \frac{\psi_3}{2} + Q \right)$

$$\cos \left( \frac{\psi_3}{2} + Q \right) = \frac{\eta_6 \sin \psi_3}{\sqrt{\eta_6^2 - 2\eta_6 \cos \psi_3 + 1}}. \quad (2.64)$$

Отсюда отношение  $\frac{dh'}{dS}$  будет равно

$$\frac{dh'}{dS} = \frac{1}{\eta_6} \sqrt{\eta_6^2 - 2\eta_6 \cos \psi_3 + 1}. \quad (2.65)$$

Принимая во внимание преобразование, выразим составляющую сопротивления качению от деформации почвы траками на участке ВС в интегральной форме

$$P_{f_{bc}} = \frac{l_n bk (\eta_6^2 - 2\eta_6 \cos \psi_3 + 1)}{\tau_{3b} \sin \psi_3 \cos \psi_3 \eta_6^2} \int_{h_1}^H \int_0^{\tau_{3b}} dh d\tau_{3b}, \quad (2.66)$$

где  $l_n$  - длина направляющего участка гусеницы.

Находим значение силы сопротивления, возникающей вследствие деформации почвы на участке  $AC$

$$P_{f_{AC}} = \frac{br_n k \tau_{3b} \beta}{\eta_0^2 \operatorname{arctg} \left( \frac{\tau_{3b}}{2r_n} \right)} \left[ \left( \frac{\eta_0^2 + 1}{1} \right) \ln \left| \frac{\operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\beta + \psi_3}{2} \right)}{\operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\psi_3}{2} \right)} \right| - 2\eta_0 \beta \right] + \frac{2bl_n^2 k (\eta_0^2 - 2\eta_0 \cos \psi_3 + 1)}{\eta_0^2 \cos \psi_3}, \quad (2.67)$$

или, учитывая наши экспериментальные данные и данные ряда других авторов о том, что на практике  $\bar{\sigma} \rightarrow 0$  и  $\eta_0 \rightarrow 1$ ,

$$P_{f_{AC}} = \frac{2br_n k \tau_{3b} \beta}{\operatorname{arctg} \left( \frac{\tau_{3b}}{2r_n} \right)} \left[ \ln \left| \frac{\operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\beta + \psi_3}{2} \right)}{\operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\psi_3}{2} \right)} \right| - \beta \right] + \frac{4bl_n^2 k (1 - \cos \psi_3)}{\cos \psi_3}. \quad (2.68)$$

Формула (2.68) представляет собой несколько модифицированное выражение для коэффициента сопротивления качению от деформирования почвы для случая использования гладких опорных плит гусеничного движителя. Эта формула имеет ограниченную область применения, т.к. в ней предполагается равномерное распределение давления вдоль опорной поверхности гусениц (непонятно, однако, каким это распределение является на направляющем участке), чего не подтверждают приведенные в этой же работе эпюры давлений. Кроме того, в формуле (2.68) предполагается, что глубина колеи  $h_c$  (см. рисунок 2.8) превышает высоту верхней точки направляющего участка  $B$  над опорным участком гусеницы. Поэтому  $P_{BC}$  не зависит от нагрузки  $q$  или глубины  $h$ , а задано конструктивными размерами гусеничного движителя.

В выражении для  $P_{AB}$  угол  $\beta$  зависит от глубины колеи и, следовательно, от нагрузки  $q$ . Однако, в действительности глубина колеи может быть недостаточной для того, чтобы поверхность почвы достигла точки  $B$ . Тогда в выражение для  $P_{BC}$  должна входить глубина колеи, а  $P_{AB}$  должно стать равным нулю.

Из геометрических соображений, условие равенства нулю силы  $P_{AB}$  и угла  $\beta$

$$\frac{H_n - h_c}{r_n} \geq \cos \psi_3. \quad (2.69)$$

Учитывая, что  $H_n = l_n \sin \psi_3 + r_n \cos \psi_3$ , т.е. пренебрегая величиной  $r_0(1 - \cos \psi_3)$ , как это делается во всех подобных расчётах, получаем условие (2.69) в виде

$$h_c \leq l_n \sin \psi_3. \quad (2.70)$$

Из тех же соображений

$$\cos \psi_3 - \cos(\beta + \psi_3) = \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n}, \quad (2.71)$$

при  $\beta \geq 0$ .

Таким образом, в формуле (2.68) угол  $\beta$  должен определяться из выражения

$$\cos(\beta + \psi_3) = \min \left[ \cos \psi_3, \left( \cos \psi_3 - \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n} \right) \right], \quad (2.72)$$

а вместо  $l_n^2$  должна стоять величина

$$l_n^2(h_c) = \min \left( l_n^2, \frac{h_c^2}{\sin^2 \psi_3} \right). \quad (2.73)$$

Известно, что логическая функция  $\min(Z_1, Z_2)$  может быть представлена непрерывной однозначной алгебраической функцией

$$\min(Z_1, Z_2) = \frac{1}{2} \left( Z_1 + Z_2 - \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2 - 2Z_1Z_2} \right), \quad (2.74)$$

тогда

$$\cos(\beta + \psi_3) = \frac{1}{2} \left[ 2 \cos \psi_3 - \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n} - \sqrt{\cos^2 \psi_3 + \left( \cos \psi_3 - \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n} \right)^2 - 2 \cos \psi_3 \left( \cos \psi_3 - \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n} \right)} \right], \quad (2.75)$$

$$l_n^2(h_c) = \frac{1}{2} \left( l_n^2 + \frac{h_c^2}{\sin^2 \psi_3} - \sqrt{l_n^4 + \frac{h_c^4}{\sin^4 \psi_3} - 2l_n^2 \frac{h_c^2}{\sin^2 \psi_3}} \right). \quad (2.76)$$

Подставляя выражения (2.75) и (2.76) в (2.68), получим формулу для определения  $P_{AC}$ , которая остаётся верной при любом значении  $h_c$  и любых конструктивных параметрах гусеничного движителя.

При установке на машину резинокордных траков возникает дополнительное сопротивление качению из-за их упругого несовершенства. Потери энергии в самом гусеничном движителе можно выразить через работу, затрачиваемую на деформацию эластичных элементов в гусеничной цепи, которая выражается следующим уравнением:

$$dA = \int_0^{h_1} P df', \quad (2.77)$$

где  $P$  - вертикальная нагрузка;

$h_1$  - высота профиля резинокордного трака;

$f'$  - текущее значение  $f$  - суммарного прогиба резинокордного трака.

Потери энергии на деформацию резинокордного трака происходят вследствие потерь на внутреннее трение в упругих стояках при их изгибе и выпрямлении и в протекторной части траков.

Межмолекулярное трение в резине и трение между слоями резинокордной оболочки оценивается коэффициентом гистерезисных потерь  $\eta_m$ . При этом работа, затрачиваемая на преодоление упругости стенок резинокордного трака с учётом несущей начальной жёсткости каркаса, определяется уравнением [95]

$$P_{f_m} = \frac{\psi_1 C_m f^2}{2} \left( 1,75 - \frac{f C_m}{3b_{np}} \right), \quad (2.78)$$

где  $C_m$  - вертикальная жёсткость резинокордного трака,  $\kappa H/m$ ;

$f$  - прогиб резинокордного трака при действующей рабочей нагрузке  $P$ ,  $m$ ;

$\psi_1$  - коэффициент поглощения энергии;

$b_{np}$  - ширина протекторной части, м.

Полное сопротивление качению гусеничного движителя (без учёта трения в шарнирах звеньев) определяется суммой составляющих выражения (2.76) и (2.78)

$$P_f = P_{f_n} + P_{f_m} . \quad (2.79)$$

Установка резинокордных траков, наряду с повышением эластичности движителя, изменяет его геометрию и кинематику, так как при этом уже нельзя пренебрегать толщиной гусеничного полотна. В то же время, зависимость (2.68) получена при условии, что толщина гусеничного полотна пренебрежимо мала, по сравнению с радиусом направляющего колеса  $r_n$ . Если учитывать высоту траков  $h_{mp}$ , то во все приведенные выше зависимости вместо радиусов  $r_n$  и  $r_0$  необходимо подставить величины  $(r_n + h_{mp})$  и  $(r_0 + h_{mp})$ . Как показывают числовые расчёты, при достаточно малых углах  $\psi_3$  сопротивлением качению от смятия почвы на дуге  $\psi_3(r_0 + h_{mp})$  можно, как и ранее, пренебречь. Увеличение же эффективной величины радиуса направляющего колеса  $r_n$  приводит, с одной стороны, к уменьшению угла  $\beta$ , а с другой стороны – к увеличению длины дуги  $\beta(r_n + h_{mp})$ . В итоге сопротивление качению на этой дуге увеличивается. Но на этой дуге возникает дополнительная движущая сила, обусловленная буксованием.

Действительно точки дуги  $AB$  движутся со скоростью  $2\pi(r_n + h_{mp})\omega_n$ , где  $\omega_n$  - угловая скорость вращения направляющего колеса, а на прямолинейных участках точки опорной поверхности гусениц движутся со скоростью гусеничной цепи, равной  $2\pi r_n \omega_n$ . Таким образом, буксование на дуге  $AB$  состав-

ляет  $\delta_{AB} = \frac{h_{mp}}{r_n}$ . Для рассматриваемого типа машин стандартная величина

$r_n = 0,377$  м. При высоте резинокордных траков  $h_{mp} = 0,1$  м,  $\sigma = 27\%$ , здесь не учтена высота металлических траков, на которых крепятся резинокордные траки. В действительности величина буксования ещё выше. Это объясняет почти полное отсутствие буксования на опорной части гусениц движителя с

резинокордными траками при испытаниях на почве с низкой несущей способностью.

Если в формуле (2.64) учесть, что величина

$$\eta_{\delta} = \frac{v_{\delta}}{v_m} = \frac{2\pi r_n \omega_n}{2\pi(r_n + h_{mp})\omega_n} = \frac{r_n}{r_n + h_{mp}} \quad (\text{только для дуги } AB), \text{ где } v_{\delta} - \text{ скорость}$$

движения машины;  $v_m$  — скорость движения точек опорной поверхности траков на дуге  $AB$ , то в зависимости (2.68) в первом слагаемом необходимо учитывать дополнительное сопротивление качению от величины этого буксования, и сила сопротивления качению на дуге  $AB$  должна определяться из выражения

$$P_{AB} = \frac{b(r_n + h_{mp})\tau_{3b}\beta}{\eta_{\delta}^2 \arctg\left(\frac{\tau_{3b}}{2(r_n + h_{mp})}\right)} \left[ \frac{(\eta_{\delta}^2 + 1)}{2} \ln \frac{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\beta + \psi_3}{2}\right)}{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi_3}{2}\right)} - 2\eta_{\delta}\beta \right], \quad (2.80)$$

где 
$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{h_{mp}}{r_n + h_{mp}} = \frac{r_n}{r_n + h_{mp}}.$$

Поскольку при учёте высоты траков значение величины  $l_n$  не изменяется в формуле (2.70) можно пренебречь величиной  $(r_0 + h_{mp})(1 - \cos\psi_3)$ , то при использовании резинокордных траков существенно изменяются геометрические соотношения только на дуге.

Рассмотрим, как это влияет на силу сопротивления качению  $P_{AB}$ . При этом учтём, что для реальных значений  $\tau_{3b}$  и  $r_n$  величина  $\frac{\tau_{3b}}{2r_n}$  не превышает

0,3, а тогда, с точностью до 3% можно считать, что  $\arctg\left(\frac{\tau_{3b}}{2r_n}\right) \approx \frac{\tau_{3b}}{2r_n}$ . Учיתי-

вая, что



$$\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\beta + \psi_3}{2}\right) = \frac{1 + \sin(\beta + \psi_3)}{1 - \sin(\beta + \psi_3)},$$

$$\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\psi_3}{2}\right) = \frac{1 + \sin \psi_3}{1 - \sin \psi_3}. \quad (2.81)$$

Тогда выражение (2.80) принимает вид

$$P_{AB} = \frac{2bk\beta(r_n + h_{mp})^4}{r_n^2} \left[ \frac{(r_n + h_{mp})^2 + r_n^2}{2(r_n + h_{mp})^2} \ln \frac{1 + \sin(\beta + \psi_3)}{1 - \sin(\beta + \psi_3)} - \frac{(r_n + h_{mp})^2 + r_n^2}{2(r_n + h_{mp})^2} \ln \frac{1 + \sin \psi_3}{1 - \sin \psi_3} - 2 \frac{r_n^2}{(r_n + h_{mp})^2} \beta \right]. \quad (2.82)$$

Для определения степени влияния высоты траков  $h_{mp}$  на сопротивление качению  $P_{AB}$  воспользуемся известным разложением функции  $\ln\left(\frac{1+Z}{1-Z}\right)$  в степенной ряд

$$\ln\left(\frac{1+Z}{1-Z}\right) = 2\left(Z + \frac{Z^3}{3} + \frac{Z^5}{5} + \dots + \frac{Z^{2n+1}}{2n+1} + \dots\right), \quad \text{при } |Z| < 1. \quad (2.83)$$

В нашем случае,  $Z = \sin(\beta + \psi_3)$  и  $Z = \sin \psi_3$ , причём  $\sin(\beta + \psi_3) < 1$  и  $\sin \psi_3 < 1$ . Как показывает числовая оценка, в степенном ряду (2.83) достаточно оставить члены  $Z$  и  $\frac{Z^3}{3}$ , ввиду абсолютной малости членов более высоких степеней. Учтём также разложение в степенной ряд синусов

$$\sin(\beta + \psi_3) = (\beta + \psi_3) - \frac{(\beta + \psi_3)^3}{3!} + \frac{(\beta + \psi_3)^5}{5!} - \dots,$$

$$\sin \psi_3 = \psi_3 - \frac{\psi_3^3}{3!} + \frac{\psi_3^5}{5!} - \dots \quad (2.84)$$

Тогда, отбрасывая все члены, содержащие степени углов  $(\beta + \psi_3)$  и  $\psi_3$  больше, чем 3, получим

$$l_n \frac{1 + \sin(\beta + \psi_3)}{1 - \sin(\beta + \psi_3)} - l_n \frac{1 + \sin \psi_3}{1 - \sin \psi_3} \approx 2 \left[ (\beta + \psi_3) + \frac{(\beta + \psi_3)^3}{6} - \psi_3 - \frac{\psi_3^3}{6} \right] =$$

$$= 2\beta + \frac{(\beta + \psi_3)^3 - \psi_3^3}{3}. \quad (2.85)$$

Величину  $\beta$  выразим приближённо из (2.76)

$$\cos(\beta + \psi_3) \approx 1 - \frac{(\beta + \psi_3)^2}{2}; \quad \cos \psi_3 \approx 1 - \frac{\psi_3^2}{2}, \quad (2.85)$$

откуда

$$\beta + \psi_3 \approx \sqrt{2 \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n + h_{\delta\delta}} + \psi_3^2}. \quad (2.87)$$

Для оценки влияния  $h_{mp}$  на  $P_{AB}$  положим, что угол  $\beta \gg \psi_3$ . Тогда, пренебрегая углом  $\psi_3$ , по сравнению с  $\beta$ , получаем

$$P_{AB} \approx \frac{bk(r_n + h_{mp})^2}{r_n^2} \left[ (r_n + h_{mp})^2 + r_n^2 \left( \frac{1}{3} \beta^4 + 4\beta^2 \right) \right] + \frac{2bk(r_n + h_{mp})^4}{r_n^2} \beta^2, \quad (2.88)$$

где

$$\beta^2 \approx 2 \frac{h_c - l_n \sin \psi_3}{r_n + h_{\delta\delta}}.$$

Отсюда

$$P_{AB} \approx \frac{8bk(h_c - l_n \sin \psi_3)}{r_n^2} (r_n + h_{mp})(r_n^2 + h_{mp}^2 + r_n \cdot h_{mp}) + \frac{4}{3} \frac{bk(h_c - l_n \sin \psi_3)^2}{r_n^2} * \\ * \left[ (r_n + h_{mp})^2 + r_n^2 \right]. \quad (2.89)$$

Таким образом, сопротивление качению от деформирования почвы с увеличением высоты траков возрастает. Но при этом возрастает и часть давления машины на почву, воспринимаемая на дуге контакта  $AB$ . Происходит разгрузка переднего опорного катка, под которым обычно имеет место пик давления. Поэтому уменьшается глубина колеи  $h_c$  что ведёт в свою очередь, к снижению сопротивления качению движителя. Разгрузка первого опорного катка происходит и за счёт увеличения натяжения направляющего участка

гусеничной цепи из-за буксования на участке  $AB$ . Величину этой разгрузки оценить теоретически весьма сложно. Однако, из выражения (2.154) можно оценить необходимую степень снижения глубины колеи  $h_c$  для компенсации эффекта от увеличения высоты траков.

Заметим, что в (2.89) второе слагаемое меньше первого как минимум, в 15 раз. Поэтому оценку эффекта от увеличения высоты траков выполним по первому слагаемому. Если обозначить через  $P_{AB_0}$  значение  $P_{AB}$  при  $h_{mp} = 0$ , то

$$\xi_p = \frac{P_{AB}}{P_{AB_0}} \approx \left( 1 + \frac{h_{mp}}{r_n} \right) \left( 1 + \frac{h_{mp}}{r_n} + \frac{h_{mp}^2}{r_n^2} \right). \quad (2.90)$$

Так, при  $r_n = 0,377\text{м}$ ,  $h_{mp} = 0,1\text{м}$ ,  $\xi_p = 1,69$ . Учитывая, что  $P_{AB}$  достигает величины  $P_{BC}$ , получаем, что общее сопротивление качению движителя от деформирования почвы увеличивается примерно на 35%. График зависимости (2.89) приведен на рисунке 2.11.

Далее, оценим степень снижения глубины колеи  $h_c$ , компенсирующую отрицательный эффект от увеличения  $h_{mp}$ . Если новая глубина колеи стала равной  $h'_c$ , то из условия постоянства значения первого слагаемого в (2.89)

получаем  $\frac{h'_c - l_n \sin \psi_3}{h_c - l_n \sin \psi_3} = \frac{1}{\xi_p}$ . Откуда необходимая степень снижения  $h_c$

$$\xi_h = \frac{h_c - h'_c}{h_c} = \left( 1 - \frac{1}{\xi_p} \right) \left( 1 - \frac{l_n \sin \psi_3}{h_0} \right), \quad (2.91)$$

где  $h_0$  - начальная величина  $h_c$  при  $h_{mp} = 0$ .

При номинальных значениях  $\psi_3 = 0,2182 \text{ рад.}$ ,  $l_n = 0,550\text{м}$  и углу  $\beta + \psi_3 = \frac{\pi}{4}$ ,  $h_0 = 0,157\text{м}$ . Тогда зависимость для  $\xi_h$  имеет вид

$$\xi_h = 0,242 \left( 1 - \frac{1}{\xi_p} \right). \quad (2.92)$$

В приведенном выше примере  $\xi_p = 1,69$  и необходимое для компенсации этой величины значение  $\xi_h = 0,10$ . График зависимости  $\xi_h(h_{mp})$  приведен на рисунок 2.11. Сравнение графиков зависимостей  $(\xi_p - 1)$  и  $\xi_h$  от высоты тра-

ков показывает, что даже небольшое (в несколько процентов) уменьшение глубины колеи компенсирует рост сопротивления качению.

При этом для сохранения постоянным значения второго слагаемого в формуле (2.89) необходимо ещё менее значительное уменьшение  $h_c$  - примерно в два раза меньше, чем  $\xi_h$ .

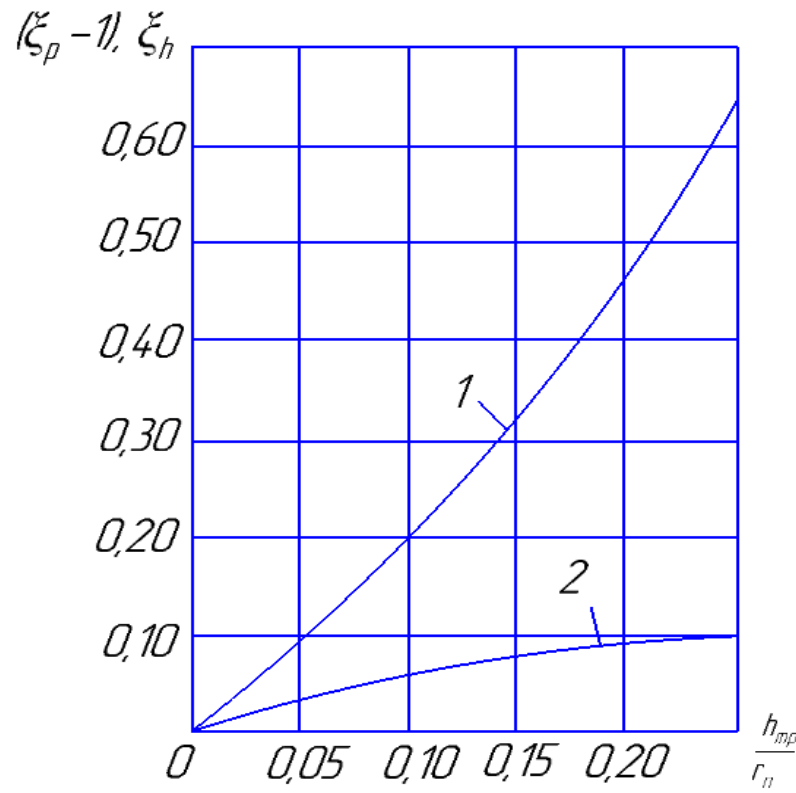


Рисунок 2.11 - Зависимости коэффициентов  $\xi_p$  и  $\xi_h$  от относительной высоты траков: 1-зависимость для  $(\xi_p - 1)$ ; 2- зависимость для  $(\xi_h)$ .

Таким образом, для компенсации отрицательного эффекта от увеличения высоты траков вполне достаточно достигаемого при этом снижения динамических нагрузок на почву от вертикальных колебаний машины. Кроме того, следует ожидать снижения сопротивления качению от деформирования почвы за счёт более равномерного распределения давления на почву, т.е. снижения пиковых давлений вдоль опорных поверхностей гусениц.

## 2.4 Взаимодействие гусеничных движителей с резиноармированными гусеницами с переувлажненной пойменной почвой

### 2.4.1 Деформирование почвы гусеничным движителем с резиноармированными гусеницами

Деформирование почвы резиноармированными гусеницами имеет свои особенности по сравнению с другими видами гусеничных движителей, ввиду наличия достаточно высоких грунтозацепов и гибкости гусеничной ленты в промежутках между ними. Особенности вносит и наличие над грунтозацепами закладных металлических элементов, обеспечивающих цевочное зацепление со звездочками движителя (рисунок 2.12). На рисунке 2.12 показана схема деформирования почвы как жесткопластического тела с внутренним трением грунтозацепа в процессе его внедрения в почву при наезде на него катка.

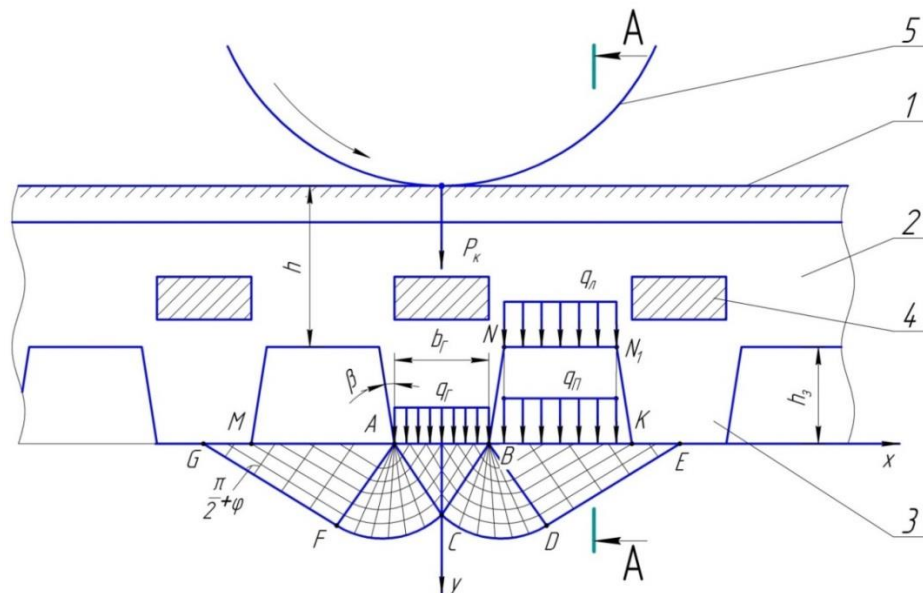


Рисунок 2. 12- Схема формирования колеи под грунтозацепом:

- 1 – поверхность почвы; 2 – резиноармированная гусеничная лента;  
3 – грунтозацеп; 4 – закладной металлический элемент; 5 – каток.

Схема линий скольжения в почве и приложенных к ней давлений показана в соответствии с аналогичными схемами деформирования почвы зацепными гусеничными тяговыми органами.

Проведенные нами экспериментальные наблюдения показывают, что вытеснение почвы грунтозацепами происходит вдоль гусеницы, как показано на рисунке 2.12. Поэтому, в отличие от металлических гусениц и гусениц с резинокордными траками, этот процесс нужно рассматривать в продольной вертикальной плоскости. Вытеснение почвы участками резиноармированной гусеничной ленты, находящейся в промежутке между грунтозацепами происходит в поперечном направлении, как и на других типах гусеничных движителей (рисунок 2.13).

При этом вытесняется и та почва, что была вытеснена грунтозацепами в пространство между ними.

При этом происходит своеобразная «экструзия» почвы через канал сечением  $BNN_1KB$  (см. рисунок 2.12) и длиной  $B$  (где  $B$  – ширина гусеницы). В этом процессе происходят большие сдвиговые деформации в почве с разрушением корневой системы растений практически по всей площади следа гусеницы.

Давление на почву под грунтозацепом  $q_{\Gamma}$  и под резиноармированной лентой в промежутке между грунтозацепами  $q_{\text{л}}$  взаимосвязаны (см. рисунок 2.12) Глубина погружения грунтозацепа  $(h + h_3)$  зависит от давления пригрузки  $q_{\text{п}}$ , которое равно

$$q_{\text{п}} = q_{\text{л}} + h_3\gamma, \quad (2.93)$$

где  $\gamma$  – объемный вес почвы,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

С другой стороны, согласно теории образования колеи [104]

$$q_{\text{л}} \leq h\gamma \frac{1+\sin\varphi}{1-\sin\varphi} \exp(\pi tg\varphi) + cctg\varphi \left[ \frac{1+\sin\varphi}{1-\sin\varphi} \exp(\pi tg\varphi) - 1 \right], \quad (2.94)$$

где  $\varphi$  – угол внутреннего трения в почве;

$c$  - начальное сцепление (когезия между частицами почвы).

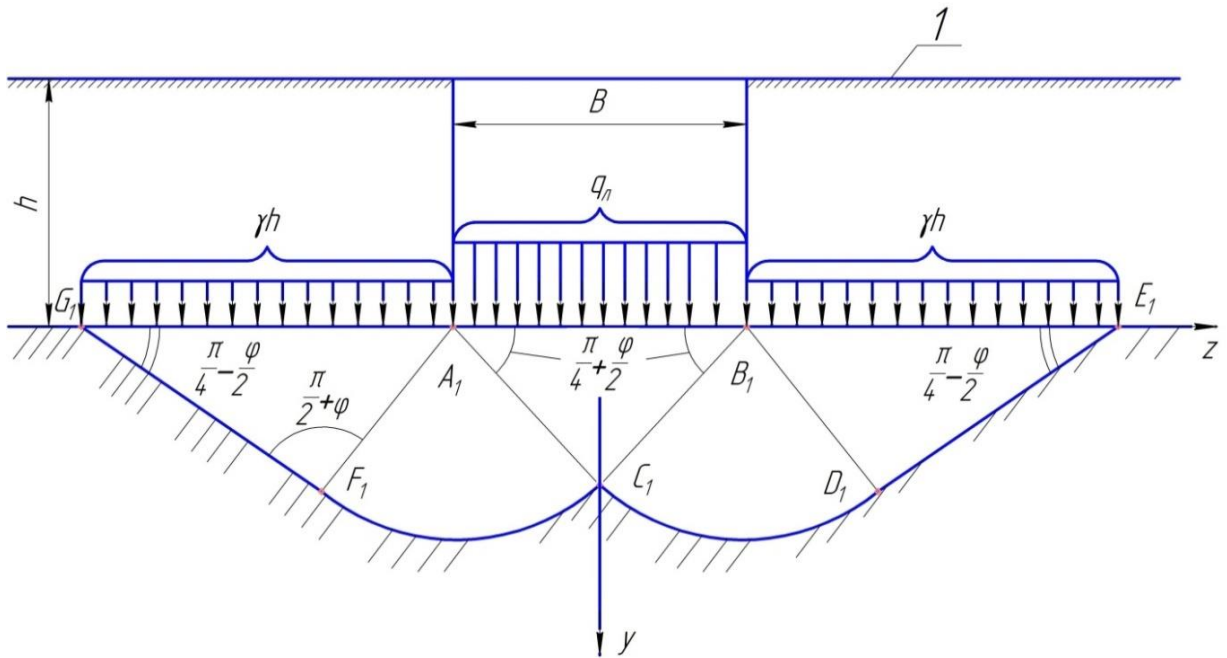


Рисунок 2.13 - Схема формирования колеи в промежутке между грунтозацепами в сечении  $A-A$  (см. рисунок 2.12): 1 – поверхность почвы.

Здесь знак « $\leq$ » поставлен в связи с тем, что для сохранения баланса действующих давлений, давление  $q_{л}$  может уменьшаться после формирования под резиноармированной лентой колеи, так же, как и давление под предыдущим грунтозацепом (на участке  $KE$ ). Из рисунка 2.12 следует, что давление на участке  $KE$  должно быть равно давлению пригрузки  $q_{л}$ , на одном уровне с ним, т.е. меньше  $q_{г}$ . Если даже давление  $q_{л}$  на участке  $KE$  уменьшается в десятки раз, выпучивания почвы под ними не будет.

Тогда по аналогии с формулой (2.94)

$$q_{г} = (q_{л} + h_{з}\gamma) \frac{1+\sin\varphi}{1-\sin\varphi} \exp(\pi tg\varphi) + cctg\varphi \left[ \frac{1+\sin\varphi}{1-\sin\varphi} \exp(\pi tg\varphi) - 1 \right], \quad (2.95)$$

С другой стороны

$$q_{г} = \frac{P_{к}}{Bb_{г}}, \quad (2.96)$$

где  $P_{к}$  – усилие, действующее на данный опорный каток,  $kH$ ;

$b_{г}$  – ширина подошвы грунтозацепа,  $m$ ;

$B$  – рабочая ширина гусеницы,  $m$ .

Поэтому формула (2.95) принимает вид

$$\frac{P_k}{Bb_\Gamma} = (q_L + h_3\gamma)m \exp(\pi tg\varphi) + cctg\varphi [m \exp(\pi tg\varphi) - 1]. \quad (2.97)$$

Полученная из формулы (2.97) величина  $q_L$ , зависящая от конструктивных параметров гусеницы и физико-механических свойств почвы, должна удовлетворять неравенству (2.16594). Предельный случай, удовлетворяющий условию (2.94) со знаком равенства определяет равновесную глубину колеи  $h$ . Однако, величина  $q_L$ , может получаться и отрицательной. В этом случае нужно применять глубину колеи  $h$ , отрицательной при  $q_L = 0$ . Этот случай означает, что лента в промежутке между грунтозацепами находится выше поверхности почвы, а погружаются в почву только грунтозацепы.

Однако колея под промежуточным участком резиноармированной ленты формируется путем прохождения над ним опорного катка с пиковым давлением под его центром (рисунок 2.14). При этом пиковое давление пробегает весь участок и колея формируется такой, как если бы действовало равномерно распределенное давление  $q_L$ , равное пиковому.

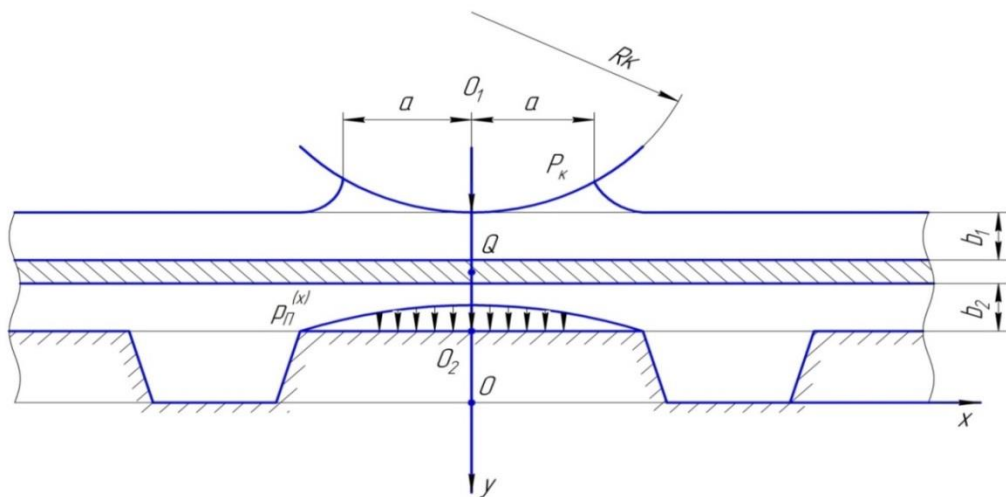


Рисунок 2.14 - Схема определения поперечной жесткости резиноармированной гусеницы и максимального давления на почву в промежутке между грунтозацепами: 1 – упругодеформируемый слой; 2 – нерастяжимая прослойка; 3 – упругодеформируемый слой; 4 – грунтозацеп; 5 – каток.

Для определения пикового давления необходимо знать распределение давления на пятне контакта опорного катка с лентой.



Это распределение зависит от характеристик жесткости контакта, а также от изгиба, обладающей изгибной жесткостью и находящейся под натяжением ленты. Решению этих задач и посвящены следующие разделы.

#### 2.4.2 Определение жесткости резиноармированной гусеницы при деформировании ее опорными катками гусеничного движителя

Пренебрегая в первом приближении взаимным влиянием нагрузок от соседних опорных катков, определим жесткость резиноармированной ленты при нагружении одним катком. Рассмотрим два характерных сечения: 1) сечение, проходящее через середину промежутка между грунтозацепами (рисунок 2.14); 2) сечение, проходящее через середину толщины грунтозацепа  $b_r$  (см. рисунок 2.12). При этом учтем, что резиноармированная лента имеет несколько слоев (см. рисунок 2.14): верхний упругодеформированный слой резины, армированный кордом толщиной  $b_1$ ; практически нерастяжимый вдоль гусеницы слой, армированный стальными тросами; нижний упругодеформированный слой толщиной  $b_2$ .

Параметры сжатия верхнего упруго деформируемого слоя определим по схеме деформации цилиндром тонкого упругого слоя, приклеенного к жесткому основанию. При этом возможный прогиб слоя, армированного тросами и являющегося в данном случае основанием, учтем, как это принято в теории контактных деформаций, введением некоторого радиуса кривизны основания, который будет определен в дальнейшем.

Резину можно считать практически несжимаемым материалом. В этом случае при сжатии тонкого слоя резины цилиндром эпюра распределения давления на площадке контакта описывается не квадратичной параболой, как в теории контактных деформаций Герца, а параболой четвертой степени [104]. Такое распределение давления на площадке контакта характеризуется

большей концентрацией напряжений в середине площадки, а сам контакт является более жестким.

Согласно [104], основные характеристики контакта жесткого цилиндра (в нашем случае опорного катка) с тонким слоем резины определяются следующим образом:

- распределение давления симметрично относительно оси  $OO_1$  (см. рисунок 2.14) при  $|x| \leq a$

$$P(x) = \frac{E_{\text{пр}} a^4}{24 R_{\text{пр}} b_1^3} \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^2, \quad (2.98)$$

- уравнение для определения полуширины площадки контакта  $a$  ;

$$P_k = \frac{2 E_{\text{пр}} a^5}{45 R_{\text{пр}} b_1^3} B, \quad (2.99)$$

- наибольшая деформация вдоль оси  $OO_1$  (вертикальное перемещение опорного катка)

$$\delta = \frac{a^2}{6 R_{\text{пр}}}, \quad (2.100)$$

где  $B$  - рабочая ширина гусеницы,  $m$ ;

$R_{\text{пр}}$  - приведенный радиус кривизны контактирующих тел,  $m$ ;

$E_{\text{пр}}$  - приведенный модуль упругости контактирующих тел,  $H/m^2$ .

Приведенный радиус кривизны равен

$$R_{\text{пр}} = \frac{R_k R_{\text{тр}}}{R_{\text{тр}} - R_k}, \quad (2.101)$$

где  $R_k$  - радиус опорного катка,  $m$ ;

$R_{\text{тр}}$  - радиус кривизны слоя, армированного тросами в точке  $Q$ , обусловленный прогибом этого слоя,  $m$ .

Радиус  $R_{\text{тр}}$  при положении центра катка посередине промежутка между грунтозацепами (рисунок 2.14) в дальнейшем определяется из уравнения изгиба гусеницы как растянутой балки, лежащей на упругом основании.

Приведенный модуль упругости слоя толщиной  $b_1$ , армированного кордом, как композитного тела определим, согласно рекомендациям работы [105], как

$$E_{np} = E_p \frac{(1+C_k)E_k + (1-C_k)E_p}{(1+C_k)E_p + (1-C_k)E_k}, \quad (2.102)$$

где  $E_p$  – модуль упругости резины,  $H/M^2$ ;

$E_k$  – модуль упругости нитей корда при поперечном сечении,  $H/M^2$ ;

$C_k$  – объемная концентрация нитей корда в слое.

Считая, что  $E_k \gg E_p$ , получаем

$$E_{np} \approx E_p \frac{1+C_k}{1-C_k}. \quad (2.103)$$

Определим из равенств 2.99 и 2.100 жёсткость контакта опорного катка с резиноармированной лентой

$$C_3 = \frac{P_k}{\delta_3} = 1,73(P_k R_{np})^{3/5} \left(\frac{E_{np} B}{b_1^3}\right)^{5/2}. \quad (2.104)$$

Таким образом, жесткость контакта зависит от действующего усилия  $P_k$ . А нагрузка на опорный каток в рассматриваемом его положении зависит от соотношения шага установки катков и шага грунтозацепов. Если это соотношение является целым числом, то нагрузка на все катки тележки практически одинакова и равна нагрузке на тележку, деленной на число катков. В ином случае она определяется из уравнения изгиба гусеницы как балки, лежащей на упругом основании.

При расположении катка над грунтозацепом и закладным металлическим элементом (рисунок 2.12) в приведенных выше выражениях можно принять,  $R_{тр} = \infty$  и  $R_{np} = R_k$ . Обозначим получающуюся при этом жесткость  $C_1$ .

Распределение давления при этом, можно записать, как

$$P(x) = P_{max} \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^2, \quad (2.105)$$

где  $P_{max}$  – максимум давления, определяемый из совместного решения двух неравенств

$$P_{max} = \frac{E_{\text{пр}} a^4}{24 R_{\text{пр}} b_1^3}, \quad (2.106)$$

и

$$P_{\kappa} = \frac{2 E_{\text{пр}} a^5 B}{45 R_{\text{пр}} b_1^3}, \quad (2.107)$$

путем исключения из них величины  $a$ . При этом получаем

$$P_{max} \approx 0,5 \left( \frac{P_{\kappa}}{B} \right)^{4/5} \left( \frac{E_{\text{пр}}}{R_{\text{пр}} b_1^3} \right)^{1/5}, \quad (2.108)$$

Определим жесткость грунтозацепа при вертикальном нагружении с учетом особенностей расчета резиновых деталей [106]. Воспользуемся при этом методом Э.Э. Лавендела, согласно которому деформация детали рассчитывается исходя из необходимой энергии формоизменения. Грунтозацеп представляет собой длинное призматическое тело шириной при основании, равной (см. рисунок 2.12)

$$b_{\Gamma}' = b_{\Gamma} + 2 h_3 t q \beta. \quad (2.109)$$

Площадь поперечного сечения основания грунтозацепа равна

$$F_0 = b_{\Gamma}' B. \quad (2.110)$$

Тогда, согласно [106], жесткость при вертикальном сжатии грунтозацепа равна

$$C_2 = \frac{P}{\Delta} = G_p F_0 \frac{1}{2 h_3} \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{b_{\Gamma}'}{h_3} \right)^2 \right], \quad (2.111)$$

где  $P$  – действующее усилие,  $\kappa H$ ;

$\Delta$  – осадка грунтозацепа,  $m$ ;

$G_p$  – модуль сдвига резины,  $G_p = \frac{E_p}{3}$ ;

$E_p$  – модуль упругости резины,  $H/m^2$ .

Жесткость нижнего слоя резины толщиной  $b_2$  (см. рисунок 2.14) определяется модулем упругости резины  $E_p$  и толщиной этого слоя и составляет на единицу опорной площади

$$C_0 = \frac{E_p}{b_2} . \quad (2.112)$$

Таким образом, жесткости резиноармированной ленты как выше, так и ниже слоя, армированного тросами, определены нами в двух характерных сечениях: над грунтозацепами и в промежутках между ними.

Жесткость грунта в расчете на единицу опорной площади определяется модулем деформации грунта и глубиной деформируемой части грунта

$$C_{\Gamma} = \frac{2E_{\text{деф}}}{h_{\text{деф}}} . \quad (2.113)$$

Под грунтозацепом, согласно принятой выше схеме образования колеи

$$h_{\text{деф}} = \frac{1}{2} b_{\Gamma} \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) . \quad (2.114)$$

В промежутке между грунтозацепами

$$h_{\text{деф}} = \frac{1}{2} B \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) , \quad (2.115)$$

Таким образом, под грунтозацепом жесткость грунта значительно больше, чем в промежутке между ними. Давление на почву под грунтозацепом можно считать приближенно равномерно распределённым и равным

$$P_{\Gamma} = \frac{P_{\text{к}}}{b_{\Gamma}} . \quad (2.116)$$

Именно давлениями  $q_{\text{л}} = P_{\text{max}}$  и  $q_{\Gamma} = P_{\Gamma}$  определяется глубина колеи в промежутке между грунтозацепами и под грунтозацепами.

### 2.4.3 Определение радиуса кривизны слоя резиноармированной гусеницы, армированной тросами и распределение нагрузки между катками

Фигурирующий в формулах для жесткости резиноармированной гусеницы при деформировании ее опорными катками радиус кривизны слоя, армированного тросами, в промежутке между грунтозацепами, определим из уравнений прогиба резиноармированной гусеницы как растянутой натяжением  $T$  балки, лежащей на упругом основании. При том учтем и податливость почвы, характеризующуюся модулем деформации  $E_{\text{деф}}$ . В соответствии с обычно используемым соотношением  $t_k/t_r$  от 2,0 до 2,5, рассмотрим два крайних случая  $t_k/t_r=2,0$  (рисунок 2.15) и  $t_k/t_r=2,5$  (рисунок 2.16). На рисунках приняты используемые ранее обозначения.

Жесткость грунта принята  $C_r$ . Уравнение изгиба резиноармированной гусеницы как балка на упругом основании, согласно [107], запишем в виде

$$EJ \frac{d^4 y}{dx^4} - T \frac{d^2 y}{dx^2} + B \alpha y = BP(x), \quad (2.117)$$

где  $EJ$  - изгибная жесткость резиноармированной гусеницы,  $\text{кН/м}$ ;

$T$  – натяжение гусеницы,  $\text{кН}$ ;

$\alpha$  – жесткость упругого основания в расчете на  $1 \text{ м}^2$  опорной площади,  $\text{кН/м}^2$ ;

$P(x)$  – давление со стороны катков на армированный слой резиноармированной гусеницы,  $\text{кН/м}^2$ .

В промежутках между грунтозацепами

$$\frac{1}{\alpha_1} = \frac{B_2}{E_p} + \frac{Btg\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)}{4E_{\text{деф}}}. \quad (2.118)$$

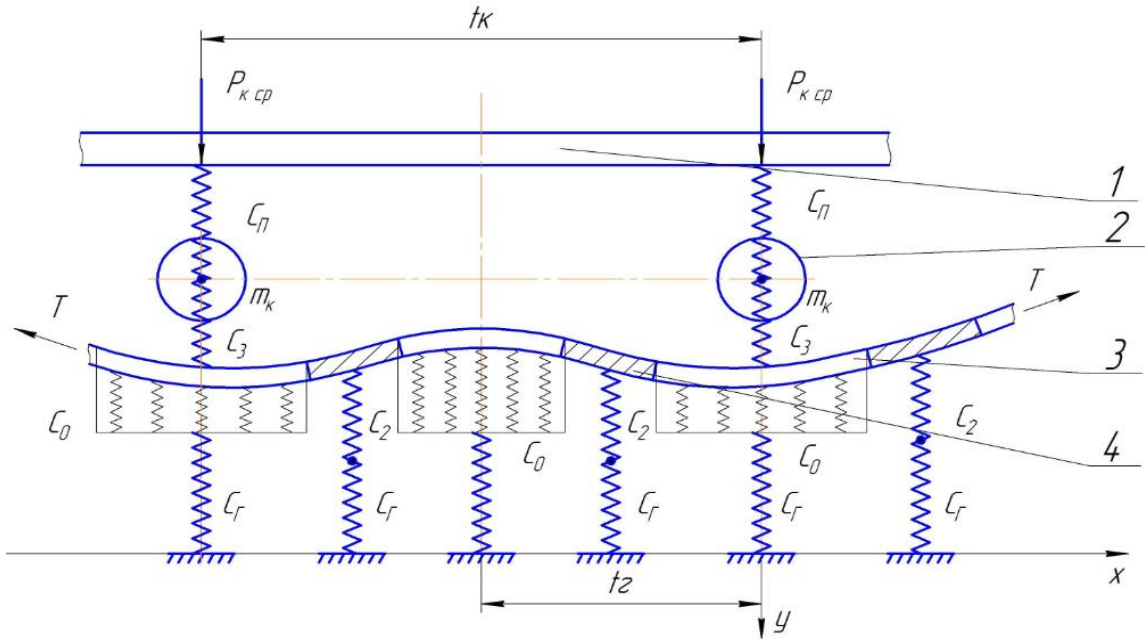


Рисунок 2.15 - Схема деформирования резиноармированной гусеницы (при  $t_k/t_r=2,0$ ) как растянутой балки на упругом основании: 1 - балка тележки; 2 - каток; 3 - резиноармированная гусеница; 4 - закладной элемент; 5 - уровень границы усадки грунта.

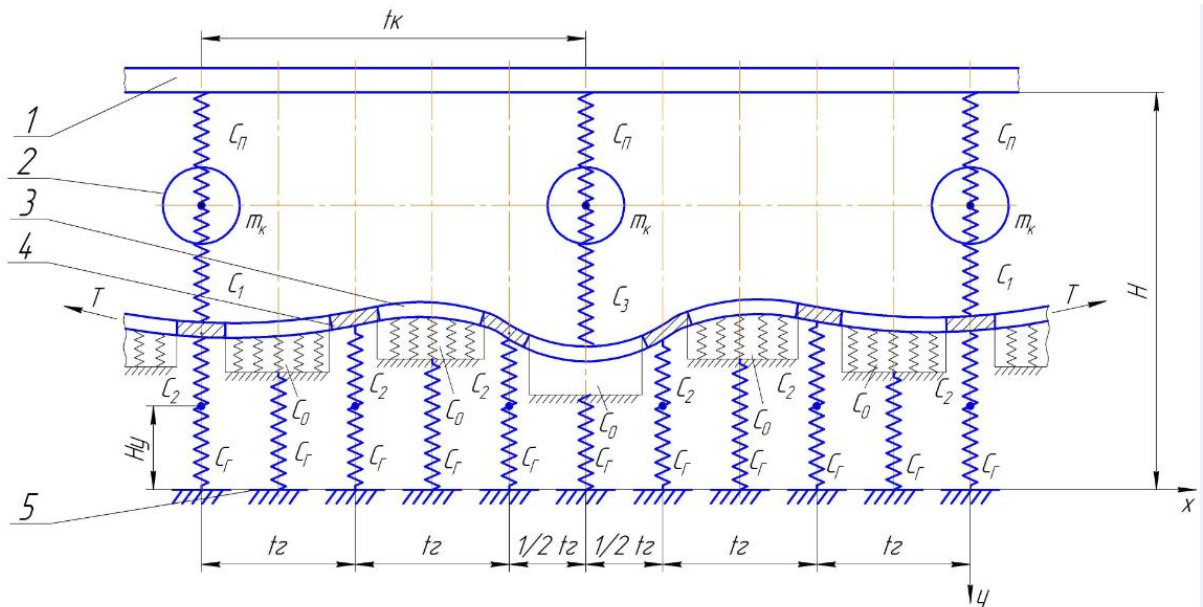


Рисунок 2.16 - Схема деформирования резиноармированной гусеницы (при  $t_k/t_r=2,5$ ) как растянутой балки на упругом основании: 1 - балка тележки; 2 - каток; 3 - резиноармированная гусеница; 4 - закладной элемент; 5 - уровень границы усадки грунта.

Под грунтозацепами, с учетом (2.182) получаем

$$\frac{1}{\alpha_2} = \frac{B_2}{E_p} + \frac{6h_3}{E_p \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{B'_r}{h_3} \right)^2 \right]} + \frac{B_r \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)}{4E_{\text{деф}}}, \quad (2.119)$$

В формуле (2.189) при одинаковом порядке величины  $E_p$  и  $E_{\text{деф}}$  (как уже указывалось раньше) определяющим является второе слагаемое, в формуле (2.119) – также второе, при чем оба эти слагаемые имеют примерно равную величину. Это позволяет принять приближенно жесткость упругого основания одинаковой вдоль всей оси  $X$  и равной

$$\alpha = \frac{2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.120)$$

Разложим переменное вдоль оси  $X$  давление  $p(x)$  в ряд Фурье, учитывая, что оно определяется эпюрой периодически повторяющейся с дом  $t_k = 2t_r$  (см. рисунок 2.15) и является четной функцией относительно точки  $x=0$

$$P(x) = P_{\text{ср}} + \sum_{k=1}^{\infty} m_R \cos \frac{2\pi R}{t_k} x, \quad (2.121)$$

где  $P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{к ср}}}{B t_k}$ ;

$m_R$ -амплитуда  $R$ -той гармоники,

$$m_R = \frac{2}{t_k} \int_{-\frac{t_k}{2}}^{\frac{t_k}{2}} P(x) \cos \frac{2\pi R}{t_k} x dx, \quad (2.122)$$

Подставляя величину (2.192) в уравнение (2.188), получим известное решение уравнения

$$y(x) = y_0 + \sum_{R=1}^{\infty} y_R, \quad (2.123)$$

где



$$y_0 = \frac{P_{cp}}{\varepsilon}; \quad y_R = \frac{m_k B}{EJ \left(\frac{2\pi R}{t_k}\right)^4 + T \left(\frac{2\pi k}{t_k}\right)^2 + B\varepsilon}.$$

Числовая оценка показывает, что члены ряда (2.121) убывают пропорционально величине  $R^3$  даже при очень малых значениях  $EJ$  и  $T$ . Поэтому ограничимся первым членом

$$P(x) \approx P_{cp} + m_1 \cos \frac{2\pi}{t_k} x. \quad (2.124)$$

Поскольку при  $x=0$ ,  $P(x) = P_{max}$ , то

$$m_1 = P_{max} - P_{cp}, \quad (2.125)$$

где  $P_{max}$  определяется формулой (2.98). При этом в формуле (2.123)

$$y(x) = y_0 + y_1, \quad y_1 = \frac{(P_{max} - P_{cp})B}{EJ \left(\frac{2\pi}{t_k}\right)^4 + T \left(\frac{2\pi}{t_k}\right)^2 + B\varepsilon}.$$

Давление на грунт в точке  $x=0$ , тогда приближенно равно

$$P(0) = \varepsilon y(0) = P_{cp} + \frac{(P_{max} - P_{cp})B\varepsilon}{EJ \left(\frac{2\pi}{t_k}\right)^4 + T \left(\frac{2\pi}{t_k}\right)^2 + B\varepsilon}. \quad (2.126)$$

Коэффициент неравномерности давления резиноармированной гусеницы на грунт вдоль гусеницы

$$K_n = \frac{P(0)}{P_{cp}} = 1 + \frac{\left(\frac{P_{max}}{P_{cp}} - 1\right)B\varepsilon}{EJ \left(\frac{\pi}{t_r}\right)^4 + T \left(\frac{\pi}{t_r}\right)^2 + B\varepsilon}. \quad (2.127)$$

При чем необходимая для расчета  $P_{max}$  кривизна прогиба резиноармированной гусеницы в точке  $x=0$  определяется как

$$\frac{1}{R_{тр}} \approx y''(0), \quad (2.128)$$

Однако расчет по полученным выше приближенным формулам показывает, что величина  $y''(0)$  получается весьма большой, а  $R_{тр} \ll R_k$ , чего физически быть не может. Следовательно, во-первых по этим формулам определить  $y''(0)$  нельзя, а во-вторых, её можно взять предельно возможной

$$y''(0) = \frac{1}{R_k + b_1}.$$

Тогда приведенный радиус кривизны (см. формулу (2.101) равен

$$R_{\text{пр}} = \frac{(R_k + b_1)R_k}{2R_k + b_1}, \quad (2.129)$$

Заметим, что при даже достаточно большом значении  $a$  в формуле (2.98), равном  $\frac{1}{2}t_k$ ,  $\frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{cp}}} = 2,8$ .

Очевидно и в случае, приведенном на рисунке 2.16, величины  $P_{\text{cp}}$  и  $P(0)$  можно определить по приведённым выше формулам, подставляя в них  $t = 2,5t_{\Gamma}$ . Но полученное при этом значении  $K'_n$  необходимо сравнивать с рассчитанным для случая, если максимальное давление имеет место под грунтозацепами. Поскольку это давление равно  $\frac{P_{\text{к ср}}}{b_{\Gamma}B}$ , то коэффициент неравномерности в этом случае

$$K'_n = \frac{t_k}{b_{\Gamma}}. \quad (2.130)$$

Таким образом, необходимо принимать наибольшую из двух величин,  $K_n$  или  $K'_n$ .

### 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ С РЕЗИНОКОРДНЫМИ ТРАКАМИ НА ПОЙМЕННЫХ ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЧВАХ

#### 3.1 Лабораторные исследования резинокордных трактов

Для достоверности результатов экспериментальных исследований в условиях рядовой эксплуатации и проведения теоретических расчётов были проведены лабораторные испытания резинокордных трактов, в результате которых были установлены упругие и неупругие их характеристики.

Для определения упругой характеристики производилось нагружение резинокордного трака на гидравлическом прессе ступенчатой статической нагрузкой и последующем разгрузке, в результате которого получены величины упругого перемещения. На рисунок 3.1 приведены кривые абсолютной деформации трака при нагружении и разгрузке. Из рисунка видно, что даже при медленной ступенчатой деформации имеет место гистерезисная петля, обусловленная реологическими свойствами материала трака. Деформационная кривая носит, существенно, нелинейный характер даже на участках монотонного изменения деформации.

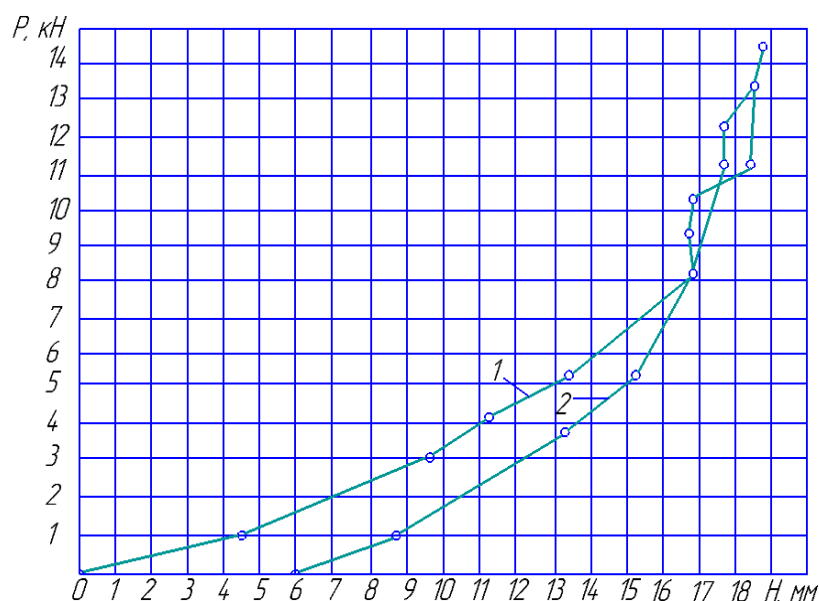


Рисунок 3.1 - Упругое перемещение резинокордного трака: 1 – нагружение; 2 – разгрузка

Зависимость жёсткости от величины деформации является характерным свойством резиновых и резинокордных деталей. В рассматриваемом же случае, из-за сложной формы трака и наличия в нём зазоров эта зависимость немонотонна.

Динамические деформационные свойства резинокордного трака определялись с помощью винтового пресса. Относительная деформация определялась с учётом полной высоты недеформированного трака равной 0,1м. Удельное давление на жёсткое основание определялось делением усилия винтового пресса на площадь основания звена, которое имеет размеры 0,147 x 0,633м и площадь 0,0928 м<sup>2</sup>. Приведены средние данные трёхкратных измерений.

На рисунке 3.2 приведены графики зависимости упругой и полной относительной деформации от давления. Упругая составляющая деформации соответствует моменту времени нагружения  $t=0$ , полная –  $t=\infty$ . Как указывалось выше, практически  $\varepsilon_{\infty}$  достигается не более чем за 30 с.

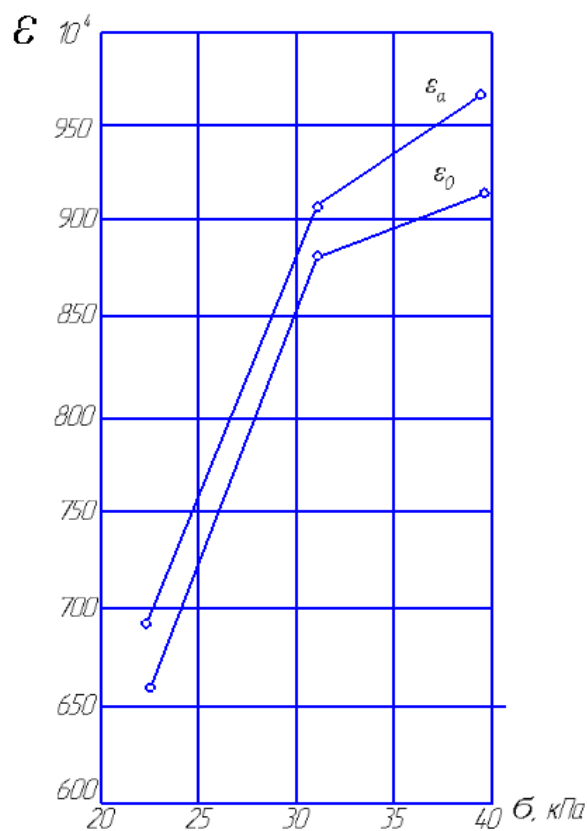


Рисунок 3.2 - Зависимости упругой и полной деформации трака от удельной нагрузки

Из приведенных графиков видно, что максимальная неупругая составляющая деформации растёт с увеличением нагрузки быстрее, чем линейная зависимость.

В то же время и упругая составляющая зависит от нагрузки нелинейно. Эта зависимость имеет вид, характерный для деформации сжатия любых образцов резины вообще. Поэтому представляется возможным в исследуемом и практически важном диапазоне удельных давлений описывать деформационные свойства трака при сжатии так же, как и сплошного образца, но с учётом коэффициента формы.

Неупругая составляющая деформации, как показали измерения, во всех случаях не превышает 6% от полной относительной деформации.

Абсолютный приведенный модуль упругости, ввиду малого динамического модуля, изменяется весьма незначительно. В таблице 3.1 приведены значения вязкости, динамического модуля упругости и относительного изменения абсолютного модуля упругости, который равен

$$\delta_{абс} = \frac{E^* - E_0^*}{E_0^*}, \quad (3.1)$$

где  $E^* = \sqrt{[E_0^*]^2 + (\eta^* \omega)^2}$ .

Таблица 3.1 - Зависимость показателей упругости и вязкости от частоты изменения давления

Наименование показателя	Числовые значения показателей при давлении 22,44 кПа									
	0,01	0,05	0,10	0,50	1,0	2,0	5,0	10	50	100
Частота изменения нагрузки, рад/с	0,01	0,05	0,10	0,50	1,0	2,0	5,0	10	50	100
Коэффициент вязкости, отнесённый к $E_0$	0,088	0,088	0,078	$2,3 \cdot 10^{-2}$	$9,3 \cdot 10^{-3}$	$4,3 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-6}$

Продолжение таблицы 3.1

Динами- ческий модуль упругости, <i>кПа</i>	0,30	1,50	2,65	3,84	3,16	2,92	2,04	1,19	2,43	0,13
Относи- тельный рост абсо- лютного модуля упругости	$4 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$3 \cdot 10^{-5}$	$6,4 \cdot 10^{-5}$	$4,3 \cdot 10^{-5}$	$3,7 \cdot 10^{-5}$	$9 \cdot 10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-6}$	$26 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-9}$

При давлении 39,5 *кПа* наибольшее значение абсолютного модуля упругости достигает 5 %.

### 3.2 Сравнение параметров вертикальных колебаний комбайна с металлическими и резинокордными траками

Для исследования процесса колебаний гусеничной машины с двумя типами траков необходимо определить основные параметры перемещения подрессоренных и неподрессоренных масс. Исходя из данных аналитического исследования, полную оценку величины колебаний исследуемой машины дают перемещение и частота при вертикальных колебаниях подрессоренных и неподрессоренных масс.

Измерения производили виброизмерительной аппаратурой ВА-5 с комплектом датчиков перемещений ДЦ-2, ДЦ-3 и ДД-4.

На рисунке 3.3 приведены характерные участки осциллограмм вертикальных перемещений подрессоренных и неподрессоренных масс машины.

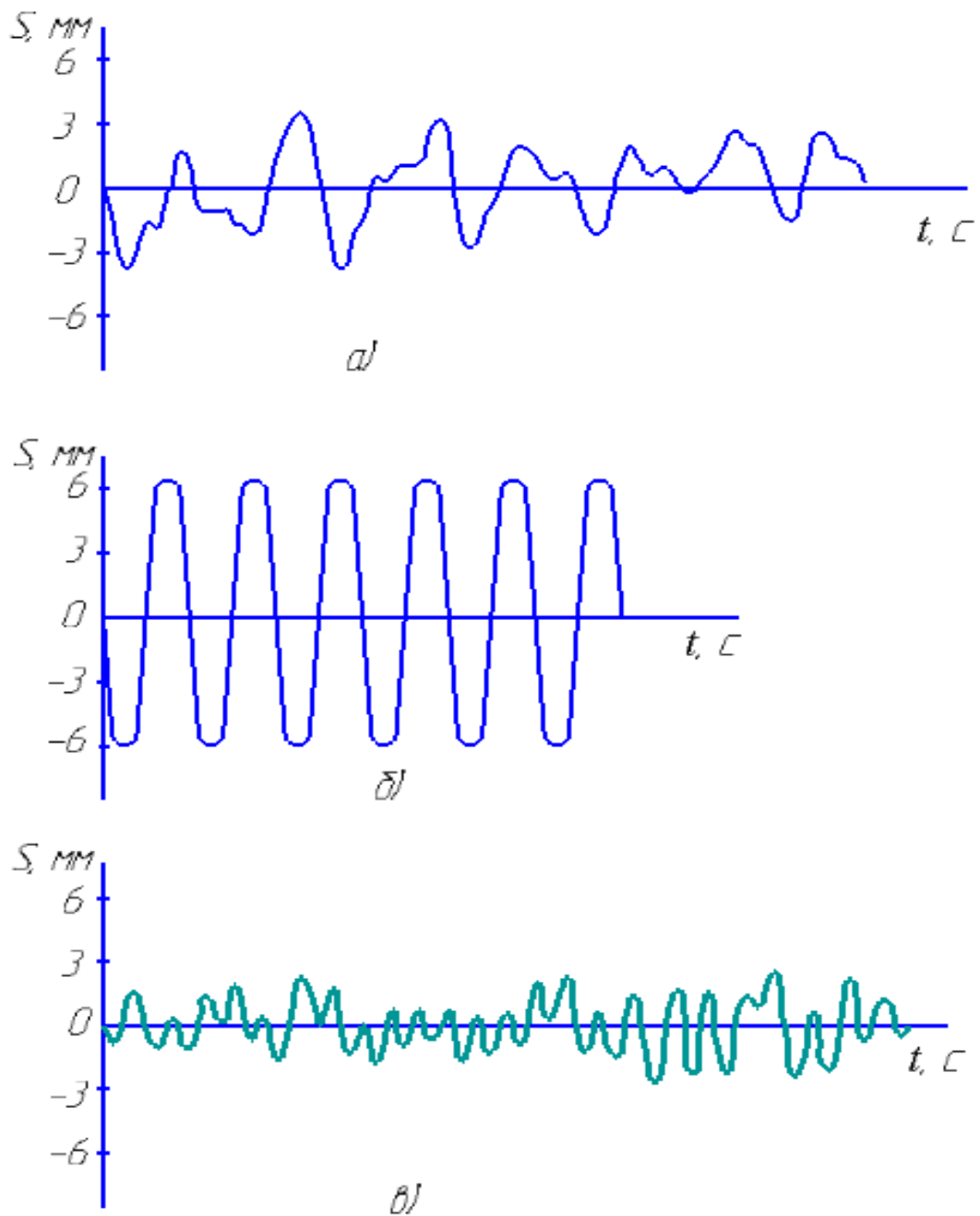


Рисунок 3.3 - Характерные участки осциллограмм вертикальных колебаний: а) поддресоренных масс при использовании металлических траков; б) поддресоренных масс при установке резинокордных траков; в) неподдресоренных масс при установке резинокордных траков.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили способность резинокордных траков уменьшать динамические нагрузки на опорное основание движителя.

Результаты проведенных экспериментов по оценке колебаний подрессоренных и неподрессоренных частей гусеничной машины для двух типов траков представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Параметры вертикальных колебаний комбайна

Наименование параметра	Значение параметров при установке траков	
	металлических	резинокордных
1. Амплитуда колебаний подрессоренной массы $A_z$ , м	0,003	0,007
2. Угловая частота колебаний $P$ , рад/с	31,7	22,9
3. Расчётная амплитуда ускорений $A_z$ , м/с <sup>2</sup>	3,02	3,66
4. Амплитуда колебаний неподрессоренной массы $A_x$ , м	-	0,002
5. Угловая частота колебаний $P$ , рад/с	-	40,0
6. Расчётная амплитуда ускорений $A_x$ , м/с	-	3,20
7. Расчётная амплитуда динамических нагрузок на опорное основание $A_F$ , кН	25,8	10,2
8. Расчётный коэффициент динамичности давления на почву от колебаний машины $K_{дин}$	1,26	1,10

Для расчёта амплитуд ускорений, динамических усилий использовались формулы, полученные в главе 2. Поскольку колебания представлены суммой гармоник с различными частотами, в таблице 3.2 выносились суммарные амплитуды, а частоты - для гармоник с наибольшей амплитудой.



Параметры колебаний зависят от механического состава почвы и её влажности. Поэтому в таблице 3.2 приведены средние данные. Диапазон изменения основной частоты колебаний в различных условиях эксперимента был небольшой и составил 3% от среднего значения. Диапазон же изменения амплитуд был большим. При изменении влажности почвы от 28% полной влагоёмкости до 42% и затем до 65%, амплитуда вертикальных перемещений была, соответственно, 12, 80 и 100% от среднего значения (для резинокордных траков). При использовании металлических траков колебания амплитуды были на 10% больше и наблюдалась та же закономерность.

Снижение в целом амплитуды вертикальных колебаний машины при повышении влажности почвы можно объяснить уменьшением угла внутреннего трения  $\varphi$  и сцепление частиц почвы  $c$ . А некоторое повышение амплитуды в диапазоне изменения влажности почвы от 42 до 65% обусловлено, видимо, переходом почвы от упругопластического состояния к жёсткопластическому.

Анализ таблицы 3.2 позволяет сделать заключение, что применение резинокордных траков способствует снижению суммарной динамической составляющей нагрузки на почву в 2,5 раза. На осциллограммах перемещений, наряду с вынужденными, присутствуют собственные составляющие колебаний, периодически вызываемые отдельными импульсами внешних сил (при проезде вертикальных препятствий и т.п.). Это говорит о слабом затухании колебаний в контуре машины. Действительно, коэффициент вязкости для резинокордных траков оказывается достаточно малым, что верно и для элементов подвески.

При использовании металлических траков на осциллограмме колебаний  $Z_m(t)$  (рисунок 3.3а) видны так называемые биения, т.е. модулирование колебаний несущей частоты огибающими гармониками с частотой, которая в несколько раз ниже несущей. Известно, что это имеет место при суперпозиции примерно равных по амплитуде двух гармоник с достаточно близкими частотами. Частота прохождения траков под опорными катками, соответствующая скорости движения машины при эксперименте 1,1 м/с, равна примерно  $P=40 \text{ рад/с}$ . Соб-

ственная частота колебаний подрессоренных масс комбайна близка к  $20 \text{ рад/с}$ . При сложении собственной и вынужденной составляющих колебаний с этими частотами должны получиться биения с несущей частотой около  $30 \text{ рад/с}$  и частотой модуляции около  $10 \text{ рад/с}$ .

На основании таблицы 3.2 можно предположить, что  $\omega_m \approx 22,9 \text{ рад/с}$ . Тогда более точно несущая частота равна примерно  $31,5 \text{ рад/с}$ , а частота модуляции  $\frac{1}{2}(40 - 22,9) = 8,5 \text{ рад/с}$ . Таким образом, в один цикл биения должно укладываться 3...4 цикла несущей составляющей колебаний. Подобные колебания видны на рисунок 3.3а. Следовательно, при использовании металлических траков колебания подрессоренных масс определяются возмущающей силой.

При установке резинокордных траков (рисунок 3.3б) колебания подрессоренных масс  $Z_p(t)$  представляют собой практически одночастотный гармонический процесс с частотой близкой к их собственной частоте колебаний  $\omega_m$  (таблица 3.1). Воздействие возмущающей силы, вызванной звенчатостью гусеничной цепи на подрессоренные массы практически не передаётся и гасится траками. В то же время, колебания неподрессоренных масс  $X_p(t)$  (рисунок 3.3в) представляют собой наложение двух гармоник с примерно двойным отношением частот. Превалирует составляющая с частотой возмущающей силы  $P = 40 \text{ рад/с}$ , а на неё накладывается составляющая с частотой примерно в двое меньшей, представляющая собой, по-видимому, реакцию подрессоренных масс. При этом амплитуда колебаний подрессоренных масс значительно выросла, т.к. в системе появилось дополнительное эластичное звено.

### **3.3 Измерение давления в зоне контакта движителя с металлическими и резинокордными траками с почвой**

Важнейшим моментом исследования эксплуатационных свойств гусеничных движителей является измерение неравномерности давления в зоне контакта движителя с почвой. Поскольку на деформационные свойства почвы суще-

ственно влияет её влажность и плотность, в таблице 3.3 приведены эти показатели для трёх экспериментальных участков.

Таблица 3.3 - Показатели свойств почвы на экспериментальных участках

Наименование показателя	Слой почвы, м	Часть поймы		
		верхняя	средняя	нижняя
1. Влажность почвы естественного сложения, $W, \%$	0...0,1	28	42	65
	0,1...0,2	20	44	47
2. Плотность почвы естественного сложения, $d, \text{г/см}^3$	0...0,1	1,20	0,93	0,43
	0,1...0,2	1,47	0,88	0,78

В целом наблюдали линейную зависимость между влажностью и плотностью почвы естественного сложения:

в слое 0...0,1м :  $d \approx 1,78...0,021 W$ ;

в слое 0,1...0,2м :  $d \approx 2,09...0,023 W$ .

На рисунках 3.4 и 3.5 показаны образцы осциллограмм распределения давления на почву по длине опорной поверхности гусеничного движителя с металлическими и резинокордными траками. Поскольку жатка комбайна находилась в транспортном положении, эпюра давления металлических траков несколько сдвинута вперёд по направлению движения. Этому способствует и большой пик давления под первым опорным катком, который разгружает последующую часть опорной поверхности. При этом деформирование колеи практически полностью осуществляется первым опорным катком.

При установке резинокордных траков (рисунок 3.5) под первым опорным катком нет большой пиковой нагрузки. Давление вдоль опорной поверхности передней тележки нарастает плавно, деформирование колеи также идёт постепенно, что вызывает некоторое смещение центра давления движителя назад.

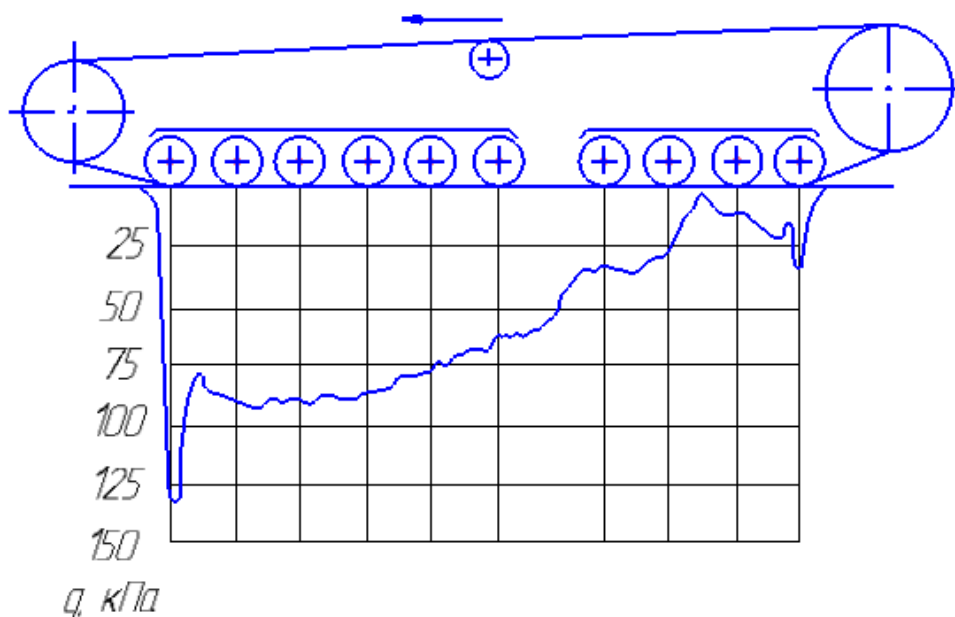


Рисунок 3.4 - Эпюры давления на почву движителя с металлическими траками

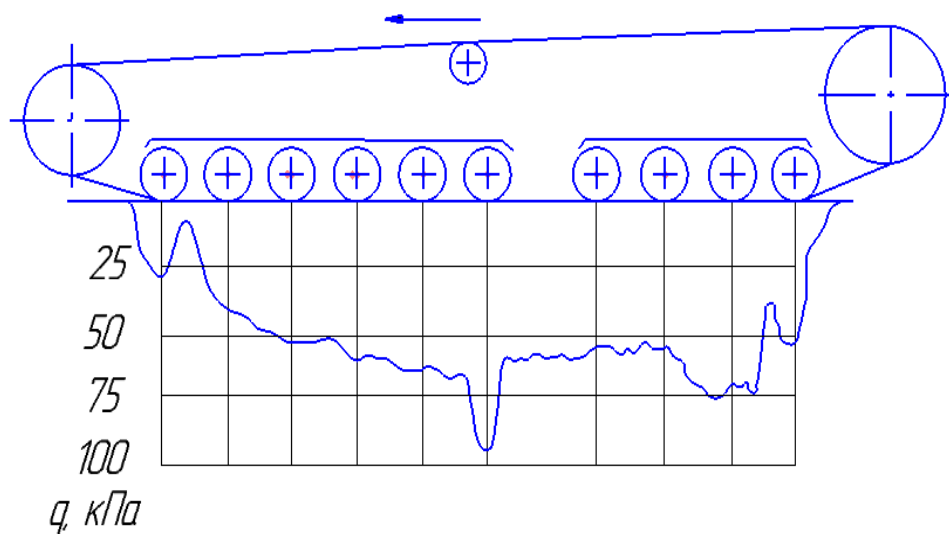
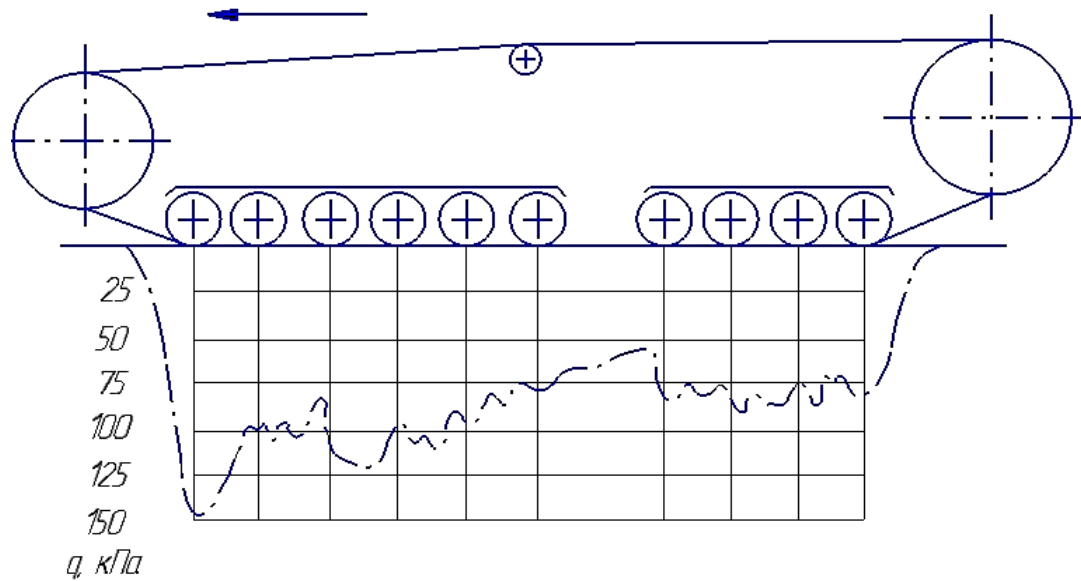
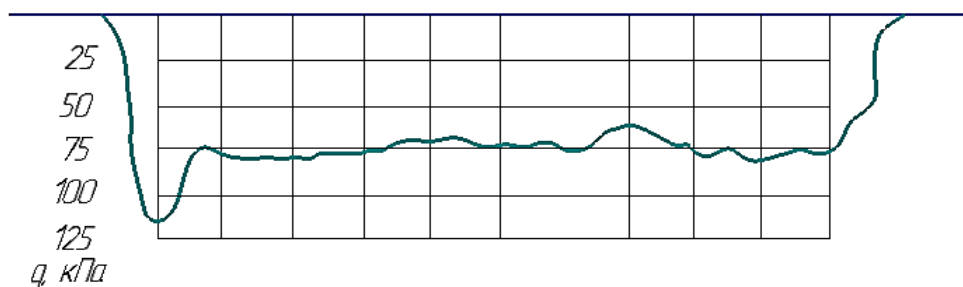


Рисунок 3.5 - Эпюры давления на почву движителя с резинокордными траками

При переходе на почву повышенной влажности (рисунок 3.6 а, б), в связи с увеличением глубины колеи, под первым опорным катком резинокордного движителя также появляется пиковая нагрузка, однако на остальной части эпюры давления становится ещё более равномерным (рисунок 3.6б).



а)



б)

Рисунок 3.6 - Эпюры давления на почву повышенной влажности движителя: а - с металлическими траками; б - с резинокордными траками

В случае же металлических траков эпюра давления, хотя и становится более равномерной, в целом сохраняет свои особенности.

В таблице 3.4 приведены значения коэффициентов неравномерности распределения давления на почву по длине опорной поверхности движителей с металлическими и резинокордными траками. Значения коэффициентов рассчитывались, как отношение максимального усреднённого по ширине траков давления к среднему теоретическому давлению, равному  $39 \text{ кПа}$ . При расчёте среднего теоретического давления учитывалась лишь длина опорной части движителя, т.к. из эпюр давления видно, что направляющей частью воспринимается

незначительная его доля. Для сравнения в таблице 3.4 приведены значения коэффициентов неравномерности при движении по песку.

Таблица 3.4 - Коэффициенты неравномерности распределения давления на почву по длине движителя с металлическими и резинокордными траками

Почвенный фон	Движитель с металлическими траками	Движитель с резинокордными траками	Снижение неравномерности давления после замены траков, %
1. Прирусловая часть поймы, $W = 28\%$	3,64	2,85	27,7
2. Центральная часть поймы, $W = 42\%$	2,64	1,85	42,7
3. Притеррасная часть поймы, $W = 65\%$	3,36	2,15	56,3
4. Песок	3,10	2,80	10,7

Из таблицы 3.4 видно, что эффективность использования резинокордных траков возрастает при повышении влажности почвы. Самая низкая эффективность характерна для несвязных почв, каковой является песок.

Эпюра давления на переувлажнённую почву движителя с резинокордными траками подтверждает отмеченные нами в главе 2 особенности взаимодействия такого движителя с почвой, вызванные увеличением высоты траков. Как отмечалось в главе 2, при этом возникает значительное буксование на дуге контакта направляющего колеса с почвой. Так при  $r_n = 0,377\text{ м}$ . и высоте резинокордных траков  $0,1\text{ м}$ , буксование составляет 27%. При стандартном значении угла наклона направляющего участка гусеницы для комбайна равном  $\psi_3 \approx 12,5^\circ$ , и угле  $(\beta + \psi_3) = 45^\circ$  для металлического движителя характерно появление перед направляющим колесом призмы волочения, которая создаёт большое сопротивление качению. В случае же применения резинокордных траков вектор абсо-

лютной скорости точек опорной поверхности траков составляет угол с нормалью к этой поверхности согласно формуле

$$\begin{aligned} \cos\left(\frac{\beta + \psi_3}{2} + Q\right) &= \frac{\delta \sin(\beta + \psi_3)}{\sqrt{\delta^2 - 2\delta \cos(\beta + \psi_3) + 1}} \\ \left(\frac{\beta + \psi_3}{2} + Q\right) &\approx 75^\circ, \end{aligned} \quad (3.2)$$

то есть, вектор абсолютной скорости отклоняется от вертикали только на  $15^\circ$  и почти совпадает по направлению с вектором этой скорости на направляющем участке гусеницы. Вследствие высокого буксования, направляющее колесо подминает под себя почву и эффекта волочения не возникает. Направляющий участок гусеницы "всплывает" над почвой и, вследствие его податливости из-за отсутствия катков, почти не создаёт давления на почву. Эффект создания призмы волочения появляется перед первым опорным катком, что отражается в пике давления под передней его частью.

Первый опорный каток действует, как катящееся на подъём колесо, создавая своим давлением колею. Угол подъёма при накатывании первого опорного катка на направляющий участок гусеницы равен не  $\psi_3$ , а  $\psi_3/2$  вследствие одновременного оседания почвы (см. главу 2).

Процесс взаимодействия первого опорного катка с почвой можно приближённо описать в рамках, предложенной проф. М.М. Танклевским [103], теории взаимодействия с почвой колеса, давление которого при движении сосредоточено, в основном под передней его половиной. Согласно этой теории, максимальное давление под колесом равно

$$q_{max} = 1,13 \sqrt{\frac{Pk}{BD}}, \quad (3.3)$$

где  $P$  - сила, действующая на ось колеса;

$D$  - диаметр колеса;

$k$  - коэффициент пропорциональности между изменением давления и осадкой почвы;

$B$  - ширина колеса.

Таким образом, считая, что сила  $P$  примерно постоянна, максимальное давление будет обратно пропорционально величине  $\sqrt{r_0 + h_{mp}}$ , где  $r_0$  - радиус опорного катка,  $h_{mp}$  - высота трака. Отсюда следует, что для полного сглаживания эпюры, необходимо увеличить высоту траков примерно на 0,15м, либо соответственно увеличить радиус первого опорного катка.

### 3.4 Исследование глубины колеи и сопротивления перемещению гусеничной машины при движении по переувлажненной почве

В соответствии с методикой, получены значения глубины колеи для двух типов траков, представленные в таблице 3.5. Там же приведена глубина колеи, полученная в ходе экспериментальных испытаний.

Таблица 3.5 - Глубина колеи гусеничной машины с двумя типами траков при  $W = 65\%$

Гусеничный движитель	Расчётное значение глубины колеи $h_m$ , м	Экспериментальное значение глубины колеи $h_s$ , м
1. С резинокордными траками при $q_{max} = 84 \text{ кПа}$	0,106	0,080
2. С металлическими траками при $q_{max} = 131 \text{ кПа}$	0,156	0,150
3. $\Delta h = \frac{h_m - h_p}{h_m} 100\%$	32,00	46,60

При проведении эксперимента на почве  $W=42\%$ , деформация почвы гусеничным движителем составляет незначительную величину, поэтому результаты её измерения имеют большой разброс и здесь не приводятся.



При теоретическом определении глубины колеи на результаты расчётов оказывают влияние сложно определяемые значения характеристик почвы  $\varphi$  и  $c$ . Исходя из линейной зависимости  $h_3 k = q_{\max} - q_{кр}$ , по двум экспериментальным значениям глубины колеи определяем:  $k = 671 \text{ кПа/м}$ ;  $q_{кр} = 30,3 \text{ кПа}$ .

Теоретические исследования показывают, что величина коэффициента сопротивления качению  $f_n$ , который оценивает перемещения гусеничной машины по переувлажненной почве, увеличивается по мере увеличения глубины колеи. Экспериментальные исследования в целом подтвердили такой характер изменения  $f_n = f(h)$ . В таблице 3.6 представлены данные по теоретическим расчётам и экспериментальным исследованиям величины сопротивления качению. Таблица 3.6 - Теоретические и экспериментальные значения сопротивления качению на почве  $W = 65\%$

Наименование	Гусеничный движитель	
	с резинокордными траками	с металлическими траками
1. Расчётное значение коэффициента сопротивления качению $f_p$ , в том числе:	0,080	0,099
1.1 Составляющая от деформации почвы $f_{g.n.}$	0,042	0,071
1.2 Составляющая от трения в самом движителе $f_{mp}$	0,028	0,028
1.3 Составляющая от деформации траков $f_m$	0,010	-
2. Экспериментальное значение коэффициента сопротивления качению $f_э$	0,088	0,120
3. Относительная погрешность $\Delta f$ , $\Delta f = \frac{f_э - f_p}{f_э} \cdot 100\%$	10,02	17,00

При расчёте теоретического значения  $f$  считали, что конструкция гусеничного движителя при исследовании двух типов траков остаётся неизменной, поэтому затраты энергии на трение в движителе тоже остаются величиной не изменившейся. Поэтому величина составляющей коэффициента сопротивле-

ния качению, зависящей от трения в самом движителе, заимствована из работы [108] и принята равной  $f_{mp} = 0,028$ .

Анализ данных, приведенных в таблице 3.6 показывает, что расхождение между теоретическими и экспериментальными данными составляет величину незначительную. Можно также сделать вывод, что полный коэффициент сопротивления качению для движителя с резинокордными траками ниже, чем с металлическими. Более равномерное распределение давления снижает глубину колеи и компенсирует этим отрицательное влияние повышенной высоты траков, как это показано нами в главе 2.

Пользуясь предположением, обоснованным об обратной пропорциональной зависимости максимального давления на почву, а значит и глубины колеи, от величины  $\sqrt{r_0 + h_{mp}}$  и приведенными в главе 2 формулами зависимости коэффициента сопротивления качению от высоты траков и глубины колеи, можно принять, что основная часть  $f_n$  пропорциональна следующей величине

$$f_n - \left[ \left( \frac{1 - \sqrt{\frac{r_0}{r_0 + h_{mp}}}}{1 - \frac{e_n \cdot \sin \psi_3}{h_0}} \right) \left( 1 + \frac{h_{mp}}{r_n} \right) \left( 1 + \frac{h_{mp}}{r_n} + \frac{h_{mp}^2}{r_n^2} \right) \right] = \xi_{f_n}, \quad (3.4)$$

где  $h_0$  - глубина колеи при  $h_{mp} = 0$ .

Расчёт показывает, что для комбайна при учёте экспериментально полученной глубины колеи  $h_0$ , сопротивление от смятия почвы направляющим колесом при изменении  $\frac{h_{mp}}{r_n}$  от 0 до 0,20м падает в 2 раза. Однако основываясь на установленном экспериментально факте смятия почвы по такой же схеме не на направляющем колесе, а на первом опорном траке, приведенная формула может быть использована после замены в ней величины  $r_n$  на  $r_0$ . При этом степень снижения величины  $\xi_{f_n}$  будет несколько меньшей, что примерно соответствует данным таблицы 3.6.

### 3.5 Взаимодействие гусеничного движителя с резиноармированными гусеницами с почвой

Для оценки жесткости системы «Резиноармированная гусеница-почва» необходимо определение модуля деформации пойменной почвы.

Результаты испытаний почв статической нагрузкой с помощью жестких штампов позволяют определить модуль деформации грунтов  $E_{деф}$ , используя теорию упругости, по формуле [109,110]

$$E_{деф} = \frac{q}{2} \frac{h_{деф}}{\Delta h}, \quad (3.5)$$

где  $q$  - нагрузка на штамп;

$h_{деф}$  - расстояние по вертикали от подошвы штампа до точки С (глубина расположения штампа относительно поверхности почвы);

$\Delta h$  - приращение осадки штампа.

$$h_{деф} = a \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right), \quad (3.6)$$

где  $a$  - полуширина штампа.

Для почвы влажностью  $W=43\%$  значения  $E_{деф}$  колеблются в узких пределах: от 3,36 до 3,38 Мпа. Для переувлажненной почвы ( $W=62\%$ ),  $E_{деф}$  зависит от давления  $q$ . При характерных для гусеничных тракторов давлениях (свыше 10 кПа) значение  $E_{деф}$  стабилизируется на уровне равном 0,5 кПа.

Обработка экспериментальных данных представленных на рисунке 3.7 показала, что модуль деформации почвы во всех случаях меньше или одного порядка с модулем упругости резины ( $E_p = 5 \dots 12 \text{ МПа}$ ). Поэтому при определении жесткости системы «Резиноармированная гусеница - почва» необходимо учитывать податливость почвы.

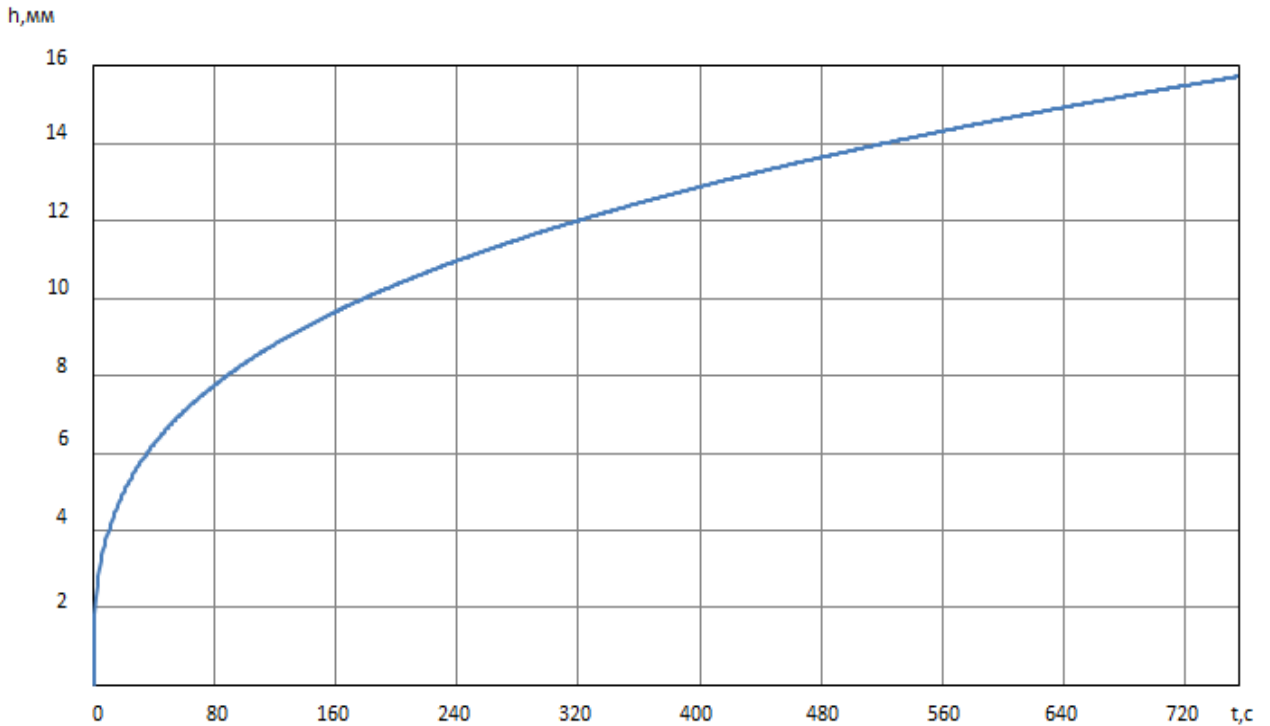


Рисунок 3.7 – График зависимости осадки штампа во времени при статической нагрузке.

На рисунке 3.8 показан образец эпюры давления на почву гусеничного движителя с резиноармированной гусеницей. Как видно, основные пики давлений образуют опорные катки, самые высокие значения давления под крайними катками, которые значительно отличаются от давлений средних опорных катков. Отношение максимального давления к минимальному, в этом случае, составляет 3,5.

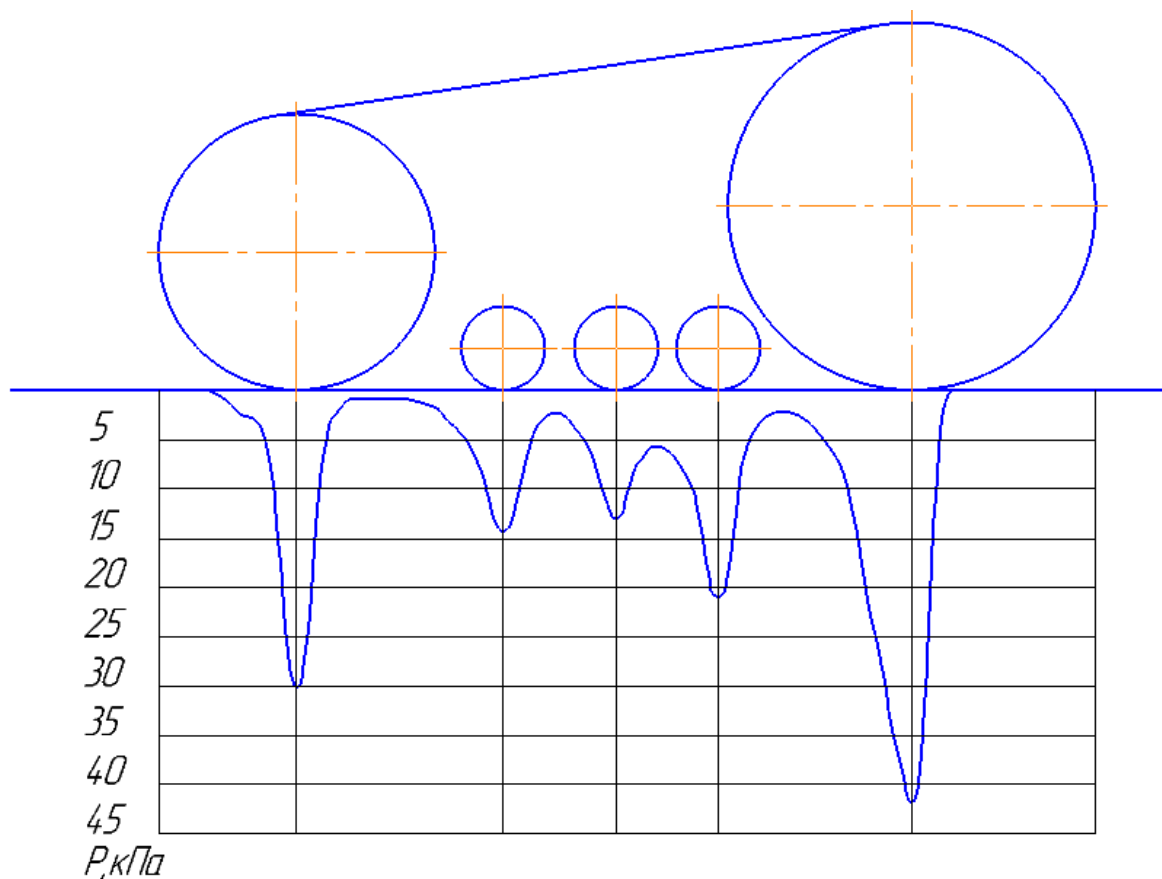


Рисунок 3.8 - Образец эпюры давления на почву гусеничного движителя с резиноармированной гусеницей.

На рисунке 3.9 в графическом виде представлены результаты расчета коэффициента неравномерности распределения давления на почвы прирусловой и притеррасной частей поймы (модули деформации почв равны: прирусловой -  $E_{деф} = 3,4 \text{ МПа}$ ; притеррасной -  $E_{деф} = 0,5 \text{ МПа}$ ). Ширина резиноармированной гусеницы равна  $0,645 \text{ м}$ , ширина и высота грунтозацепов  $0,05 \text{ м}$ , шаг грунтозацепов  $0,1 \text{ м}$ , радиус катков  $0,125 \text{ м}$ . Нагрузка на каток  $P_K$  варьировалась от 6 до  $10 \text{ кН}$ . Коэффициент неравномерности определен с учетом максимального давления под центром катка, среднего давления на длине гусеницы, шагу катков и коэффициента неравномерности распределения нагрузки на катки.

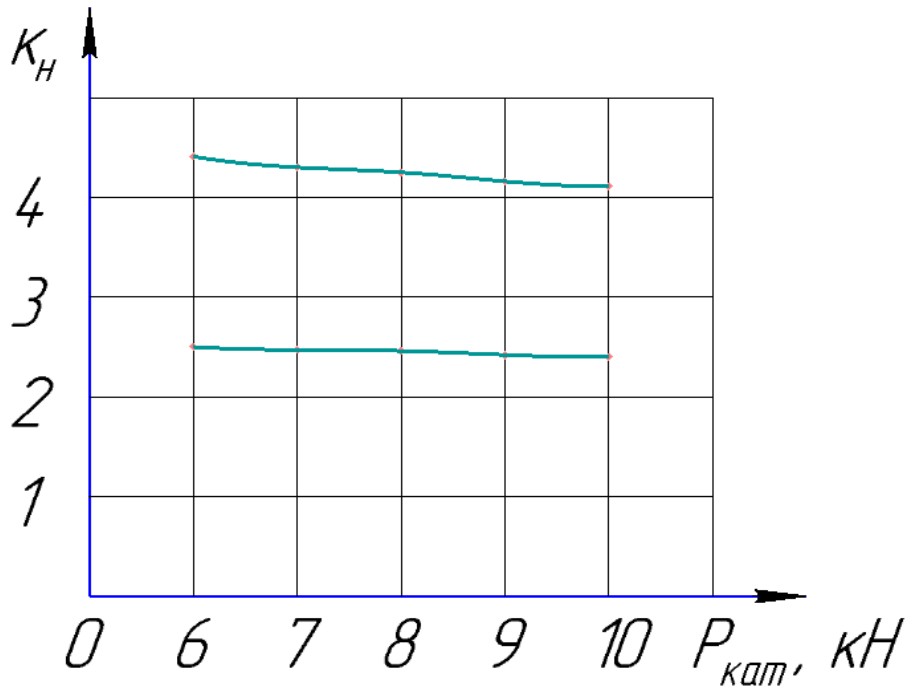


Рисунок 3.9 - График зависимости коэффициента неравномерности распределения давления  $K_H$  от нагрузки на опорный каток: 1 - на прирусловой части поймы; 2 - на притеррасной части поймы.

Для притеррасной части поймы, где переувлажненные почвы с низкой несущей способностью  $K_H$  с увеличением нагрузки на катки уменьшается, но незначительно. На притеррасной части поймы, где почвы имеют меньшую влажность  $K_H$  с увеличением нагрузки распределение давления выравнивается более заметно.

Так, гусеничный движитель с резиноармированными гусеницами распределяет давление на переувлажненные почвы с низкой несущей способностью более равномерно в 1,36 раза, чем движитель с металлическими траками, но в 1,15 раза  $K_H$  выше, чем у движителя с резинокордными траками.

Таким образом, гусеничный движитель с резиноармированными гусеницами уменьшает глубину колеи за счет сплошной опорной ленты, снижает степень вытеснения воды из почвенных пор, как это происходит между траками у вышеописанных движителей. Увеличивается гидростатическое давление воды в порах, которое удерживает в определенном положении гусеничную машину.

При этом в разы увеличивается напряженное состояние почвы. Этот процесс, как положительный, можно рассматривать для увлажненной пахотной почвы. Для переувлажненной пойменной почвы, которая имеет слабую несущую способность за счет близкого залегания грунтовых вод, такое состояние негативно влияет на корневую систему, которая из-за высоких напряжений и буксование гусеничной лентой с наличием высоких грунтозацепов, разрушается. Гусеничный движитель с резиноармированными гусеницами создает и высокие пиковые давления под опорными катками за счет податливости ленты, что также негативно влияет на пойменные почвы.

### **3.6 Преодоление вертикальных препятствий гусеничными движителями с различными опорными устройствами**

Экспериментальными исследованиями по преодолению вертикальных препятствий гусеничных движителей с двухбалансирной схемой подвески с металлическими и резинокордными траками и гусеничного движителя с резиноармированными гусеницами показали преимущество одних и недостатки других.

Так при наезде на жесткое вертикальное препятствие высотой  $h_p=0,1\text{м}$  первым опорным катком гусеничного движителя с металлическими траками (рисунок 3.10) увеличивается расстояние от поверхности почвы как до центра направляющего катка  $h_{\text{напр.м}}$ , так и до центра тяжести машины  $U_m$ . Следует заметить, описанные выше преимущества двухбалансирной схемы подвески позволяет минимизировать увеличение расстояния  $U_m$ . Необходимо отметить, что уменьшение расстояния  $U$  дает возможность уменьшить высоту среза растения, снизить динамические нагрузки, тем самым улучшить агротехнические требования к таким уборочным машинам.



а)



б)



в)

Рисунок 3.10 – Преодоление вертикальных препятствий гусеничным движителем с металлическими траками : а) момент наезда первым опорным катком; б) момент начала переваливания движителя через препятствие; в) момент начала соприкосновения первого опорного катка с почвой.

Несколько изменяется схема преодоления препятствия гусеничными движителями с резинокордными траками (рисунок 3.11).





а)



б)



в)

Рисунок 3.11 – Преодоление вертикальных препятствий гусеничным двигателем с резинокордными траками: а) момент наезда первым опорным катком; б) момент начала переваливания движителя через препятствие; в) момент начала соприкосновения первого опорного катка с почвой.

Благодаря упругой стойке трака, которая деформируется при наезде на препятствие, изменяется схема подъема гусеничной тележки и самой машины

в целом. Так происходит уменьшение величин подъема первого опорного катка гусеничной тележки, что влечёт за собой уменьшение расстояния  $h_{\text{напр.р.}}$  и расстояния от поверхности почвы до центра тяжести машины  $Y_p$  заметно уменьшаются.

Так агротехнический показатель  $K_{\text{агр}}$ , который показывает изменения вертикального подъема различных движителей можно определить по формуле

$$K_{\text{агр}} = \frac{y_m}{y_p}, \quad (3.7)$$

где  $Y_m$  - расстояния от поверхности почвы до центра тяжести машины с металлическими траками;

$Y_p$  - расстояния от поверхности почвы до центра тяжести машины с резинокордными траками.

Для описанного случая значение  $K_{\text{агр}}=1,58$  показывает преимущество применения резинокордных траков с упругой стойкой, в сравнении с другими, что улучшает агротехнические показатели уборочных машин на гусеничном ходу, особенно имеющих удлинённую продольную базу.

Огромное значение имеет положение, при котором начало нижней части направляющего участка гусеничной цепи (рисунок 3.10в) после перемещения по препятствию соприкасается с почвой. Момент переваливания машины с резинокордными траками через препятствие (рисунок 3.11в), на 0,5 м раньше и более плавно, чем у движителя с металлическими траками. У гусеничной машины с металлическими траками наблюдался удар, что негативно воздействует как на почву, так и на рабочие органы машины и оператора.

У гусеничных движителей с резиноармированными гусеницами схема преодоления вертикальных препятствий в виду эластичности и податливости самой ленты несколько отличается от двух других схем исследуемых гусеничных движителей.

На рисунке 3.12 показаны перемещения как расстояний  $h_{\text{напр.раг.}}$ ,  $h_{\text{цт.}}$ , так и изменение самой ленты при наезде на препятствие.

Ввиду того, что при наезде на препятствие опорными катками и между ними за счет податливости самой ленты, что и было доказано теоретически в разделе 2.4, циклично изменяются расстояния  $h_{\text{напр.раг.}}$  и  $h_{\text{цт.}}$ . В этом случае вертикальные перемещения гусеничной машины при наезде каждым опорным катком на препятствие изменяется по волнообразным зависимостям, что приводит к нарушению агротехнических требований при уборке пойменных трав уборочными машинами на гусеничном ходу.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.12 – Преодоление вертикальных препятствий гусеничным движителем с резиноармированными гусеницами: а) момент наезда направляющим катком; б) изгиб гусеничной ленты между первыми катками; в) момент наезда первого опорного катка; г) изгиб гусеничной ленты между следующими опорными катками.

Таким образом, при уборке трав на пойменных лугах, где имеют место вертикальные препятствия образованные кочковатостью и наносом наилок при разливе рек, наиболее предпочтительно использовать гусеничные уборочные комбайны с резинокордными траками.

Данные выводы подтверждаются и видеосъемкой процесса преодоления вертикального препятствия каждым исследуемым гусеничным движителем.

### 3.7 Воздействие гусеничного движителя на почву и растительность

Отрицательное воздействие гусеничных движителей на почву и растительность заключается в уплотнении за счёт повышенного давления в различных её слоях и разрушении корневой системы растений. Уплотнение почвы принято оценивать по увеличению её плотности. Разрушение корневой системы вызывается, в основном, глубиной колеи и буксованием движителя. В ряде работ показано, что уплотнение почвы можно оценить по наибольшему давлению  $q_{max}$ , что и регламентируется ГОСТом где для оценки воздействия движителя на почву предлагается величина максимального давления на глубине 0,5 м.

Оценить степень буксования для самоходной машины очень сложно, как и связь его с повреждённой корневой системы растений. Значения остальных из перечисленных показателей воздействия движителей на почву приведены в таблице 3.7.

Анализ экспериментальных данных показывает, что с увеличением влажности уплотнение почвы, при тех же остальных условиях воздействия, возрастает в прогрессивной зависимости (рисунок 3.13).

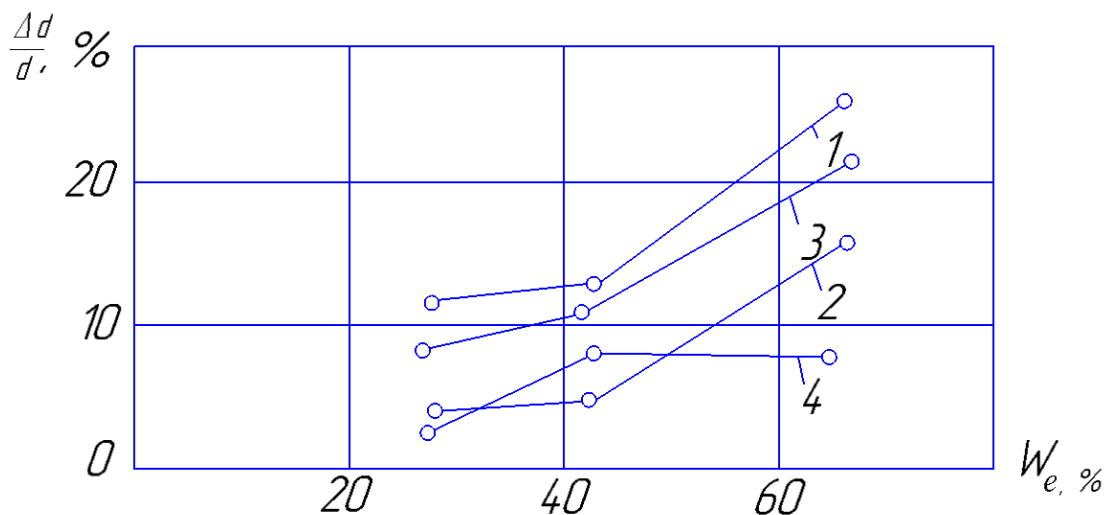


Рисунок 3.13 - Зависимость уплотнения почвы от влажности естественного сложения в слое 0...0,2 м: 1 - металлические траки (слой 0 ... 0,1 м); 2 - резино-

кордные траки (слой 0...0,1 м); 3- металлические траки (слой 0,1...0,2 м); 4- резинокордные траки (слой 0,1...0,2 м).

Характер зависимости степени уплотнения почвы от максимального давления на её поверхность изменяется при изменении влажности и при большой влажности почвы естественного сложения описывается кривой с "насыщением" (регрессивной кривой) (рисунок 3.14).

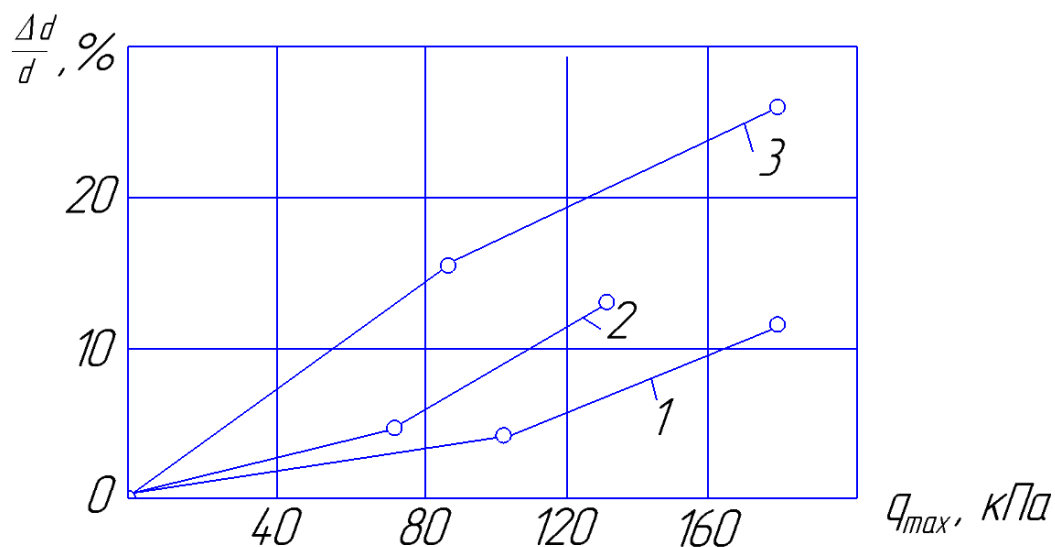
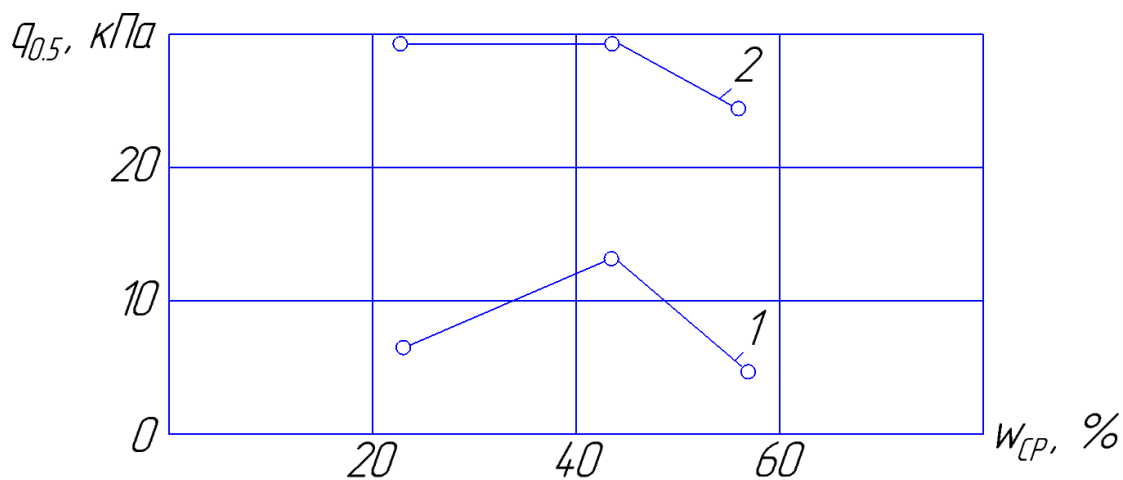
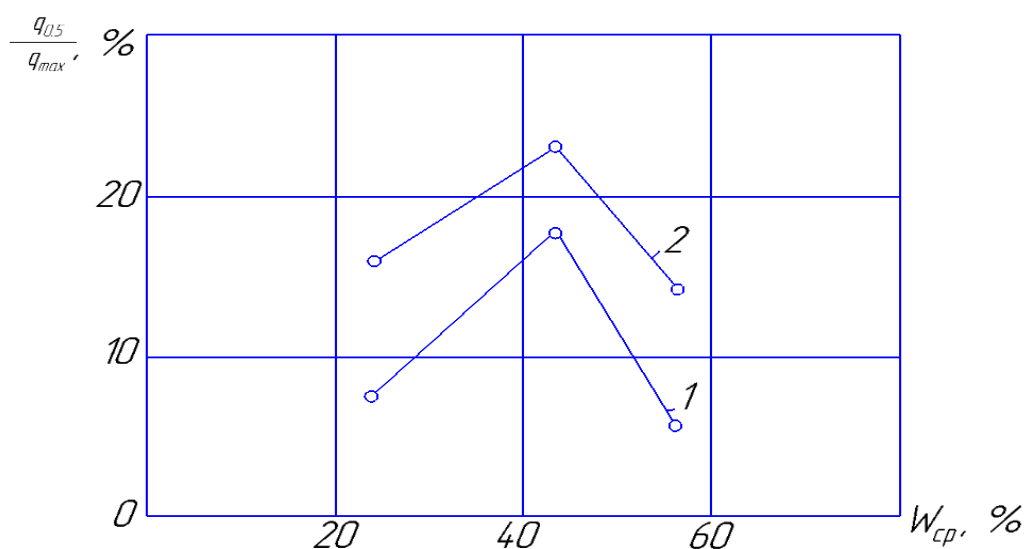


Рисунок 3.14 - Зависимость уплотнения почвы в слое (0 ... 0,1 м) от максимального давления движителя: 1 - при начальной влажности 28 %; 2 - при начальной влажности 42 %; 3-при начальной влажности 65 %.

Степень распространения давления на глубину 0,5 м изменяется с влажностью почвы немонотонно и имеет характер, обратный характеру изменения коэффициента неравномерности давлений на опорной поверхности движителя - имеется пик давления при средней влажности (рисунок 3.15).



а)



б)

Рисунок 3.15 - Зависимости степени распространения давления на глубину 0,5 м от средней влажности почвы естественного сложения в слое 0 ... 0,2 м: а) давление движителя на почву: 1- под резинокордными траками; 2 - под металлическими траками; б) неравномерность давлений: 1-под резинокордными траками; 2-под металлическими траками.

По всем показателям воздействия на почву резинокордные траки оказываются более щадящими, чем металлические. Представляют интерес также следующие особенности воздействия резинокордных траков на почву: степень распространения давления на большую глубину в почве под ними значительно меньше, чем под металлическими (рисунок 3.15б); при высокой влажности

почвы ( $W = 65\%$ , средняя влажность в слое 0...0,2 м - 56%) относительный уровень напряжений на глубине 0,5 м для резинокордных траков в 2,4 раза меньше, чем для металлических. При этом относительное уплотнение почвы под резинокордными траками меньше в 1,6 раза - в слое 0...0,1 м и в 2,8 раза - в слое 0,1...0,2 м, а максимальные напряжения на глубине 0,5 м меньше в 4,6 раза, при максимальном давлении на поверхности, меньшем в 2 раза.

Преимущества резинокордных траков сказываются, естественно, на состоянии растительности поймы.

Воздействие гусеничного движителя с резиноармированными гусеницами на почву оценивается по давлению на почву, сохранению ее структуры в результате колееобразования и растительного покрова (рисунок 3.16). Экспериментальные исследования давления на почву показали, что давление по сравнению с металлическими траками на почву в слое 0,1...0,2 м уменьшается на 30 %, а в сравнении с резинокордными траками выше на 12%. Уменьшение глубины колеи сохраняет структуру почвы, но при этом, вследствие буксования и наличия увеличенных размеров грунтозацепов, в процессе передвижения по переувлажненным почвам происходит выдавливание поверхности почвы в разных направлениях, что приводит к разрушению структуры почвы и уничтожается растительный покров вместе с корневой системой. Уменьшение размеров грунтозацепов влечет снижение тягово-сцепных свойства машины.

Таким образом, для решения проблемы уплотняющего и разрушающего воздействия гусеничных движителей на почву необходимо проводить оценки выбора конструкции движителей, поскольку требования, предъявляемые сегодня к ходовым системам гусеничных машин, вытекают из общих требований охраны окружающей среды, включающих обеспечение сохранности почвы, её плодородия и растительного покрова, что свидетельствует об увеличении урожайности сельскохозяйственных культур.





а)



б)

Рисунок 3.16 - Воздействие гусеничных движителей на почву: а - следы комбайна с металлическими и резинокордными траками; б - проход комбайна с резинокордными траками.

Таблица 3.7 – Показатели воздействия гусеничных движителей с металлическими и резинокордными траками на почву

Показатели почвы	Слой почвы, м	Приустьевая часть поймы			Центральная часть поймы			Приотрасная часть поймы		
		естественное сложение	после резинокордных траков	после металлических траков	естественное сложение	после резинокордных траков	после металлических траков	естественное сложение	после резинокордных траков	после металлических траков
Плотность $d, г/см^3$	0-0,1	1,20	1,25	1,34	0,93	0,98	1,05	0,43	0,50	0,54
	0,1-0,2	1,47	1,51	1,60	0,88	0,96	0,98	0,78	0,84	0,95
Влажность $W, \%$	0-0,1	28	26	21	42	38	35	65	62	60
	0,1-0,2	20	18	15	44	39	40	47	43	40
Максимальное давление $q_{max}, кПа$	0	-	92,0	185,5	-	72,5	129,7	-	84,0	170,2
Максимальное давление $q_{max}, кПа$	50	-	7,2	29,4	-	13,3	29,6	-	5,1	23,7

Анализ теоретических и экспериментальных результатов показал, что применение резинокордных траков, вместо металлических и резиноармированных гусениц по многим показателям, оценивающим гусеничные движители, соответствует агротехническим требованиям, предъявляемым к гусеничным машинам.

### **3.8 Показатели и свойства проходимости кормоуборочных гусеничных машин с различными движителями**

С учетом проведенных исследований для уборочных машина на гусеничном ходу предлагается наиболее полная структурная схема совокупности свойств и показателей, выражающих проходимость, как эксплуатационное качество машины (рисунок 3.17).

1. Тягово-сцепное свойство. Это свойство характеризует способность машины передвигаться в данных почвенных условиях. Применительно к самоходным уборочным машинам наименование этого свойства нельзя признать обязательным, оно значительно больше подходит к тракторам и другим машинам, основной задачей которых является обеспечение максимальной тяги на крюке. Более удачным, по нашему мнению, является термин "подвижность", применяемый Беккером М.Г для обозначения этого свойства.

Однако и он не отражает всей сущности свойства, которое обеспечивает возможность движения машины в данных условиях. Поэтому, считаем возможным использовать для наименования этого свойства, широко применяемый в отечественной литературе термин «тягово-сцепное свойство».

Показателями этого свойства являются: коэффициент сцепления движителя с опорным основанием, буксование и сумма сил сопротивления движению машины.

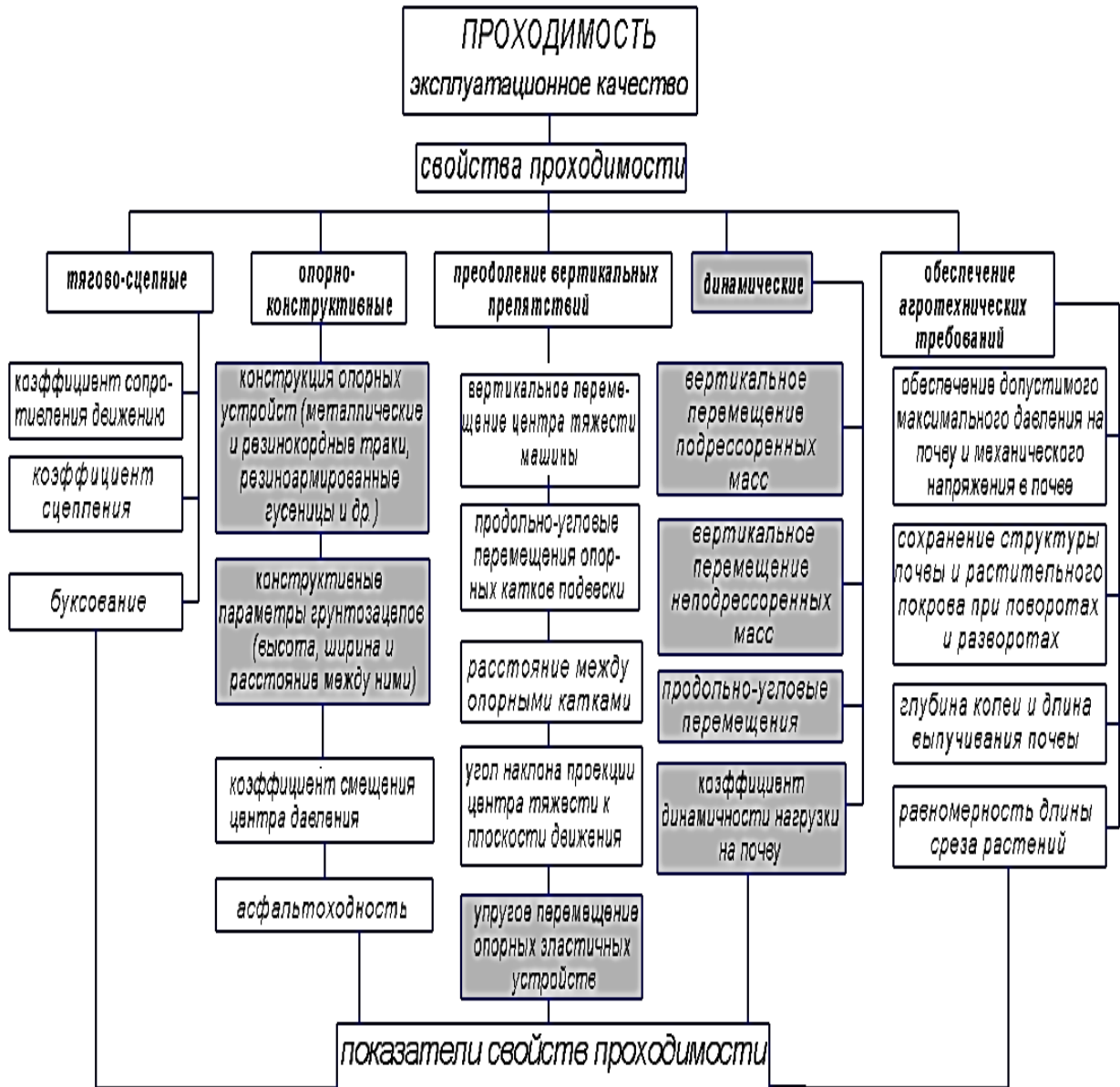


Рисунок 3.17 – Предлагаемая структура с дополнительными свойствами и показателем проходимости машин.

2. Опорно-конструктивные. Это свойство определяет появившиеся в последнее время в конструкции гусеничных движителей, в место металлических, различные эластичные опорные устройства. К ним относятся резиноармированные гусеницы, резинокордные траки и другие конструкции, описанные нами в первой главе. Это дало возможность передвигаться гусеничным машинам по дорогам с твердым покрытием (асфальтоходность).

При эксплуатации кормоуборочных комбайнов на переувлажненных почвах, в том числе и на пойменных лугах, которые имеют слабую несущую способность, важным остается сохранность как структуры почвы, так и корневой системы растительности. На этот процесс, в первую очередь, влияет конструкция опорных устройств, высота и ширина грунтозацепов. В большей степени это относится к резиноармированным гусеницам.

Коэффициент смещения центра давления показывает изменение массы комбайна в процессе наполнения емкостей скашиваемой массой при непроеходимости средств, транспортируемых заготавливаемые корма.

3. Свойство преодоления вертикальных препятствий. Для уборочных машин проявление этого свойства связано, главным образом, с необходимостью преодолевать межчечковые валики при работе на увлажненных плантациях, неровности от наноса наилка при весенних разливах рек на пойменных лугах, кочковатость и другие неровности. Большие габариты уборочных машин по длине - более 10 метров, значительная их масса, а также необходимость предохранения навесной технологической части машины требуют обеспечения плавного перехода агрегата через эти препятствия. Показателем этого свойства является отношение величины перемещения в вертикальной плоскости центра тяжести машины при преодолении препятствия, к высоте преодолеваемого препятствия, а также способность упругих опорных устройств деформироваться при наезде на препятствия.

4. Динамические свойства проходимости. Эти свойства вытекают из появившихся в последнее время опорных устройств обладающих упругими и диссипативными качествами. К таким свойствам можно отнести вертикальные перемещения подрессоренных и неподрессоренных масс гусеничной машины, продольно угловые перемещения, а также коэффициент динамичности нагрузки на почву.

5. Обеспечение агротехнических требования взаимодействия движителя с почвой. Описание агротехнических требования подробно представлено в разделе 1.2.

### 3.9 Совершенствование конструкции резинокордного трака гусеничного движителя

Приведенные выше теоретические и экспериментальные исследования гусеничного движителя с резинокордными траками показали преимущества перед движителями с металлическими траками и резиноармированными гусеницами при использовании их на переувлажненных пойменных почвах. В результате дальнейших исследований, проведенных по взаимодействию резинокордного трака с переувлажненной пойменной почвой выявлено, что в данную конструкцию резинокордного трака необходимо внести некоторые конструкционные изменения касающиеся повышения упругой составляющей и улучшить неравномерность распределения давления по ширине трака. Полевые испытания гусеничного движителя показали, что средняя часть трака забивалась почвой и тем самым снижало упругую составляющую, а максимальное давление на почву было определено под центральными упорами и по краям трака. Исходя из этого, была несколько изменена конструкция данного трака (рисунок 3.18). Дальнейшие исследования неравномерности распределения давления предложенной конструкции трака проводились методом компьютерного моделирования для двух конструкций резинокордных траков (рисунки 3.19 и 3.20). Вначале были проведены более глубокие исследования натуральных образцов траков в лабораторных и полевых условиях, результаты которых были использованы для дальнейшего компьютерного моделирования измененных конструктивных элементов траков.

При моделировании и расчете использовался метод конечных элементов, реализованный в программном комплексе DSMFEM [111].

Исходные данные траков были представлены псевдо-3d-моделями, выполненными в программном комплексе "Компас". Псевдо-3D означает то, что модели выглядят как объемные, но на самом деле содержат только описание поверхности траков, без наличия взаимосвязанных объемных тел. Это не позволило выполнить автоматизированную дискретизацию на конечные

элементы, поэтому по снятым с предоставленных моделей размерам конечно-элементные модели были построены в среде DSMFEM. Для дискретизации использовались восьми- и шести-узловые конечные элементы в виде треугольных и четырехугольных призм. Для моделирования почвы использовалась модель идеального упругого основания, а также модель упругопластического тела. В местах возможного контакта "арки" с подошвой и в зоне приложения нагрузок в модель вводились контактные элементы. Контактный элемент является "логическим" элементом и обеспечивает при решении задачи отсутствие взаимного проникновения тел друг в друга, а также передачу сил трения при возможном скольжении контактирующих поверхностей. Для моделирования были заданы параметры материала: модуль упругости и коэффициент Пуассона.

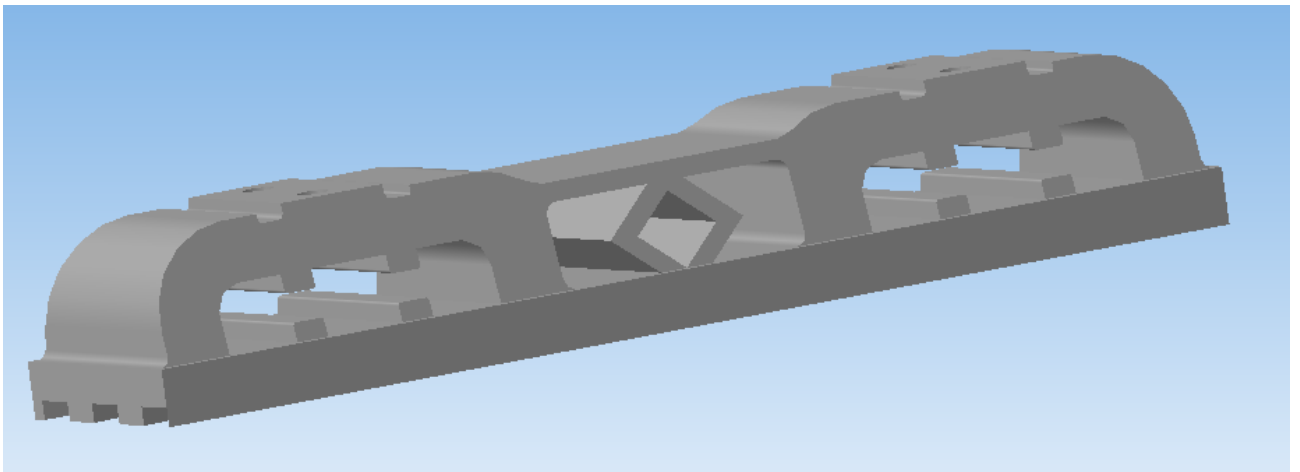
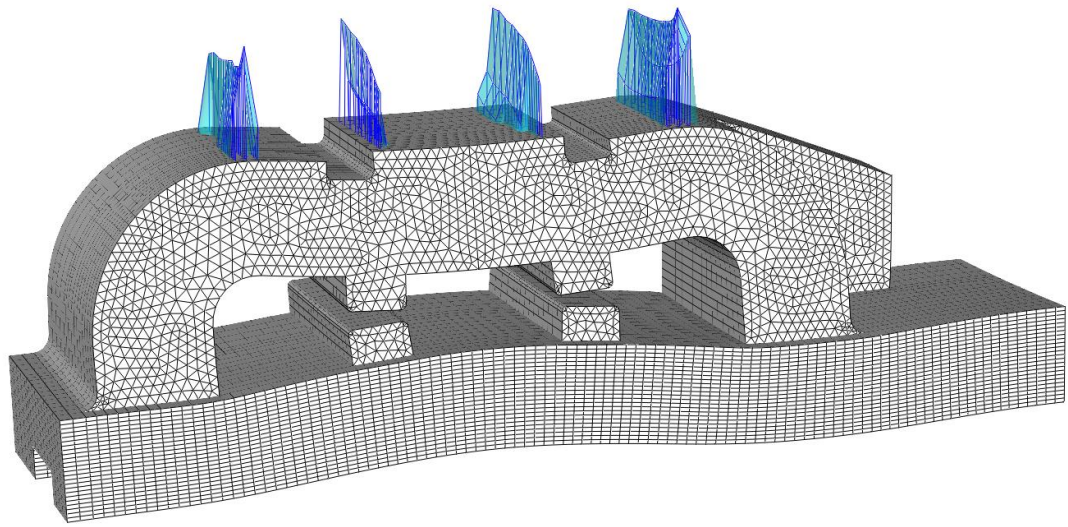
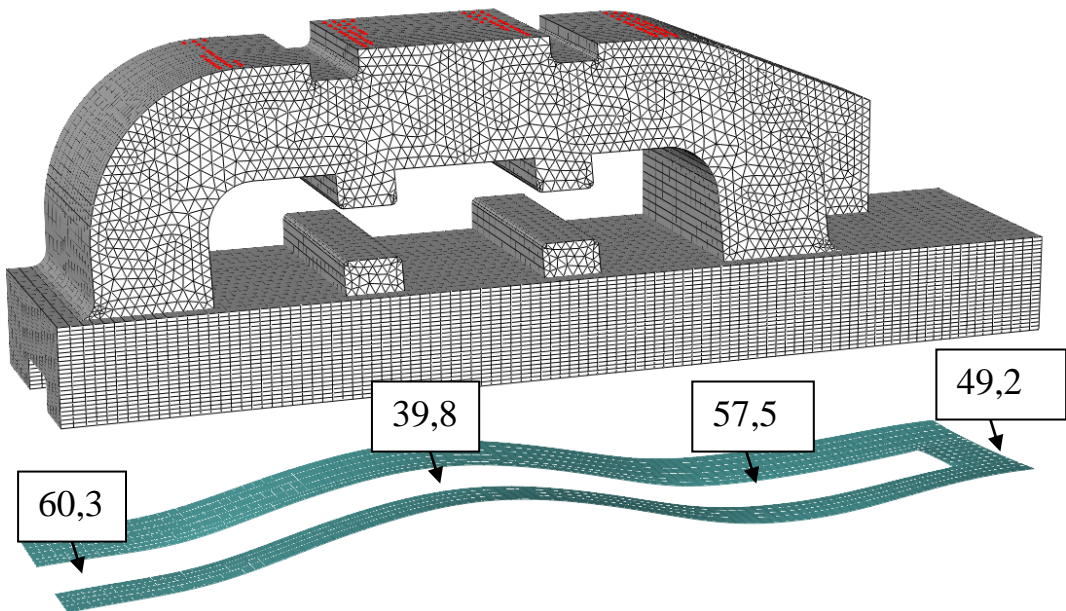


Рисунок 3.18 - 3D модель проектируемого трака.

Деформированное состояние двух конструкций траков и распределение давления на поверхность почвы представлены на рисунках 3.19 и 3.20.



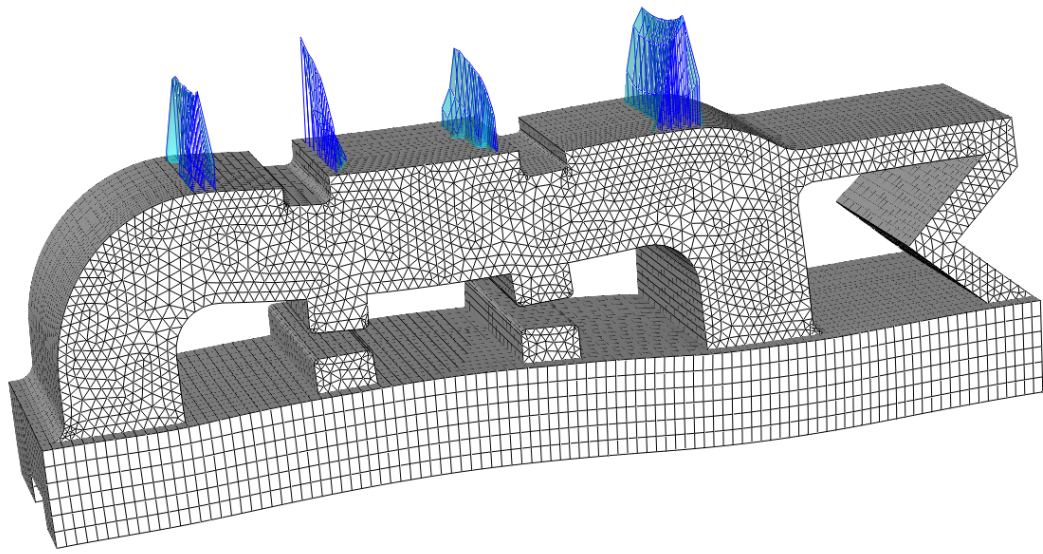
а)



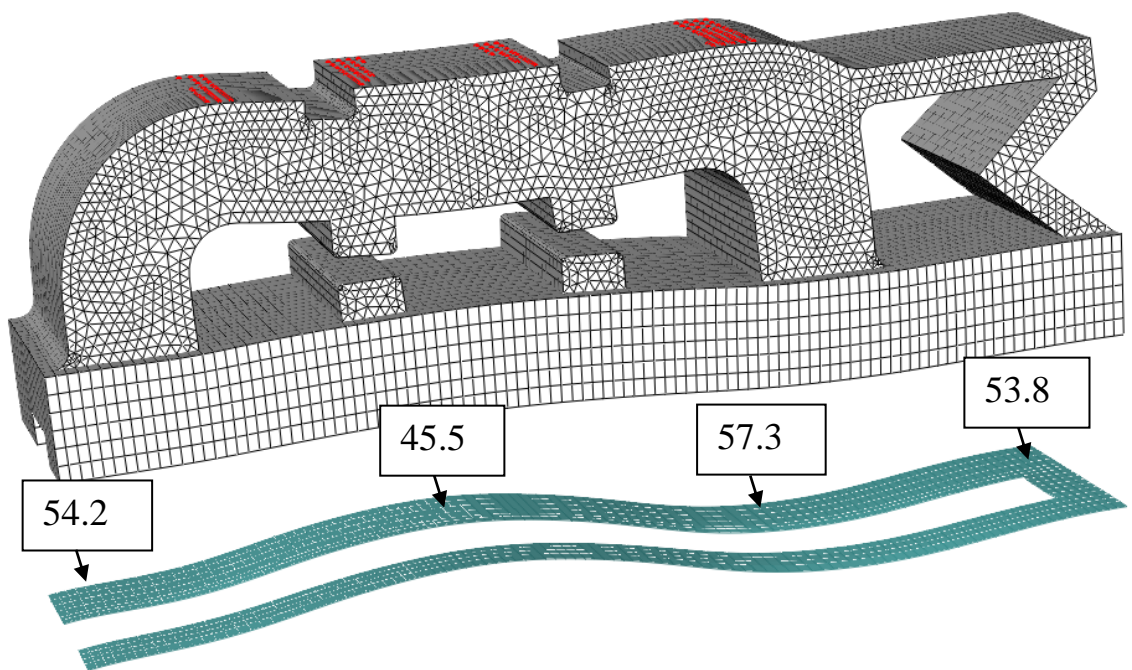
б)

Рисунок 3.19 - Исследованный резинокордный трак: а) деформированное состояние трака и зона приложения нагрузки; б) распределение давления на почву (кПа).





a)



б)

Рисунок 3.20 - Проектируемый резинокордный трак: а) деформированное состояние трака и зона приложения нагрузки; б) распределение давления на почву (кПа).

Предложенная конструкция резинокордного трака по сравнению с исследованной имеет улучшенную упругую составляющую благодаря дополнительной упругой стойке, а увеличение жесткости подошвы под крайними упругими стойками позволило снизить неравномерность распределения давления по ширине трака в 1,21 раза.

На данную конструкцию трака получен патент на изобретение [112].

В результате теоретических расчетов и экспериментальных исследований был получен сравнительный анализ гусеничных движителей с различными опорными кстройствами.

## **4 Основные направления получения экономического и экологического эффекта**

Внедрение результатов исследований в производство позволяет получить как экономический, так и экологический эффект.

При использовании в гусеничном двигателе кормоуборочного комбайна различных опорных устройств (металлических траков, резинокордных траков и резиноармированных гусениц) технико-экономические показатели целесообразно оценить по разнице эксплуатационных затрат и стоимости дополнительно заготовленного корма.

На снижение эксплуатационных затрат оказывают влияние следующие факторы:

- снижение коэффициента сопротивления качению с 0,120 до 0,088, позволяет увеличить скорость движения на 27%, что увеличивает часовую производительность и снижает расход топлива;

- снижение коэффициента неравномерности давления на 56,3%, уменьшает динамические нагрузки из-за вертикальных колебаний машины (коэффициент динамичности нагрузки снижается с 1,26 до 1,10, динамические усилия – с 25,8 до 10,2 кН, уровень вибрации по жесткому полотну уменьшается на 67%), что обеспечивает повышение долговечности и надежности деталей, узлов и снижению затрат на техническое обслуживание и текущий ремонт.

Дополнительный объем продукции получают за счет следующего:

- из-за переувлажнения почв не убирается до 30% площади луга, а за счет высокой проходимости комбайнов с резинокордными траками до 28% этих площадей подвергаются заготовки кормов, с металлическими траками до 15 %, с резиноармированными гусеницами до 25 %;

- по следам комбайнов с металлическими траками и резиноармированными гусеницами в течение 30 дней травостой не отрастает, а по следам двигателя с резинокордными траками - высота травостоя на уровне с есте-

ственным, а густота от 10 до 15% ниже, в зависимости от влажности почвы (площадь от следов составляет 33% на 1 га при ширине жатки 3,83м);

- увеличение глубины колеи влечет заваливанием растений боковым выдавливанием почвы, в то время как движители с резинокордными траками и резиноармированной гусеницы уменьшают глубину колеи в 1,2 – 1,9 раза в сравнении с движителями с металлическими траками;

- уменьшение уплотнения почвы в слое 0...0,1м в 1,6 раза, также повышает урожайность.

Таким образом, снижение глубины колеи, коэффициента сопротивления качению и динамического воздействия на машину уменьшает эксплуатационные затраты при работе машины с резинокордными траками в 1,20 раза или на 17% по сравнению с металлическими траками и в 1,07 раза или на 10 % - с резиноармированной гусеницей.

Применение в гусеничных движителях кормоуборочных комбайнов резинокордных траков по сравнению с металлическими траками позволяет в 2,17 раза увеличить прибавку денежных средств, при уборке кормов на переувлажненных пойменных почвах и в 1,28 раза по сравнению с резиноармированными гусеницами.

Уменьшение глубины колеи и бокового вытеснения почвы при образовании колеи, оценивается экологическим эффектом.

## Заключение

Представленные исследования в монографии позволяют решить важную проблему для АПК РФ – расширение кормовой базы путем заготовки ценных по питательным качествам кормов в условиях переувлажненных пойменных лугов со слабой несущей способностью почв за счет повышения проходимости самоходных кормоуборочных комбайнов на гусеничном ходу.

Установлено, что из-за слабой проходимости кормоуборочной техники практически не ведется заготовка ценных по питательным качествам экологически чистых кормов для животноводства на переувлажненных пойменных лугах, где почвы обладают слабой несущей способностью и занимают около 40% территории от естественных кормовых угодий. В таких условиях целесообразно применять самоходные кормоуборочные машины с энергоэффективными гусеничными движителями, способными обеспечить собственную проходимость и при этом максимально сохранить структуру почвы, растительный покров с корневой системой, не снижая уровня и деградации пойменных почв и получить заготавливаемый корм наивысшего качества.

Установлено теоретически и экспериментально подтверждено, что двухбалансирная подвеска является оптимальной для кормоуборочных машин, работающих на переувлажненных пойменных почвах.

Получены теоретические зависимости для определения оптимальных параметров гусеничных движителей, позволяющие существенно снизить величину статических и динамических нагрузок на опорные катки.

Обоснована модель деформации пойменных переувлажненных почв со слабой несущей способностью, у которых залегание грунтовых вод находится практически на поверхности. Такое состояние почвы можно рассматривать как жесткопластическую среду с однородной полуплоскостью.

На увеличение деформации почвы наиболее существенно влияют скорость приложения нагрузки и периодическое изменение направления вектора ее действия. В свою очередь интенсивность нагрузки характеризуется уско-

рением колебаний, статическим давлением, а также зависимостью между внешней нагрузкой на почву и скоростью ее деформации.

Исследование гусеничного движителя с резинокордными траками, показало, что их применение изменяет схему колебательного контура уборочной машины. Получены зависимости для расчета динамических нагрузок на почву и их амплитуды. Движители гусеничной машины с резинокордными траками снижают динамические нагрузки на почву со стороны корпуса машины в 2,5 раза. При движении машины по твердым почвам виброускорения подрессоренных масс уменьшаются на 67%, приведенное среднеквадратичное ускорение снижается в 1,7 раза, что уменьшает вредное воздействие колебаний гусеничной машины на водителя.

Выведена зависимость расчета глубины колеи с учетом изменения амплитуды динамической нагрузки на почву из-за колебаний гусеничной машины. Определена методика расчета сопротивления движению гусеничной машины от деформации почвы с учетом особенностей формирования колеи при переменной нагрузке на почву.

Установлено, что гусеничный движитель с резинокордными траками оказывает более щадящее воздействие на нижние слои почвы, чем с металлическими. Относительное уплотнение почвы в прируслевой части поймы в слое от 0 до 0,1 м уменьшилось в 1,6 раза, а в слое от 0,1 до 0,2 м - в 2,8 раза. Максимальное напряжение в почве на глубине 0,5 м снизилось в 4,6 раза. Глубина колеи на притеррасной части поймы с влажностью 65% уменьшилась в 1,9 раза, а сопротивление движению на 19,2 %, коэффициент сопротивления качению движителя снизился на 27% в сравнении с металлическими траками. При этом коэффициент неравномерности распределения давления по длине гусеничного движителя уменьшился на 56%.

Получены выражения для определения оптимальной жесткости резиноармированной гусеницы при деформировании ее опорными катками гусеничного движителя в двух характерных сечениях: над грунтозацепами и в промежутках между ними.

Выведены зависимости для расчета оптимального радиуса кривизны резиноармированной гусеницы, распределения нагрузки между опорными катками и определения максимального давления на почву в промежутке между грунтозацепами и под ними, которое определяет глубину колеи.

Установлено, что коэффициент неравномерности распределения давления движителя с резиноармированной гусеницей на почву по длине гусеницы в 1,36 раза ниже по сравнению с металлическими траками, но в 1,15 раза выше, чем у движителя с резинкордными траками.

Установлено, что гусеничные движители с резинкордными траками в сравнении с металлическими и резиноармированными гусеницами в 1,58 раза уменьшают перемещения центра тяжести машины при преодолении вертикальных препятствий, обеспечивая тем самым более равномерный срез травы.

На прирусловой части поймы после прохода гусеничного движителя с резинкордными траками сохраняется оптимальная высота и густота трав, тогда как после прохода металлических траков она снижается на 10% по сравнению с естественным травостоем. На переувлажненных почвах центральной и притеррасной частях поймы сохраняется высота травостоя, но густота снижается на 15%, в то время как металлические траки и резиноармированные гусеницы полностью разрушают корневую систему и отрастание растений в течение 30 дней не происходило.

Таким образом, для механизированной технологии заготовки кормов на переувлажненных пойменных лугах со слабой несущей способностью почв целесообразно использовать самоходные гусеничные кормоуборочные комбайны с резинкордными траками и накопительной емкостью.

### Список литературы

1. Государственная программа развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013 - 2020 годы [Текст]. – М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2012.
2. Гурова, Т.А. Состав и свойства аллювиальных почв речных долин центра Восточно-Европейской равнины и экологическая оценка их природных кормовых угодий: дис. ... канд. биолог. наук: 03.00.27 /Т.А. Гурова. – М., 2009. – 198 с.
3. Балабко, П.Н. Современное состояние лугов и почв поймы рек Оки и Угры в природной зоне г. Калуги./ Н.К. Сюняев, С.П. Кижаккин// - Материалы международного совещания «Изменение и сохранение пойменных лугов» - Калуга, 2013.- С.147-152.
4. Балабко, П.Н. Микроморфология, диагностика и рациональное использование пойменных почв Восточно-Европейской и Западно-Сибирской равнин: автореф. дис. ... д-ра биолог. наук: 06.01.03 / П.Н. Балабко. – М., 1991. – 47с.
5. Пойманова, С.О. Почвенный покров пойм малых рек типичной лесостепи Окско-Донской равнины: автореф. дис. ... канд. биолог. наук: 03.00.27 / Пойманова Светлана Олеговна – Воронеж, 2007. – 226 с.
6. Мееровский, А.С. Эффективное использование естественных пойменных лугов [Электронный ресурс]. Режим доступа: [agrosbornik.ru/sovremennye-resursosberegayushhie-texnologii/1143-effektivnoe-ispolzovanieestestvennykh-pojmennykh-lugov.html](http://agrosbornik.ru/sovremennye-resursosberegayushhie-texnologii/1143-effektivnoe-ispolzovanieestestvennykh-pojmennykh-lugov.html).
7. Просянных, Е.В. Мониторинг экосистем пойменных лугов правобережья Средней Десны. /Д.Е. Просянных, П.Н. Балабко, Е.В. Просянных и др.// Материалы международного совещания «Изменение и сохранение пойменных лугов» - Калуга, 2013.-С.120-128.



8. Белоус, Н.М. Продуктивность пашни и реабилитация песчаных почв./ Н.М. Белоус, В.Ф. Шаповалов, [Текст] - Изд-во Брянской ГСХА, 2006. - 43 с.
9. Торикив, В.Е. Практикум по луговому кормопроизводству./В.Е. Торикив, Н.М. Белоус, Е.П. Солдатенков,- Брянск.: Издательство Брянской ГСХА, 2010.-336 с.
10. Яблонских П.А. Аллювиальные почвы речных долин среднерусского Черноземья: автореф. дис. д-ра биолог. наук./ П.А. Яблонских – Воронеж, 2002. – 42с.
11. ГОСТ-26955-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почвы. Издательство стандартов, 1986. – 7 с.
12. Федоренко, В.Ф. Технические и технологические требования к перспективной сельскохозяйственной технике [Текст] / В.Ф. Федоренко, Д.С. Буклагин, М.Н. Ерохин и др. - М: ФГНУ «Росинформагротех», 2011.//248с.
13. Забродский В. М. и др. Ходовые системы тракторов [Текст]. /В.М. Забродский. М. – Агропромиздат -1986.- 245с.
14. Емельянов, А. М. Пути снижения техногенного воздействия гусеничных движителей уборочных машин на переувлажненные почвы: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 /А.М. Емельянов,– Благовещенск, 1997. – 250 с.
15. Злобин, Е. В. Исследование тягово-сцепных свойств движителя с резиноармированными гусеницами в условиях Дальнего Востока: дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.01. /Е.В. Злобин – Благовещенск, 2006. – 134 с.
16. Бухаровская А. Н. Тягово-сцепные свойства и уплотняющие воздействия на почву трактора с резиноармированными гусеницами: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/А.Н. Бухаровская - М., 2011.-133с.
17. ООО «Агромашхолдинг» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://agromh.com/o-kompanii/obshhaya-informatsiya/>
18. А.С. 1418170 СССР, МКИ В 62 Д 55/24. Ленточная бесшарнирная гусеница / Р. А. Банников, В. И. Бурлаков и др., 1988.

19. А.С. 629113 СССР, МКИ В62Д55/24. Бесшарнирная гусеница транспортного средства. /Г. А. Крестовников, В. И. Костин, В. М. Овчинников, 1978.
20. А.С. 1595734 СССР, МКИ В62Д55/24. Эластичная гусеничная лента транспортного средства. /Б.Ф. Таталин, Г.В. Андреев, В.И. Ширяев, А.П. Ерохин, 1977.
21. А.С. 288571 СССР. МПК В62Д55/24. Гусеница /Ю.Д. Володарский, С.И. Махнев и др., 1970.
22. А.С. 289841 СССР. МПК В62Д55/24. Эластичная гусеница для движителя с обрешеченными катками /Ассар Натанаэль Свенсон. –Швеция-, 1970.
23. А.С. 302883 СССР. МПК В62Д55/24. Резинометаллическая гусеница /Эрвин Вальтер Сибер. –ФРГ-, 1971.
24. А.С. 501001 СССР, МКл В62Д55/24. Бесшарнирная гусеница транспортных средств /А.Н. Черяпин, Б.П. Петухов, 1976.
25. А.С. 1087405 СССР. МКл В62Д55/24. Бесшарнирная гусеница транспортного средства /Г.И. Гедроить, П.Н. Синкевич и др., 1978.
26. А.С. 453334 СССР. МКЛ В62Д55/24. Гусеничный обвод транспортного средства /Л.И. Можейко, Н.А. Матюшонок, Н.П. Кладов, И.В. Богданов, 1975.
27. А.С. 1652172 СССР. В62Д55/24. Резинометаллическая гусеница /В.С. Козлов, Т.В. Воронцова, 1991.
28. А.С. 1712233 СССР. В62Д55/24. Резинометаллическая гусеница /А.Н. Никончук, М.А. Родионов, 1992.
29. Бочаров, Н.Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях /Н.Ф. Бочаров, В.И. Гусев, В.М. Семенов.-М.: Машиностроение, 1974.—208 с.
30. А.С. 435977 СССР. МКЛ В62Д57/00. Пневмодвижитель транспортного средства /Н.Ф. Бочаров, В.М. Семенов, А.А. Полунгян и др., 1974.

31. Патент 1986865 США 305-10 Кольцевая гофрированная пневмогусеница /В.Т. Тшеппат, 1939.
32. Пат. 2325299 Российская Федерация, МПК В 60С29/00. Газонаполненная гусеница транспортного средства [Текст] /В.С. Евсюнин, Ю.С. Комратов, О.А. Тупицына /; заявитель и патентообладатель ФГУП "Уралтрансмаш.
33. А.С. 688370 СССР. МКЛ В62Д55/24. Гусеница /В.Д. Белоглазов, С.И. Денисенко, Г.Г. Шеломенцев, 1979.
34. А.С. 1155491 СССР. Кл В62Д55/24. Пневмотрак гусеницы транспортного средства /М.М. Танклевский, 1986.
35. Графкина М.В., Экология и экологическая безопасность автомобиля: учебник / М. В. Графкина, В. А. Михайлов, К. С. Иванов. — М.: ФОРУМ, 2009. — 320 с.
36. Патент [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/>.
37. РФ № 2516944, В62D 55/253. Гусеница бесшарнирная резиноармированная. М.В. Канделя, Н.М. Канделя, П.А. Шилько, А.М. Емельянов, В.Н. Рябченко, С.В. Щитов, А.В. Липкань.
38. РФ № 2510349, В62D55/253. Система ходовая с резиноармированной гусеницей фрикционного зацепления. М.В. Канделя, Н.М. Канделя, П.А. Шилько, А.М. Емельянов, В.Н. Рябченко, С.В. Щитов, А.В. Липкань.
39. Патент на изобретение № 2403165 от 10 ноября 2010 г. Гусеница бесшарнирная резиноармированная уборочной машины Бюллетень изобретений № 31 от 10.11.2010 И.В. Бумбар, М.В. Канделя, Н.М. Канделя, В.Н. Рябченко, П.А. Шилько.
40. А.С. 1245489 СССР Кл В62Д55/24. Эластичный трак гусеницы транспортного средства /М.М. Танклевский, 1986.
41. А.С. 1548104 СССР Кл В62Д55/24. Эластичный трак гусеницы транспортного средства /М.М. Танклевский, А.М. Танклевский, 1988.

42. А.С. 1713207 СССР В62Д55/24. Гусеница транспортного средства /М.М. Танклевский, А.М. Танклевский, 1980.
43. Концепция модернизации парка сельскохозяйственных тракторов России до 2020 года. - 2013 ВИМ.
44. Современная сельхозтехника и оборудование. Выпуск 4/2010. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.profi-mediacenter.com/eastspecial.html>.
45. Шпилёв, Е.М. Повышение эффективности мобильного энергетического средства за счет использования треугольного гусеничного движителя: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Шпилёв Евгений Михайлович. - Благовещенск., 2012. - 23с.
46. Орнатский, Н.В. Механика грунтов [Текст]. /Н.В. Орнатский - М.: Изд-во МГУ, 1962.-238с.
47. Львов, А.А. К вопросу оценки проходимости тракторов безразмерным параметром [Текст]. /А.А. Львов – //Труды ЦНИИМЭСХ, т. УП. – Минск: Урожай, 1969. – с. 164-169.
48. Крагельских, И. В. Об оценки проходимости грунтовых дорог [Текст]. //Известия АН СССР. Отделения технических наук. – М.: 1949. - №3.
49. Бобков В. Ф Проходимость колесных машин по грунту [Текст]. /А.Н. Бирюля, В.М. Сиденко – М.: Автотрансиздат, 1959. – 190 с.
50. Чудаков, Е. А. Проходимость автомобиля по грунту [Текст]. – Избранные труды. т. I., - М.: 1961.
51. Воронин, В.А. Основы теории тракторов, автомобилей и самоходных сельскохозяйственных машин [Текст]. /В.А. Воронин – Благовещенск, 1981. – 69с.
52. Танклевский, М.М. Проходимость машин [Текст]. /М.М. Танклевский - Киев, 1990, - 155с.
53. Агейкин, Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители [Текст] / Я.С. Агейкин.- М.: Машиностроение,1972.-184 с.

54. Данилов, Р.Г. Шнековый снегоболотоход ПЭУ-3: Автомобили для бездорожья [Текст] /Р.Г. Данилов// Техника и вооружение вчера, сегодня, завтра. -2010-. № 11. -С. 31–36.
55. Трепенников, И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов [Текст]. /И.И. Трепенников – М. 1963. - 267с.
56. Скотников, В. А. Основы теории проходимости гусеничных мелиоративных тракторов [Текст]. /В.А. Скотников, А.Е. Тетеркин – Минск: Высшая школа, 1973. – 255 с.
57. Ксеневиц, Н.П. Ходовая система – почва – урожай [Текст] / Ксеневиц, Н.П., Скотников, В.А., Ляско, М.И. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304с.
58. Скотников, В. А. Объем понятия «проходимость» и классификация гусеничных болотоходных тракторов [Текст]. /В.А. Скотников// Вопросы проходимости машин, вып. III, Благовещенск, 1974.
59. Танклевский, М. М. Энергоэффективные ходовые системы машин торфяного производства: дис. ... д-ра техн. наук. / М.М. Танклевский – Киев – Калинин, 1983. – 187 с.
60. Скотников, В. А. Основы теории проходимости гусеничных мелиоративных тракторов [Текст]. /В.А. Скотников, А.Е. Тетеркин – Минск: Высшая школа, 1973. – 255 с.
61. Воронин, В.А. Общая методика исследования проходимости уборочных машин на гусеничном ходу [Текст] /В.А. Воронин// Вопросы проходимости машин, - 1976.- с 88-100.
62. Веретенников, В. Г. Теоретическая механика (дополнения к общим разделам) 2-е изд [Текст] / В. Г. Веретенников, В. А. Сеницын . — М.: Физматлит, 2006. — 416 с
63. Запольский, В.П. Исследование сцепных качеств и обоснование параметров траков гусеничных движителей: дис. ...канд. техн. наук: 05.20.01. / В.П. Запольский - Минск, 1971.-160с.

64. Носов, С.В. Взаимодействие колесных, гусеничных и дорожных машин с деформируемым опорным основанием: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / С.В. Носов - Липецк, 2009.-465с.
65. Антонов, А.С Теория гусеничного движителя [Текст]. /А.С. Антонов– М.: Машиностроение, 1979.
66. Медведев, М.И. Сцепление гусеничного трактора с почвой [Текст]. /М.И. Медведев// Труды ХПИ. Серия металлургия и машиностроение, вып.1, т.2.-Харьков: Изд-во Харьковского государственного университета,1953.-130 с.
67. Рябченко, В.Н. Исследование влияния удельного давления на проходимость гусеничного движителя уборочно-транспортных машин: дис. канд. техн. наук. / В.Н. Рябченко – Благовещенск, 1971.-168с.
68. Сидоров, В.Н Способы повышения тягово-сцепных свойств колесных тракторов. /С.С. Ерохин// М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. - Т.2. -С. 58-62.
69. Воронин, В.А. Исследование влияния грунтозацепов на проходимость двухзвенных гусеничных движителей треугольной формы [Текст]. / В.А. Воронин // Вопросы проходимости машин: сб. науч. тр. Благовещенск, 1974. - Вып. 3. - С. 35-42.
70. Васильев, А. В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства [Текст] /А.В. Васильев, Е.Н. Докучаева, О.Л. Уткин-Любововцев – М. Машиностроение, 1969. – 192 с.
71. Емельянов, А. М. Пути снижения техногенного воздействия гусеничных движителей уборочных машин на переувлажненные почвы: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 /А.М. Емельянов,– Благовещенск, 1997. – 250 с.
72. Злобин, Е. В. Исследование тягово-сцепных свойств движителя с резиноармированными гусеницами в условиях Дальнего Востока: дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.01. /Е.В. Злобин – Благовещенск, 2006. – 134 с.
73. Золотаревская, Д. И. Закономерности деформации почв: Математическое моделирование [Текст]. /Д.И. Золотаревская - М. - 2013. - 139с.

74. Грунт [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Грунт>.
75. Орнатский, Н.В. Механика грунтов [Текст]. /Н.В. Орнатский - М.: Изд-во МГУ, 1962.-238с.
76. Амбарцумян, Р.В. Исследование процесса вибрационного вдавливания твердого тела в почву: дис. ... канд. техн. наук. /Р.В. Амбарцумян - Ереван,1961.
77. Дубровский, А.А. Основные принципы применения вибрации для повышения эффективности почвообрабатывающих орудий: дис. ... д-ра техн. наук. /А.А. Дубровский - ЛСХИ, 1964.
78. Баркан, Д.Д. Динамика оснований и фундаментов [Текст] / Д.Д. Баркан. – М.: Стройвоенмориздат, 1948. - 412с
79. Красников, Н.Д. Динамические свойства грунтов и методы их определения [Текст]. /Н.Д. Красников - Л., 1970.-145с.
80. Савинов, О.А. Современные конструкции фундаментов под машины и их расчет [Текст]. /О.А. Селиванов - Л.-М., 1964.
81. Френкель, Я.И. О теории сейсмических и сейсмoeлектрических явлений во влажных грунтах [Текст]. /Я.И. Френкель// - Известия АН СССР. Серия геофизическая и географическая. Вып. 111, 1944.№4.
82. Василенко, П.М. Некоторые вопросы теории вибрационных процессов [Текст] /П.М. Василенко// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1962.№3.
83. Рабинерсон, А.И., Фукс Г.И. Структура почвенных коллоидов [Текст]. /А.И. Рабинерсон – Л.: ТР.ЛоВИУА, 1938.
84. Ершов, В.А. Сопротивление сдвигу водонасыщенных песков в зависимости от ускорения колебаний [Текст] / В.А. Ершов, И.С. Дин // Основания, фундаменты и механика грунтов: докл. XX науч. Конф. ЛИСИ.Л., 1962. – С.20-23.

85. Воронин, В.А. Теоретические основы процесса деформации переувлажненных почв гусеницами уборочных машин [Текст]. /В.А. Воронин - Благовещенск: Изд-во БСХИ, 1974. - 84с.
86. Орнатский, Н.В. Механика грунтов [Текст]. /Н.В. Орнатский - М.: Изд-во МГУ, 1962.-238с.
87. Орнатский, Н.В. Механика грунтов [Текст]. /Н.В. Орнатский – М.: Изд. МГУ, 1950.
88. Воронин, В.А. Деформация переувлажненных почв при вибрационном характере нагружения [Текст]. В.А. Воронин // Вопросы проходимости машин.- Благовещенск, 1975.- 63 с.
89. Савинов, О.А. Современные конструкции фундаментов под машины и их расчет [Текст]. /О.А. Савинов Л.-М., 1964
90. Баркан, Д.Д. Виброметод в строительстве [Текст] / Д.Д. Баркан. – М.: Госстройиздат, 1959. – 315с.
91. Соловей, В.Е. Влияние вибрации на некоторые физико-механические свойства почвы [Текст]. /В.Е. Соловей// Научные труды УСХА. вып. 87, т.1, Киев, 1973.
92. Потураев, В.Н. Резиновые детали машин [Текст]. / В.Н. Потураев, В.И. Дырда – М.: Машиностроение, 1977. – 215с.
93. Ксенович, Н.П. Ходовая система – почва – урожай [Текст] / Ксенович, Н.П., Скотников, В.А., Ляско, М.И. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304с.
94. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин [Текст]. /Н.А. Забавников – М.: Машиностроение, 1975. – 448с.
95. Веселов, Н.Б. Разработка ленточных пневматических гусениц и исследование взаимодействия системы «движитель - полотно пути - транспортное средство»: дис. ... канд. техн. наук. /Н.Б. Веселов - Горький, 1980.
96. Барсуков, Ю.Н. Исследование влияния резинометаллической гусеницы на динамические явления в трансмиссии трактора кл. 3т. дис... канд. техн. наук. /Ю.Н. Барсуков - Барнаул, 1960.



97. Танклевский, М.М. Проходимость машин [Текст]. /М.М. Танклевский - Киев, 1990, - 155с.
98. Дмитриев, А.А. Определение малых колебаний гусеничного трактора [Текст] / А.А. Дмитриев, В.А. Савочкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2001. - №4. – С.23-25.
99. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин [Текст]. / А.А. Силаев – М.: Машиностроение, 1972. – 190с.
100. Стрелков, С.П. Введение в теорию колебаний [Текст]. /С.П. Стрелков – М.: Наука, 1964. – 437с.
101. Светлицкая, В.А. Сборник задач по теории колебаний [Текст] / В.А. Светлицкая, И.В. Стасенко– М.: Высшая школа, 1979. – 368с.
102. Старжинский, В.М. Теоретическая механика [Текст]. /В.М. Старжинский – М.: Наука, 1980. – 464с.
103. Танклевский, М.М. Энергоэффективные ходовые системы машин торфяного производства: дис. ... д-ра техн. наук. /М.М. Танклевский – Киев – Калинин, 1983. – 187с.
104. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия [Текст]. /Джонсон К.– М.: Мир, 1989. – 510с.
105. Кристенсен, Р. Введение в механику композитов [Текст]. /Кристенсен Р. – М.: Мир, 1982. – 334с.
106. Потураев, В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин [Текст]. /В.Н. Потураев – М.: Машиностроение, 1996. – 299с.
107. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле [Текст]. /С.П. Тимошенко – М.: Наука, 1967. – 447с.
108. Анонтов, Г.А. Исследование эксплуатационных характеристик гусеничных движителей уборочно-транспортных машин в условиях Дальнего Востока: дис. ...канд. техн. наук. /Г.А. Анонтов - Благовещенск, 1981.-214с.
109. Костерин, Э.В. Основания и фундаменты [Текст]. /Э.В. Костерин - М.: Высшая школа, 1990.-189с.

110. ГОСТ 20276-85 Методы полевого определения характеристик деформируемости. - М.:Изд-во стандартов, 1985.

111. Программный комплекс DSMFem. Свидетельство о регистрации № 2005611101 от 11 мая 2005 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.umlabor.ru/index/download/mikheev\\_phd](http://www.umlabor.ru/index/download/mikheev_phd).

112. Эластичный трак гусеницы транспортного средства: пат. 2554899 Рос. Федерации. В.П. Лапик, И.П. Адылин; патентообладатель «Брянский государственный аграрный университет».-№ 2012155435/11; заявл. 19.12.2012, Бюл. №18.

Научное издание

Лапик Владимир Павлович

**Механизированная технология заготовки кормов  
на переувлажненных пойменных лугах**

Монография

Редактор Павлютина И.П.

---

Подписано к печати 30.06. 2015г. Формат 60x84 1/16.  
Бумага печатная. Усл. п. л. 10,23. Тираж 550 экз. Изд. № 3058.

---

Издательство Брянского государственного аграрного университета  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ