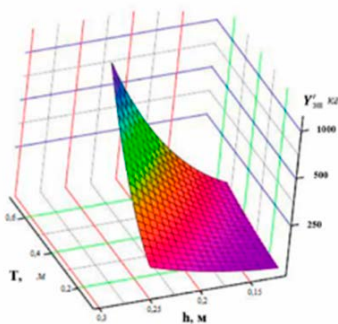
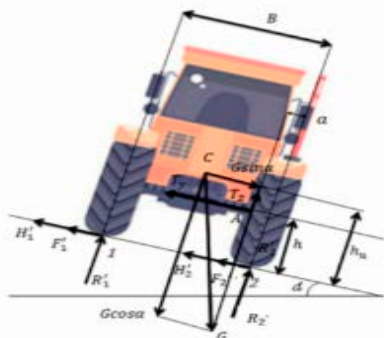
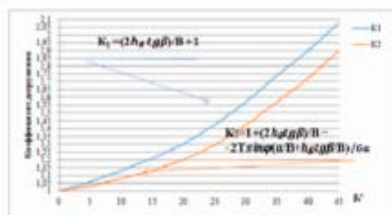
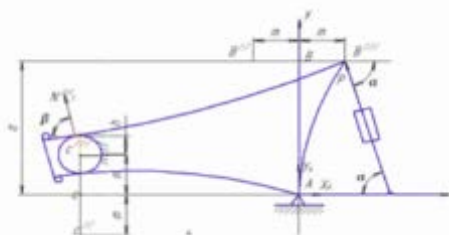


С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов,
Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова

ПОВЫШЕНИЕ ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ И СНИЖЕНИЕ ТЕХНОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОЧВУ КОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Монография



БЛАГОВЕЩЕНСК 2020

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ)

С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова

ПОВЫШЕНИЕ ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
И СНИЖЕНИЕ ТЕХНОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОЧВУ
КОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Монография

Благовещенск
Издательство
Дальневосточного государственного аграрного университета
2020

УДК 631.372:629.114.2

ББК 40.72

Щ88

Рецензенты:

***Евдокимов Вячеслав Геназльевич**, д-р техн. наук, профессор,
профессор кафедры общетехнических дисциплин,
Дальневосточное высшее общеобразовательное командное Краснознамённое,
ордена Жукова училище
имени Маршала Советского Союза К. К. Рокоссовского МО РФ;*

***Кривуца Зоя Фёдоровна**, д-р техн. наук, доцент,
заведующий кафедрой физики и информатики,
ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ*

Щ88 Щитов, Сергей Васильевич

Повышение продольно-поперечной устойчивости и снижение техногенного воздействия на почву колесных мобильных энергетических средств: монография / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина, О. А. Кузнецова ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск: Изд-во Дальневост. гос. аграр. ун-та, 2020. – 142 с.

ISBN 978-5-9642-0474-9

Рассмотрены вопросы повышения продольно-поперечной устойчивости и снижения техногенного воздействия на почву колесных мобильных энергетических средств на полевых и транспортных работах. Представлены перспективные конструкции, проведён анализ способов повышения продольно-поперечной устойчивости мобильных энергетических за счёт рационального перераспределения сцепного веса.

Издание предназначено для работников научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, специалистов агропромышленного комплекса, бакалавров, магистров и аспирантов, занимающихся вопросами использования мобильных энергетических средств.

УДК 631.372:629.114.2

ББК 40.72

Рекомендовано к печати научно-техническим советом
ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ (Протокол №4 от 03 декабря 2020 года)

ISBN 978-5-9642-0474-9

© Щитов С.В., Кузнецов Е.Е.,
Поликутина Е.С., Кузнецова О.А., 2020
© ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ, 2020
© Оформление. Изд-во Дальневосточного
государственного аграрного университета, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ЕЁ РЕШЕНИЯ	6
1.1 Анализ влияния природно-климатических и производственных условий на использование средств механизации в Амурской области	6
1.2 Техногенное воздействие на почву	21
энергетических средств.....	21
1.3 Способы повышения тягово-сцепных свойств энергетических средств.....	31
1.4 Способы и пути повышения продольно-поперечной устойчивости колёсных МЭС.....	45
1.4.1 Повышение характеристик поперечной устойчивости колёсных МЭС.....	45
1.4.2 Повышение продольной устойчивости колесных МЭС	52
1.5 Выводы по главе.....	64
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МЭС....	65
2.1 Повышение поперечной устойчивости МЭС	65
2.2 Теоретические исследования по повышению тягово- сцепных свойств колесных МЭС	72
2.3 Влияние перераспределения сцепного веса на продольную устойчивость МЭС	73
2.4 Теоретические зависимости влияния перераспределения сцепного веса между мостами трактора на эксплуатационные показатели МТА.....	82
2.4.1 Обоснование влияния прижимно-разгрузочного механизма на ширину захвата сельскохозяйственного агрегата	83
2.4.2 Влияние ПРМ на буксование, скоростные характеристики и производительность МТА.....	85

3 ПРАКТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ.....	88
3.1. Результаты экспериментальных исследований по определению влияния прижимно -разгрузочного механизма на сцепной вес и продольную устойчивость МЭС	88
3.2 Результаты экспериментальных исследований по определению влияния МСХС на продольно-поперечную устойчивость МЭС.....	93
3.2.1 Результаты экспериментальных исследования по определению влияния МСХС на поперечную устойчивость МЭС	94
3.3 Результаты тяговых испытаний МЭС с прижимно- разгрузочным механизмом.....	105
3.4 Результаты сравнительных хозяйственных испытаний	114
3.5 Исследование техногенного воздействия ходовой системы МЭС на почву	118
3.6 Выводы.....	121
4 ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЭС С ПРМ НА ПОЛЕВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ	122
ВЫВОДЫ	127
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	129

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы для повышения эффективности использования колесных мобильных энергетических средств (МЭС) применяются многооперационные комбинированные машины, обладающие высокой производительностью. Это позволяет повысить эффективность использования колесных МЭС и снизить техногенное воздействие на почву за счет снижения числа проходов. В то же время использование многофункциональных машин, обладающих большой массой и тяговым сопротивлением, предусматривает применение МЭС с высокими тягово-сцепными свойствами.

Производственный опыт показывает, что, обладая рядом преимуществ, колесные МЭС имеют недостаточные тягово-сцепные свойства для проведения работ, особенно на почвах с низкой несущей способностью. Кроме этого, большая масса многофункциональных (многооперационных) машин, по сравнению с однооперационными, ограничивает их использование из-за недостаточной продольно-поперечной устойчивости ряда колесных МЭС, в частности во время технологических поворотов, разворотов в условиях проведения работ на склоновых землях и межполевых переездов.

Вопросам повышения тягово-сцепных свойств и снижения нормального давления на почву колёсных МЭС посвящены исследования ряда отечественных и зарубежных учёных. Анализ их работ показал, что одним из перспективных способов улучшения эффективности использования колесных МЭС на полевых и транспортных работах является повышение тягово-сцепных свойств и снижение техногенного воздействия на почву за счет рационального использования сцепного веса МЭС и агрегируемых машин, особенно актуальным вопрос является для условий почвенного переувлажнения или поверхностного ранневесеннего оттаивания при наличии твердого подстилающего слоя в виде мерзлоты, характерных для природно-климатической зоны Амурской области, а также при изменяющемся сцепном весе, приходящимся на ведущие колеса МЭС.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ЕЁ РЕШЕНИЯ

1.1 Анализ влияния природно-климатических и производственных условий на использование средств механизации в Амурской области

Эффективность использования машинно-тракторного парка во многом зависит от природно-климатических и естественно-производственных условий зоны, где они эксплуатируются. К ним можно отнести: технологию возделывания сельскохозяйственных культур, механический состав, плотность, твердость, влажность почвы, климат, размеры участков полей и их рельеф и прочие факторы.

Посевные площади краев и областей Дальневосточной зоны распределены весьма неравномерно, при этом необходимо отметить, что основным регионом, наиболее благоприятным для интенсивного ведения сельского хозяйства, является Амурская область.

Рельеф территории области - обширные равнины и горные хребты различной высоты. Восточная и северо-восточная части Зейско-Буреинской равнины имеют увалистый рельеф с высотами 280-340 м. Основная площадь равнины - вторая надпойменная терраса высотой 60 м. Верхне-Зейская равнина представлена, в основном, высотами не более 300-500 м. Равнина имеет вид холмистого понижения [72, 104].

Амуро-Зейская равнина расположена между системой хребтов Янкан-Тукурингра-Соктахан-Джагды с севера и реками Зеей с востока и Амуром с юга, включает в себя северно-таёжную, горно-таёжную, северную и центральную зоны земледелия. Это возвышенное, всхолмленное плоскогорье с ландшафтом в виде холмисто-увалистой равнины и относительной высотой рельефа от 100 до 165 метров. При этом в рельефе господствуют склоновые поверхности от 10 до 35° и выше. Вершинные поверхности слабовыпуклы, долины представлены падами, балками и оврагами.

Зейско-Буреинская равнина расположена между реками Зеей, Амуром и Буреей, ограничена с севера и востока хребтом

Джагды и Турана, включает в себя Архаринскую низменность, является южной зоной земледелия и представляет собой единую платформу с абсолютными отметками междуречий 80-100 метров над уровнем моря и массивами сопок до 120 метров.

К северной зоне земледелия относят Тындинский, Зейский, Селемджинский, Сковородинский, Магдагачинский и Мазановский районы, к центральной относятся южные районы Магдагачинского и Мазановского районов, Шимановский, Свободненский и северная часть Благовещенского района, к южной зоне - Благовещенский район, Бурейский, Завитинский, Михайловский, Константиновский, Тамбовский, Ивановский, Октябрьский, Белогорский, Серышевский районы Амурской области (рис. 1.1).



Рисунок 1.1. – Административно-территориальное деление Амурской области

Под сельскохозяйственными угодьями занято не более 7,5 % от всей территории области, а на одного жителя приходится в 1,5 раза меньше сельскохозяйственных угодий, чем в целом по Российской Федерации. Основная часть пахотных земель Амурской области располагается в южной части Зейско-Буреинской

равнины. Использование земель в сельском хозяйстве определяется их качественным составом. Почвы Амурской области по механическому составу в основном тяжелые глинистые и суглинистые, с низким уровнем естественного плодородия [2, 74, 102, 132].

В Амурской области традиционно рассматривается пять агроклиматических зон [2, 74, 102, 132]:

1. Южная (лесостепная) – удельный вес в структуре сельскохозяйственных угодий 51 %, специализация хозяйств зоны – соево-зерно-скотоводческое направление.

2. Центральная (предлесостепная) – удельный вес в структуре сельскохозяйственных угодий 32,6 %, специализация хозяйств зоны – соя, зерновые и кормовые культуры.

3. Северная (Амурско-Зейская) – 14,2 % сельскохозяйственных угодий зоны, специализация – скотоводство с производством кормов.

4. Северная таежная.

5. Горно-таежная.

Последние две зоны имеют площадь пашни менее 10 тыс. га, земледелие носит островной очаговый характер, специализация-скотоводство и оленеводство. Производство сельскохозяйственной продукции в основном сконцентрирована в южной и центральной зонах – 88,8 % от всех посевных площадей (рис. 1.2).

Площадь Амурской области 363,7 тыс. км² (около 2,1 % площади Российской Федерации). Наибольшая протяженность территории области с северо-запада на юго-восток 1 150 км. Протяженность региона с севера на юг составляет 750 км [71, 132].

Климат области носит муссонный характер. Он формируется под влиянием азиатского континента и Тихого океана, имеющих различную температуру поверхностей в летнее и зимнее время.

Так, на севере региона летом температура достигает 35–38 °С, а в южных районах 38–40 °С. Зимой температура снижается до минус 55–60 °С на севере и минус 45–50 °С – на юге. Практически приход особо холодного арктического воздуха отмечается уже в ноябре месяце усиливаясь в зимний период (рис. 1.3) при этом почва промерзает до 2,5 м при этом в зимнее время образуется устойчивый снежный покров высотой до 0,2 м [7].

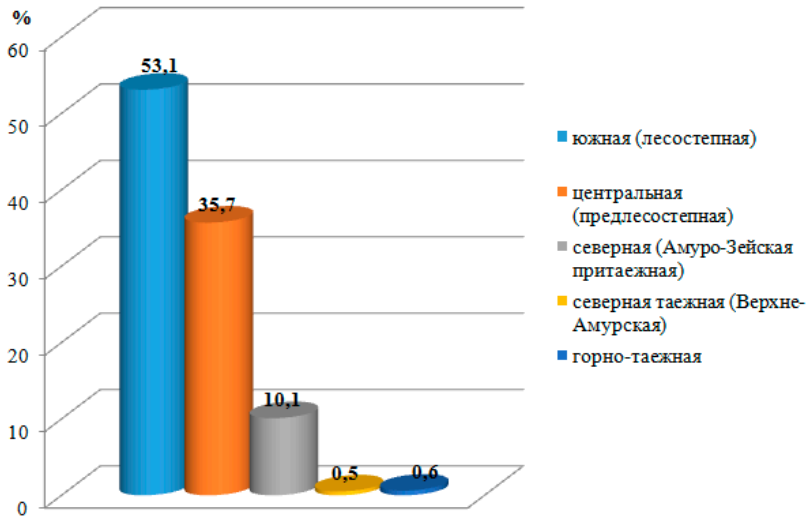


Рисунок 1.2 – Распределение основных посевных площадей по зонам [7]

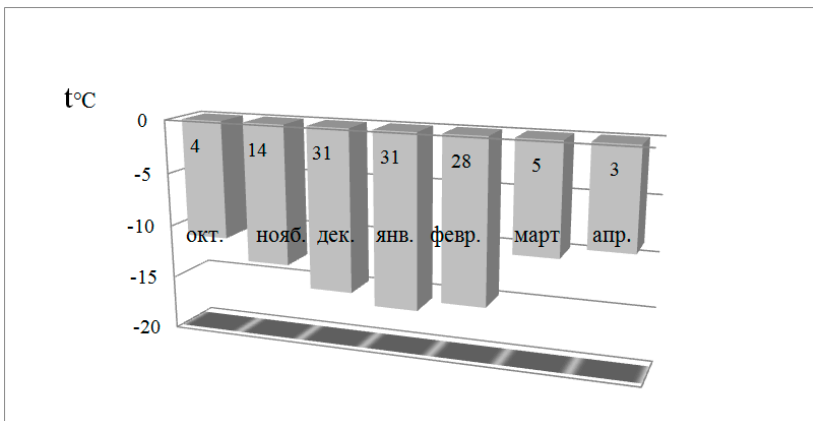


Рисунок 1.3 – Среднее количество дней с отрицательными температурами [7]

Наименьшая зафиксированная продолжительность тёплого периода 173 дня, продолжительность безморозного периода 120-145 дней, что позволяет благополучно произрастать видам растений с вегетационным периодом до 150 дней.

Дальневосточные муссоны в Амурской области формируют холодные и малоснежные зимы, что приводит к выпадению осадков в это время не более 7 % от среднего годового объема.

Наиболее холодный месяц амурской зимы – январь. Средняя температура в южных районах составляет минус 24 °С, в северо-западных районах до минус 34 °С. Первые осенние заморозки в области также наступают неравномерно: на севере и северо-западе в конце августа, на юге в третьей декаде сентября. Весной безморозный период в южной части наступает во второй декаде мая, на северо-западе - в первой и второй декаде июня [2].

Атмосферные осадки в течение года по территории области выпадают неравномерно. С апреля по октябрь, в зависимости от зоны, выпадает до 75 % годового количества осадков (рис.1.4).

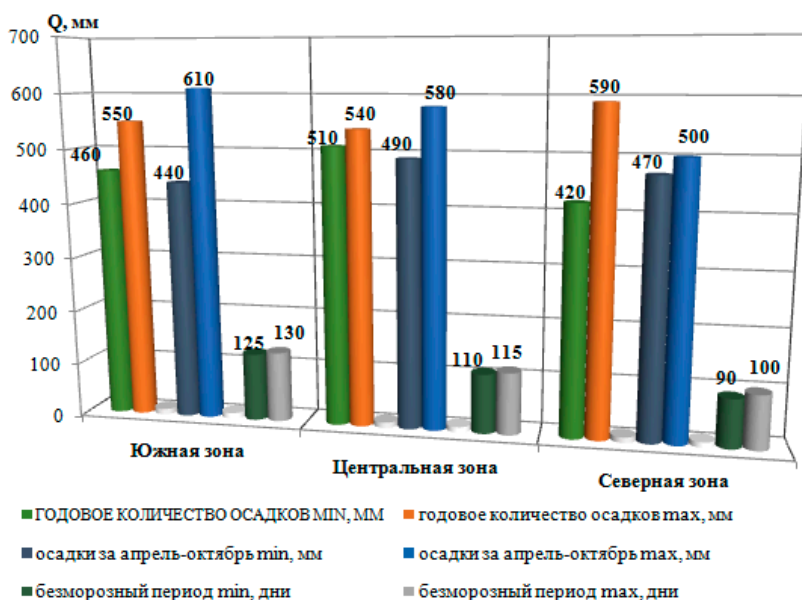


Рисунок 1.4 – Распределение осадков по основным сельскохозяйственным зонам Амурской области [7]

Вместе с тем необходимо выделить негативные природно-климатические явления: позднее оттаивание почвы (при зимнем

промерзании до 2,5 м), что замедляет процессы мобилизации питательных веществ и появление всходов культурных растений; неравномерное распределение осадков по периодам вегетации растений; ливневые осадки, выпадающие летом.

Эти специфические для области климатические условия влияют на вегетацию растений, на использование техники, на изменение состава и структуры сельскохозяйственных угодий, на развитие процессов заболачивания, оврагообразование и эрозию почв [2, 44, 66, 72, 132]. Значительное количество тепла, обилие солнечного света, достаточное количество осадков вполне благоприятствует возделыванию самых различных сельскохозяйственных культур: пшеницы и сои, риса, сахарной свеклы и кукурузы, картофеля и овощей, плодово-ягодных и других [2, 44, 72, 128, 132, 138]. Еще совсем недавно наблюдалось сокращение посевных площадей, урожайности, а значит и валового производства продукции растениеводства.

Согласно принятой Правительством РФ доктрины продовольственной безопасности государства и Стратегии социально-экономического развития Дальнего Востока до 2025 года предусмотрена реализация ряда мероприятий, направленных на социально-экономическое развитие и поддержку агропромышленного комплекса. Правительством Амурской области также принимаются действенные шаги по повышению эффективности сельскохозяйственного производства в регионе, выражающиеся в принятии ряда программ стимулирующего характера.

Меры, принятые государством, уже позволяют провести расширение объёма посевных площадей за счёт обработки залежных или временно-неиспользуемых земель сельскохозяйственного назначения, в основном находящихся на территории Зейско-Буреинской равнины (рис. 1.5).

Увеличение посевных площадей позволило повысить суммовой эквивалент стоимости валового продукта сельского хозяйства региона (рис. 1.6).

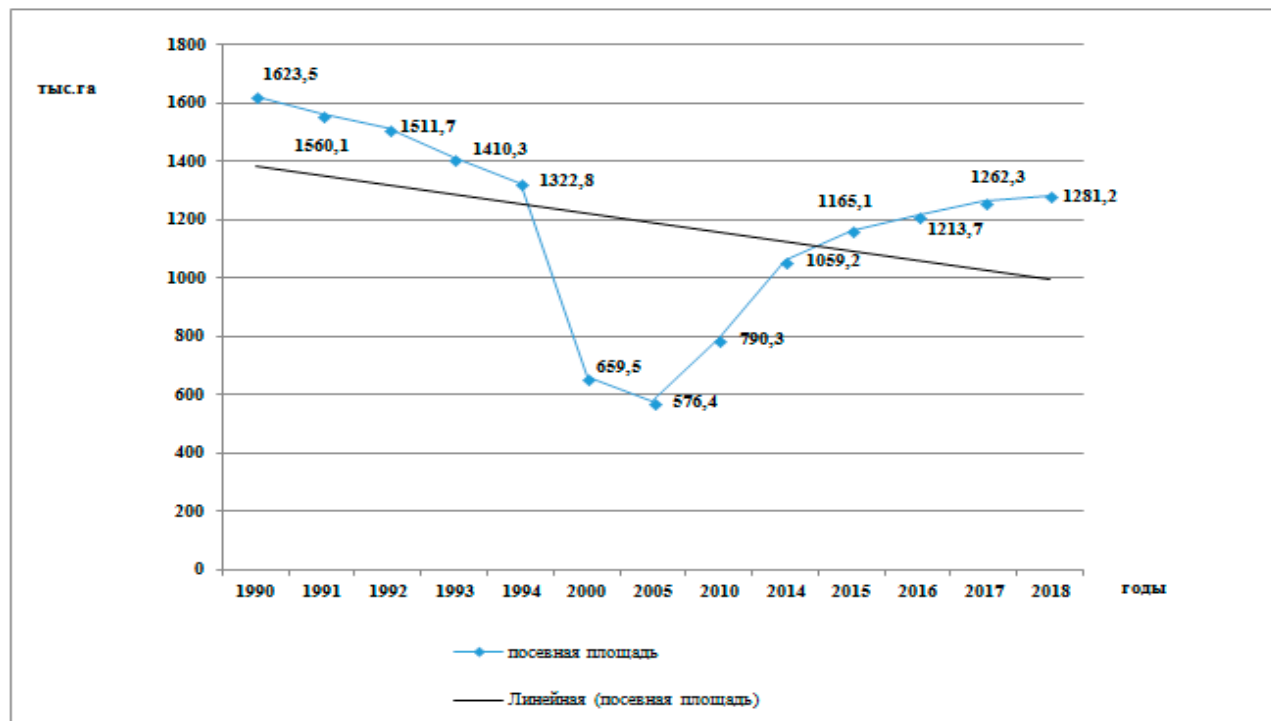


Рисунок 1.5 – Анализ посевных площадей за период 1990–2018 гг.

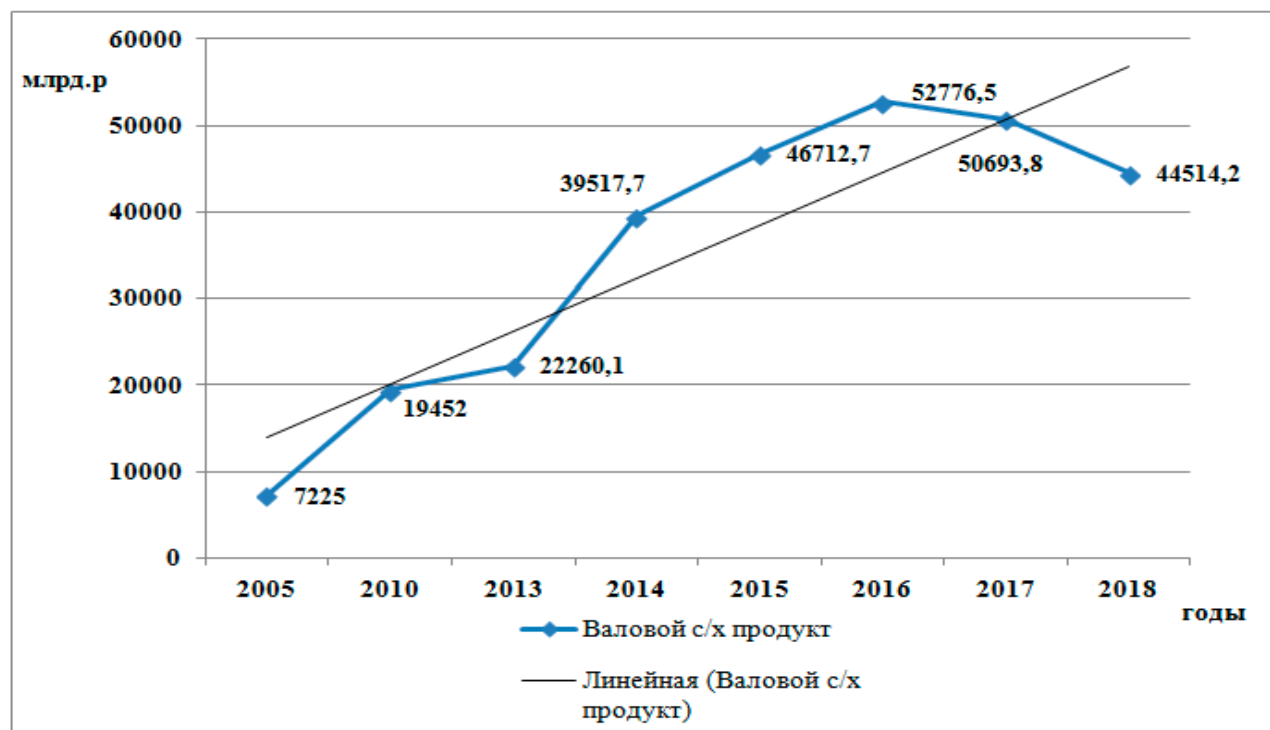


Рисунок 1.6 – Анализ стоимости валового продукта сельского хозяйства региона за период 2005-2018 гг.

Несмотря на некоторый спад в 2016-2018 годах, что вызвано неблагоприятными природно-климатическими факторами, общий тренд показывает положительную тенденцию к увеличению валовых сборов продукции АПК.

Сравнительный анализ данных показывает, что по отношению к 1990 году (1 623,5 тыс.га) показатель 1 281,2 тыс.га в 2018 года является недостаточным. При учёте разработки пахотных земель центральной и северной зон резервные пахотные мощности региона могут быть значительно увеличены.

Основные показатели и динамика развития отрасли растениеводства агропромышленного комплекса Амурской области за период 2007-2018 гг. и в перспективе представлены в таблице 1.1 [11].

Таблица 1.1 – Основные показатели развития растениеводства в Амурской области

Показатели	2007	2008	2009	2012	2017	2018	2020 (проект)
Производство продукции в хозяйствах всех категорий, тыс. тонн							
Зерновые культуры	361,9	272,8	337,8	338,2	327,5	359,9	604,0
в т. ч. :кукуруза на зерно	1,0	4,5	2,7	26,7	15,6	26,7	150,0
гречиха	7,6	7,4	3,1	12,6	9,9	12,6	20,7
Соя	245,6	304,9	412,3	724	880,12	1055,3	994,0
Картофель	271,5	364,8	304,7	296,0	195,08	200,9	381,6
Овощи	56,6	67,3	59,2	69,3	46,78	49,5	78,0
Урожайность, ц/га убранной площади							
Зерновые культуры	15,8	10,8	14,0	9,0	17,9	18,7	18,4
в т. ч. :кукуруза на зерно	18,4	45,5	18,5	32,3	28,2	24,8	40,0
гречиха	4,4	6,0	3,1	5,1	7,1	7,7	8,8
Соя	7,9	8,6	10,5	12,6	13,8	12,6	13,1
Картофель	144	179	148	147,1	137,6	149,0	172,7
Овощи	125	157	130	135	138,4	166,0	156,0

Анализ представленных данных (табл. 1.1) позволяет сделать вывод об эффективности принимаемых государством мер по повышению валовой отдачи региона. Вместе с тем необходимо отметить, что дальнейшее повышение эффективности АПК региона возможно за счёт повышения урожайности

используемых или расширения посевных площадей, что возможно только за счёт обработки залежей или нуждающихся в мелиоративных, культивационных либо восстановительных мероприятиях временно-неиспользуемых земель сельскохозяйственного назначения, находящихся в северной и центральной агроклиматической зоне земледелия.

Современное сельское хозяйство, наряду с внедрением современных технологий почвенной обработки, посева и уборочных мероприятий, нуждается в соответствующем наличии и качественном состоянии как энергетических средств, так и средств механизации производства.

Производственный опыт показывает, что проведение в положенные агротехнические сроки почвенной обработки, внесение удобрений и необходимых для питания растений элементов, химических средств для уничтожений сорных растений, своевременный посев и сбор урожая, его транспортировка и доработка напрямую зависят от автономной ресурсообеспеченности сельскохозяйственных организаций или потенциальной и низкозатратной возможности их привлечения.

Большая роль для достижения данных целей отводится машинно-тракторному парку организаций (МТП). Данные о наличии энергетических средств, основных средств механизации в хозяйствах региона и динамика приобретения-списания тракторов представлены на рисунках 1.7–1.9.

Таким образом постепенное снижение, вследствие износа и естественного старения, количества энергетических средств и средств механизации привело к увеличению нагрузки на имеющиеся в организациях производственные мощности, которые представлены на рисунках 1.10 и 1.11.

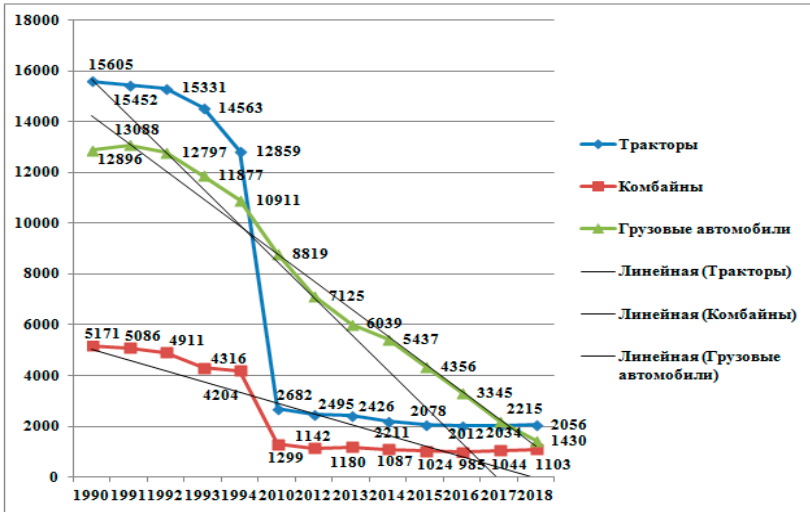


Рисунок 1.7 – Количество тракторов, комбайнов и грузовых автомобилей в хозяйствах Амурской области в период 1990-2018 гг.

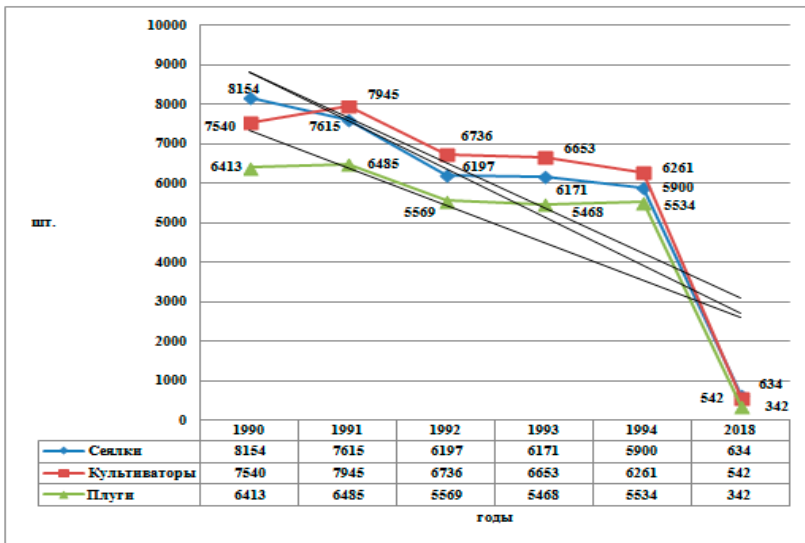


Рисунок 1.8 – Количество основных средств механизации в хозяйствах Амурской области в период 1990-2018 гг.

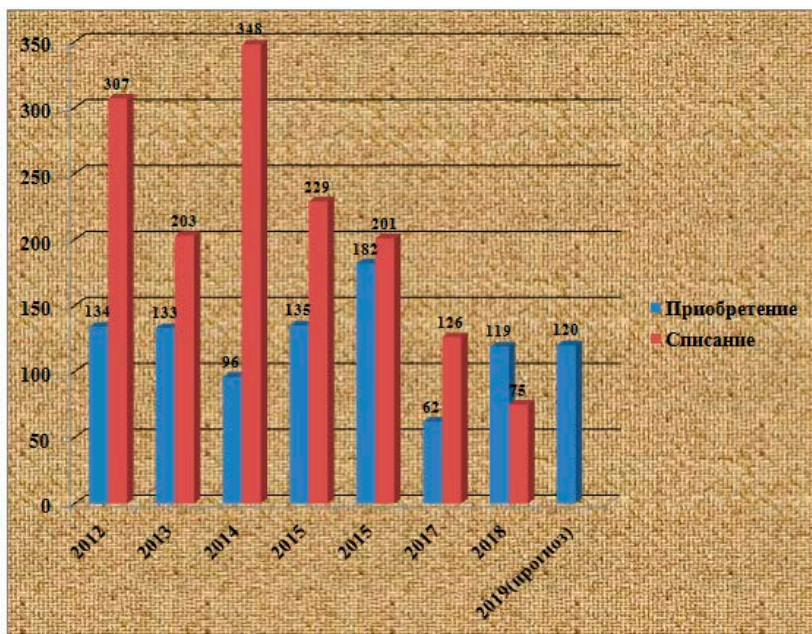


Рисунок 1.9 – Динамика приобретения и списания тракторов

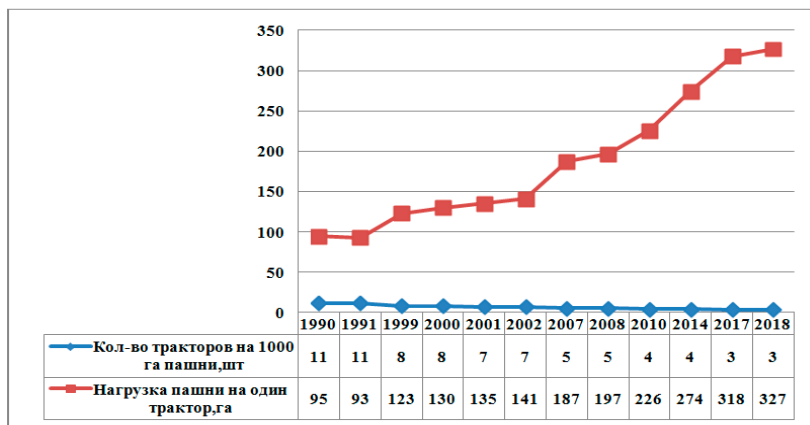


Рисунок 1.10 – Динамика изменения нагрузки на один трактор в Амурской области

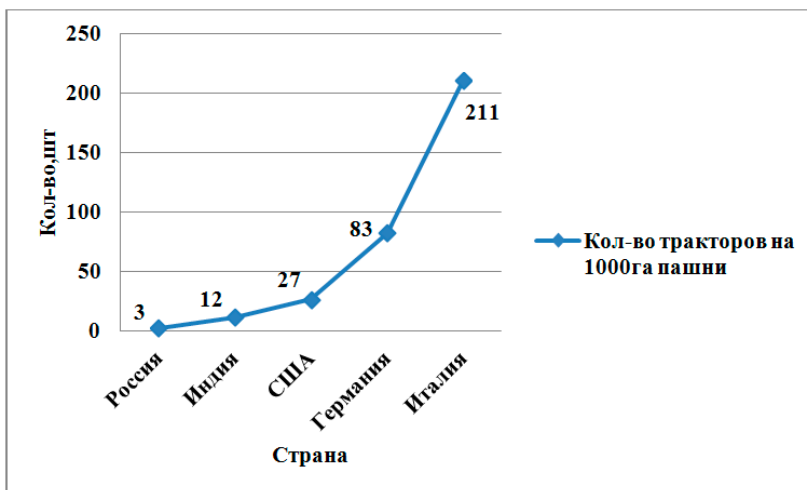


Рисунок 1.11 – Динамика изменения нагрузки на один трактор в России и в зарубежных странах

Имеющиеся данные (списание энергетических средств выше количества покупаемых тракторов, снижение обеспеченности тракторами на единицу обрабатываемой площади) позволяют предположить, что объёма принимаемых в данный период мер государственной поддержки недостаточно для полномасштабного оснащения хозяйств новой техникой в количестве, достаточном для увеличения продуктивности сельского хозяйства региона и выполнения распоряжений Правительства.

Анализ предложенных диаграмм показывает, что несмотря на обновление тракторного парка (более 1 214 штук с 2000 года), из общего количества в 2 056 единиц (на 1.01.2019 года), более 41 % составляют тракторы с сроком использования более 10 лет, истекшими амортизационными и техническими ресурсами, требующими замены или капитально-восстановительного ремонта, а, следовательно, с высокими эксплуатационными издержками, дополнительно увеличивающими затратную часть при формировании себестоимости продукции.

Более подробно изменение марочного состава за последние годы приведено на рисунках 1.12 и 1.13.

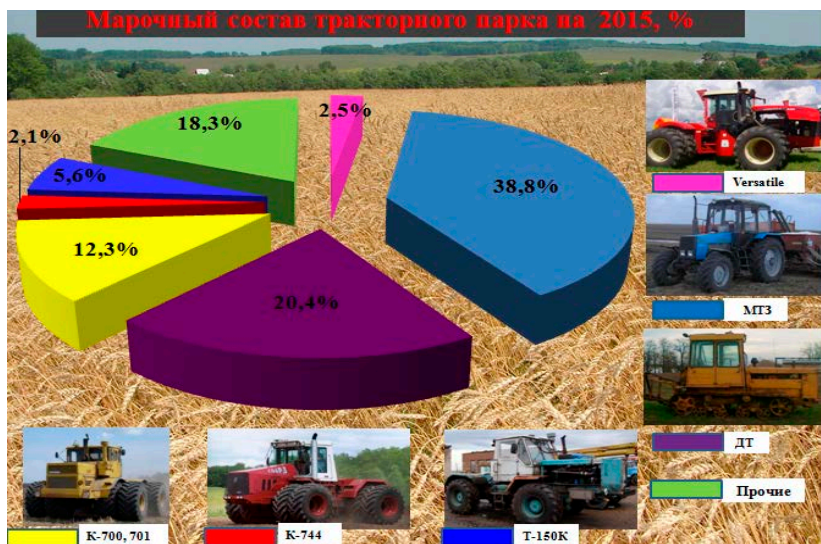


Рисунок 1.12 – Марочный состав тракторного парка на 2015 год, %



Рисунок 1.13 – Марочный состав тракторного парка на 2018 год, %

Как видно (рис. 1.13 и рис. 1.14) достаточно высокую долю составляют тракторы марок «МТЗ», «Кировец» и «Версатилл». Сравнительный анализ данных диаграмм показывает увеличение доли энергонасыщенных колёсных тракторов высокого тягового класса и мощностных характеристик новых марок и моделей, в основном отечественных производителей, при уменьшении присутствия в хозяйствах региона тракторов с гусеничной ходовой системой.

Так, при уменьшении количества тракторов марки К-700, К-701 с 12,3 % до 11 % произошло увеличение доли К-744 с 2,1 до 10 %, что говорит о стабильном положении в АПК региона, востребованности и качестве продукции ОАО «Кировский завод». Также в период с 2012 года прослеживается расширение присутствия в хозяйствах тракторов «Версатилл», с 2,5 до 8 %. Тракторы Минского тракторного завода, как и прежде, занимают лидирующую позицию, несмотря на общее снижение их количества с 38,8 до 29 % от общего тракторного парка.

Зональная система машин и технологий для Амурской области предусматривает следующие показатели ресурсоёмкости по сельскохозяйственным зонам региона (табл. 1.2), при этом предусматривает региональное распределение тракторов по типу ходовой системы гусеничные/колёсные как 60:40.

Таблица 1.2 – Показатели ресурсоёмкости для зон земледелия Амурской области

Показатели	Сельскохозяйственные зоны			В среднем по области
	Южная	Центральная	Северная	
Потребность в тракторах на 1000 га пашни, ед.	7,2	10,2	11,9	8,9
Потребность на выращивание 1 тонны сои:				
Основного топлива, кг	44,5	74,2	82,4	50,3
Затрат труда, чел. час	9,5	14,9	16	10,5
Рентабельность полеводства, %	57,9	-21,1	-51	29
Коэффициент энергетической эффективности выращивания кормовых культур	3,31	1,44	1,34	2,6

Вместе с тем, данные Минсельхоза Амурской области показывают отсутствие специализированных и низкоклизиренных тракторов, предназначенных для склонной обработки с углами склона до 20° , в связи с чем ресурсный потенциал Центральной и Северной зон земледелия может быть обработан только на участках с углами склона не более 8-12%, что регулируется правилами безопасности при использовании универсально-пропашных тракторов.

Данные проведенного анализа и результаты ранее проведенных исследований [85,136,140] подтверждают необходимость комплексного использования находящихся в регионе земельных ресурсов и машинно-тракторного парка для повышения сельскохозяйственной продуктивности региона. При этом важными факторами являются как оптимизация состава и структуры землепользования с внедрением и применением новых технологий растениеводства, так и адаптация МЭС к условиям использования в условиях склонового земледелия за счет повышения продольно-поперечной устойчивости.

1.2 Техногенное воздействие на почву энергетических средств

Используемые в настоящее время технологии возделывания сельскохозяйственных культур включают в себя операции, которые требуют большого числа проходов по полю мобильных энергетических средств. Ходовые системы данных МЭС, воздействуя на почву, переуплотняют ее и ухудшают структуру, состав, пористость, объемный вес. [123, 124, 125, 126, 130].

Вопрос снижения техногенного воздействия на почву в последние годы становится все более актуальным. Это связано с тем, что на полях появляется все более энергонасыщенная, скоростная, высокопроизводительная техника, обладающая большим весом. Если рассматривать данную проблему в целом, то она может быть представлена, по мнению В.А. Русанова [120] следующим образом (рис. 1.14).

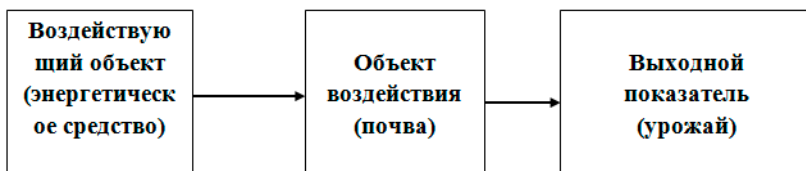


Рисунок 1.14 – Схема взаимодействия движитель – почва – растение

Плотность почвы является основополагающей характеристикой, которая влияет на водный, воздушный и тепловой режимы почвы, а, следовательно, условия для осуществления биологической деятельности всех видов растений [119]. Величина плотности оказывает большое влияние на урожайность сельскохозяйственных культур.

Исследования в области агрономии показывают, что для нормального развития большинства сельскохозяйственных культур величина плотности находится в следующих пределах: для суглинистых и глинистых почв $1,0 - 1,3 \text{ г/см}^3$, легкосуглинистых $1,1 - 1,4 \text{ г/см}^3$. Исследования, проведенные В. И. Ревутом показали, что увеличение или уменьшение плотности почвы от оптимального значения на $0,1 - 0,3 \text{ г/см}^3$ приводит к снижению урожайности сельскохозяйственных культур до 40 % [119]. В работах [81, 82] отмечается, что урожай на делянках, уплотненных тракторами К-700, ДТ-75 и МТЗ-80 снизился по сравнению с контрольной соответственно на 26 %, 18 %, 12,5 %.

Одним из негативных факторов уплотняющего воздействия движителей МЭС на почву является увеличение твердости почвы по следу прохождения движителей, что приводит к неравномерности удельного сопротивления почвы при дальнейшей ее обработке, а, следовательно, и к увеличению энергозатрат [20, 10, 22, 28]. Поэтому снижение уплотняющего воздействия мобильных машин на почву в настоящее время является актуальной, важной и востребованной производством научной задачей.

Использование энергонасыщенной техники, обладающей большой массой усугубляют серьезность этой проблемы [4, 5, 33, 23, 22, 24, 25, 26, 31, 32, 38, 40, 45, 46, 95, 96, 120, 125, 121].

Исследования, проведенные в работах [166, 167, 168, 156,

157, 158, 159, 160, 161, 153, 170, 154, 162, 163, 164, 165, 169] показали, что уплотнение почвы, вызванное интенсивным перемещением энергонасыщенной техники по полю, ведет в конечном итоге к значительному снижению урожайности сельскохозяйственных культур.

Ежегодные потери, вызванные снижением урожая, за счет техногенного воздействия ходовых систем на почву, составляют около 1,8 миллиарда долларов [154, 160, 162]. Ученые многих стран занимаются проблемой уменьшения негативного влияния техники на окружающую среду за счет создания новых ходовых систем с минимальным техногенным воздействием на почву. Наряду с этим, несмотря на широкие исследования в данной области, вопрос снижения уплотнения почвы решен еще не в полной мере.

В работе В. Н. Макарова отмечается, что увеличение плотности почвы на $0,07 - 0,12 \text{ г/см}^3$ дает снижение урожайности сои соответственно на 2,5 - 5,39 ц/га, при контрольной плотности почвы $1,08 \text{ г/см}^3$ [93]. С целью определения техногенного воздействия на почву тракторов марки Т-125 и К-700 в сравнении с тракторами ДТ-75 и Т-74 были проведены исследования по определению глубины колеи, буксования и уплотнения почвы. В результате экспериментальных работ были получены данные о том, что на ранневесенних полевых работах при повышенной влажности для предотвращения разрушения структуры плодородного слоя, увеличения глыбистости и образования глубокой колеи, ходовую систему следует совершенствовать путем снижения давления в шинах, постановкой дополнительных колес или применением пневматических уширителей колес.

Вопрос развития деформации и изменение плотности почвы под движителем трактора рассматривается в работе С. В. Носова и Н. Е. Перегудова [102]. В результате проведенных исследований были получены и обработаны результаты деформирования слоя почвы движителем энергетического средства с целью проверки сходимости с ранее составленной математической моделью взаимодействия движителя с опорным основанием.

Параметрам определения характера и величины распреде-

ления напряжения и деформации в почве после прохода тракторов К-700, ДТ-75 и С-100 посвящены работы авторов [81, 82, 83]. Отмечает, что наибольшее техногенное воздействие на почву оказывает движитель трактора К-700 из-за повышенного давления в шине и высокого сцепного веса.

В работе [93] приведены исследования изменения напряженно-деформированного состояния и плотности вязкоупругой супесчаной почвы в зависимости от количества проходов и скорости движения МЭС. Авторами разработан и предложен алгоритм определения показателей деформирования и уплотнения почвы вследствие ее ползучести при остановке энергетического средства. Исследования проведены с использованием компьютерных программ, получены данные, позволяющие определить ряд факторов, влияющих на вязкоупругие свойства почвы и степень ее уплотнения. Установлено, что уплотняющее воздействие движителей на почву снижается при следующих условиях:

- передние и задние колеса движутся не по одной колее;
- энергетическое средство укомплектовано шинами оптимальных типоразмеров;
- правильно подобрана скорость движения машинно-тракторного агрегата (МТА);
- трактор делает остановки только на ранее уплотненной почве.

Также установлено, что с увеличением числа проходов по одной колее и времени воздействия движителя на почву после остановки на неуплотненной почве плотность почвы достигает своего предельно возможного значения [70].

С целью снижения уплотняющего воздействия на почву предложена методика расчета и компьютерные программы для прогнозирования уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов [71]. Предложенные программы позволяют провести оценку эффективности мер по снижению уплотнения. Авторами представлены расчетные графики, построенные по результатам вычислительных экспериментов при взаимодействии с почвой задних колес трактора МТЗ-82. Установлено, что при одинаковых условиях поведения опытов колесо с шиной 18R38 оказывает на почву меньшее уплотняющее воздействие, чем с шиной 13,6 R 38.

Предлагаемая методика позволяет делать прогнозирование уплотняющего воздействия на почву МЭС с целью оценки эффективности мер по его снижению [71].

Известно, что в предельном напряженно-деформированном состоянии почва деформируется сдвигом, когда угол отклонения результирующего напряжения от нормали к площади скольжения больше угла внутреннего трения, если данное условие не выполняется, происходит отрыв почвенного кирпича. В работе В. П. Дьякова [93] рассматривается вопрос нахождения такого соотношения касательных и нормальных напряжений, при котором максимальный угол отклонения будет равен углу внутреннего трения. При этом условия затраты на обработку почвы будут минимальными.

Исследование физико-механических свойств почвы на поворотной полосе в настоящее время является актуальной проблемой. Это обуславливается тем, что этот участок поля подвергается наибольшему воздействию со стороны ходовых систем тракторов, сельскохозяйственных машин, уборочной и другой техники. В работе [15] приведены результаты воздействия ходовых систем тракторов на плотность и твердость почвы для различных способов движения на поворотной полосе в зависимости от применяемой технологии.

В работах [81, 82] получено, что в процессе подготовки почвы, посева, ухода за посевами и уборки урожая от 10 – 12 % площади поля подвергается уплотнению движителями от 6 до 20 раз, 65 – 80 % от 1 до 6 раз. Наибольшему воздействию со стороны МТА подвергаются поворотные полосы, которые составляют до 20% от общей площади. Всего не подвержено воздействию ходовых систем 10 – 15 % площади поля.

Снижение техногенного воздействия на почву энергетических средств может быть достигнуто комплексным подходом и поиском оптимальных вариантов сочетания факторов по следующим направлениям [52, 95, 96, 130, 124, 166, 161, 167, 168, 169]:

- снижение кратности воздействия ходовых систем до минимума;
- использование комбинированных сельскохозяйственных агрегатов;

- конструирование и производство новых машин и их движителей;

- модернизация ходовых частей существующих систем.

Результаты экспериментальных исследований по воздействию ходовой системы тракторов на физико-механические свойства почвы и урожайность сельскохозяйственных культур приведены в работе [140].

Влияние конструктивных параметров колесных движителей на изменение физико-механических свойств почвы представлено в работе Ю. А. Ким, П. В. Зеленый, И. В. Франскевич [78]. Авторы рассматривают воздействие на почву ходовых систем колесных тракторов. Представлен алгоритм описания процесса взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

Снижение уплотнения почвы движителями МТА, за счет изменения массы трактора рассмотрено в работе [112]. Авторами представлены расчеты давления колес трактора с учетом массы балласта. Снижение массы балласта положительно сказывается на уплотнение почвы.

Увеличение плотности почвы после прохода по ней мобильных энергетических средств отрицательно сказывается на урожайности сельскохозяйственных культур. Увеличение плотности на $0,1 \text{ г/см}^3$ приводит к снижению урожайности ячменя на 122 кг/га , а озимой пшеницы на $62 - 82 \text{ кг/га}$ [31, 32].

Данному вопросу посвящены исследования, проведенные авторами [69]. В результате проведенных исследований получены результаты уплотняющего воздействия тракторов класса 3 на почву при возделывании ярового ячменя. Исследования проведены с тракторами ДТ-75М, Т-150ПГ, Т-150У8, Т-150К и ДТ-75МВ. В результате исследований получены следующие результаты урожайности ячменя, посеянного с использованием тракторов: ДТ-75МВ – $19,35 \text{ ц/га}$, Т-150К – $18,42 \text{ ц/га}$, ДТ-75МЛ – $18,30 \text{ ц/га}$, Т-150У – $17,36 \text{ ц/га}$.

Исследования, представленные в работах [31, 33, 34, 35, 36, 37], позволяют сделать вывод, что проходы на холостом ходу трактора МТЗ-80, оснащенного системой автоматического регулирования давления воздуха в шинах, дает возможность снизить

глубину колеи на 12 - 30% по сравнению с аналогичными показателями серийного трактора. При этом величина плотности почвы практически не изменилась. В то же время необходимо учитывать, что чрезмерно низкое давление в шине негативно отражается на эксплуатационных свойствах трактора за счет увеличения силы сопротивления перекачиванию.

В работе М.А. Карапетяна [76] отмечается, что воздействие движителей машин на почву приводит к изменению ее структуры, твердости, пористости, водо- и воздухопроницаемости, влаго- и воздухоемкости, влияющих на плотность почвы. Плотность почвы при 10 и более проходах достигает $1,65 - 1,70 \text{ г/см}^3$. Указано, что наиболее важным показателем является плотность почвы (коэффициент уплотнения) в сухом состоянии. Для использования этого показателя автор предлагает агробиологическую интерпретацию с использованием шкалы характеристик растительных свойств уплотненной движителями машины почвы до глубины 0,35 м.

На основании исследований, проведенных А.М. Кононовым [80, 81] отмечает, что, чем выше нормальное давление на почву, тем сильнее разрушаются агротехнически ценные почвенные агрегаты размером 1 - 10 мм, а содержание мелких агрегатов размером менее 0,5 мм возрастает с увеличением давления, соответственно после прохода гусеницы на 8,5 %, колеса трактора на 9 - 15,5 %. Твердость почвы в следах прохода шин в слое 2 см возрастает в 5,5 раза, на глубине 5 см в 2,5 раза [80, 81, 82].

Установлению потерь урожая и основных причин их снижения от уплотнения движителями машинно-тракторных агрегатов по уходу за растениями нашло отражение в работе [135]. Отмечается, что механическое воздействие на почву ходовых систем тракторов ведет к изменению ее плотности, пористости, структурного состав, что в конечном итоге влияет на урожай. Изменение этих показателей в зоне воздействия ходовых систем наблюдается как по следу движителя, так и вне следов. В работе предлагается использовать критерий оптимизации параметров агрегата-коэффициент воздействия движителей агрегата на почву.

Для снижения техногенного воздействия на почву авторы предлагают использовать широкозахватные агрегаты с одинаковой шириной колеи всех мостов.

Влияние класса тяги трактора на величину потерь энергозатрат от уплотнения почвы представлено в работе [144]. Определена величина энергозатрат от переуплотнения почвы после воздействия на нее движителей энергетических средств различных классов тяги. Представлена номограмма, позволяющая определить энергозатраты от потери урожая.

В работах И. В. Бумбара, А. М. Емельянова, В. Н. Рябченко и других [61, 62] проводились исследования по определению техногенного воздействия на почву гусеничного движителя с различной формой опорной поверхности. Установлено что кроме разрушения структуры почвы, образуется глубокая колея, которая в дальнейшем затрудняет последующую обработку почвы.

Вопросам уплотнения почвы ходовыми системами тракторов посвящены работы [155, 159]. В них рассмотрено влияние числа проходов тракторного колеса и вертикальной нагрузки на него на степень деформации почвы. Установлено, что с увеличением нагрузки и числа проходов заметно уплотняется слой почвы, уменьшается пористость и ухудшаются условия для произрастания растений. Авторами предлагаются способы для устранения последствий переуплотнения почвы.

А. С. Аникиным, С. Н. Миркиным [8] на основании проведенных исследований установлено, что кратность воздействия движителей ходовых систем на почву является одним из существенных факторов, влияющих на ее уплотнение. Конструктивным решением уменьшения количества проходов по одному следу при работе трактора является установка колес передних и задних осей на разную колею. Анализ результатов, полученных в результате исследования воздействия движителей трактора К-701, подтверждает эффективность данного решения. Прирост плотности почвы после прохода трактора с различной шириной колеи передних и задних колес снижается, по сравнению с серийной ходовой системой, на 35 – 38 %, что практически равноценно воздействию сдвоенных колес [8]. Кроме этого, ходовая система трактора с такой компоновкой имеет наименьшее техногенное

воздействие на структуру почвы. Потери урожая в следах движителей экспериментального трактора по сравнению с серийной компоновкой ходовой системы уменьшаются на 12 – 15 % [8].

Исследования, проведенные с тракторами К-700 и Т-150К показали, что уплотнение почвы движителями этих тракторов возросло в среднем 0,15 - 0,20 г/см³ по сравнению с контрольным участком [22]. При этом с увеличением числа проходов трактора К-701 происходит уплотнение почвы по глубине в 2,5 - 3 раза больше, чем пахотный слой [99].

В результате многолетних исследований В. А Русанов [120, 121] делает вывод, что по негативному воздействию на почву тракторы можно расположить следующим образом: Т-70С<Т-74; ЮМЗ-6<Т-150; ДТ-175С<Т-150К<К-700; ДТ-75<МТЗ-80/82.

Влиянию почвенно-грунтовых условий и параметров движителя на сопротивление самопередвижению транспортно-тяговой гусеничной машины посвящены исследования, проведенные Е.И. Бердовым [16, 17]. В работе рассматривается взаимосвязь между сопротивлением передвижению гусеничного энергетического средства и степенью деформации опорной поверхности, конструктивными параметрами и глубиной погружения грунтозацепов в почву.

Вопросы теоретической оценки воздействия движителей колесных тракторов на почву отражены в работе [117]. Авторами проведено сравнение полученных теоретических показателей с нормативными, при учёте влажности почвы в весенний и летне-осенний периоды. Авторы делают вывод, что большинство колесных тракторов не смогут выполнять сельскохозяйственные работы при высокой влажности почвы по установленным нормативным значениям максимального давления на почву. Намечены пути реализации проблемы, за счет снижения максимального удельного давления на почву, путем установки сдвоенных колес [117].

Использование математического моделирования в расчете уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов предлагают авторы в работе [70]. На основе теоретических и экспериментальных исследований был разработан метод расчета, позво-

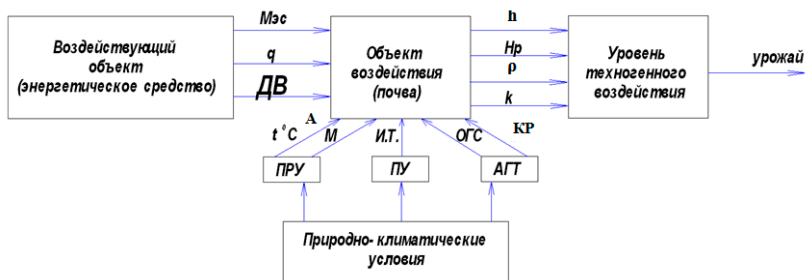
ляющий определить уплотняющее воздействие колесных тракторов на почву в зависимости от глубины обработки. В результате исследований установлено, что реологические свойства почвы влияют на величину уплотнения в зависимости от скорости движения МЭС, угловой скорости колеса, времени воздействия нагрузки и давления в шине. Так, при снижении давления в шине 13 R 38 с 0,17 до 0,09 МПа плотность почвы снизилась от 0,119 до 0,109 г/см³, то есть на 8,4 %, при этом глубина колеи снизилась на 7,64 %. Предлагаемый метод с достаточной степенью точности позволяет учитывать все вышеперечисленные факторы [70].

В работе В. П. Лапик [90] рассмотрено одно из направлений сохранения верхнего плодородного слоя почвы, за счет применения в ходовой системе гусеничных тракторов эластичных элементов, позволяющих уменьшить переуплотнение почвы, разрушения ее структуры, улучшить плодородие и повысить урожайность сельскохозяйственных культур.

В работах [13, 14, 19, 34, 65, 74, 75, 66 и др.] авторы предлагают определять уровень влияния системы машин на окружающую среду по отклонению фактической плотности от оптимальной, необходимой для благоприятного роста растений.

Вопросу влияния ходовой системы колесных тракторов на агрегатный состав почвы посвящены исследования, представленные в работах [10, 14, 65, 84, 92, 140], в которых авторы пришли к выводу, что после прохода тракторов количество эрозионных опасных частиц по следу движителя возрастает. Это возрастание связано с большим нормальным давлением и буксованием движителей.

Проведенный анализа позволяет сделать вывод о том, что между энергетическим средством, природно-климатическими условиями, почвой и растением существует следующая взаимосвязь, предложенная на рисунке 1.15.



$M_{эс}$ – масса энергетического средства; q – давление на почву;
 ДВ – тип движителя; h – глубина колеи; H_p – твердость почвы;
 ρ – плотность почвы; k – коэффициент структурности; t – температура;
 M – количество осадков; A – тип почвы, И.Т. – используемая технология;
 ОГС – оптимальные агротехнические сроки; КР – качество работ;
 ПРУ – природные условия; ПУ – производственные условия;
 АГТ – агротехнические требования

Рисунок 1.15 – Схема взаимодействия энергетического средства – природно-климатических условий – почвы – растения

В результате взаимосвязи выше указанных факторов происходит техногенное воздействие на почву и, как результат ведет к снижению урожайности сельскохозяйственных культур. Поэтому вопрос снижения техногенного воздействия на почву МТА в настоящее время актуален. Для колесных тракторов в условиях Амурской области, при решении рассматриваемой проблемы, наиболее целесообразно применение корректора сцепного веса, позволяющего кратковременно увеличивать сцепной вес при необходимости.

1.3 Способы повышения тягово-сцепных свойств энергетических средств

В сельском хозяйстве колесные тракторы, как правило, работают в смешанных почвенно-климатических условиях. Поэтому тракторы должны обладать высокой проходимостью и быть приспособленными для работы в условиях бездорожья с максимальным использованием тягово-сцепных свойств. Возможность работы МТА в различных условиях характеризуется

одним из ее эксплуатационно-технических свойств – проходимостью. Проходимость определяет возможность использования энергетических средств в условиях эксплуатации на почвах с низкой несущей способностью при наличии твердого подстилающего слоя в виде мерзлоты.

Основная причина недостаточности тягово-сцепных свойств энергетического средства- это недостаточное сцепление колес с почвой. Вследствие этого возникает буксование ведущих колес, которое приводит, как правило, к снижению сил сцепления между частицами грунта и срыву его верхних несущих слоев с одновременным залипанием рисунка протектора колеса. Буксование ведущих колес резко отражается на тягово-сцепных свойствах, уменьшая их.

Для работы тракторов в условиях бездорожья и временного ухудшения почвенно-грунтовых условий необходимо сохранить показатели проходимости и тягово-сцепных свойств, полученные в обычных условиях.

Известно, что колесные энергетические средства после прохода по полю сильно уплотняют почву, оставляя после себя глубокую колею. На уплотненной колесами почве значительно позднее появляются всходы, а развитие растений происходит значительно хуже. Кроме того, колесные энергетические средства входят в работу несколько позднее гусеничных из-за недостаточных тягово-сцепных свойств. Поэтому для расширения сферы и сроков использования колесных энергетических средств, необходимо повышать их тягово-сцепные свойства. Способы повышения тягово-сцепных свойств колесных тракторов можно условно разбить на три группы: увеличение сцепного веса, повышение коэффициента сцепления, снижение нормального давления на почву (рис. 1.16).

Рассмотрим пути повышения тягово-сцепных свойств колесных энергетических средств, за счет увеличения сцепного веса.

Увеличение сцепного веса может быть достигнуто за счет применения балласта, применением гидроувеличителей сцепного веса, увеличением числа ведущих колес, блокировкой дифференциала, применением прицепного ведущего моста, перераспределения сцепного веса между мостами энергетического средства.



Рисунок 1.16 – Пути повышения тягово-сцепных свойств колесных энергетических средств

При работе МЭС на пневматических шинах в тяжелых условиях находит применение такой способ увеличения сцепного веса, как балластирование. Это дает возможность повышения тягово-сцепные свойства тракторов. В качестве балласта чаще всего

используют воду, металлические грузы, или незамерзающий раствор, заливаемый в шины, что дает возможность увеличить тяговое усилие трактора на 15 - 20% [134] за счет повышения сцепного веса. В тоже время применение данного способа влечет за собой увеличение общего веса энергетического средства, что повышает и без того высокое нормальное давление движителей на почву, что способствует продавливанию верхнего слоя почвы до мерзлоты и потере проходимости на весенних полевых работах, а также увеличению сопротивления движению энергетического средства.

Вопросу использования балласта с целью повышения тягово-сцепных свойств трактора посвящены исследования, представленные в работе [88]. Авторы предлагают методику компьютерного тягового расчета трактора тягово-энергетической концепции и построения тяговой характеристики в сравнении с типовым вариантом.

В исследованиях, проведенных А. М. Плаксиным, А. П. Зыряновым, Г. П. Ишимовым [114] установлено, что с увеличением массы балласта улучшаются тягово-сцепные свойства трактора, за счет увеличения сцепного веса:

$$Y_k = P_{кр} \sin \gamma_{кр} + \frac{g(m'_{тр}(L - a_{цт}) + f r_d(m'_{тр} + \sum_{i=1}^n m_{гpi}) - m_{гp1} a_1 + m_{гp2}(L - a_2) + m_{гp2}(L + a_3) + P_{кр} \cos \gamma_{кр})}{Ln_k^k}, \quad (1.1)$$

где Y_k – реакция опорной поверхности соответственно на заднее колесо трактора, Н; $P_{кр}$ – сила тяги на крюке трактора, Н; $\gamma_{кр}$ – угол между силой, приложенной на крюке трактора и горизонтальной плоскостью, град; $m'_{тр}$ – масса трактора без балластных грузов, кг; L – продольная база трактора, м; $a_{цт}$ – продольное расстояние от задней оси до центра тяжести трактора (без дополнительных грузов), м; f – коэффициент сопротивления перекачиванию трактора; r_d – динамический радиус колеса, м; $m_{гpi}$ – масса соответствующего i -го груза, м; n – число установленных на трактор грузов, шт; a_i – расстояние от i -го груза до ближайшей оси колес, м; n_k^k – число колес задней оси, шт.

Авторы отмечают, что увеличение массы целесообразно проводить в случае, когда сила тяги на крюке близка к оптимальной. В противном случае происходит переуплотнение почвы [114].

Дифференциация сцепного веса тракторов, за счет снятия или постановки дополнительных грузов в зависимости от энергоемкости выполняемых операций нашло отражение в исследованиях [115]. Приведены результаты экспериментальных исследований изменения энергетических показателей тракторов в зависимости от изменения сцепного веса в технологии возделывания сельскохозяйственных культур. Полученные результаты показывают, что изменение сцепного веса позволяет сократить затраты мощности на перекачивание, а также повысить тяговый КПД тракторов.

Применение балласта рационально на почвах нормальной влажности, в условиях же Амурской области, данный способ не приемлем из-за выше изложенных причин.

С целью повышения тягово-сцепных свойств колесных МЭС имеющих привод только на задние колеса, используются различной конструкции, так называемые догружатели колес. Сцепной вес, приходящийся на задние ведущие колеса при этом увеличивается как за счет веса навесных орудий, так и от перераспределения веса самого трактора с передних, управляемых колес на задние ведущие. Влияние навесного с.-х. орудия на сцепной вес нашло отражение в работе А. Н. Баранского [12]. На основании проведенных исследований автор предлагает общее приращение нагрузки на трактор определять следующим образом:

– для прицепного сельскохозяйственного орудия:

$$\Delta G_{\text{тр}} = P_{\text{кр}} \cdot t g \gamma, \quad (1.2)$$

где $P_{\text{кр}}$ – тяговое усилие на крюке, Н; γ – угол между горизонталью и линией силы тяги, град.

– для навесного сельскохозяйственного орудия с силовым регулированием:

$$\Delta G_{\text{тр}} = G_{\text{ор}} + P_{\text{кр}} \cdot t g \gamma, \quad (1.3)$$

где $G_{\text{ор}}$ – вес сельскохозяйственного орудия, Н.

– для навесного сельскохозяйственного орудия с высотным регулированием:

$$\Delta G_{\text{тр}} = G_{\text{оп}} + P_{\text{кр}} \cdot \text{tg} \gamma - Y_0, \quad (1.4)$$

где Y_0 – вертикальная силовая реакция на опорное колесо навесного орудия, Н.

В общем случае приращение нагрузки на ведущие колеса от веса трактора составило 24 – 46 %, при этом разгрузка передних колес составила 9 – 22 % [11].

Данные исследований, приведенные в работах [94, 95, 98, 100, 103, 118] дают возможность сделать следующие выводы, что применение гидродогрузателей ведущих колес повышает тягово-сцепные свойства колесного МЭС, уменьшает величину буксования и значительно снижает сопротивление почвы за счет уменьшения вредных сопротивлений орудий и увеличивает КПД.

Вопросы правильного выбора параметров навесоспособности трактора, уточнения нагрузочных режимов его несущих элементов, их влияния на обеспечение необходимой динамики нашли отражение в работе Б. Азизова [3]. Увеличение числа ведущих колес с компоновкой 4К4 дает возможность реализовать практически весь вес трактора, в то время как при компоновочной схеме 4К2 для этой цели может быть использована только часть веса. При использовании тракторов с колесной компоновкой 4К4, значительно снижается крутящий момент, реализуемый через задние колеса, что в свою очередь снижает буксование. Максимальная реализация тягово-сцепных свойств трактора достигается при десятипроцентном буксовании, так как при буксовании свыше 10% происходит срез почвы [47, 56, 9, 10].

Тяговая динамика тракторов с компоновкой 4К4 во многом зависит от того, как осуществляется привод к ведущим осям. Применяются два основных типа приводов блокирование и дифференциальный.

У тракторов с заблокированным приводом существенным недостатком является наличие кинематического несоответствия и паразитной мощности, что является принципиальным недостатком дифференциального привода [86].

Автоматический блокируемый дифференциал ведущих колес, обеспечивающий блокировку полуосей при одинаковых скоростях ведущих колес дает более лучший результат. Кроме того, автоматическое отключение забегающего колеса при повороте трактора и передача всего подводимого к мосту крутящего момента на отстающее колесо, обеспечивает высокую проходимость трактора в трудных условиях эксплуатации [127].

Влияние прицепного ведущего моста на тягово-сцепные свойства колесных тракторов рассмотрено в работе [87]. Тяговая динамика такого агрегата значительно отличается от колесного трактора с компоновкой колес по схеме 4К4. По данным работы [87] использование прицепного ведущего моста позволяет увеличить максимальную тяговую мощность и уменьшить буксование ведущих колес. С другой стороны, прицепной ведущий мост необходимо нагружать, что значительно влияет на уплотнение почвы, при повышенной влажности происходит большее колееобразование вследствие движения трех колес по одному следу.

В работе В.И. Худовец [136] отмечается, что постановка дополнительного моста и рациональное перераспределение сцепного веса между мостами способствует снижению величины буксования и повышению тягового усилия МЭС:

$$P_{кр} = P_k - P \cdot f = P_{ка} = Y_{ктр} \cdot \varphi_{тр} + (Y_{кд} + P \cdot F + G_d) \cdot \varphi_d - P_f, \quad (1.5)$$

где $Y_{кд}$ – вес приходящейся на дополнительный ведущий мост, Н; P_k – касательная сила тяги, развиваемая трактором, Н; $Y_{ктр}$ – вес, приходящийся на ведущие колёса трактора, Н; F – площадь цилиндра, $см^2$; P – давление жидкости в гидроцилиндре, $кг/см^2$; $\varphi_{тр}$ – коэффициент использования сцепного веса трактора; φ_d – коэффициент использования сцепного веса дополнительного моста; P_f – сила сопротивления движению трактора, Н.

Из формулы (1.5) видно, что постановка дополнительного моста и перераспределение сцепного веса между мостами трактора увеличивает крюковое усилие.

Использование дополнительного ведущего моста прицепа на транспортных работах на почвах с низкой несущей способностью нашло отражение в исследованиях, проведенных А. С. Ци-

товым [150]. Основным недостатком при установке дополнительного моста является образование паразитной мощности. Для устранения этого недостатка автор предлагает использовать обгонную муфту в приводе дополнительного ведущего моста, которая автоматически регулирует его включение и отключение.

В работе Е. И. Бердова, Е. Г. Щепетова [17] отмечается, что одним из путей повышения тягово-сцепных свойств, увеличения производительности и снижения расхода топлива является динамическое изменение центра давления. Увеличение производительности составляет 5 – 14 %. Правильное распределение сцепного веса во многом влияет на поперечную и продольную устойчивость энергетического средства [11, 107, 108, 109, 110].

Данному вопросу посвящена работа [51], в которой исследованы вопросы зависимости вертикальной деформации шины колесной машины от угла склона опорной поверхности. Установлена взаимосвязь поперечной устойчивости с давлением воздуха в шине.

Способы обеспечения устойчивости сельскохозяйственной техники при выполнении работ исследованы в работе В. В. Киселева [79].

Увеличение сцепного веса за счет его перераспределения с передней оси трактора на задний ведущий мост нашло отражение в исследованиях, проведенных А. Б. Спириданчук, Н. В. Спириданчук, С. В. Щитовым [131]. Перераспределение сцепного веса достигнуто за счет использования фронтальной навески, постановка которой позволяет снизить величину буксования на 17,75 %, уменьшить расход топлива и снизить энергозатраты с 533,35 до 322,52 МДж/га на единицу обрабатываемой площади.

Вопросу повышения тягово-сцепных свойств проектируемых и существующих моделей колесных тракторов различных конструктивных схем посвящена работа [41]. В данной работе предложены и апробированы технологические и конструкторские решения по стабилизации режимов нагружения тракторов в составе МТА.

В исследованиях, проведенных Г. М. Кутковым, А. А. Соловейчик, М. В. Сидоровым [89] разработана и предложена методика тягового расчета энергетических средств с учетом силовых и мощностных характеристик ведущих осей.

При работе транспортно-тракторного агрегата (ТТА), особенно на повороте колесные МЭС не всегда могут реализовать свои тягово-сцепные свойства. Для устранения этого недостатка в работе [127] предлагается перераспределять сцепной вес на повороте между колесами трактора и прицепом:

$$P_{k2} = P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}, \quad (1.6)$$

где s – расстояние смещения точки прицепа, м; P_{k1} – касательная сила тяги серийного тракторно-транспортного агрегата, Н; k – коэффициент перераспределения; l – длина плеча приложения нагрузки, м; φ_1, φ_2 – коэффициенты использования сцепного веса ведущих колес.

Анализируя формулу (1.6) можно сделать вывод, что касательная сила тяги ТТА со смещенной точкой прицепа больше, чем касательная сила тяги ТТА с точкой прицепа в центре на величину $\frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}$.

Повышение тягово-сцепных свойств трактора за счет автоматического догружателя ведущих колес энергетического средства, включающегося в работу в период возникновения пиковых нагрузок рассмотрено в работе [49]. Применение выше названного догружателя позволяет повысить эффективность использования трактора за счет снижения величины буксования и снижения расхода топлива.

Эффективность оборудования колесных тракторов тягово-догружающими устройствами проанализировано в работе В. П. Гребнева, А. В. Ворохобина [54]. Авторы проанализировали различные типы догружающих устройств для колесных универсально - пропашных тракторов. На основе проведенного анализа предложено тягово-догружающее устройство, которое дает возможность повысить сцепной вес и как следствие тяговое усилие энергетического средства за счет увеличения сцепного веса:

$$Y_k = \left\{ G_{тр}(L_{тр} - a_{тр}) + P_t[(L_{тр} + l_{пр})\sin\alpha + h_{кр}\cos\alpha] \right\} / L_{тр}, \quad (1.7)$$

$$+ P_{кр}h_{кр} \pm P_{jтт}h_{тр} + M_{fтт}$$

где Y_k – вертикальная реакция на задние колеса трактора, Н; $G_{тр}$ – вес трактора, Н; $L_{тр}$ – продольная база трактора, м; $a_{тр}, h_{тр}$ – продольная

и вертикальная координаты центра тяжести трактора; $P_t, P_{кр}$ – усилие в тяговой и догружающей силовых связях, Н; α – угол наклона догружающей связи, град; $P_{jтт}$ – сила инерции трактора, Н; $h_{кр}$ – высота приложения усилия в основной силовой связи, м; $M_{fтт} = Y_{пaп} + Y_{как}$ – суммарный момент сопротивления перекачиванию колес трактора, Н; $L_{пр}$ – расстояние от оси задних колес трактора до точки соединения гидрокрука с его остоном, м.

Использование данного устройства позволят наиболее эффективно использовать колесные тракторы в неблагоприятных по проходимости дорожных и полевых условиях [54].

Для повышения тягово-сцепных свойств колесных МЭС предлагается использовать специально разработанную конструкцию автоматического догрузителя сцепного веса [50]. Проведен расчет основных сил и зависимостей для использования данного догрузителя:

$$G_{МТА\text{ сц}} = G_{трсц} + N_2 = G_{трсц} + F_{упр}(b_1 ctg\alpha - h_{упр}/b_2), \quad (1.8)$$

где $G_{МТА\text{ сц}}$ – общий сцепной вес, приходящийся на ведущие колеса МТА при действии сил сопротивления прицепного орудия, Н; $G_{трсц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса трактора при работе дополнительного догрузителя, Н; N_2 – сила давления пяты на площадку контакта, МПа; $F_{упр}$ – приведенная сила, Н; b_1 – расстояние между осями балансира и ролика, м; α – угол между касательной, проведенной в точке контакта фигурной площадки с роликом балансира и горизонталью, град; $h_{упр}$ – кратчайшее расстояние между осью балансира и линией действия силы $F_{упр}$, м; b_2 – расстояние от оси вращения балансира до линии действия силы N_2 , м.

Анализируя полученную формулу, авторы делают вывод, что действующая дополнительная сила N_2 увеличивает сцепной вес трактора [50].

Учитывать коэффициент использования сцепного веса предлагается в работе Н. И. Селиванова, В. С. Кирина, Р. А. Эбеля [126]. В результате исследований получена зависимость величины буксования от коэффициента использования веса. Установлены максимальные и допустимые величины тягового КПД, что дает возможность установление рационального тягового диапазона для рационального агрегатирования энергетических средств

при выполнении сельскохозяйственных операций.

Повысить эффективность работы энергетического средства, за счет увеличения производительности предлагается в работе [85]. Это можно достичь при использовании автоматизированного механического догрузателя сцепного веса колесных тракторов класса 1,4.

Вопросу перераспределения сцепного веса между мостами трактора в целях повышения его тягово-сцепных свойств посвящены исследования, представленные в работах [122, 123, 124, 143, 147, 148]. Получены теоретические зависимости, позволяющие определить влияния перераспределения сцепного веса на тягово-сцепные свойства трактора при движении энергетического средства при наличии твердого мерзлотного подстилающего слоя.

Повысить эффективность использования колесных МТА возможно за счет автоматического регулирования сцепного веса трактора отмечается в работах [105, 106, 107].

В работе [136] отмечается, что коэффициент использования сцепного веса является одним из показателей, характеризующих тягово-сцепные свойства трактора, который равен:

– для серийного трактора:

$$\varphi_{\text{сц}}^{\text{с}} = \frac{P_k^{\text{с}}}{Y_k^{\text{с}}}, \quad (1.9)$$

где $Y_k^{\text{с}}$ – сцепной вес серийного трактора, Н; $P_k^{\text{с}}$ – касательная сила тяги серийного трактора, Н.

– для экспериментального трактора:

$$\varphi_{\text{сц}}^{\text{с}} = \frac{P_k^{\text{з}}}{Y_k^{\text{с}} + Y_{k(\partial)}}, \quad (1.10)$$

где $Y_{k(\partial)}$ – сцепной вес, приходящейся на дополнительный мост, Н; $P_k^{\text{з}}$ – касательная сила тяги экспериментального трактора, Н.

Вопросу догрузки задних ведущих колес транспортно-тракторного агрегата (ТТА) посвящена работа В. Н. Егорова [60]. Исследования показали, что перераспределение сцепного веса между передними колесами прицепа и задними ведущими коле-

сами энергетического средства позволяет повысить производительность, за счет снижения величины буксования. Снижение величины буксования составило 60 %, при этом расход топлива снизился на 20 %.

В работе [27] автор рассмотрел вопрос увеличения тягово-сцепные свойства тракторно-транспортного агрегата за счет использования автоматического гидродогружающего устройства. В работе автор предлагает также использовать дополнительную силовую связь, что дает возможность увеличить догрузку задних колес трактора до 50 %, при этом рост производительности составил 8,5 %, а снижение удельного расхода топлива составило 13 %.

В работе С. В. Яценко [152] отмечается, что перераспределение сцепного веса между мостами прицепа и трактора увеличивает касательную силу тяги трактора. Дополнительный сцепной вес приходящийся на задние ведущие колеса равен:

$$R = \frac{l_2 \cdot Q \cdot \sin \alpha}{l_1}, \quad (1.11)$$

где l_2 – точка приложения дополнительной нагрузки; Q – дополнительно создаваемая нагрузка, Н; l_1 – габаритный размер прицепного устройства, м; α – угол приложения дополнительной нагрузки, град.

Таким образом, создавая дополнительную нагрузку Q на прицепное устройство, можно увеличить сцепной вес на ведущих колесах трактора. Анализируя выражение (1.11), можно отметить, что величина R зависит от дополнительной нагрузки Q , угла α приложения дополнительной нагрузки и точки приложения, т.е. величины l_2 . В данном выражении длина l_1 остается постоянной, так как это есть габаритный размер прицепного устройства. При перераспределении нагрузки между передними не ведущими колесами и задними ведущими колесами энергетического средства необходимо учитывать фактор стабильности управляемости [141]. Для того чтобы энергетическое средство обладала достаточной управляемостью в работе [152] предлагают максимальную нагрузку, которую можно передать на прицепное устройство должно составлять:

$$R_{\text{MAX}} = (2Q_{\text{MAX}} - 2Y_K) \cdot \frac{L_{\text{mp}}}{L_{\text{тр}} + l} = (2Q_{\text{MAX}} - Q_3) \cdot \frac{L_{\text{тр}}}{L_{\text{тр}} + l} \quad (1.12)$$

где Q_{MAX} – максимально допустимая нагрузка на шину, Н; $Q_3 = 2Y_K$ – нагрузка на ведущую ось от эксплуатационного веса трактора, Н.

Вопрос повышения эффективности использования мощности двигателя, за счет увеличения сцепного веса на транспортных работах предлагается в работе [47]. Автор предлагает решить данную проблему путем перераспределения веса между полуприцепом и ведущими колесами трактора.

Одним из показателей, оценивающих тягово-сцепные свойства является величина буксования. В работе А. П. Бобряшова [18] проанализировано влияния величины буксования энергетических средств на их эксплуатационные мощности и массу в соответствии с тяговым классом.

В работе [86] предложено для оценки тягово-сцепных свойств колесных МЭС использовать математическую модель, которая позволит учесть влияние множество факторов. В результате исследований установлена зависимость суммарной оптимальной касательной силы тяги, развиваемой передним и задним мостом энергетического средства:

$$P_k = P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ЗМ}} + P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ОМ}}, \quad (1.13)$$

где P_k – суммарное оптимальное касательное усилие, Н; $P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ЗМ}}$ – оптимальное касательное усилие на заднем мосту, Н; $P_{k_{\text{опт}}}^{\text{ОМ}}$ – оптимальное касательное усилие на переднем мосту, Н.

Использование результатов проведенных исследований позволит автоматизировать процесс прогнозирования тягово-энергетических показателей работы МТА на базе полноприводного трактора [86].

Полугусеничный ход позволяет значительно повысить тяговые свойства трактора при работе в тяжелых почвенных условиях. Его недостатком является повышенное сопротивление повороту, а также пониженный ресурс работы, по сравнению с обычной ходовой системой. Повышение тягово-сцепных свойств колесного трактора класса 1,4 достигнуто, за счет постановки треугольного гусеничного движителя [64]. Исследования показали, что постановка на трактор треугольного гусеничного движителя

улучшает тягово-сцепные свойства, повышает производительность и снижает техногенное воздействие на почву. Получены теоретические зависимости по определению силы сопротивления движению и касательной силы тяги.

Для повышения тягово-сцепных свойств колесного энергетического средства в процессе выполнения энергоемких технологических операций А. А. Лопарев, А. С. Комкин [91] предлагают использовать треугольные верхнеприводные самовытягивающиеся гусеничные движители, взаимозаменяемые с ведущими колесами. Это позволяет увеличить номинальное тяговое усилие трактора МТЗ 80/82 на 57,5 %.

Вопрос использования тракторов с треугольным гусеничным ободом нашел отражение в исследованиях, проведенных авторами [116]. В рассматриваемой работе на основании анализа и обобщения опыта использования вопросов моделирования при конструировании движителей получена формула для определения дополнительной силы участвующей в формировании касательной силы тяги:

$$P_{VNdop} = P_{SK} l_{bal} \sin \alpha_{\Delta n} / [l_{bal} \cos \alpha_{tekn}], \quad (1.14)$$

где P_{VNdop} – дополнительная вертикальная сила, Н; $\alpha_{\Delta n}$ – угол отклонения балансира от биссектрисы угла β , град; α_{tekn} – текущий угол между осью балансира и горизонтальной осью, проходящей через ось крепления балансира, град; l_{bal} – длина балансира, м.

Разработанная математическая модель может быть использована при проведении исследований по модулированию гусеничных тракторов [116].

Повысить производительность сельскохозяйственных тракторов возможно за счет улучшения реализации тягово-сцепных свойств тракторов. Решать данную проблему в работе [57] авторы предлагают, за счет использования движителей с треугольным гусеничным ободом. Это обеспечит следующие преимущества:

- высокая проходимость (в том числе агротехническая);
- низкое давление на грунт;
- высокоэффективная агрегатируемость с машинами и орудиями;

- высокая статическая и динамическая устойчивость трактора при навешивании сельхозмашин и орудий;
- высокие тягово-сцепные свойства при работе в различных условиях;
- высокая маневренность и управляемость.

В тоже время авторы отмечают, что, обладая рядом преимуществ, вопросы компоновки и применения новых узлов в трансмиссии энергетического средства изучены недостаточно.

Вопросу распределения сцепного веса по осям в зависимости от удельной силы тяги посвящены исследования, представленные в работе [73]. Установлена взаимосвязь динамического коэффициента распределения нагрузки по осям колесного трактора с его конструктивными и эксплуатационными параметрами. Представлены результаты расчетов по определению динамического коэффициента распределения нагрузки по осям колесного трактора класса 5 работающего в составе МТА и развивающего различную удельную силу тяги на крюке.

Одним из способов повышения эффективности использования ТТА является корректирование вертикальных нагрузок на колеса [39]. Было выявлено, что за счет увеличения сцепного веса путем правильной коррекции вертикальных нагрузок достигнуто снижение величины буксования на 6 % при увеличении сцепного веса до 20 %. При этом грузоподъемность прицепа увеличилась на 38 %, а производительность на 6 %.

1.4 Способы и пути повышения продольно-поперечной устойчивости колёсных МЭС

1.4.1 Повышение характеристик поперечной устойчивости колёсных МЭС

При выполнении различных работ часто возникает необходимость обеспечения поперечной устойчивости МЭС, особенно при работе на склонах. Существующие колесные мобильные средства технически ограничены условиями безопасности ис-

пользования, за исключением тракторов, ходовые системы и конструкция которых специально предназначены для работы в таких условиях. С целью решения данной проблемы в различных условиях склонового земледелия предлагается ряд технических решений, защищённых свидетельствами на интеллектуальную собственность, конструкция которых позволяет предложить решение вопроса повышения поперечной устойчивости серийных колёсных МЭС:

– *Регулятор колебаний движителей моста колёсного транспортного средства* – предназначен для стабилизации вертикальных колебаний моста в целях повышения его опорной проходимости (патент РФ № 2598363).

– *Электронатяжной стабилизатор ходовой системы транспортного средства* – предназначен для перераспределения собственной нагрузки транспортного средства между движителями одного колёсного моста в целях повышения устойчивости, скорости движения и безопасности эксплуатации при проведении работ на склонах, в условиях сложных и горных рельефов местности (патент РФ № 2680643).

– *Межосевой регулятор веса* – предназначен для повышения его опорной проходимости, скорости передвижения при выполнении работ в условиях склоновых местностей, снижения энергопотерь и «бульдозерного» эффекта проваливающегося колеса в движении (патент РФ № 166919).

– *Регулятор поперечной устойчивости колёсного энергетического средства* – предназначен для повышения поперечной устойчивости МЭС, скорости движения и безопасности эксплуатации при проведении работ на склонах, в условиях сложных и горных рельефов местности (патент РФ № 169390).

Рассмотрим конструктивные особенности и эксплуатационно-режимные характеристики предлагаемых технических решений.

Регулятор колебаний движителей моста колёсного транспортного средства (рис. 1.17).

Решение технической задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что устройство выполнено в виде конструкции 1, состоящей из сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, опирающейся внутренним

технологическим изгибом 3 на чулок моста 4 транспортного средства 5, зафиксированной через окончания 6 болтовыми стремянками 7, центральная часть 8 пружины 2 соединена болтовым креплением 9 с узлом коромысла 10, объединённым шарниром 11 с опорным рычагом 12, установленным в технологических отверстиях поперечной траверсы 13 рамы 14 колёсного транспортного средства 5.

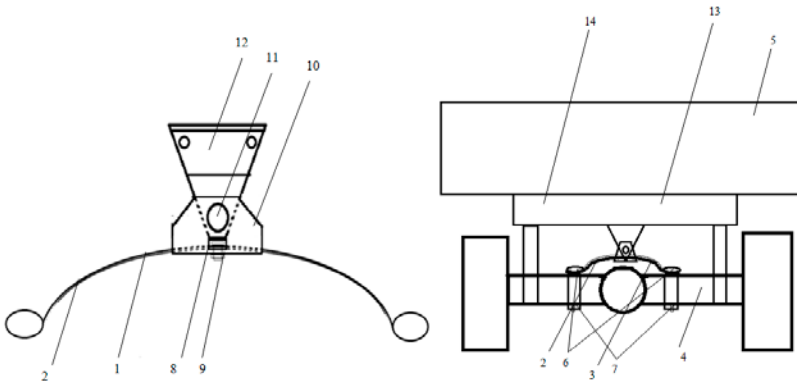


Рисунок 1.17 – Принципиальная схема регулятора колебаний движителей моста колёсного транспортного средства

Устройство работает следующим образом.

При передвижении колёсного транспортного средства, наезде на препятствие или проваливании в неровности грунта, собственный вес вертикально-смещаемой части моста 4 производит надавливание или силовую разгрузку части сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2, что вызывает поворот пружины 2 на шарнире 11 узла коромысла 10, перераспределение нагрузки на противоположную часть сдвоенной полуэллиптической плоской пружины рессорного типа 2 опорный рычаг 12, поперечную траверсу 13 и раму 14 колёсного транспортного средства 5, вызывая реакцию устранения силового воздействия, что ведёт к выравниванию моста 4 колёсного транспортного средства 5.

Использование данного изобретения позволит увеличить опорную проходимость, скорость передвижения колёсного транспортного средства при выполнении работ, снизит энергопотери и «бульдозерный» эффект проваливающегося колеса в движении.

Электронатяжной стабилизатор ходовой системы транспортного средства (рис. 1.18).

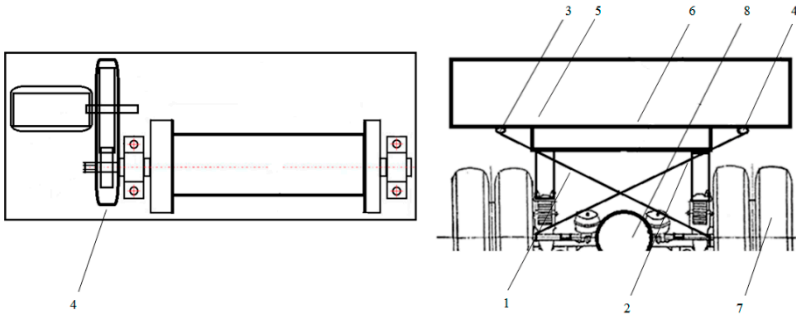


Рисунок 1.18 – Электронатяжной стабилизатор ходовой системы транспортного средства

В данном случае повышение поперечной устойчивости достигается тем, что предлагаемое устройство выполнено в виде конструкции, состоящей из двух одинаковых гибких тросовых силовых связей 1 и 2, верхними креплениями установленных в электронатяжных опорах 3 и 4 с редуктором и натяжным барабаном, которые закреплены на нижней поверхности траверсы 5 рамы 6 транспортного средства 7, при этом последующие крепления силовых связей зафиксированы на окончаниях колёсного моста 8 транспортного средства 7 поддиагонально.

Устройство работает следующим образом.

Перед началом движения по склонам водитель колёсного транспортного средства включает электронатяжные опоры 3 и 4 с редуктором и натяжным барабаном, которые производят натяжение гибких тросовых связей 1 и 2, выбирая холостой ход подвески и тросовых связей. При дальнейшем передвижении собственный вес вертикально-смещаемого окончания моста 8, находящегося ниже по склону, производит силовое нагружение гибкой тросовой силовой связи 2 или 3, через электронатяжные опоры 3 или 4

вызывая прижимание противоположной части рамы 6 транспортного средства 7, тем самым обеспечивая изменение направления вектора центра силы тяжести в безопасное положение, что приводит к снижению высоты центра тяжести, перераспределяя весовую нагрузку на противоположный движитель, находящийся выше по склону, повышая устойчивость, скорости движения и безопасность эксплуатации.

Использование данного полезной изобретения, обладающей высокой надёжностью, низкой себестоимостью, удобством в обслуживании и эксплуатации, при достаточно несложной конструкции и простоте изготовления электронатяжного стабилизатора ходовой системы транспортного средства, позволит повысить устойчивость, скорости движения и безопасность эксплуатации при проведении работ на склонах, в условиях сложного или горного рельефа местности.

Межосевой регулятор веса (рис. 1.19).

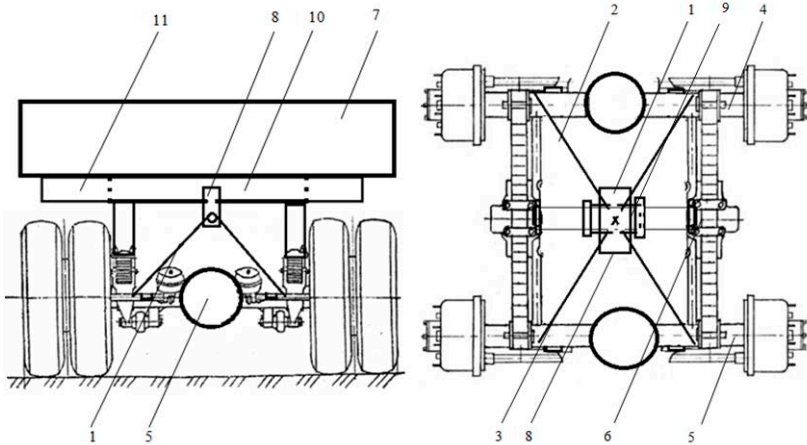


Рисунок 1.19 – Межосевой регулятор веса

Поперечная устойчивость при внедрении этого технического решения достигается тем, что межосевой регулятор веса выполнен в виде устройства 1, состоящего из двух гибких тросовых силовых связей 2 и 3, поддиагонально проушинами закрепленных вокруг противоположных окончаний чулков мостов 4 и 5 задней колёсной тележки 6 трёхосного транспортного средства 7,

срединная часть которых проходит через опорный рычаг 8 с шарниром 9, установленный болтовым соединением посередине силового элемента-траверсы 10 рамы 11 транспортного средства 7 на одинаковом расстоянии между обеими мостами.

Устройство работает следующим образом.

При наезде на препятствие или проваливании движителя транспортного средства 7 в неровности покрытия или почвы (на примере моста 4), мост 4 производит вертикальное смещение, при чём глубина смещения части моста 4 ограничивается максимальным натяжением гибкой тросовой силовой связи 2, при этом происходит перераспределение весовой нагрузки с вертикально - смещающейся части моста 4 через опорный рычаг 8 с шарниром 9 и силовой элемент-траверсу 10 на раму 11 и диагонально противоположный колёсный движитель моста 5, вызывая реакцию устранения вертикального смещения, что ведёт к выравниванию моста 4 транспортного средства 7.

Использование данного решения позволит увеличить опорную проходимость, скорость передвижения колёсного транспортного средства при выполнении работ в условиях склоновых поверхностей и уклонов дорог, а также снизит энергопотери и «бульдозерный» эффект проваливающегося колёсного движителя в движении.

Регулятор поперечной устойчивости колёсного энергетического средства (рис. 1.20).

Достижение повышения характеристик поперечной устойчивости достигается тем, что регулятор поперечной устойчивости колёсного энергетического средства выполнен в виде конструкции 1, состоящей из двух одинаковых гибких тросовых силовых связей (стандартных буксировочных тросов с петлевыми окончаниями) 2 и 3, установленных в опорных рычагах 4, выполненных на нижней поверхности траверсы рамы 5 энергетического средства 6 и закрепленных на окончаниях 7 моста 8 энергетического средства 6 поддиагонально.

Устройство работает следующим образом.

При передвижении колёсного энергетического средства по склонам собственный вес вертикально-смещаемого окончания 7 моста 8, находящейся ниже по склону, производит силовое нагружение гибкой тросовой силовой связи 2 или 3, через опорный рычаг

чаг 4 вызывая прижимание противоположной части рамы 5 энергетического средства 6, обеспечивая изменение направления вектора центра силы тяжести в безопасное положение, что приводит к снижению высоты центра тяжести, перераспределяя весовую нагрузку на противоположный движитель, находящийся выше по склону, повышая устойчивость, скорости движения и безопасность эксплуатации.

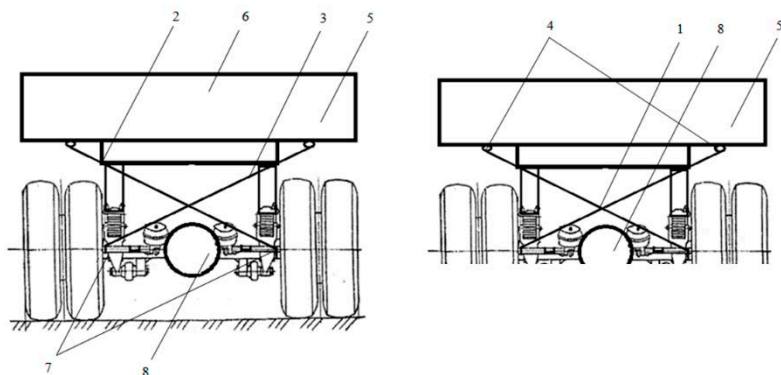


Рисунок 1.20 – Принципиальная схема регулятора поперечной устойчивости колёсного энергетического средства

Использование данной полезной модели, обладающей высокой надёжностью, низкой себестоимостью, удобством в обслуживании и эксплуатации, при достаточно несложной конструкции и простоте изготовления регулятора поперечной устойчивости колёсного энергетического средства, позволит повысить характеристики поперечной устойчивости конструкции, скорости движения и безопасность эксплуатации энергетического средства при проведении работ на склонах, в условиях сложного и горного рельефа местности.

Предложенные конструкции, учитывая их конструкционную простоту и эффективность, научную новизну, промышленную применимость и достаточный изобретательский уровень, обладают высокой перспективностью внедрения в современных условиях развития агротехнологий.

1.4.2 Повышение продольной устойчивости колесных МЭС

В настоящее время, с целью повышения производительности и эффективности в агропромышленном производстве применяются многооперационные сельскохозяйственные машины, обладающие высоким весом. Вместе с тем, на полях Амурской области используется большое количество МЭС, в частности тракторы колёсной формулы 4К2, обладающих недостаточными тягово-сцепными свойствами в определённых производственно-сезонных условиях. Повысить тягово-сцепные свойства таких тракторов без увеличения сцепного веса возможно за счет рационального перераспределения сцепного веса в продольной плоскости, что позволит повысить продольную устойчивость МТА и ТТА, что актуально при технологических или межполевых переездах. С этой целью предлагается ряд технических решений, которые способны решить вопрос повышения продольной устойчивости колесных энергетических средств при использовании:

– *Цепной корректор веса колёсного энергетического средства* предназначен для увеличения проходимости, устойчивости к опрокидыванию, снижения буксования, повышения безопасности эксплуатации и производительности колёсных тракторов при их агрегатировании с навесными системами при передвижении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя (Патент РФ № 2673174);

– *Пружинно-рычажный корректор сцепного веса колёсного трактора* предназначен для увеличения проходимости, устойчивости к опрокидыванию, снижения буксования, повышения безопасности эксплуатации и производительности колёсных тракторов при проведении хозяйственных работ, передвижении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя (Патент РФ № 2613390);

– *Корректор веса универсального фронтального гидронавесного устройства для колесного трактора класса 1,4*, предназначенный для стабилизации курсовой устойчивости, увеличения проходимости, агротехнических скоростей, повышения про-

изводительности и безопасности эксплуатации колёсного трактора класса 1,4, агрегатированного фронтальным гидронавесным устройством при проведении хозяйственных работ в составе машинно-тракторного агрегата (Патент РФ № 2650385).

– *Автоматический пружинный регулятор устойчивости колёсного трактора моноблочной схемы*, предназначенный для увеличения проходимости, устойчивости к опрокидыванию, снижения буксования, повышения безопасности эксплуатации и производительности колёсных тракторов моноблочной схемы при проведении хозяйственных работ, передвижении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя (Патент РФ № 169463).

– *Межосевой стабилизатор ходовой системы колёсного трактора*, предназначенный для стабилизации ходовой системы и курсовой устойчивости колёсного трактора при повреждении движителя или снижении его перекатывающей способности в целях продолжения дальнейшего движения и выполнения работ без потерь рабочего времени для ремонта (Патент РФ № 183194).

– *Стабилизатор продольной устойчивости колёсного трактора типа «МТЗ»* предназначен для увеличения проходимости, устойчивости к опрокидыванию, снижения буксования, повышения безопасности эксплуатации и производительности колёсных тракторов при проведении хозяйственных работ, передвижении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя (Патент РФ № 167460).

На рассматриваемые устройства получены охранные свидетельства (патенты) на объекты интеллектуальной собственности, правообладателем которых является ФГБОУ ВО Дальневосточный государственный аграрный университет. Все устройства обладают научной новизной, высокой степенью эффективности, изобретательским уровнем и промышленной применимостью.

Рассмотрим конструктивные особенности и эксплуатационно-режимные характеристики предлагаемых технических решений.

Пружинно-рычажный корректор сцепного веса колёсного трактора (рис. 1.21).

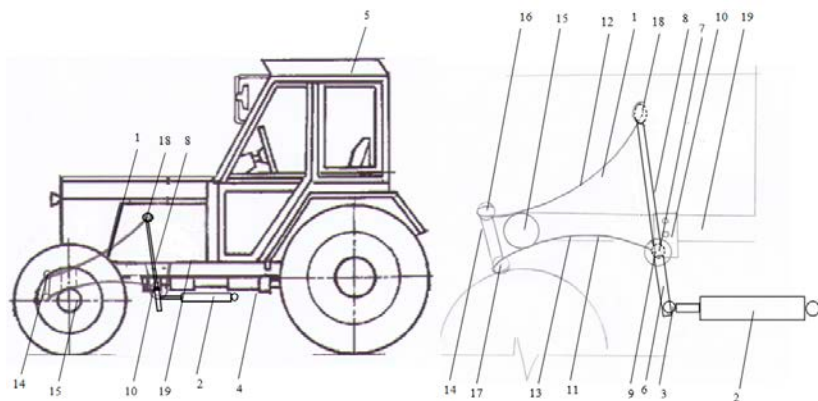


Рисунок 1.21 – Принципиальная схема пружинно-рычажного корректора сцепного веса

Решение поставленной задачи по повышению поперечной устойчивости достигается тем, что представленный корректор сцепного веса колёсного трактора содержит тягово-догружающее устройство 1, состоящее из гидроцилиндра 2 с вилочным направителем 3, установленного на нижней части картера коробки передач 4 трактора 5, П-образной силовой рамки 6, средней частью 7 нажимных тяг 8 установленной в шарнире 9 несущего кронштейна 10 и прижимно-разгрузочного механизма 11, выполненного из двух плоских пружин рессорного типа 12 и 13, передающей реактивной тяги 14 с резиновыми втулками. При этом две плоские пружины 12 и 13 установлены с верхней и нижней части переднего управляемого моста 15 трактора 5, их прилежащие окончания 16 и 17 объединены через проушины передающей реактивной тягой 14 с резиновыми втулками, при чём последующее окончание верхней пружины 12 объединено болтовым соединением с верхней частью 18 нажимных тяг 8 силовой рамки 6, а нижняя пружина 13 установлена в шарнире 9 несущего кронштейна 10, закрепленного болтовыми соединениями на раме 19 трактора 5. Устройство также включает в себя гидрораспределитель трактора и гидрошланги (на рисунке не показаны).

Устройство работает следующим образом:

При передвижении колёсного трактора по грунтам с низкой несущей способностью, проведении хозяйственных работ и необходимости перераспределения части собственной нагрузки трактора с его заднего ведущего моста на передний управляемый мост оператором трактора включается гидрораспределитель и подаётся гидрожидкость в гидроцилиндр 2, шток которого при движении через вилочный направитель 3 смещает силовую рамку 6 на шарнире 9, поворачивая прижимно-разгрузочный механизм 11, надавливает на верхнюю плоскую пружину 12 и передаёт часть собственной нагрузки трактора с его заднего ведущего моста на передний управляемый мост 15. При необходимости перераспределения части собственной нагрузки трактора 5 с его переднего управляемого моста 15 на задний ведущий мост оператором трактора также включается гидрораспределитель и подаётся гидрожидкость на силовой гидроцилиндр 2, рабочий шток которого при движении через вилочный направитель 3 поворачивает прижимно-разгрузочный механизм 11 на шарнире 9, увеличивая нагрузку на нижней плоской пружине 13 и, приподнимая передний управляемый мост 15 трактора 5, передаёт часть собственной нагрузки трактора через прижимно-разгрузочный механизм 11 на его задний ведущий мост.

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным пружинно-рычажным корректором сцепного веса колёсного трактора оператором трактора гидрораспределитель трактора не подключается.

Использование данного изобретения позволит увеличить проходимость, устойчивость к опрокидыванию, снизит буксование, повысит безопасность эксплуатации и производительность колёсных тракторов при их использовании в сельском хозяйстве и движении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя, что приведёт к экономии энергозатрат и увеличит экономический эффект от его применения.

Цепной корректор веса колёсного энергетического средства (рис. 1.22).

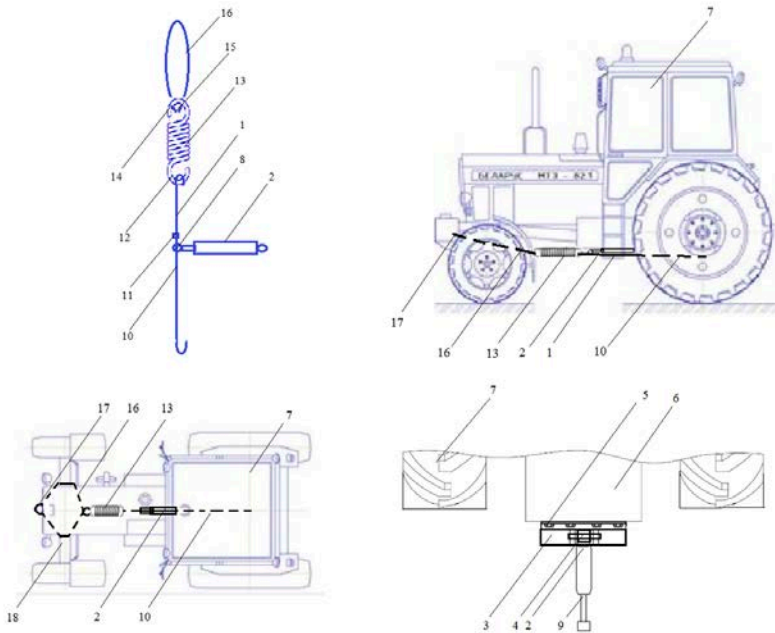


Рисунок 1.22 – Принципиальная схема цепного корректора веса колёсного энергетического средства

Продольная устойчивость при внедрении технического решения достигается тем, что в его конструкции применено тягово-догружающее устройство 1, состоящее из силового гидроцилиндра 2, установленного в кронштейне 3 с шарниром 4, закрепленном на болтовых соединениях 5 в нижней части коробки передач 6 трактора 7, при чём через вилку 8 рабочего штока 9 гидроцилиндра 2 проходит основная гибкая цепная силовая связь 10 с фиксатором 11 хода рабочего штока 9 гидроцилиндра 2, одна проушина которой зафиксирована в упорном шарикоподшипнике крепления задней навески трактора 7, а другая- в крюковом окончании 12 винтовой пружины растяжения 13, в противоположном крюковом окончании 14 пружины 13 вставлены проушины 15 вспомогательной цепной силовой связи 16, протянутой через переднее сцепное устройство 17 и верхнюю часть чулка переднего моста 18 трактора 7.

Устройство работает следующим образом.

При передвижении колёсного трактора 7, агрегатируемого навесными системами, по грунтам с низкой несущей способностью, увеличении буксования или поднятии управляемого моста от поверхности движения, машинист-оператор через гидрораспределитель трактора 7, подаёт рабочую жидкость в силовой гидроцилиндр 2, вилка 8 рабочего штока 9 которого в ходе выдвижения давит на основную гибкую цепную силовую связь 10, растягивая винтовую пружину растяжения 13, что ведёт к перераспределению весовой нагрузки с агрегатируемой навесной системы и задних ведущих колёс трактора 7 на передний мост 18 трактора 7, снижает центр масс трактора 7 и увеличивает его устойчивость к опрокидыванию, тягово-сцепные свойства, проходимость агроагрегата по слабонесущим грунтам, позволяет без пробуксовки передвигаться, производя сельскохозяйственные работы, повышает безопасность эксплуатации и производительность колёсных тракторов.

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным цепным корректором веса колёсного энергетического средства, машинистом-оператором трактора 7 гидрораспределитель не подключается, и рабочая жидкость в силовой гидроцилиндр 2 не подаётся.

Использование данного изобретения позволит увеличить проходимость, устойчивость к опрокидыванию, снизит буксование, повысит безопасность эксплуатации и производительность колёсных тракторов при их агрегатировании с навесными системами при передвижении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя, что приведёт к экономии энергозатрат и увеличит экономический эффект от его применения в сельском хозяйстве.

Корректор веса универсального фронтального гидронавесного устройства для колесного трактора класса 1,4 (рис. 1.23).

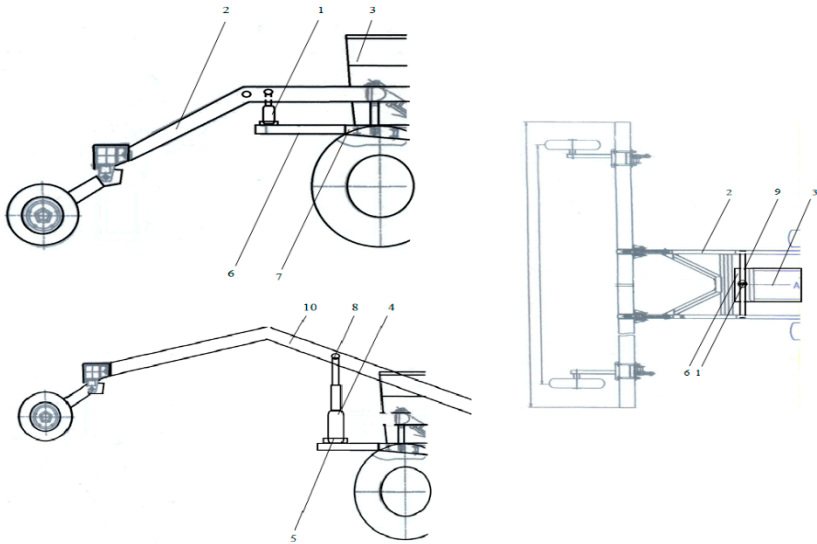


Рисунок 1.23 – Принципиальная схема корректора веса универсального фронтального гидронавесного устройства для колесного трактора класса 1,4

Автоматический пружинный регулятор устойчивости колёсного трактора моноблочной схемы (рис. 1.24).

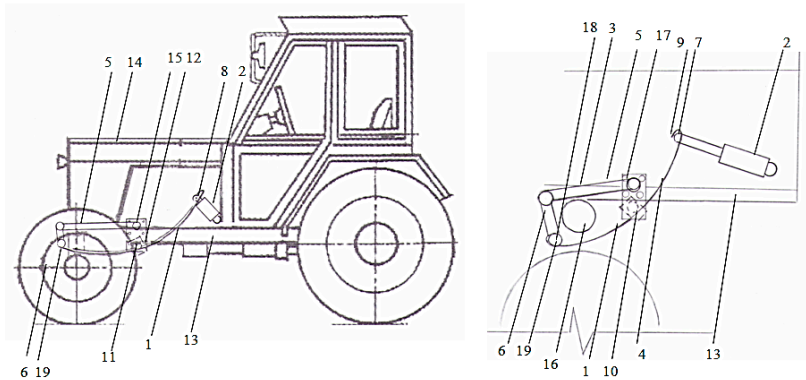


Рисунок 1.24 – Принципиальная схема автоматического пружинного регулятора устойчивости колёсного трактора моноблочной схемы

Повышение поперечной устойчивости достигается тем, что автоматический пружинный регулятор содержит тягово-догружающее устройство 1, состоящее из силового гидроцилиндра 2 и прижимно-разгрузочного механизма 3, включающего спаренную плоскую пружину рессорного типа 4, реактивную тягу 5 и фиксирующую серьгу 6. При этом вилочный направитель 7 силового гидроцилиндра 2 объединён болтовым соединением 8 с верхней проушиной 9 спаренной плоской пружины рессорного типа 4, срединная часть 10 которой установлена в шарнире 11 косыночного упора 12, закрепленного болтами на раме 13 трактора 14, создавая двуплечий рычаг, а проушина 15 реактивной тяги 5 прижимно-разгрузочного механизма 3, установленной с верхней части переднего управляемого моста 16 трактора 14, закреплена при помощи болтового соединения 17 в косыночном упоре 12, другая же проушина 18 объединена фиксирующей серьгой 6 с окончанием 19 спаренной плоской пружины рессорного типа 4. Устройство также включает в себя гидрошланги, установленные на колёсных двигателях датчики буксования, соединённые с приёмно-решающим устройством и гидрораспределителем трактора, (на рисунке не показаны).

Устройство работает следующим образом.

При передвижении колёсного трактора по грунтам с низкой несущей способностью, проведении хозяйственных работ и увеличении буксования переднего управляемого моста, датчики буксования, установленные на двигателях этого моста, передают сигнал на приёмно-решающее устройство, которое автоматически включает гидрораспределитель трактора 14, подавая гидрожидкость в силовой гидроцилиндр 2, шток которого при выдвижении через вилочный направитель 7 надавливает на верхнюю проушину 9 спаренной плоской пружины рессорного типа 4, поворачивая её в шарнире 11 косыночного упора 12 и передавая усилие нажима через окончание 19 и фиксирующую серьгу 6 на реактивную тягу 5, которая при движении надавливает на верхнюю часть переднего управляемого моста 16 трактора 14, передавая часть собственной весовой нагрузки трактора с заднего ведущего моста на передний управляемый мост, увеличивая коэффициент сцепления и касательную силу тяги моста, позволяя снизить буксование и повысить тягово-сцепные свойства трактора 14.

При увеличении буксования заднего ведущего моста, датчики буксования, установленные на движителях этого моста, передают сигнал на приёмно-решающее устройство, которое автоматически включает гидрораспределитель трактора 14, которым подаётся гидрожидкость в силовой гидроцилиндр 2, рабочий шток которого при задвижении через вилочный направитель 7 поворачивает спаренную плоскую пружину рессорного типа 4 в шарнире 11 косыночного упора 12, приподнимая передний управляемый мост 16 и перераспределяя часть собственной нагрузки трактора на задний ведущий мост трактора 14, увеличивая коэффициент сцепления и касательную силу тяги моста, позволяя снизить буксование и повысить тягово-сцепные свойства трактора.

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным автоматическим пружинным регулятором устойчивости колёсного трактора моноблочной схемы оператором трактора приёмно-решающее устройство и гидрораспределитель трактора не подключаются, перераспределение собственной весовой нагрузки трактора моноблочной схемы между его мостами не производится.

Использование данной полезной модели позволит увеличить проходимость, устойчивость к опрокидыванию, снизить буксование, повысит безопасность эксплуатации и производительность колёсных тракторов моноблочной схемы при их использовании в народном хозяйстве и движении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя, что приведёт к экономии энергозатрат и увеличит экономический эффект от его применения.

Межосевой стабилизатор ходовой системы колёсного трактора (рис. 1.25).

Стабилизация курсовой устойчивости и ходовой системы трактора достигается тем, что предлагаемая конструкция выполнена в виде тягово-догружающего устройства, состоящего из гибкой тросовой силовой связи 1 (стандартного буксировочного троса с петлевыми окончаниями), закреплённой одним окончанием 2 на поворотной цапфе 3 повреждённого движителя 4, проходящей через переднюю буксировочную скобу 5 трактора 6, обвитой вокруг установочной оси 7 неповреждённого движителя 8, протянутой под днищем трактора 6 и установленной последую-

щим окончанием 9 в продольной верхней тяге 10 противоположного от повреждённого движителя 4 борта задней навески 11 трактора 6, регулируемой силовым гидроцилиндром 12.

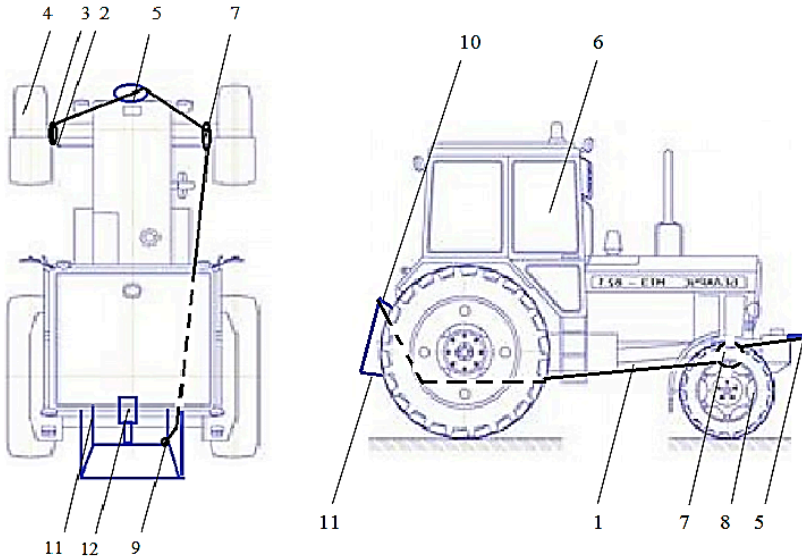


Рисунок 1.25 – Принципиальная схема межосевого стабилизатора ходовой системы колёсного трактора

Устройство работает следующим образом.

При повреждении движителя 4 оператор трактора производит монтаж тягово-догружающего устройства установкой окончания 2 гибкой тросовой силовой связи 1 на поворотной цапфе 3 повреждённого движителя 4, протягивает через переднюю буксировочную скобу 5 трактора 6, обвивает вокруг установочной оси 7 неповреждённого движителя 8, далее проводит гибкую тросовую силовую связь 1 под днищем трактора 6, натягивает и закрепляет последующим окончанием 9 в продольной верхней тяге 10 противоположного от повреждённого движителя 4 борта задней навески 11 трактора 6, регулируемой силовым гидроцилиндром 12.

Впоследствии методом вертикальной регулировки задней навески 11 гидроцилиндром 12 производит натяжение гибкой тросовой силовой связи 1 (стандартного буксировочного троса с петлями), что перераспределяет часть весовой нагрузки с повреждённого движителя 4 между другими движителями и осями в целях стабилизации ходовой системы трактора и продолжения дальнейшего движения, проведения транспортных и полевых операций без потерь рабочего времени на ремонт.

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным устройством межосевой стабилизатор ходовой системы колёсного трактора оператором трактора 6 не устанавливается.

Использование данной полезной модели позволит при повреждении движителя или снижении его перекачивающей способности стабилизировать продольную устойчивость и ходовую систему трактора и продолжить дальнейшее движение и выполнение работ без потерь рабочего времени на ремонт, что приведёт к экономии энергозатрат и увеличит экономический эффект от его применения в сельском хозяйстве.

Стабилизатор продольной устойчивости колёсного трактора типа «МТЗ» (рис. 1.26).

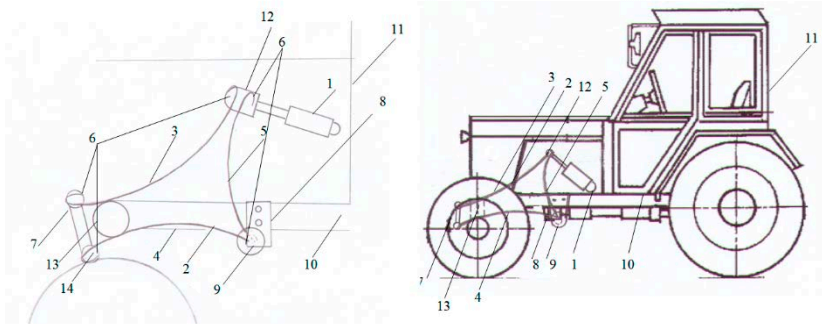


Рисунок 1.26 – Принципиальная схема стабилизатора продольной устойчивости колёсного трактора типа «МТЗ»

Достижение поставленной задачи улучшения курсовой (продольной) устойчивости достигается тем, что в конструкции стабилизатора содержится тягово-догружающее устройство, состоящее из силового гидроцилиндра 1 и прижимно-разгрузочного

механизма 2, выполненного из трёх плоских пружин рессорного типа 3,4,5, взаимоскрепленных через проушины 6, реактивную тягу 7, кронштейн 8 с шарниром 9, установленный на раме 10 трактора 11, вилочный направитель 12 силового гидроцилиндра 1. При этом две пружины 3 и 4 установлены с верхней и нижней части переднего управляемого моста 13, их прилежащие окончания объединены через проушины 6 реактивной тягой 7 с резиновыми втулками 14, при чём последующее окончание верхней пружины 3 с проушиной 6 объединено болтовым соединением в вилочном направителе 12 силового гидроцилиндра 1 с проушиной 6 третьей плоской пружины 5, которая другим окончанием с проушиной 6 устанавливается в косыночном кронштейне 8 с шарниром 9 на раме 10 трактора 11, куда также установлена последующая проушина 6 нижней плоской пружины 4. Устройство также включает в себя гидрораспределитель трактора и гидрошланги (на рисунке не показаны).

Устройство работает следующим образом.

При передвижении колёсного трактора по грунтам с низкой несущей способности, проведении хозяйственных работ и необходимости перераспределения части собственной нагрузки трактора с его заднего ведущего моста на передний управляемый мост оператором трактора включается гидрораспределитель и подаётся гидрожидкость в силовой гидроцилиндр 1, шток которого при выдвижении через вилочный направитель 12 надавливает на верхнюю плоскую пружину 3, поворачивая прижимно-разгрузочный механизм 2 на шарнире 9 и передавая часть собственной нагрузки трактора с его заднего ведущего моста на передний управляемый мост 13. При необходимости перераспределения части собственной нагрузки трактора с его переднего управляемого моста 13 на задний ведущий мост оператором трактора также включается гидрораспределитель и подаётся гидрожидкость на силовой гидроцилиндр 1, рабочий шток которого при задвижении через вилочный направитель 12 поворачивает прижимно-разгрузочный механизм 2 на шарнире 9, увеличивая нагрузку на нижней плоской пружине 4 и, приподнимая передний управляемый мост 13 трактора, передаёт часть собственной нагрузки трактора через прижимно-разгрузочный механизм 2 на его задний ведущий мост.

Использование данного изобретения позволит увеличить проходимость, устойчивость к опрокидыванию, снизит буксование, повысит безопасность эксплуатации и производительность колёсных тракторов при их использовании в народном хозяйстве и движении по скользкой дороге, бездорожью, грунтам с низкой несущей способностью или наличии подстилающего мерзлотного слоя, что приведёт к экономии энергозатрат и увеличит экономический эффект от его применения.

1.5 Выводы по главе

Аналитические данные и результаты ранее проведённых исследований подтверждают необходимость комплексного использования находящихся в регионе земельных ресурсов и машинно-тракторного парка для повышения сельскохозяйственной продуктивности региона.

При этом важными факторами являются как оптимизация состава и структуры землепользования с внедрением и применением новых технологий растениеводства, так и адаптация машинно-тракторного парка, в частности универсально-пропашных тракторов, к условиям использования в условиях склонового земледелия за счет повышения продольно-поперечной устойчивости.

Проведённый анализ предлагаемых конструкций позволяет предложить производству конструкторские решения технической задачи повышения поперечной или продольной устойчивости с наименьшими материальными затратами и высокими режимно-эксплуатационными характеристиками.

Вместе с тем возникает необходимость проведения детального теоретического и экспериментального исследования наиболее перспективных конструкций в целях дальнейшего опытного и производственного внедрения. В качестве примера для проведения научно-исследовательских работ были выбраны следующие устройства:

- *Регулятор поперечной устойчивости колёсного энергетического средства* (рис. 1.20);
- *Стабилизатор продольной устойчивости колёсного трактора типа «МТЗ»* (рис. 1.26).

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МЭС

2.1 Повышение поперечной устойчивости МЭС

Большинство производственных процессов в современном сельском хозяйстве связаны с необходимостью перевозки значительного объема материалов при помощи энергетических средств [1-4]. Возможности использования МЭС для транспортировки грузов ограничиваются его проходимостью и условиями переворачивания, которые являются основными эксплуатационно-техническими качествами МЭС, определяющими способность его эффективного использования на склонах рельефа местности, в тяжелых дорожных условиях и бездорожья, а также по дорогам, имеющим высокий поперечный уклон [5-9].

Практическое применение МЭС показывает, что энергетическое средство нередко теряет проходимость по причине слабой несущей способности дорожной поверхности, опасности опрокидывания или невозможности преодоления уклона дороги из-за недостаточной окружной силы на ведущих колесах. [10-12]. Для увеличения устойчивости, управляемости и маневренности, а также повышения надежности транспортного средства предлагается использовать специальные устройства и дополнительное оборудование, позволяющие повысить его маневренность и проходимость в сложных дорожных условиях [13-15].

При движении МЭС по горизонтальной дороге условие равновесия выполняется, когда:

$$G_{\text{п}} \cdot B = G_{\text{а}} \cdot c, \quad (2.1)$$

где $G_{\text{п}}$ – вес МЭС, приходящийся на колесо, Н; $G_{\text{а}}$ – вес МЭС, Н; B – колея МЭС, м; c – положение центра тяжести МЭС в поперечной плоскости, м.

Тогда:

$$c = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{а}}} \cdot B \quad (2.2)$$

Рассмотрим схему действия сил, действующих при перемещении МЭС по склону, используя схему на рисунке 2.1.

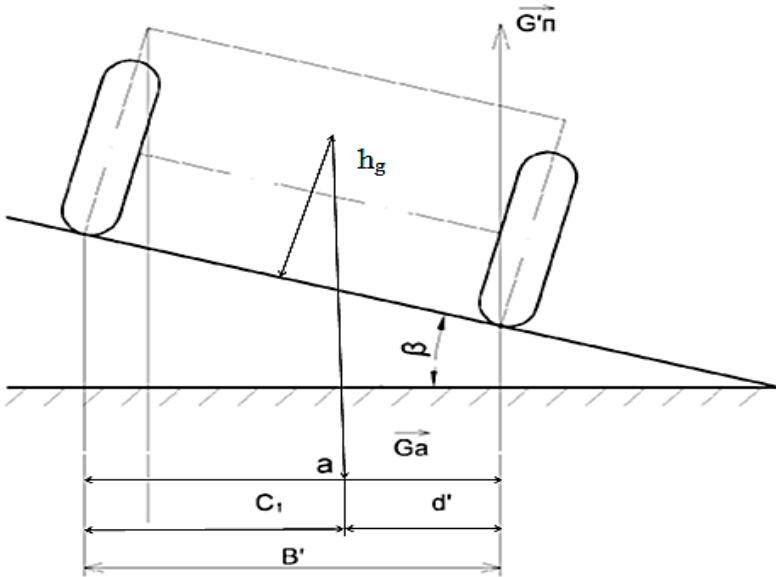


Рисунок 2.1 – Схема действия сил при перемещении МЭС по склону

При перемещении по склону МЭС поперечно наклоняется на некоторый угол β , что приводит к изменению веса, приходящегося на колесо, находящееся ниже по склону G_{Π}' . Из рисунка 2.1 следует, что:

$$G_{\Pi}' \cdot B' = G_a \cdot c', \quad (2.3)$$

учитывая, что:

$$B' = B \cdot \cos \beta, \quad (2.4)$$

тогда

$$c' = c \cdot \cos \beta + h_g \cdot \sin \beta, \quad (2.5)$$

где h_g – высота центра тяжести МЭС м; β – угол наклона, град.

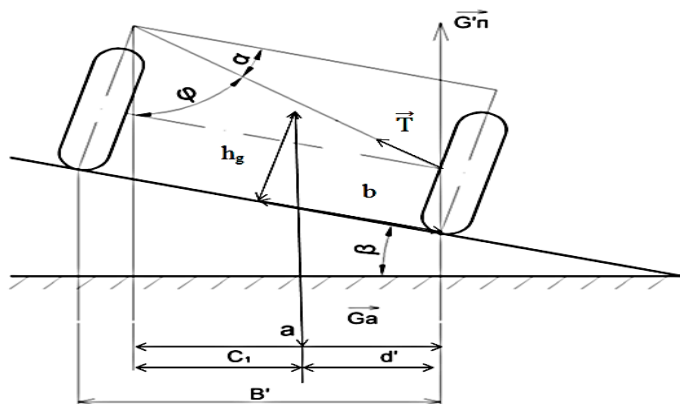
Подставляя формулу (2.4) в формулу (2.3), получаем выражение:

$$G_{\Pi}' B \cos \beta = G_a (c \cos \beta + h_g \sin \beta) \quad (2.6)$$

Полученная формула математически обосновывает зависимости взаимодействующих величин и позволяет аргументировать их размеры при перераспределении веса МЭС.

Для повышения устойчивости, скорости и безопасности движения МЭС при проведении транспортных работ на склонах, сложных рельефах местности и эксплуатации в горных условиях предлагается устанавливать на силовых элементах рамы и ходовой части многоосного энергетического средства перераспределяющее устройство – регулятор поперечной устойчивости колёсного энергетического средства, включающего в себя систему амортизации вертикальных колебаний моста при движении по склонам и имеющего возможность перераспределения собственной нагрузки транспортного средства между противоположно или поддиагонально-расположенными движителями одного моста или задней колёсной тележки.

Рассмотрим взаимодействие элементов конструкции МЭС при работе предлагаемого устройства, для анализа используем исследования авторов [16-24] и схему действия сил, предлагаемую на рисунке 2.2.



T – сила натяжения троса, Н; $\varphi = \alpha - \beta$, α – угол крепления троса, град

Рисунок 2.2 – Схема действия сил МЭС при использовании регулятора поперечной устойчивости колёсного энергетического средства

Конструкция и режимно-эксплуатационные характеристики регулятора поперечной устойчивости колёсного энергетического средства (рис. 1.20) подробно описаны в первой главе монографии.

В случае использования предлагаемого регулятора поперечной устойчивости колёсного энергетического средства, вес, приходящийся на колесо G_{Π}'' , находящееся ниже по склону, уменьшается на величину действия силы T при натяжении троса. В соответствии с предлагаемой схемой, представленной на рисунке 2.2, при этом условии равновесия МЭС предлагается определять по выражению:

$$G_{\Pi}''B\cos\beta + T\sin\varphi(\alpha\cos\beta + h_g\sin\beta) = G_a(c\cos\beta + h_g\sin\beta) \quad (2.7)$$

Учитывая, что правые части уравнений (2.5) и (2.6) равны, получаем:

$$G_{\Pi}''B\cos\beta + T\sin\varphi(\alpha\cos\beta + h_g\sin\beta) = G_{\Pi}'B\cos\beta, \quad (2.8)$$

откуда:

$$G_{\Pi}' - G_{\Pi}'' = \frac{T\sin\varphi(\alpha\cos\beta + h_g\sin\beta)}{B\cos\beta} = T\sin\varphi\left(\frac{\alpha}{B} + \frac{h_g}{B}tg\beta\right) \quad (2.9)$$

Таким образом, при движении по склону вес МЭС, приходящийся на колесо, находящееся ниже по склону, в случае использования регулятора поперечной устойчивости уменьшается на величину:

$$G_{\Pi}' - G_{\Pi}'' = T\sin\varphi\left(\frac{\alpha}{B} + \frac{h_g}{B}tg\beta\right), \quad (2.10)$$

что повышает устойчивость МЭС при движении по склону за счёт перераспределения веса на диагонально расположенный или противоположный движитель и изменение центра тяжести.

Рассмотрим, как изменяется нагрузка, приходящаяся на колесо, находящееся ниже по склону, по мере изменения угла наклона МЭС в поперечной плоскости при выключенном и включенном устройстве, через коэффициенты догружения K_1 и K_2 . Рас-

смотрим частный случай, когда сыпучий груз в кузове МЭС распределен равномерно, при $c = \frac{B}{2}$, следовательно, учитывая выражение (2.1) вес МЭС можно определить, как:

$$G_a = \frac{G_n}{c} B = 2G_n \quad (2.11)$$

Следовательно, вес МЭС при выключенном устройстве, приходящийся на колесо G_n' , находящееся ниже по склону, с учетом выражений (2.2) и (2.5) определяется:

$$G_n' B \cos \beta = 2G_n \left(\frac{B}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta \right) \quad (2.12)$$

Преобразуем уравнение (2.12) и выразим коэффициент догружения K_1 колеса, находящегося ниже по склону, как:

$$K_1 = \frac{G_n'}{G_n} = \frac{2h_g}{B} \tan \beta + 1 \quad (2.13)$$

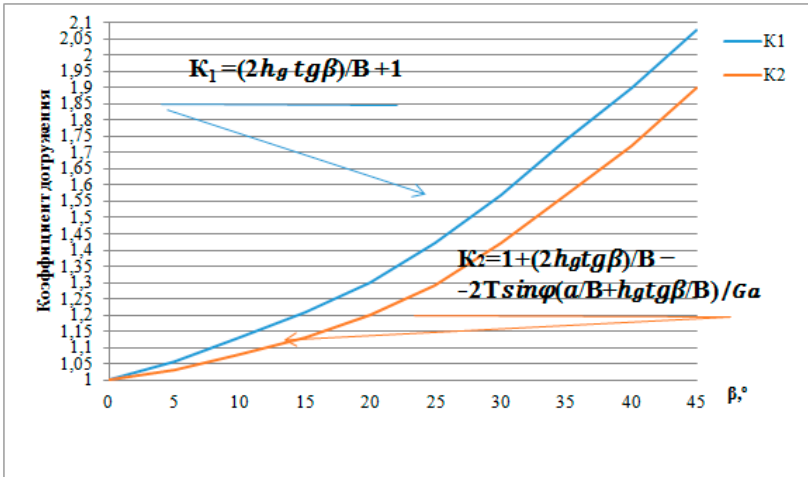
В случае использования устройства, выражение (2.6) можно преобразовать следующим образом:

$$G_n'' B \cos \beta + T \sin \varphi (a \cos \beta + h_g \sin \beta) = 2G_n \left(\frac{B}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta \right) \quad (2.14)$$

Введём обозначение коэффициента K_2 и выразим из уравнения (2.14):

$$K_2 = \frac{G_n''}{G_n} = 1 + \frac{2h_g}{B} \tan \beta - \frac{2T}{G_a} \sin \varphi \left(\frac{a}{B} + \frac{h_g}{B} \tan \beta \right) \quad (2.15)$$

На основании полученных выражений (2.13) и (2.15) и использования экспериментальных данных для автомобиля на рисунке 2.3 графически представлены зависимости $K_1 = \frac{G_n'}{G_n}$ и $K_2 = \frac{G_n''}{G_n}$ от угла наклона МЭС в поперечной плоскости.



K_1 – серийный вариант; K_2 – при включенном регуляторе поперечной устойчивости
 Рисунок 2.3 – Зависимость коэффициента догружения колеса, находящегося ниже по склону от угла наклона МЭС

Как видно из приведенного графика (рис. 2.3), при изменении угла наклона β нагрузка на колесо, находящееся ниже по склону, (рис. 2.2) возрастает по гиперболической зависимости, при этом в случае использования догружающего устройства коэффициент догружения снижается более чем на 9 %.

Исследования условий опрокидывания МЭС показывают, что опрокидывание возможно в случае, если сумма моментов, стремящихся повернуть МЭС около центра тяжести по часовой стрелке, будет больше суммы моментов, стремящихся повернуть МЭС против часовой стрелки (рис. 2.2):

$$G_a h_g \sin \beta > G_a b \cos \beta, \quad (2.16)$$

при равномерной нагрузке можно допустить, что $b = \frac{B}{2}$. При этом допущении выражение (2.16) принимает вид:

$$G_a h_g \sin \beta > G_a \frac{B}{2} \cos \beta, \quad (2.17)$$

следовательно, угол наклона, при котором возможно опрокидывание автомобиля, определяется неравенством:

$$tg\beta > \frac{B}{2h_g} \quad (2.18)$$

Установим зависимость коэффициента догружения от угла наклона, при котором возможно опрокидывание МЭС. Учитывая выражения (2.13) и (2.17), получаем:

$$tg\beta = \frac{(K_1-1)B}{2h_g}, \quad (2.19)$$

$$\frac{(K_1-1)B}{2h_g} > \frac{B}{2h_g}, \quad (2.20)$$

следовательно, $K_1 > 2$.

Таким образом, во избежание поперечного опрокидывания коэффициент догружения не может превышать двойного увеличения нагрузки на догружаемое колесо, в рамках проведенного исследования, что соответствует уклону дороги от 40 до 44 градусов.

Таким образом использование предложенного регулятора позволяет снизить коэффициент догружения, учитывая выражения (2.15) и (2.17), на величину:

$$K_2 > 2 - \frac{T}{G_a} \left(1 + \frac{2a}{B} \right) \sin\varphi \quad (2.21)$$

Следовательно, применение предлагаемого регулятора в ходовой системе транспортного средства позволяет уменьшить нагрузку на колеса, находящиеся ниже по склону дороги в сравнении с серийным вариантом более чем на 9 % и тем самым повышает поперечную устойчивость МЭС, что позволит увеличить скорости движения, обеспечивает безопасную эксплуатацию МЭС на дорогах с большим углом наклона и склонах и, как следствие, обеспечит повышение производительности и безопасность перевозки грузов.

2.2 Теоретические исследования по повышению тягово-сцепных свойств колесных МЭС

В Амурской области в последние годы нашли широкое применение в технологии возделывания сельскохозяйственных культур мощные колесные энергетические средства, такие как Buhler, К-744Р1, К-744Р3 и многие другие. В тоже время большой процент колесных тракторов приходится на тяговый класс 1,4. Для повышения эффективности работы колесных МЭС одним из параметров, влияющих на нее, является количество отработанных дней и наработка. Обладая большим энергетическим потенциалом, данные МЭС имеют один существенный недостаток - низкие тягово-сцепные свойства. Особенно это относится к специфическим условиям Амурской области, когда в весенне-осенний период почва обладает низкой несущей способностью, а в зимний период - из-за снежного покрова и наличия гололеда, что не позволяет данным МЭС реализовать свои потенциальные возможности.

Поэтому представляет большой теоретический и практический интерес нормальная эксплуатация МЭС, используемых в хозяйствах в эти периоды не в полном объеме. Особый интерес для небольших и средних хозяйств представляют колесные МЭС в тяговом диапазоне до 3 класса тяги. Основным их недостатком, особенно МЭС с колесной формулой 4К2, являются недостаточные тягово-сцепные свойства в вышеперечисленных условиях.

Для полного использования мощностных показателей энергетического средства должно выполняться следующее условие:

$$P_{кр} > P_c, \quad (2.22)$$

где $P_{кр}$ – касательная сила тяги, развиваемая энергетическим средством, Н; P_c – суммарная сила сопротивления движению, Н.

В общем случае касательная сила тяги МЭС определится по выражению [129]:

$$P_{кр} = \varphi \cdot G_{сц}, \quad (2.23)$$

где φ – коэффициент использования сцепного веса; $G_{сц}$ – сцепной вес энергетического средства, Н.

Для повышения тягово-сцепных свойств предлагается использовать устройство, позволяющее автоматически перераспределять сцепной вес между мостами энергетического средства тем самым регулируя тягово-сцепные свойства и управляемость. На данное устройство получен патент на полезную модель [111].

2.3 Влияние перераспределения сцепного веса на продольную устойчивость МЭС

В настоящее время для повышения эффективности использования машинно-тракторных агрегатов (МТА) используются многофункциональные сельскохозяйственные машины, что позволяет повысить производительность МТА за счет совмещения нескольких операций [1]. Наряду с этим, агрегатирование по данному типу влечет за собой увеличение массы самой машины. В то же время технологией возделывания с.-х. культур предусмотрены операции по подъёму с.-х. машин для выполнения поворотов и технологических разворотов. Очень часто это влечет за собой уменьшение веса, приходящегося на передний управляемый мост энергетического средства, что резко снижает управляемость МТА и становится основным сдерживающим фактором использования таких с.-х. машин. Решить данную проблему можно, если использовать специальное дополнительное устройство для перераспределения сцепного веса между мостами трактора- *стабилизатора продольной устойчивости колёсного трактора типа «МТЗ»*. Теоретические исследования показали, что использование данного устройства в ходовой системе колесного трактора способно перераспределять сцепной вес [145].

Взаимодействующие внутренние силы, вызываемые перемещением штока гидроцилиндра предлагаемого устройства, согласно третьего закона Ньютона, равны по величине и направлены вдоль одной линии в противоположные стороны. Следовательно, эквивалентное их действие равно нулю и их можно отбросить и не учитывать. Но эти усилия вызывают нагрузки, воздействующие на остов трактора и на ведущий мост, которые перемещаются под действием этих сил. На основании теоремы динамики об изменении количества движения имеем:

$$M_{\text{ост}} \cdot V_{\text{ост}} = M_{\text{вн}} \cdot V_{\text{вм}}, \quad (2.24)$$

где $M_{\text{ост}}$, $M_{\text{вм}}$ – соответственно масса остова, приходящаяся на ведущий мост и масса ведущего моста, кг; $V_{\text{ост}}$, $V_{\text{вм}}$ – скорости остова и ведущего моста соответственно, м/с.

Из уравнения (2.3) следует:

$$V_{\text{вм}} = \frac{M_{\text{ост}} \cdot V_{\text{ост}}}{M_{\text{вн}}} \quad (2.25)$$

Перемещение ведущего моста происходит с ускорением, которое и определяет величину дополнительной нагрузки на мост как:

$$M_{\text{вн}} a_{\text{вн}} = \sum F_{\text{д}} \quad (2.26)$$

Основание передачи дополнительной нагрузки на мост подтверждается и известной теоремой динамики об изменении кинетической энергии системы [151]:

$$T - T_0 = \sum A_{\text{к}}^{\text{е}} + A_{\text{к}}^{\text{в}}, \quad (2.27)$$

где T_0 , T – начальная и конечная кинетическая энергия системы, МДж; $\sum A_{\text{к}}^{\text{е}}$, $A_{\text{к}}^{\text{в}}$ – сумма работ внешних и внутренних сил соответственно, МДж.

Обычно работой внутренних сил для неизменяемых систем пренебрегают, но в данном случае для предлагаемого устройства работу внутренней силы следует учитывать. В частности, для рассматриваемого устройства внутренняя сила взаимодействия ведущего моста и прижимно-разгрузочного механизма (ПРМ), входящего в конструкцию стабилизатора, является внешней. Наряду с повышением тягово-сцепных свойств, данное устройство позволяет повысить продольную устойчивость и увеличить сцепной вес МЭС. Корректированием сцепного веса можно изменить и касательную силу тяги энергетического средства. Поставленная задача достигается тем, что часть веса, приходящегося на передние управляемые колеса, возможно, перераспределить на задние ведущие колеса. Таким образом, можно автоматически изменять сцепной вес трактора. Для сохранения

управляемости энергетического средства вес, приходящийся на передний мост должен быть не менее 20% от общего веса трактора. При более высокой разгрузке переднего моста энергетическое средство теряет управляемость, особенно при недостаточных сцепных свойствах, что снижает безопасность эксплуатации. В общем случае вес трактора можно представить следующим образом:

$$G_{\text{тр}} = G_{\text{сц}} + G_{\text{упр}}, \quad (2.28)$$

где $G_{\text{упр}}$ – вес, приходящийся на не ведущие управляемые колеса, Н.

Тогда из уравнения (2.28) сцепной вес серийного энергетического средства можно представить следующим образом:

$$G_{\text{сц}}^{\text{с}} = G_{\text{тр}} - G_{\text{упр}}, \quad (2.29)$$

где $G_{\text{сц}}^{\text{с}}$ – сцепной вес серийного энергетического средства, Н.

При использовании устройства для перераспределения сцепного веса с учетом фактора управляемости выражение (2.29) будет иметь вид:

$$G_{\text{сц}}^{\text{м}} = G_{\text{тр}} - 0,20G_{\text{упр}}, \quad (2.30)$$

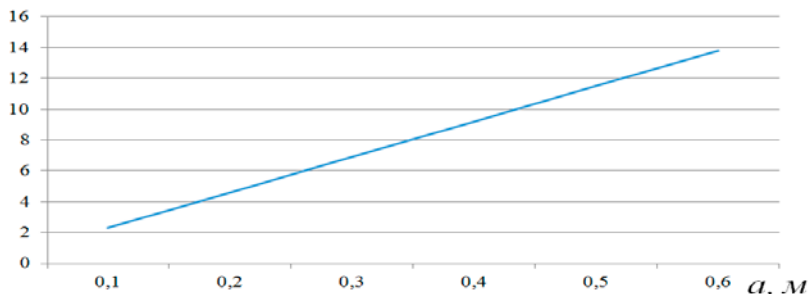
где $G_{\text{сц}}^{\text{м}}$ – сцепной вес серийного энергетического средства с устройством, Н.

Сравнивая выражения (2.28) и (2.29) можно отметить, что сцепной вес с использованием предлагаемого устройства больше по сравнению с серийным вариантом. Это позволяет повысить тягово-сцепные свойства, производительность энергетического средства и тем самым выполнить больший объем работ за один и тот же промежуток времени.

Рассмотрим работу ПРМ по повышению продольной устойчивости, используя схему на рисунке 2.4. Предположим, что ПРМ невесом, (так как масса ПРМ является малой величиной по сравнению с массой трактора). Для выбора рациональных геометрических параметров ПРМ рассмотрим относительное равновесие этого механизма в рабочем положении при выдвинутом штоке гидроцилиндра на определенную величину.

Зависимость реакции поверхности N_1^I от расстояния a и угла наклона гидроцилиндра α представлена на рисунках 2.5 и 2.6.

$N_1^I, \kappa H$



α – угол наклона гидроцилиндра к точке прикрепления; m – перемещение точки крепления гидроцилиндра, м; $N_1^I, N_1^{II}, N_1^{III}$ – реакция поверхности, Н; b – расстояние от точки крепления гидроцилиндра до реакции поверхности N , м; A – шарнирно-неподвижная опора; B – точка крепления рабочей части штока гидроцилиндра к передающему рычагу; AC, BC – плоские пружины; a – расстояние от шарнирно-неподвижной опоры (A) к точке крепления гидроцилиндра, м; h – расстояние от точки C до точки приложения реакции поверхности, м.

Рисунок 2.5 – Зависимость реакции поверхности N_1^I от расстояния a

$N_1^I, \kappa H$

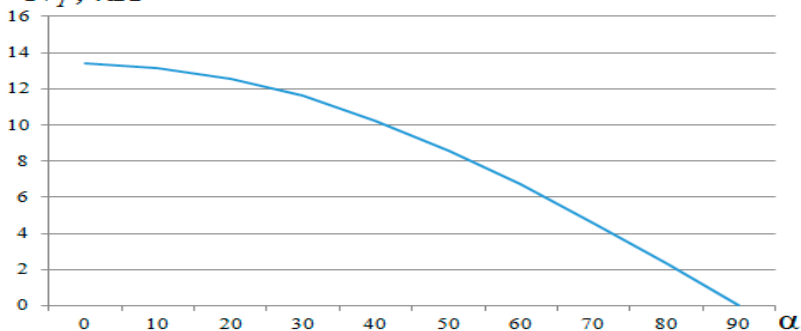


Рисунок 2.6 – Зависимость реакции поверхности N_1^I от угла наклона гидроцилиндра α

Из рисунка 2.5 следует, что сила реакция поверхности N_1^I пропорциональна расстоянию от шарнирно-неподвижной опоры (А) к точке крепления гидроцилиндра и при значении, $a = 0,55$ м достигает $N_1^I = 12,65$ кН. При увеличении угла α наклона гидроцилиндра от 0° до 90° при постоянном расстоянии, при $a = 0,55$ м сила реакция поверхности N_1^I уменьшается по косинусоиду.

Рассмотрим равновесие ПРМ при выдвигении штока гидроцилиндра со смещением точек В и С против часовой стрелки на рисунке 2.7. Угол наклона гидроцилиндра конструктивно оставляем прежним ($\alpha = \text{const}$).

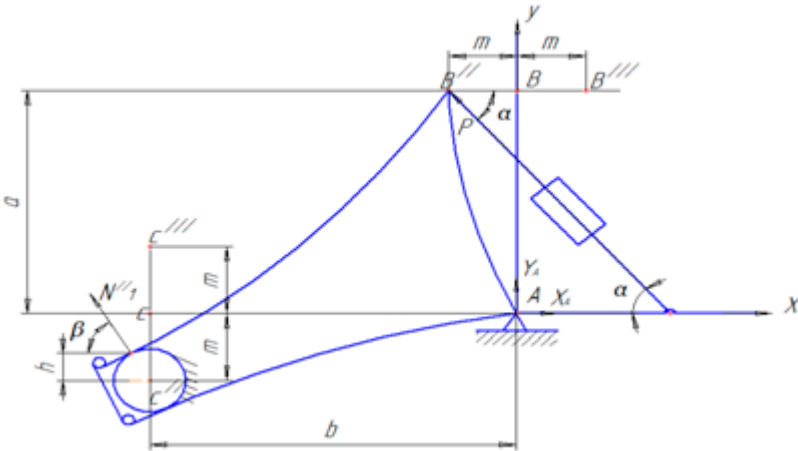


Рисунок 2.7 – Схема ПРМ при выдвигении штока гидроцилиндра со смещением точек В и С против часовой стрелки

$$\text{При } \sum M_A(F_k) = 0, \quad (2.34)$$

уравнение равновесия принимает вид:

$$P \cdot a \cos \alpha - P \cdot m \sin \alpha - N_1^{II} b \sin \beta - N_1^I (m - h) \cos \beta = 0 \quad (2.35)$$

Находим реакцию поверхности N_1^{II} :

$$N_1^{II} = \frac{P \cdot a \cos \alpha - P \cdot m \sin \alpha}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} = \frac{P(a \cos \alpha - m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m - h) \cos \beta} \quad (2.36)$$

Для более наглядного представления реакции поверхности при нагрузке переднего моста в виде зависимостей от угла наклона гидроцилиндра (α) и длины его штока (m) представлена зависимость реакции поверхности N_1^{II} от искомых величин (рис. 2.8).

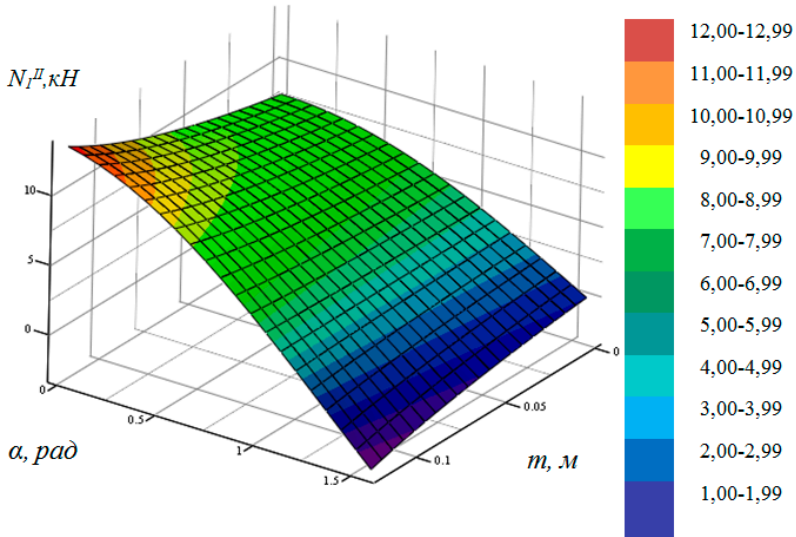


Рисунок 2.8 – Зависимость реакции поверхности N_1^{II} от изменения длины штока и угла наклона гидроцилиндра

В результате исследований совместного влияния выдвижения штока m и угла наклона гидроцилиндра α было установлено, что на изменение реакции поверхности N_1^{II} наибольшее действие оказывает длина штока m . Реакция поверхности N_1^{II} при нагрузке переднего моста максимальна при выдвижении штока на 0,12 м, при угле наклона гидроцилиндра $\alpha = 0$ рад и составляет $N_1^{II} = 11,626$ кН.

Рассмотрим равновесие ПРМ при выдвижении штока гидроцилиндра со смещением точек B и C по часовой стрелке ($\alpha = \text{const}$) (рис. 2.9).

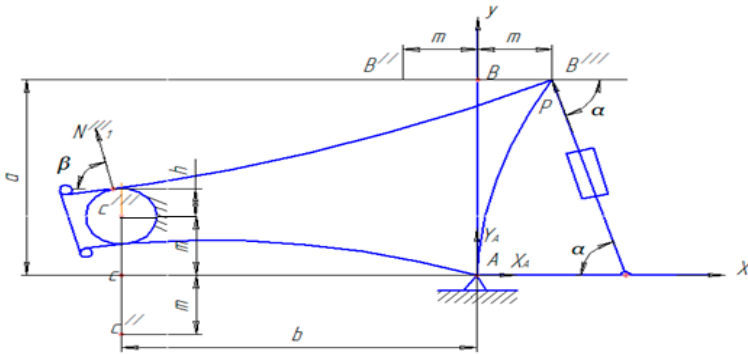


Рисунок 2.9 – Схема ПРМ при выдвигании штока гидроцилиндра со смещением точек B и C по часовой стрелке

$$\text{При } \sum M_A(F_k) = 0, \quad (2.37)$$

уравнение равновесия принимает вид:

$$P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha - N_1^{III} b \sin \beta - N_1^{III} (m + h) \cos \beta = 0 \quad (2.38)$$

Находим реакцию поверхности N_1^{III} :

$$N_1^{III} = \frac{P \cdot a \cos \alpha + P \cdot m \sin \alpha}{b \sin \beta + (m + h) \cos \beta} = \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b \sin \beta + (m + h) \cos \beta} \quad (2.39)$$

Полученная зависимость может быть представлена в виде реакции поверхности N_1^{III} при нагрузке переднего моста от совместного влияния выдвигания штока (m) и угла наклона гидроцилиндра (α) показана на рисунке 2.10.

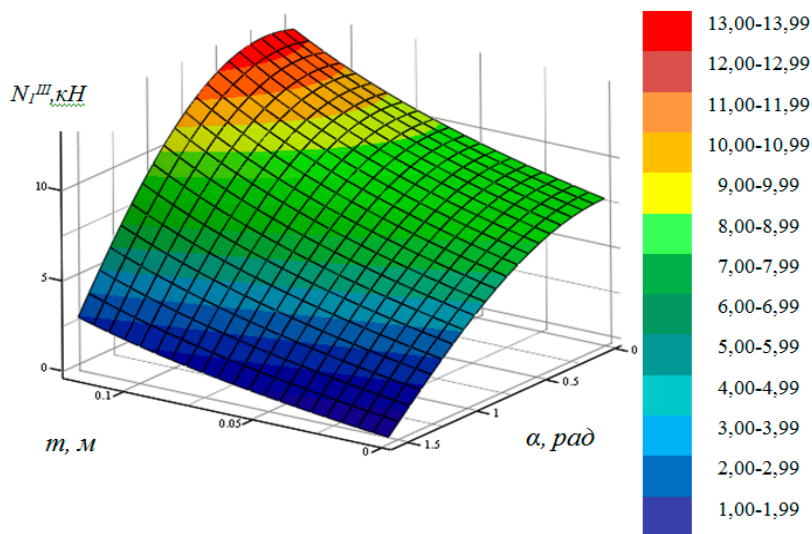


Рисунок 2.10 – Реакция поверхности N_I^{III} от изменения длины штока и угла наклона гидроцилиндра

Необходимо отметить (рис. 2.10), что выдвижение штока в интервале от 0,1 м до 0,12 м в сочетании с уменьшением угла наклона гидроцилиндра α предполагает высокую реакцию поверхности $N_I^{III} = 13,744$ кН.

Проанализировав выражения (2.33), (2.36), (2.39) можно сделать следующий вывод о том, что:

$$N_1^{II} < N_1^I < N_1^{III} \quad (2.40)$$

Максимальная реакция при выдвижении штока гидроцилиндра соответствует $N_1^{III} \rightarrow \max$ – нагрузка на передний мост, что дает возможность повысить продольную устойчивость МЭС, при этом происходит максимальная разгрузка заднего моста.

2.4 Теоретические зависимости влияния перераспределения сцепного веса между мостами трактора на эксплуатационные показатели МТА

Касательная сила тяги, которую реализует мобильное энергетическое средство, в общем случае напрямую зависит от сцепного веса, то есть веса приходящегося на ведущие колеса, и ограничено условиями сцепления движителей с опорной поверхностью (почвой) [129]:

$$P_k = \varphi \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.41)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес энергетического средства, H .

Для рассматриваемого случая сцепной вес будет складываться из двух составляющих:

$$G_{\text{сц}} = G_{\text{з.в}} + N_{\text{доп}}, \quad (2.42)$$

где $G_{\text{з.в}}$ – вес, приходящийся на задние ведущие колеса, H ; $N_{\text{доп}}$ – дополнительный вес, приходящийся на задние ведущие колеса от перераспределения, H .

Учитывая выражение (2.41) формула (2.42) примет следующий вид:

$$P_k = \varphi \cdot (G_{\text{з.в}} + N_{\text{доп}}) \quad (2.43)$$

Производительность машинно-тракторного агрегата определяется по формуле [77]:

$$W = 0,36 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (2.44)$$

где B_p – ширина захвата агрегата, m ; V_p – рабочая скорость движения, m/c ; τ – коэффициент использования времени смены.

Если не учитывать организацию полевых работ (способ движения, техническое состояние и т.п.), то согласно зависимости (2.43) становится очевидным, что на производительность машинно-тракторного агрегата основное влияние оказывают два показателя – ширина захвата агрегата и скорость его движения.

2.4.1 Обоснование влияния прижимно-разгрузочного механизма на ширину захвата сельскохозяйственного агрегата

Между конструктивной шириной захвата агрегата и силой, развиваемой на крюке МЭС, существует следующая взаимосвязь [77]:

$$B_k = \frac{K_{кр} P_{крн}}{K}, \quad (2.45)$$

где $P_{крн}$ – номинальное крюковое усилие, развиваемое МЭС на i -ой передаче, H ; K – удельное сопротивление сельскохозяйственной машины, H/m^2 , $K_{кр}$ – коэффициент использования тягового усилия трактора.

Используя формулу (2.45) и известную зависимость между конструктивной и рабочей шириной захвата, выразим рабочую ширину захвата:

$$B_p = B_k \cdot \beta, \quad (2.46)$$

где β – коэффициент использования ширины захвата сельскохозяйственной машины.

Пользуясь зависимостью (2.39), позволяющей найти дополнительную нагрузку на задние ведущие колеса от перераспределения сцепного веса между мостами МЭС и подставляя её в выражение (2.42) получим:

$$G_{сц} = G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \quad (2.47)$$

Подставляя полученное значение сцепного веса в ранее полученную зависимость (2.43) получим значение увеличения касательной силы тяги МЭС с учетом перераспределенной нагрузки с переднего, не ведущего моста:

$$P_k = \varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m - h') \cos \beta'} \right) \quad (2.48)$$

Касательная сила тяги складывается из двух составляющих:

$$P_k = P_{кр} + P_f \quad (2.49)$$

где $P_{кр}$ – тяговое усилие трактора, Н; P_f – сила сопротивления движению, Н.

При формировании машинно-тракторного агрегата учитывается основной показатель – тяговое усилие, развиваемое энергетическим средством, которое можно выразить из формулы (2.49):

$$P_{кр} = P_k - P_f \quad (2.50)$$

Выразим тяговое усилие, развиваемое трактором с учетом перераспределенной нагрузки:

$$P_{кр} = \varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m-h') \cos \beta'} \right) - P_f \quad (2.51)$$

Решая совместно уравнения (2.45) и (2.51) получим рабочую ширину захвата МТА:

$$B_p = \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot P_{кр}}{K} = \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot \left[\varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m-h') \cos \beta'} \right) - P_f \right]}{K} \quad (2.52)$$

Исходя из этого, производительность МТА с ПРМ будет равна:

$$W = 0,36 V_p \cdot \tau \cdot \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot P_{кр} \cdot \left[\varphi \left(G_{з.в} + \frac{P(a \cos \alpha + m \sin \alpha)}{b' \sin \beta' - (m-h') \cos \beta'} \right) - P_f \right]}{K} \quad (2.53)$$

Таким образом, из выражения (2.53) очевидно, что использование ПРМ дает возможность повысить производительность за счет увеличения ширины захвата сельскохозяйственного орудия.

2.4.2 Влияние ПРМ на буксование, скоростные характеристики и производительность МТА

Величина крутящего момента, реализуемая ведущими колесами любого энергетического средства, зависит от веса, приходящегося на них, и коэффициента использования сцепного веса и в общем случае может определиться по следующему выражению [129]:

$$\frac{M_{\text{вед}}}{r_k} = \varphi \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.54)$$

где $M_{\text{вед}}$ – ведущий момент от двигателя, передающийся на колеса, Н/м; r_k – радиус колеса, м.

Коэффициент использования сцепного веса можно определить по формулам:

– для серийного МЭС:

$$\varphi = \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_k} \quad (2.55)$$

– для экспериментального МЭС:

$$\varphi = \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}}^{\text{э}} \cdot r_k} = \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_k} \quad (2.56)$$

Сравнение формул (2.55) и (2.56) показывает, что экспериментальный трактор, оборудованный ПРМ, реализует такой же ведущий момент при меньшем коэффициенте использования сцепного веса по сравнению с серийным вариантом.

Буксование энергетического средства можно определить по формуле, предложенной И. И. Трепененковым [133]:

$$\delta = \frac{0,248 \cdot \varphi_k}{1 - 3,077 \cdot \varphi_k^3} \quad (2.57)$$

С учетом ранее полученных формул выражение (2.57) можно представить следующим образом:

– для серийного МЭС:

$$\delta^c = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \quad (2.58)$$

– для экспериментального МЭС с ПРМ:

$$\delta^э = \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \quad (2.59)$$

Анализируя полученные выражения (2.58) и (2.59) необходимо отметить, что постановка ПРМ позволяет снизить величину буксования по сравнению с серийным энергетическим средством. Это в свою очередь позволит увеличить рабочую скорость движения и как следствие величину производительности машинно-тракторного агрегата.

В общем случае рабочую скорость движения можно представить следующим образом [129]:

$$V_p = V_T (1 - \delta) \quad (2.60)$$

Как было сказано ранее, снижение величины буксования повышает рабочую скорость движения, которая на прямую влияет на величину производительности [77]:

$$W = 0,36 B_p \cdot V_T \cdot (1 - \delta) \cdot \tau \quad (2.61)$$

Используя ранее полученные формулы (2.58) и (2.59) получим величину производительности:

– для серийного МЭС:

$$W^c = 0,36 B_p \cdot V_T \cdot \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{G_{\text{сц}} \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \right) \cdot \tau \quad (2.62)$$

– для экспериментального МЭС с ПРМ:

$$W^э = 0,36 B_p \cdot V_T \cdot \left(1 - \frac{0,248 \frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}}}{1 - 3,077 \left(\frac{M_{\text{вед}}}{(G_{\text{сц}} + N_{\text{доп}}) \cdot r_{\text{к}}} \right)^3} \right) \cdot \tau \quad (2.63)$$

Полученные аналитические зависимости можно показать в графическом виде в виде номограммы (рис. 2.11).

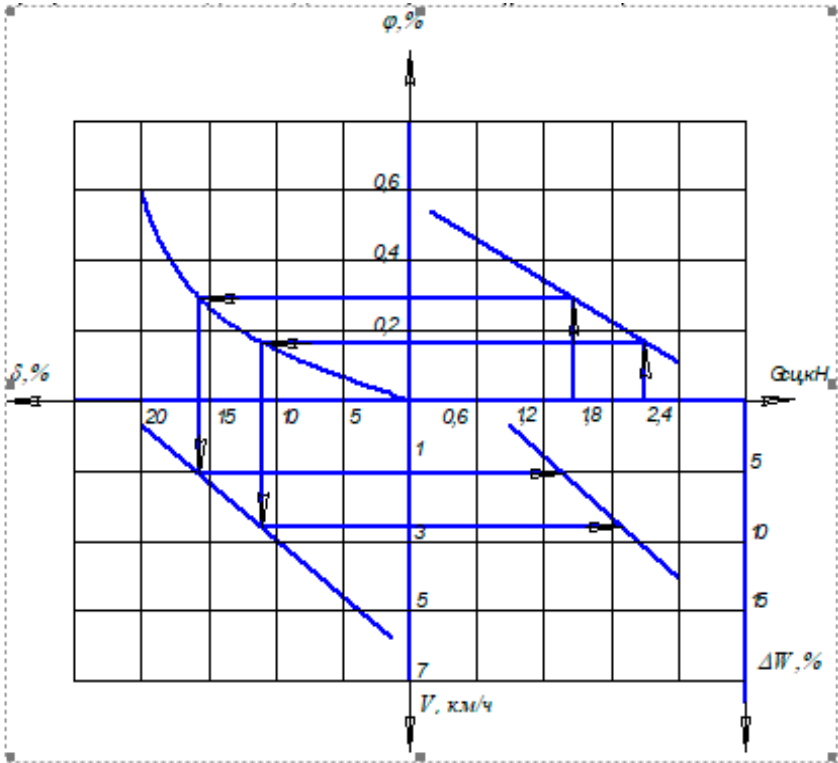


Рис. 2.11. Номограмма для определения влияния ПРМ на величину производительности МТА

Анализируя полученные зависимости, необходимо отметить, что производительность у машинно-тракторного агрегата с ПРМ выше, чем производительность серийного машинно-тракторного агрегата в зависимости от величины дополнительной нагрузки. Таким образом, согласно полученной номограмме, увеличение нагрузки на 0,6 кН позволяет увеличить производительность МТА на 4%.

3 ПРАКТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

3.1. Результаты экспериментальных исследований по определению влияния прижимно -разгрузочного механизма на сцепной вес и продольную устойчивость МЭС

Как показали проведенные исследования, на тягово-сцепные свойства любого МЭС большое влияние оказывает его сцепной вес. Особенно это влияние сказывается для МЭС с колесной формулой 4К2, где в реализации сцепных свойств участвует не весь вес трактора, а только его часть, приходящаяся на задние ведущие колеса. Поэтому возникает необходимость в процессе эксплуатации данный вес корректировать в зависимости от возникающей необходимости. Кроме этого для стабилизации продольной устойчивости возникает необходимость иногда в процессе переездов с навесной с.-х. машиной часть сцепного веса передавать на передний, не ведущий мост. Как было отмечено во второй главе, это можно сделать при помощи ПРМ стабилизатора продольной устойчивости.

Тяговое усилие колесного движителя зависит от нормальной нагрузки, приходящейся на ведущие колеса. С увеличением веса, приходящегося на ведущие колеса, возрастает и тяговое усилие трактора. Для объективной оценки преобразования веса трактора в его тяговое усилие применяют коэффициент использования сцепного веса, который показывает, что чем большее усилие развивает энергетическое средство при заданном сцепном весе, тем выше его тягово-сцепные свойства. В то же время этот коэффициент наиболее полно отражает тягово-сцепные свойства только полноприводных колесных и гусеничных мобильных машин.

Для колесных тракторов с формулой 4К2 увеличить вес, приходящийся на ведущие колеса трактора, можно за счет его перераспределения между мостами. Это можно достичь за счет создания дополнительной нагрузки на ведущие колеса трактора пу-

тем использования ПРМ. С этой целью были проведены экспериментальные исследования по определению влияния ПРМ на перераспределение сцепного веса.

Для измерения дополнительной нагрузки на ведущие колеса МЭС использовались переносные подкладные весы RW-10 (15) Р, предназначенные для взвешивания МЭС с максимальным количеством осей до трех.

Износостойкая весовая платформа из литого алюминия, скосы из жесткой резины и датчики из нержавеющей стали позволяют производить взвешивание энергетического средства с осевой нагрузкой до 30 тонн (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Весовая платформа с датчиками веса

Весовые площадки имеют высокий класс защиты IP65, что позволяет эксплуатировать весы в самых неблагоприятных климатических условиях. Масса энергетического средства определяется по нагрузке на каждое колесо с последующим суммированием.

Для взвешивания отдельно по осям применялся комплект из двух весовых площадок, представленных на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Комплект весовых платформ для взвешивания по осям

При взвешивании производилась последовательная установка каждой оси энергетического средства на весовых площадках. Полученные значения фиксировались на панели прибора, что показано на рисунке 3.3, который располагается в салоне служебного автомобиля-лаборатории, что даёт возможность проводить измерения непосредственно в производственных условиях (рис.3.3).

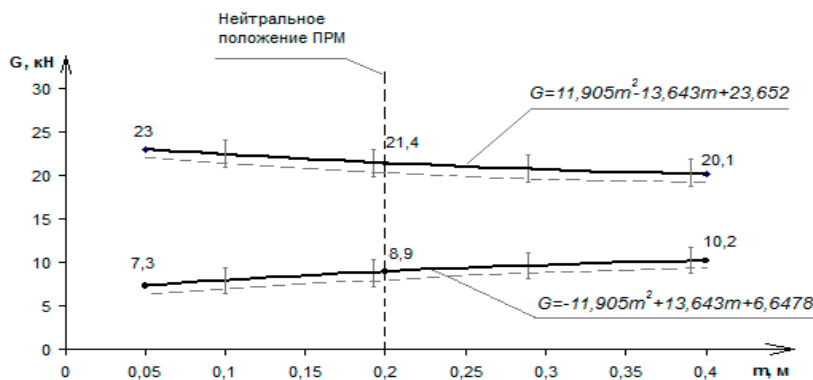


Рисунок 3.3 – Панель прибора CAS RW- 2601P



Рисунок 3.4 – Передвижная весовая лаборатория

В результате проведенных исследований установлено (рис.3.5), что при работе ПРМ в зависимости от направления действия дополнительного усилия, создаваемого вспомогательным гидроцилиндром, происходит перераспределения сцепного веса между мостами трактора.



---- экспериментальные исследования; — теоретические исследования

Рисунок 3.5 – Сводные данные по перераспределению сцепного веса между мостами трактора при работе ПРМ

График показывает, что при выдвижении штока гидроцилиндра происходит разгрузка ведущего заднего моста трактора с 21,4 кН до 20,1 кН, то есть происходит снижение сцепного веса на 1,3 кН и увеличение веса, приходящегося на передний управляемый мост. Это, в конечном итоге, позволяет повысить поперечную устойчивость при транспортном положении сельскохозяйственной машины при выполнении технологических разворотов и переездов.

При втягивании штока гидроцилиндра происходит наоборот увеличение сцепного веса трактора с 21,4 кН до 23,0 кН, за счет снижения нагрузки, приходящейся на передний, не ведущий мост. Таким образом, использование ПРМ позволяет перераспределять сцепной вес между мостами трактора, что дает возможность повышать тягово-сцепные свойства или продольную устойчивость трактора. Разница теоретических и экспериментальных исследований находится в пределах доверительного интервала, что говорит о достоверности проведенных исследований.

При оценке тягово-сцепных свойств чаще всего используется коэффициент сцепления $\varphi_{\text{тр}}$ [129, 137]:

$$\varphi_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{кр}}}{Y_{\text{к}}} \quad (3.1)$$

Анализ формулы (3.1) показывает, что величина коэффициента сцепления во многом зависит от веса, приходящегося на ведущие колеса ($Y_{\text{к}}$). С увеличением сцепного веса данный коэффициент снижается, что влечет за собой снижение величины буксования, а, следовательно, повышает тягово-сцепные свойства мобильного энергетического средства.

Влияние ПРМ на коэффициент использования сцепного веса приведено на рисунке 3.6.

На основании полученных экспериментальных данных можно сделать следующий вывод, за счет применения ПРМ, коэффициент использования сцепного веса снижается. Так, при увеличении сцепного веса с 20,1 кН до 23,0 кН коэффициент использования сцепного веса снизился с 0,67 до 0,44.

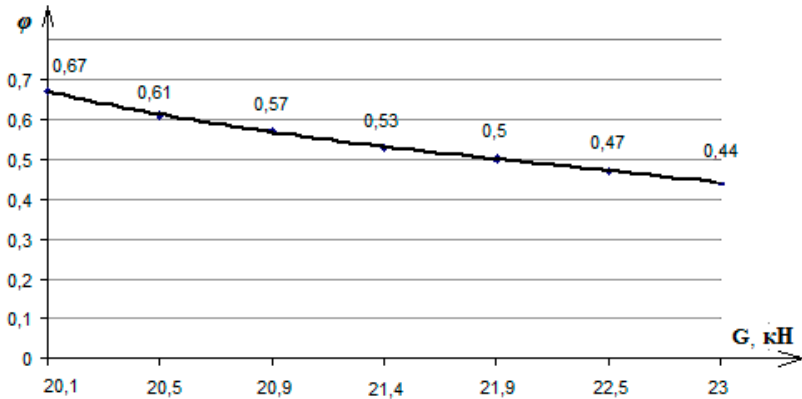


Рисунок 3.6 – Влияние ПРМ на коэффициент использования сцепного веса

3.2 Результаты экспериментальных исследований по определению влияния МСХС на продольно-поперечную устойчивость МЭС

Известно, что одним из важных эксплуатационных показателей проходимости МЭС является продольно-поперечная устойчивость, позволяющая производить работы на полях с высокими углами склона без опрокидывания. Основным критерием, оказывающим влияние на продольно-поперечную устойчивость, является величина нормальной реакции почвы на движители МЭС, расположенные на стороне, противоположной опрокидыванию.

Продольное опрокидывание происходит в двух случаях:

- при подъёме опрокидывание происходит, когда передние колёса МЭС полностью разгружаются и опрокидывание полностью определяется координатами центра тяжести;
- при спуске опрокидывание происходит при полностью разгруженных задних колёсах МЭС и опрокидывание полностью определяется координатами центра тяжести и расстоянием между осями передних и задних колёс.

Поперечное опрокидывание наступает, когда одна из сторон полностью разгружается, то есть отсутствует нормальная реакция почвы и полностью определяется шириной колеи и вертикальной координатой центра тяжести.

Проведенные исследования [93-100] показали, что продольно-поперечную устойчивость можно улучшить за счёт перераспределения веса внутри самого машинно-тракторного агрегата, используя специальные устройства. При этом необходимо учитывать, что при распределении веса внутри самого МТА происходит и изменение тягово-сцепных свойств МЭС. Поэтому при проведении исследований ставилась задача по повышению продольно-поперечной устойчивости с одновременным улучшением тягово-сцепных качеств за счёт увеличения нормальной нагрузки на ведущие колёса МЭС. Теоретические исследования, проведённые во второй главе, показали, что продольно-поперечную устойчивость мобильного энергетического средства можно повысить за счёт использования межколёсного стабилизатора ходовой системы (МСХС), позволяющего корректировать вес самого МТА.

3.2.1 Результаты экспериментальных исследования по определению влияния МСХС на поперечную устойчивость МЭС

Для определения влияния МСХС на поперечную устойчивость были проведены экспериментальные исследования трактора класса 1,4 с колёсной формулой 4к2, представленные на рисунке 3.7, 3.9. Результаты исследований в виде графиков показаны на рисунках 3.8 и 3.10–3.12.

Анализируя полученные данные необходимо отметить, что с увеличением угла наклона происходит перераспределение вертикальной нагрузки, приходящейся на колёса движителя трактора. При горизонтальном расположении колёс вес, приходящийся на движители, распределен равномерно между обоими бортами трактора и составляет 12 кН.

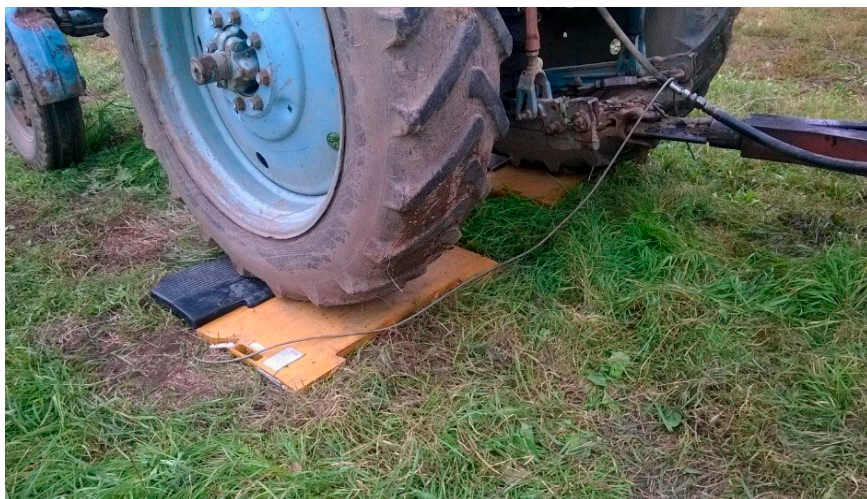


Рисунок 3.7 – Фрагмент экспериментальных исследований по перераспределению сцепного веса

При увеличении угла наклона происходит постепенное перераспределения веса между колёсами, расположенными на разных бортах трактора. Так при увеличении угла наклона поверхности с 0 градусов до 20 градусов вертикальная нагрузка на колёса серийного трактора, находящиеся ниже по склону, увеличилась с 12 кН до 16 кН, а у колёс, находящихся выше по склону снизилась с 12 кН до 8 кН. Для МЭС с установленным МСХС соответственно перераспределение вертикальной нагрузки составило: при увеличении угла наклона поверхности с 0 градусов до 20 градусов вертикальная нагрузка на колёса экспериментального трактора, находящиеся ниже по склону, увеличилась с 12 кН до 13 кН, а у колёс, находящихся выше по склону снизилась с 12 кН до 11 кН. Таким образом, применение МСХС не позволило снизить нагрузку на движитель, находящийся выше по склону, в пределах 4 кН за счёт перераспределения веса.

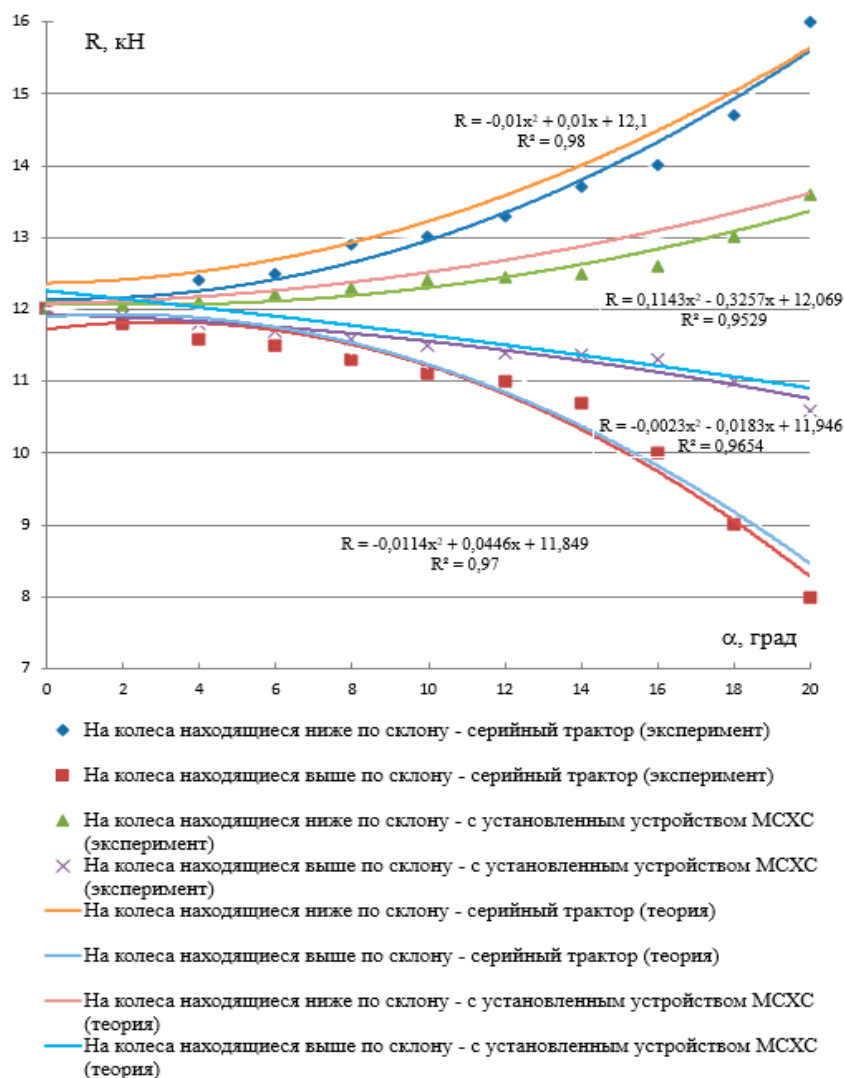


Рисунок 3.8. – Влияние угла наклона на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость)

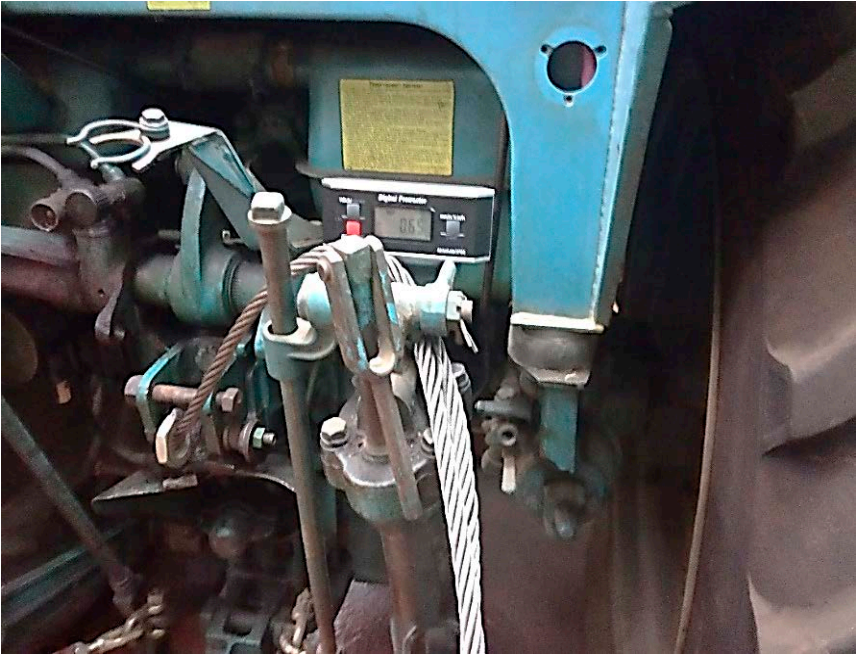


Рисунок 3.9 – Фрагмент экспериментальных исследований по перераспределению сцепного веса

В рамках данного исследования построены зависимости приращения сил реакции поверхности МТА от угла наклона полей при включенном устройстве МСХС. Анализ данных показал, что в диапазоне от 0 – 15 град достаточно изменять силу реакции поверхности за счет устройства не более чем на 7%, тогда как при увеличении угла наклона от 15 град целесообразно снижать силу реакции на колеса, находящиеся ниже по склону до 15% и увеличивать силу реакции на колеса, находящиеся выше по склону до 29% за счет использования устройства МСХС.

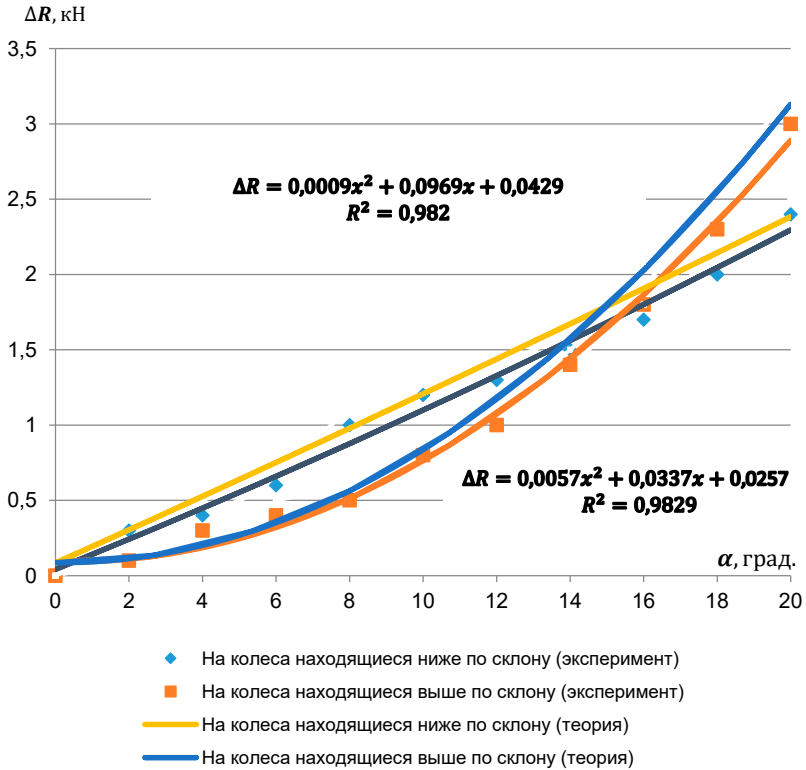


Рисунок 3.10 – Влияние угла наклона на изменение реакции поверхности МТА за счет использования устройства МСХС (поперечную устойчивость)

Известно, что на величину поперечной устойчивости большое влияние оказывает ширина колеи МЭС. С целью проверки влияния ширины колеи на поперечную устойчивость были проведены экспериментальные исследования, представленные на рисунке 3.11.

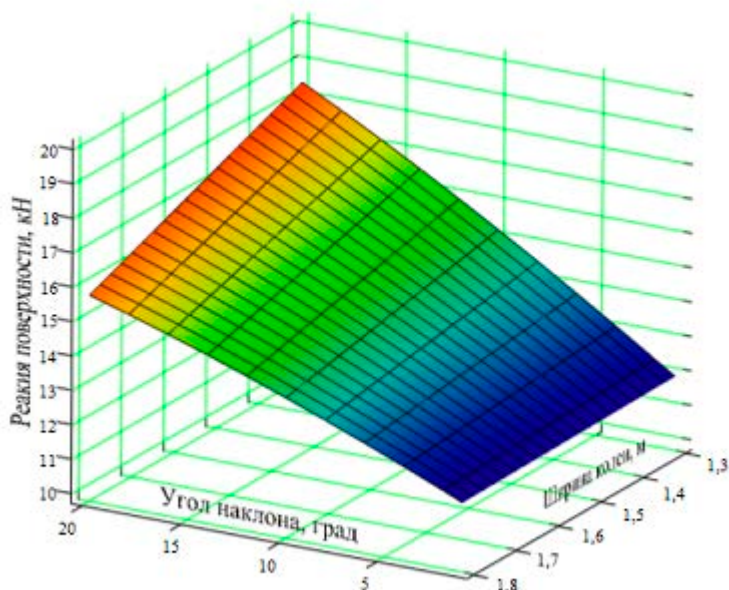


Рисунок 3.11 – Влияние угла наклона и ширины колеи на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость): реакция поверхности, приходящаяся на колёса, находящиеся ниже по склону – серийный трактор (теоретические исследования)

Теоретические расчеты, выполненные во второй главе диссертации, показали, что в условиях одновременного увеличения ширины колеи и угла наклона вертикальная нагрузка на колёса, находящиеся ниже по склону для серийного трактора снижается неравномерно. При угле наклона поля до 5 градусов с увеличением ширины колеи на 0,1 м вертикальная нагрузка на колёса уменьшается на 1,46 % и достигает минимального значения 11,24 кН при ширине колеи 1,8 м, и увеличивается до 11,76 кН при ширине колеи 1,3 м. При выполнении серийным трактором полевых работ на склонах, превышающих 15 градусов происходит значительное увеличение вертикальной нагрузки на колёса, находящиеся ниже по склону. Уменьшение ширины колеи на 0,1

м. приводит к возрастанию вертикальной нагрузки на колёса до 3,46 % и может достигать 18,34 кН при ширине колеи 1,3 м.

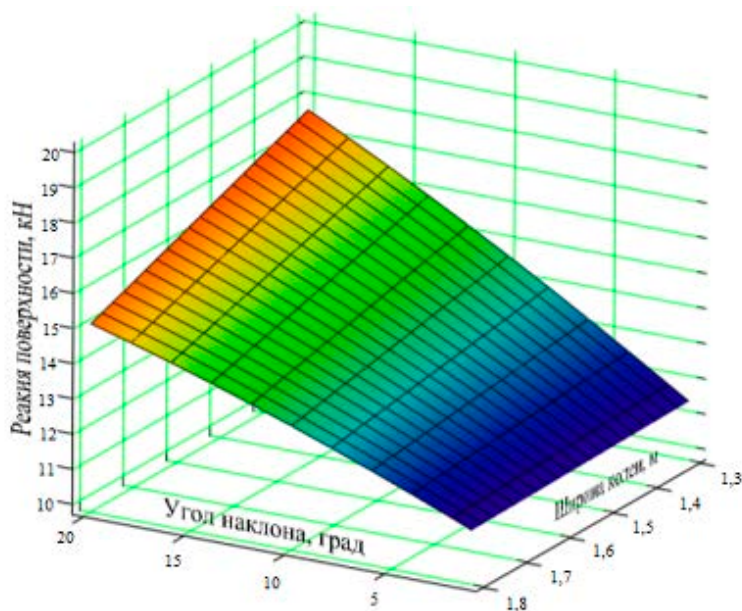


Рисунок 3.12 – Влияние угла наклона и ширины колеи на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость): реакция поверхности, приходящейся на колёса, находящиеся ниже по склону – серийный трактор (экспериментальные данные)

Целью проводимых экспериментов было выявление сходимости полученных во второй главе научных положений, выводов и рекомендаций диссертационной работы с результатами производственных исследований движения трактора в полевых условиях с учетом определения влияния МСХС на поперечную устойчивость трактора. Экспериментальные исследования показали, что поперечная устойчивость трактора проявляется при взаимодействии движителя с почвой. Проведенные в полевых условиях серии опытов установили, что в условиях склонного земледелия до 5 градусов с увеличением ширины колеи на 0,1 м вертикальная

нагрузка на колёса уменьшается на 1,37 % и достигает минимального значения 10,52 кН при ширине колеи 1,8 м, и увеличивается до 11,05 кН при ширине колеи 1,3 м. При выполнении серийным трактором полевых работ на склонах, превышающих 15 градусов происходит значительное увеличение вертикальной нагрузки на колёса, находящиеся ниже по склону. Уменьшение ширины колеи на 0,1 м приводит к возрастанию вертикальной нагрузки на колёса до 3,26 % и может достигать 17,23 кН при ширине колеи 1,3 м (рис. 3.13).

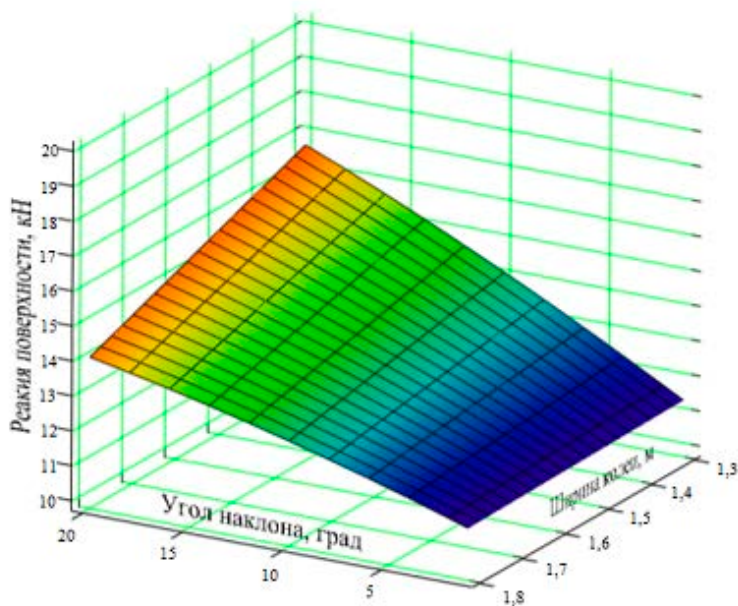


Рисунок 3.13 – Влияние угла наклона и ширины колеи на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость): реакция поверхности, приходящейся на колёса, находящиеся ниже по склону – трактор с установленным МСХС (экспериментальные данные)

Для достижения поставленной цели проводилась серия экспериментов трактора в полевых условиях при включенном перераспределяющем устройстве МСХС. Результаты экспериментальных исследований показали, что использование межколёсного стабилизатора ходовой системы позволяет регулировать вертикальную нагрузку на колёса трактора в достаточно большом диапазоне силового воздействия.

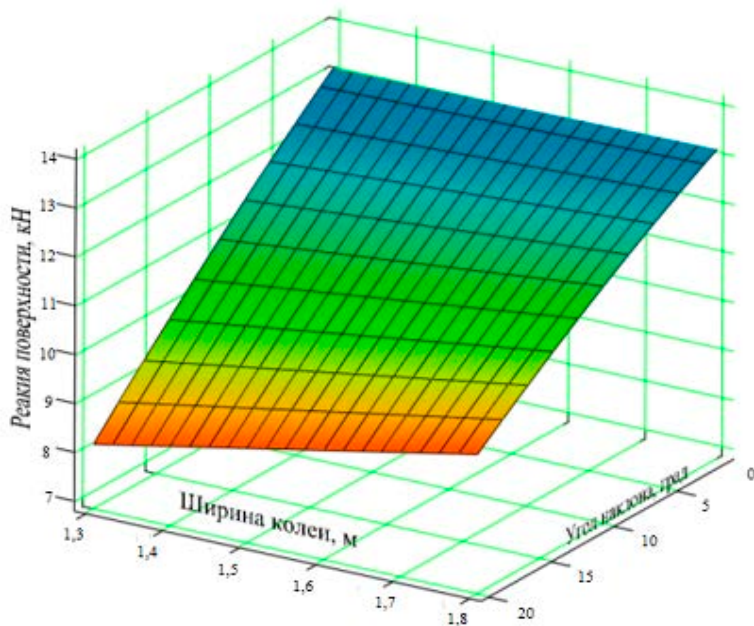


Рисунок 3.14 – Влияние угла наклона и ширины колеи на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость): реакция поверхности, приходящейся на колёса, находящиеся выше по склону – серийный трактор (теоретические исследования)

Согласно расчетам, выполненным во второй главе исследования, при одновременном увеличении угла наклона и ширины колеи вертикальная нагрузка на колёса, находящиеся выше по склону для серийного трактора снижается не равномерно. При

угле наклона поля до 7 градусов с увеличением ширины колеи на 0,1 м вертикальная нагрузка на колёса возрастает на 1,23 % и достигает максимального значения 11,65 кН при ширине колеи 1,8 м, и уменьшается до 11,16 кН при ширине колеи 1,3 м. При выполнении серийным трактором полевых работ на склонах, превышающих 15 градусов происходит значительное снижение вертикальной нагрузки на колёса, находящиеся выше по склону. Уменьшение ширины колеи на 0,1 м приводит к уменьшению вертикальной нагрузки на колёса до 5,26 % и может достигать 8,24 кН при ширине колеи до 1,3 м.

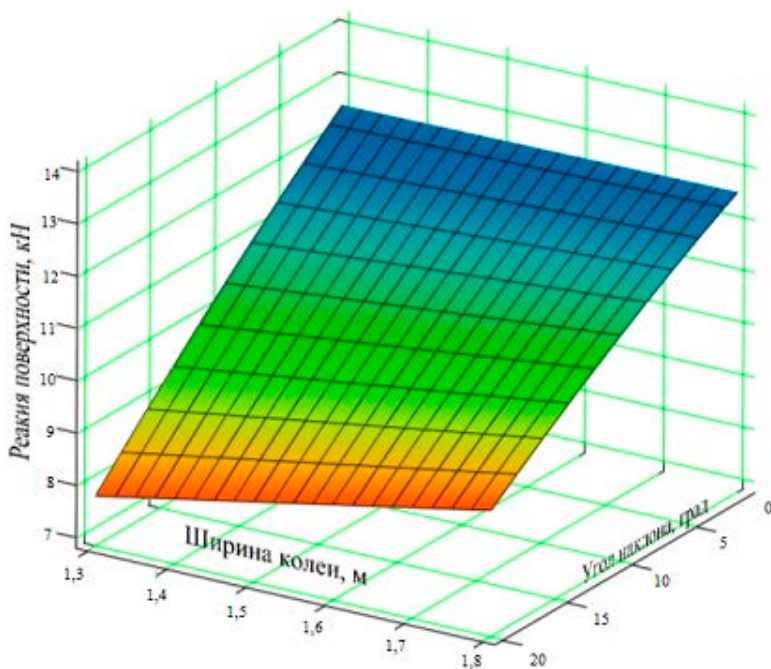


Рисунок 3.15 – Влияние угла наклона и ширины колеи на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость): реакция поверхности, приходящейся на колёса, находящиеся выше по склону – серийный трактор (экспериментальные данные)

Экспериментальные данные показывают, что при одновременном увеличении угла наклона поля и ширины колеи вертикальная нагрузка на колёса, находящиеся выше по склону для серийного трактора, снижается не равномерно. При угле наклона поля до 7 градусов с увеличением ширины колеи на 0,1 м вертикальная нагрузка на колёса возрастает на 1,18 % и достигает максимального значения 11,36 кН при ширине колеи 1,8 м, и уменьшается до 11,12 кН при ширине колеи 1,3 м. При выполнении серийным трактором полевых работ на склонах, превышающих 15 градусов происходит значительное снижение вертикальной нагрузки на колёса, находящиеся выше по склону. Уменьшение ширины колеи на 0,1 м приводит к уменьшению вертикальной нагрузки на колёса на 4,53 % и может достигать 7,69 кН при ширине колеи 1,3 м.

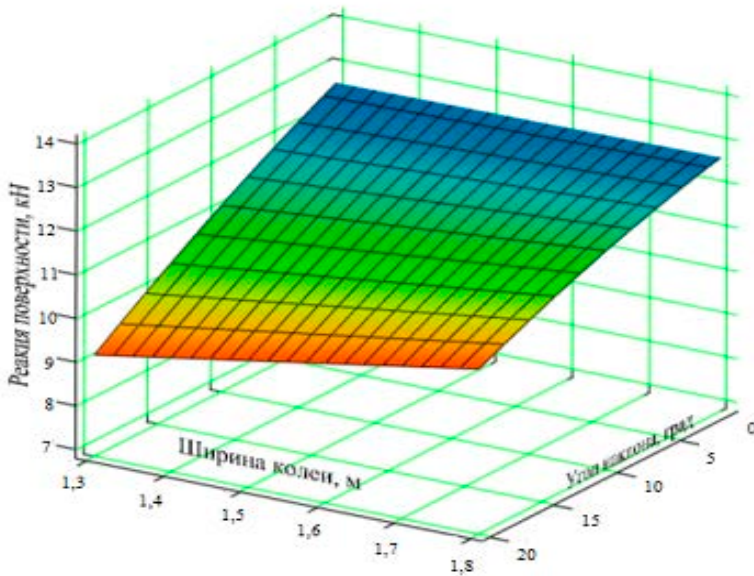


Рисунок 3.16 – Влияние угла наклона и ширины колеи на перераспределение веса МТА (поперечную устойчивость): реакция поверхности, приходящейся на колёса, находящиеся выше по склону – трактор с установленным МСХС (экспериментальные данные)

Результаты, полученные при использовании трактора с перераспределяющим устройством показывают, что его использование позволяет регулировать вертикальную нагрузку на колёса трактора в диапазоне 15–18 процентов. Проведенными исследованиями установлено, что увеличение ширины колеи и условий догружения повышает поперечную устойчивость МТА.

3.3 Результаты тяговых испытаний МЭС с прижимно-разгрузочным механизмом

Для оптимального выбора параметров агрегируемой с энергетическим средством сельскохозяйственной машины основным фактором является тяговая характеристика, которая позволяет провести анализ и оценить технико-экономические показатели работы такого машинно-тракторного агрегата.

Тягово-сцепные свойства любого МЭС проявляются в результате взаимодействия его движителей с опорной поверхностью. Исходя из этого физико-механические свойства почвенного слоя в значительной степени определяют тягово-сцепные, следовательно, агротехнические и технико-экономические показатели данного энергетического средства. Из механических свойств наиболее существенным для оценки тягово-сцепных свойств трактора является сопротивление почвы сдвигу и смятию. Очень часто в практической деятельности энергетические средства эксплуатируются с сельскохозяйственными машинами, обычно имеющими меньшее сопротивление, чем номинальное тяговое усилие энергетического средства. Это в конечном итоге влечет снижение технико-экономических показателей. Кроме этого необходимо правильно выбрать соотношение максимального тягового коэффициента полезного действия не только с силой тяги, но и со скоростью движения, а это в конечном итоге влияет на эксплуатационный расход топлива.

Как показали теоретические исследования, повысить тягово-сцепные свойства колёсного трактора класса 1,4 можно за счёт использования ПРМ и перераспределения сцепного веса энергетического средства. С этой целью были проведены тяговые испытания трактора класса 1,4 с колесной формулой 4К2 с установленным ПРМ. В качестве сравнения брался трактор класса 1,4.

Тяговые испытания проводились в реальных условиях эксплуатации, почвенный фон которых по своим характеристикам соответствовал предъявляемым требованиям. Почва по своим свойствам (механическому составу) представляла собой тяжелый суглинок, при этом влажность почвы в среднем составляла 26–28%.

В качестве грузочного устройства использовался второй трактор у которого менялись передаточные числа трансмиссии и обороты двигателя. После обработки полученных экспериментальных данных была построена тяговая характеристика трактора класса 1,4 с установленным ПРМ в сравнении с серийным.

При этом замерялись следующие параметры: частота вращения ведущих колес трактора (рис. 3.17); тяговое усилие (рис. 3.18); время опыта; пройденный путь (рис. 3.19); вес, приходящийся на колеса трактора (рис. 3.20).

Измерение вышеназванных параметров проводилось с использованием тензометрической аппаратуры.

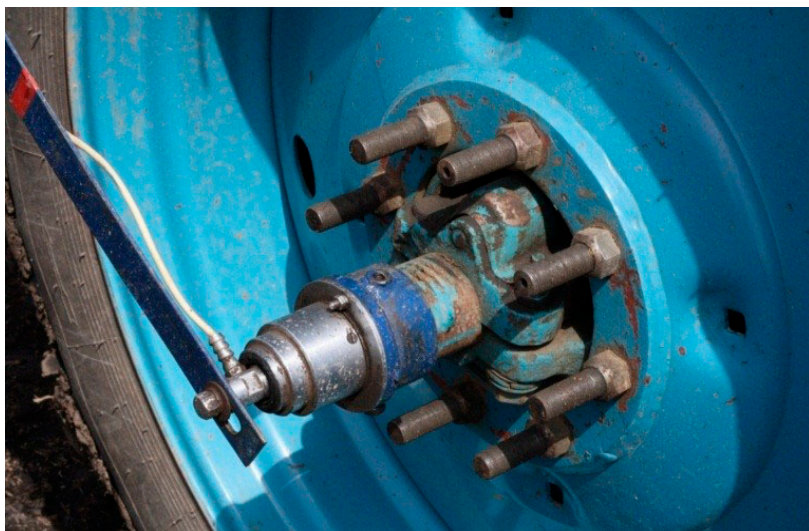


Рисунок 3.17 – Измерение частоты вращения ведущих колес трактора

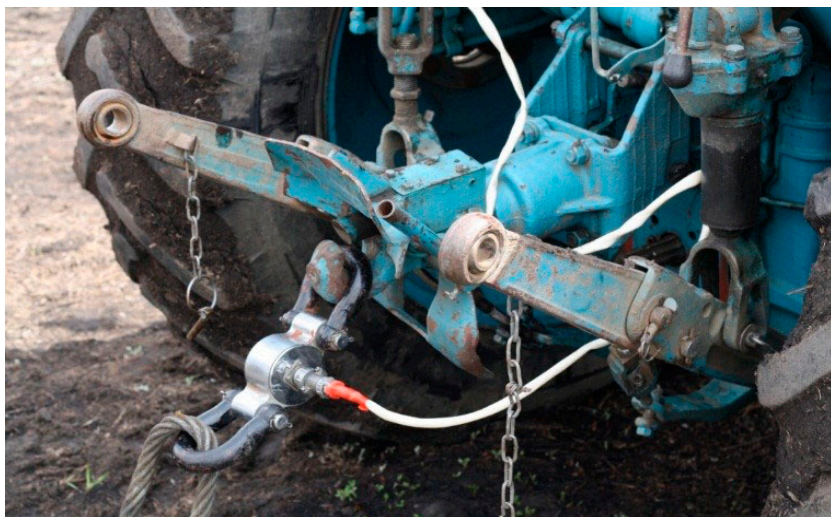


Рисунок 3.18 – Измерение тягового усилия



Рисунок 3.19 – Измерение пройденного пути



Рисунок 3.20 – Фрагмент измерения веса, приходящегося на колеса трактора

Определение тягового усилия подробно описано в работе [129]. При проведении тяговых испытаний трактора использовалось тензометрическое звено и бортовой измерительный комплекс. Тензометрическое звено тарировалось перед началом и в конце испытаний (рис. 3.21).



Рисунок 3.21 – Проведение тарирования тензометрического звена

Измерение частоты вращения ведущего колеса трактора было осуществлено на основании методик, изложенных в работе [129], рабочий момент измерений показан на рисунке 3.7.

Теоретическая скорость при этом определялась по формуле:

$$V_T = \frac{2\pi \cdot r_k \cdot n_k}{t}, \quad (3.2)$$

где t – время опыта, с; r_k – динамический радиус качения ведущего колеса, м; n_k – частота вращения ведущего колеса трактора, ед/м

Определение динамического радиуса качения ведущего колеса осуществлялось следующим образом: трактор передвигался по горизонтальному участку поля в установившемся режиме холостого хода. При этом принималось два допущения:

– буксование ведущих колес отсутствует (отсутствие тяговой нагрузки);

– радиус качения ведущих колес при различных крюковых нагрузках остается постоянным.

Динамический радиус качения ведущих колес при этом определялся по формуле [129]:

$$r_k = \frac{L}{2\pi \cdot n_{xx}}, \quad (3.3)$$

где L – пройденный путь за опыт, м; n_{xx} – количество оборотов ведущих колес трактора при холостом ходе на длине мерного гона.

Пройденный путь определялся с помощью датчика, установленного на ведомое колесо трактора (рис. 3.9).

На ступице колеса было смонтировано устройство, позволяющее за каждый оборот колеса восемь раз размыкать электрическую цепь, что фиксировалось регистрирующим устройством.

Пройденный путь за опыт определялся по формуле [129]:

$$L = 2\pi \cdot r'_k \cdot n, \quad (3.4)$$

где n – число оборотов путеизмерительного колеса, ед/мин; r'_k – радиус качения путеизмерительного колеса, м.

Количество оборотов ведущего колеса определялось по формуле:

$$n = \frac{N_I}{8}, \quad (3.5)$$

где N_I – количество импульсов по счетчику.

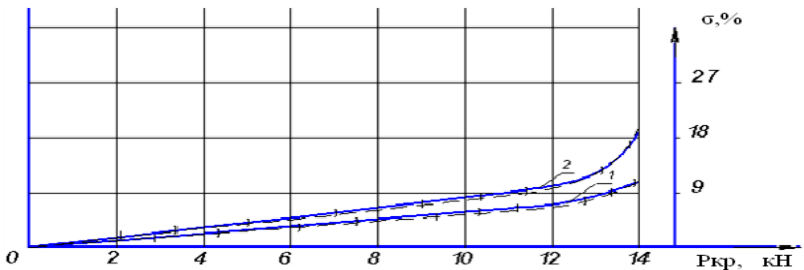
Рабочая скорость находилась по формуле [129]:

$$V_p = \frac{L}{t} \quad (3.6)$$

Буксование ведущих колес трактора определялась по формуле [129]:

$$\sigma = \frac{V_T - V_P}{V_T} \quad (3.7)$$

Анализ полученных тяговых характеристик трактора класса 1,4 с колесной формулой 4К2 позволяет сделать вывод, что постановка на трактор ПРМ позволяет улучшить его тягово-сцепные свойства, что наблюдается по изменению величины буксования (рис. 3.22).



---- экспериментальные исследования; — теоретические исследования

- 1 – мобильное энергетическое средство с ПРМ;
- 2 – серийное мобильное энергетическое средство

Рисунок 3.22 – Зависимость тягового усилия от величины буксования МЭС

Анализ графика показывает, что использование ПРМ позволило снизить величину буксования при одном и том же тяговом усилии. Так, при тяговом усилии 9,17 кН буксование серийного трактора составило 7,52 %, в то время как у трактора с ПРМ – 5,63 %. По мере роста тягового усилия буксование серийного трактора резко возросло, и при тяговом усилии 14,10 кН оно составило 20,53 %, а у трактора с ПРМ – 11,03 %. Таким образом, постановка ПРМ позволила снизить величину буксования трактора. Если сравнить развиваемое тяговое усилие трактора при одном и том же буксовании, то можно отметить, что тяговое усилие, развиваемое трактором с ПРМ, больше по сравнению с серийным. Так, при буксовании 10 % тяговое усилие трактора с ПРМ составило 13,48 кН, в то время как у серийного трактора тяговое усилие составило 11,33 кН, то есть почти на 8,40 % меньше. Это говорит о том, что установка на трактор ПРМ позволяет повысить его тягово-сцепные свойства.

Эффективность работы любого энергетического средства оценивается его тяговой мощностью, которая напрямую зависит от развиваемого тягового усилия и рабочей скорости движения. Полученные при эксперименте результаты приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты тяговых испытаний, третья передача

Измеряемые показатели	Тяговое усилие, кН					
	9,17		12,05		14,1	
	Серийный	Экспериментальный	Серийный	Экспериментальный	Серийный	Экспериментальный
Буксование, %	7,52	5,63	9,67	6,51	20,53	11,03
Скорость движения, м/с	2,18	2,29	2,11	2,20	1,90	2,14
Тяговая мощность, кВт	19,99	21,0	25,43	26,51	26,79	30,17

Анализируя полученные данные можно сделать вывод, что постановка ПРМ на трактор дает возможность повысить его тяговую мощность. Так, при тяговом усилии 9,17 кН тяговая мощность составила: у серийного трактора 19,99 кВт, у экспериментального - 21,00 кВт. При увеличении тягового усилия до 14,1 кН тяговая мощность соответственно составила 26,79 кВт и 30,17 кВт. Таким образом, установка ПРМ дает возможность увеличить тяговую мощность за счет повышения тягово-сцепных свойств МЭС. Аналогичные данные получены и для пятой передачи, результаты представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты тяговых испытаний, пятая передача

Измеряемые показатели	Тяговое усилие, к Н					
	7,2		9,13		10,7	
	Серийный	Экспериментальный	Серийный	Экспериментальный	Серийный	Экспериментальный
Буксование, %	6,08	3,98	7,42	5,51	8,11	5,53
Скорость движения, м/с	3,48	3,63	3,33	3,49	3,12	3,38
Тяговая мощность, кВт	25,06	26,14	30,40	31,86	33,38	36,17

Представляет определенный интерес проведение анализа распределения баланса мощности двигателя, который более наглядно можно проследить по мощностному балансу [129, 137] на основании формулы:

$$N_e = N_{кр} + N_{тр} + N_6 + N_f, \quad (3.8)$$

где $N_{кр}$ – тяговая мощность, кВт; $N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на механические потери, кВт; N_6 – мощность, затрачиваемая на буксование, кВт; N_f – мощность, затрачиваемая на качение, кВт.

Для построения мощностного баланса были определены следующие его составляющие:

– мощность, затрачиваемая на качение трактора, равная:

$$N_f = 10^{-3} \cdot f \cdot G_{\text{тр}} \cdot V_t \cdot (1 - \delta), \quad (3.9)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; $G_{\text{тр}}$ – вес трактора, H .

– мощность, затрачиваемую на механические потери при постоянной нагрузке двигателя, принято считать постоянной:

$$N_{\text{тр}} = N_e \cdot (1 - \eta_{\text{тр}}), \quad (3.10)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

– мощность, затрачиваемая на буксование, определяется по следующему выражению:

$$N_b = N_e \cdot \delta, \quad (3.11)$$

где δ – величина буксования.

Распределение составляющих мощностного баланса серийного МЭС и экспериментального с ПРМ при тяговом усилии 14,1 кН приведено на рисунках 3.23 и 3.24.

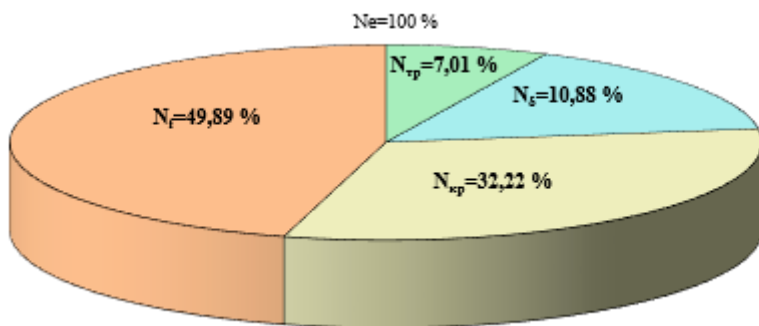


Рисунок 3.23 – Распределение мощностного баланса серийного МЭС

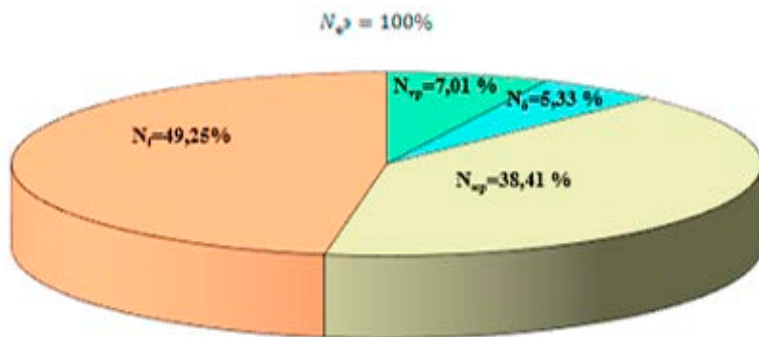


Рисунок 3.24 – Распределения мощностного баланса МЭС с ПРМ

Сравнительный анализ схем распределения балансов на рисунках 3.23 и 3.24 показывает, что произошло перераспределение составляющих мощностного баланса у серийного и экспериментального трактора. Тяговая мощность экспериментального трактора возросла соответственно с 32,22 до 38,41 % по сравнению с серийным трактором. В то же время произошло снижение мощности, затрачиваемой на буксование, у экспериментального МЭС по сравнению с серийным с 10,88 до 5,33 %.

Следовательно, постановка ПРМ на трактор позволяет повысить тягово-цепные свойства МЭС по сравнению с серийным. Это в свою очередь снижает техногенное воздействие на почву ходовой системы экспериментального трактора.

3.4 Результаты сравнительных хозяйственных испытаний

Повышение производительности труда является основным показателем, влияющим на эффективность использования сельскохозяйственной техники [6, 9, 10]. Для определения влияния ПРМ на эффективность использования колесного трактора класса 1,4 в Амурской области были проведены сравнительные хозяйственные испытания. В качестве сравнения брали серийный трактор. Сравнение выполнено методом сплошного хронометража.

Основной целью хронометражных наблюдений является определение параметров: производительность в час времени движения, производительность в час чистого рабочего времени, средняя скорость движения, расход топлива на единицу обработанной площади на основании методики [53].

Производительность в час чистого рабочего времени:

$$W_{\text{ч}} = \frac{F}{T_{\text{р}}}, \quad (3.12)$$

где F – общая обработанная площадь, га; $T_{\text{р}}$ – время движения на гонах, ч.

Производительность в час времени движения равна:

$$W_{\text{дв}} = \frac{F}{T_{\text{дв}}}, \quad (3.13)$$

где $T_{\text{дв}}$ – время движения, ч.

Средняя скорость движения на гонах:

$$V_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{г}} \cdot n_{\text{г}}}{T_{\text{р}}}, \quad (3.14)$$

где $S_{\text{г}}$ – длина рабочего гона, $n_{\text{г}}$ – число гонов.

Расход топлива на единицу обработанной площади:

$$\delta_{\text{у}} = \frac{G}{F}, \quad (3.15)$$

где G – количество топлива, израсходованного на обработку площади, га.

Коэффициент использования времени движения:

$$K_{\text{дв}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{р}} + T_{\text{п}}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{д}}}, \quad (3.16)$$

где $T_{\text{д}}$ – общее время смены, ч.

Хронометражные наблюдения были проведены на базе КФХ «Жуковин С.А.» при проведении основных полевых операций: бороновании, прикатывании, сплошной культивации и

транспортных работах. Полученные результаты приведены в таблицах 3.3–3.5.

Таблица 3.3 – Результаты сравнительных хозяйственных испытаний на бороновании

Показатели		Состав МТА (МТЗ-80+БЗСС-1.0 (15 шт.))	
		Серий- ный	Экспери- ментальный
Длина гона, м		850	850
Ширина захвата, м	конструктивная	15,00	15,00
	рабочая	14,81	14,81
Скорость движения, м/с		2,47	3,11
Производитель- ность, га/ч	в час времени дви- жения	6,18	6,88
	в час основного ра- бочего времени	6,49	7,03
Коэффициент использования времени движения		0,88	0,87
Коэффициент использования времени смены		0,84	0,80
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		1,49	1,31

Таблица 3.4 – Результаты сравнительных хозяйственных испытаний на прикатывании

Показатели		Состав МТА (МТЗ-80+ЗККШ-6 (2 шт.))	
		Серий- ный	Экспери- ментальный
Длина гона, м		830	830
Скорость движения, м/с		2,41	3,14
Производи- тельность, га/ч	в час времени движения	4,29	4,77
	в час основного рабочего времени	4,69	4,98
Коэффициент использования времени движения		0,86	0,84
Коэффициент использования времени смены		0,85	0,82
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		1,79	1,51

Таблица 3.5 – Результаты сравнительных хозяйственных испытаний на сплошной культивации

Показатели		Состав МТА (МТЗ-80+КПС-4)	
		Серий- ный	Экспери- ментальный
Длина гона, м		890	890
Ширина захвата, м	конструктивная	4,00	4,00
	рабочая	3,97	3,97
Скорость движения, м/с		2,32	2,70
Производитель- ность, га/ч	в час времени движения	1,69	1,89
	в час основного рабочего времени	1,81	2,07
Коэффициент использования времени движения		0,85	0,83
Коэффициент использования времени смены		0,83	0,84
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		4,65	4,39

Анализ таблицы 3.3 показывает, что использование трактора с ПРМ на бороновании позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 7,7 % и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на 12,1 % по сравнению с серийным трактором. Аналогичные результаты получены при сплошной культивации и прикатывании. Так, при сплошной культивации увеличение производительности в час основного рабочего времени у трактора с ПРМ составило 12,6 %, и при этом снижение расхода топлива на единицу обработанной площади составило 5,6 %. Использование МЭС с ПРМ на прикатывании позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 5,2 % и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на 15,6 %.

Результаты сравнительных хозяйственных испытаний показывают, что использование МЭС с ПРМ позволило повысить производительность в час основного рабочего времени и снизить расход топлива на единицу обработанной площади по сравнению с серийным трактором при бороновании, сплошной культивации,

и прикатывании. Результаты сравнительных хозяйственных результатов на перевозке сельскохозяйственных грузов представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Сравнительные хозяйственные испытания экспериментального МЭС на транспортных работах

Показатели	МТЗ-80 + 2ПТС-4	
	серийный	экспериментальный
Длина поля, м	920	920
Грузоподъемность теоретическая, т	4	4
Грузоподъемность фактическая, т	3,7	3,7
Скорость движения по прямой, м/с	1,3	1,7
Скорость движения на поворотах, м/с	1,2	1,5
Производительность в час основного рабочего времени, т·км	17,4	20,1
Коэффициент использования времени движения	0,93	0,88
Расход топлива, кг/т·км	1,98	1,79

Полученные результаты (табл. 3.6) показывают, что использование в составе ТТА трактора колесной формулы 4К2 с ПРМ и прицепа 2ПТС-4 позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на 13,1 % и снизить удельный расход топлива на 9,9 % по сравнению с серийным МЭС.

3.5 Исследование техногенного воздействия ходовой системы МЭС на почву

Почва – верхний плодородный слой, состоящий из различных минеральных частиц, частиц органического происхождения, между которыми имеются поры, заполненные воздухом и влагой с различными растворимыми в ней питательными веществами. Наряду с этим почва является не только средой для выращивания сельскохозяйственных растений, но и основанием, по которому передвигается различная сельскохозяйственная техника. При передвижении по полю ходовые системы машин раздавливают и истирают почвенные агрегаты, уплотняют верхний

плодородный слой, оставляют после себя глубокую колею, что затрудняет дальнейшую обработку почвы и снижает урожайность сельскохозяйственных культур по следу движения.

Для выяснения воздействия на почву ходовых систем МЭС были проведены экспериментальные исследования с серийным МЭС и МЭС с установленным ПРМ работающим на поле, подготовленном под посев с влажностью 22–24 %.

Плотность почвы определялась методом режущего цилиндра, который забивался в почву. Известно, что плотность (объёмный вес) почвы зависит от минералогического состава, содержания гумуса, а также от степени уплотнения почвы ходовыми системами тракторов, автомобилей и различной сельскохозяйственной техники. Результаты экспериментальных исследований по определению плотности почвы приведены на рисунке 3.25.

Как показали исследования, плотность почвы до прохода трактора по полю составляла $1,18 \text{ г/см}^3$, то после прохода по ней тракторов она возросла. Так, после прохода серийного трактора плотность почвы составила $1,39 - 1,42 \text{ г/см}^3$, а после прохода экспериментального трактора $1,30 - 1,34 \text{ г/см}^3$. Коэффициент уплотнения составил у серийного трактора $1,18 - 1,20$, а у экспериментального $1,10 - 1,14$. Как видно, использование ПРМ позволило снизить показатели уплотнения почвы.

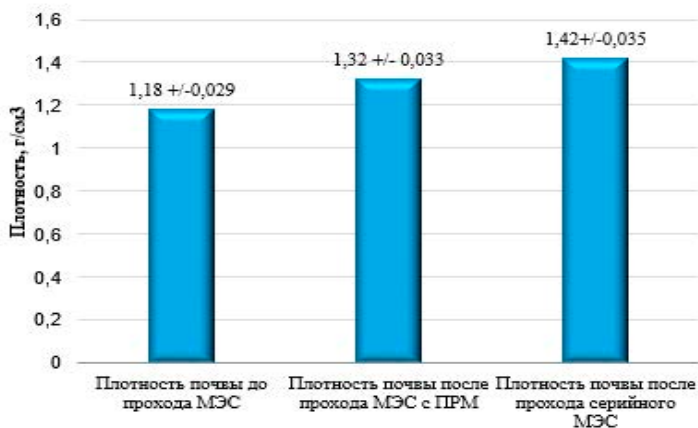


Рисунок 3.25 – Плотность почвы до и после прохода МЭС

После прохода по полю ходовых систем тракторов наряду с плотностью изменяется и твёрдость почвы. Результаты исследований по измерению твёрдости почвы приведены на рисунке 3.26.

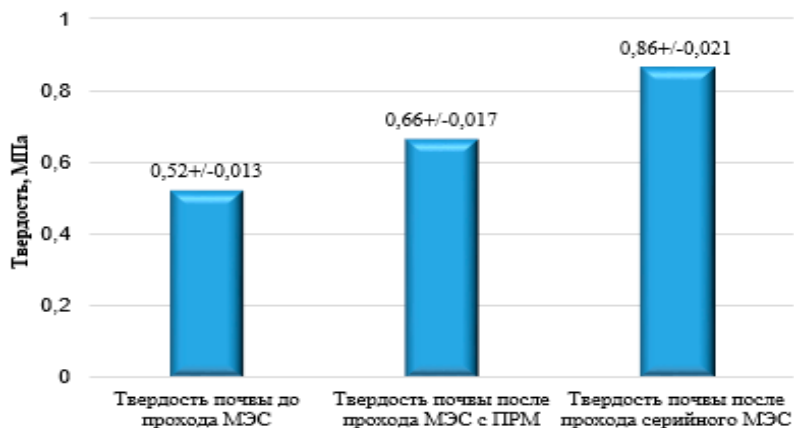


Рисунок 3.26 – Твёрдость почвы до и после прохода МЭС

Как видно из приведённых данных, в результате воздействия ходовых систем твёрдость почвы возросла как у серийного МЭС, так и у экспериментального. Если до прохода МЭС твёрдость составляла 0,51 - 0,55 МПа, то после прохода серийного и экспериментального МЭС она составила соответственно 0,83 - 0,86 и 0,60 - 0,66 МПа. Как известно, твёрдость почвы характеризует сопротивление почвы резанию, то есть её обработке. Увеличение твёрдости почвы повышает энергозатраты на проведение различных сельскохозяйственных работ. Экспериментальные исследования по определению глубины колеи были проведены при различных тяговых усилиях. Их результаты показали, что с возрастанием тягового усилия глубина колеи возрастает как у серийного, так и у МЭС с установленным ПРМ. При увеличении тягового усилия с 9 кН до 14,1 кН глубина колеи возросла у серийного МЭС с 0,03 м до 0,12 м, а у МЭС с ПРМ с 0,03 м до 0,07 м.

3.6 Выводы

Проведённые сравнительные испытания показали, что перераспределение сцепного веса в ходовой системе МЭС позволило:

- увеличить тягово-сцепные свойства МЭС при снижении величины буксования;
- повысить производительность в час основного рабочего времени на и снизить удельный расход топлива на по сравнению с серийным МЭС;
- увеличить тяговую мощность экспериментального МЭС при одновременном снижении мощности, затрачиваемой на буксование;
- снизить техногенное воздействие на почву экспериментального МЭС.

Проведённые исследования и полученные результаты позволили разработать обоснованные рекомендации для аграрного производства по использованию научных результатов и выводов и обозначить направления для применения устройств перераспределения сцепного веса между колесами мобильного энергетического средства на транспортных и сельскохозяйственных работах, проводимых в условиях низкой несущей способности почв при наличии твердого подстилающего слоя, глубокого снежного покрова и гололеда. Предлагаемые устройства защищены патентами РФ на изобретение и полезную модель № 151136, 2590773, 2578903, 2613390, 2597434.

4 ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЭС С ПРМ НА ПОЛЕВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

В настоящее время одним из основных направлений развития АПК является использование энергосберегающих технологий. Существующая традиционная оценка эффективности использования различной сельскохозяйственной техники проводилась по приведённым затратам, рентабельности, прибыли и ряду других показателей [97].

Наряду с этим в последние годы денежный эквивалент не всегда показывает истинное состояние дел. Исходя из этого возникает необходимость нахождения постоянного оценочного эквивалента, за счёт учёта затрачиваемой и получаемой энергии, что позволяет более достоверно анализировать эффективность использования технологий и средств механизации [97].

Использование энергетического показателя в качестве критерия даёт следующие преимущества [97]:

- отсутствие зависимости от политики ценообразования;
- затраты на производство сельскохозяйственной продукции выражать в одних единицах – Дж;
- даёт возможность перейти к оценке эффективности производства в денежном выражении.

Энергетический анализ в конечном итоге не заменяет, а дополняет и расширяет возможности более детального экономического анализа, что позволяет находить новые способы экономии энергозатрат, за счёт применения энергосберегающих технологий и средств механизации.

При определении эффективности применения колесного трактора класса 1,4 учитывались методические нормативные материалы, представленные в работах [97, 139].

Исходные данные для расчёта взяты из проведенных хронометражных наблюдений за работой МТА и ТТА. Исходя из вышеизложенного, расчёт эффективности выполнен по методике, предложенной в работе [97].

Затраты живого труда:

$$E_{\text{ж}} = \frac{a_{\text{ж}} \cdot n_{\text{ч}}}{W_{\text{см}}}, \quad (4.1)$$

где $a_{\text{ж}}$ – энергетический эквивалент живого труда, МДж/ч; $n_{\text{ч}}$ – число основных трактористов, чел; $W_{\text{см}}$ – производительность МТА, га/ч.

Прямые затраты энергии:

$$E_{\text{п}} = H_{\text{т}} \cdot (a_{\text{т}} + f_{\text{т}}), \quad (4.2)$$

где $H_{\text{т}}$ – расход топлива, кг/га; $a_{\text{т}}$ – теплосодержание топлива, МДж/кг; $f_{\text{т}}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты энергии на производство топлива, МДж/кг.

Удельная энергоёмкость трактора в расчёте на 1 час работы трактора:

$$E_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot C_{\text{тр}} \cdot (K_{\text{т}} + K_{\text{тк}} + K_{\text{тр}})}{100 \cdot T_{\text{нт}}}, \quad (4.3)$$

где $K_{\text{т}}$, $K_{\text{тк}}$, $K_{\text{тр}}$ – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонт энергетического средства; $M_{\text{т}}$ – масса энергетического средства, кг; $C_{\text{тр}}$ – энергетический эквивалент энергетического средства, МДж/кг; $T_{\text{нт}}$ – годовая загрузка тракторов, ч.

Удельная энергоёмкость сельскохозяйственной машины:

$$E_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot (\Phi_{\text{м}} + \Phi_{\text{мк}})}{100 \cdot T_{\text{нт}}}, \quad (4.4)$$

где $M_{\text{м}}$ – масса сельскохозяйственной машины, кг; $\Pi_{\text{м}}$ – энергетический эквивалент сельскохозяйственной машины, МДж/кг; $\Phi_{\text{м}}$, $\Phi_{\text{мк}}$ – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонт тракторов, %; $T_{\text{нт}}$ – годовая загрузка сельскохозяйственных машин, ч.

Суммарная энергоёмкость энергетического средства и сельскохозяйственной машины в расчёте на 1 га:

$$E_{\text{тм}} = \frac{E_{\text{т}} + E_{\text{м}}}{\frac{s}{t}}. \quad (4.5)$$

Совокупные или полные энергозатраты:

$$E_{\text{ТП}} = E_{\text{П}} + E_{\text{Ж}} + E_{\text{ТМ}} \quad (4.6)$$

Экономия полных энергозатрат:

$$\Delta E_{\text{ТП}} = E_{\text{ТНБ}} - E_{\text{ТПП}}, \quad (4.7)$$

где $E_{\text{ТНБ}}$ – совокупные энергозатраты новой машины, МДж/га;
 $E_{\text{ТПП}}$ – совокупные энергозатраты базовой машины, МДж/га.

Расчёт эффективности использования колесного трактора класса 1,4 с ПРМ произведён на примере боронования.

Серийный машинно-тракторный агрегат в составе колесного трактора класса 1,4 и БЗСС-1.0 – 15 шт:

- 1) $E_{\text{Ж}} = \frac{1 \cdot 1,26}{6,49} = 0,19 \text{ МДж/га};$
- 2) $E_{\text{П}} = 1,49 \cdot (42,7 + 10) = 78,52 \text{ МДж/га};$
- 3) $E_{\text{Т}} = \frac{3340 \cdot 120 \cdot (10 + 14,9)}{100 \cdot 650} = 153,53 \text{ МДж/га};$
- 4) $E_{\text{М}} = \frac{107 \cdot 860 \cdot (14,2 + 7,0)}{100 \cdot 120} = 162,56 \text{ МДж/га};$
- 5) $E_{\text{ТМ}} = \frac{153,53 + 162,56}{6,49} = 48,70 \text{ МДж/га};$
- 6) $E_{\text{ТП}} = 78,52 + 0,19 + 48,70 = 127,41 \text{ МДж/га}.$

Экспериментальный машинно-тракторный агрегат:

- 1) $E_{\text{Ж}} = \frac{1 \cdot 1,26}{7,03} = 0,18 \text{ МДж/га};$
- 2) $E_{\text{П}} = 1,31 \cdot (42,7 + 10) = 69,03 \text{ МДж/га};$
- 3) $E_{\text{Т}} = \frac{3840 \cdot 120 \cdot (10 + 14,9)}{100 \cdot 650} = 176,52 \text{ МДж/га};$
- 4) $E_{\text{М}} = \frac{107 \cdot 860 \cdot (14,2 + 7,0)}{100 \cdot 120} = 162,56 \text{ МДж/га};$
- 5) $E_{\text{ТМ}} = \frac{176,52 + 162,56}{7,03} = 48,23 \text{ МДж/га};$
- 6) $E_{\text{ТП}} = 69,03 + 0,18 + 48,23 = 117,44 \text{ МДж/га}$

Экономия полных энергозатрат на бороновании от использования трактора с ПРМ составила:

$$\Delta E_{\text{ТП}} = 127,41 - 117,44 = 9,97 \text{ МДж/га.}$$

Аналогичным образом сделан расчёт и при других сельскохозяйственных операциях. Полученные данные приведены в таблице 4.1.

Из таблицы 4.1. можно сделать следующий вывод, что общая экономия полных энергозатрат при бороновании, сплошной культивации, и прикатывании составила 59,27 МДж/га, на транспортных работах 11,17 МДж/т.км. Для КФХ с посевными площадями до 400 га общая экономия в рублевом эквиваленте составила 837 453 рубля.

Таблица 4.1 – Топливоно-энергетическая оценка использования МЭС на полевых работах

Параметры	Полевые работы						Транспортные работы, МДж/ткм	
	Боронование, МДж/га		Прикатывание, МДж/га		Сплошная культивация, МДж/га			
	Серий- ный	Экспери- менталь- ный	Серий- ный	Экспери- менталь- ный	Серий- ный	Экспери- менталь- ный	Серий-ный	Экспери- менталь- ный
Прямые затраты энергии	78,52	69,03	92,89	83,65	247,44	235,42	104,34	94,33
Затраты живого труда	0,19	0,18	0,25	0,25	0,67	0,58	0,07	0,06
Суммарная энергоёмкость трактора и сельскохозяйственной машины	48,70	48,23	153,29	140,35	166,68	151,67	8,95	7,81
Совокупные или полные энергозатраты	127,41	117,44	246,43	224,25	414,79	387,67	113,37	102,2
Экономия полных энергозатрат	9,97		22,18		27,12		11,17	
Общая экономия энергозатрат	59,27							

ВЫВОДЫ

Результаты исследований, проведённых для решения научной задачи по повышению эффективности использования и снижения техногенного воздействия на почву МЭС на полевых и транспортных работах, позволяют сформулировать следующие выводы:

1. Природно-климатические и производственные условия Амурской области оказывают большое влияние на эффективность использования и тягово-сцепные свойства колесных энергетических средств. Основные ранневесенние сельскохозяйственные работы осуществляются в период, когда почва имеет слабую несущую способность при наличии твердого подстилающего слоя в виде мерзлоты. В зимний период использование колесных МЭС на транспортных работах ограничивается наличием глубокого снежного покрова и гололеда.

2. Разработаны и внедрены в производство устройства по повышению продольно-поперечной устойчивости, на которые получены патенты РФ, подтверждающие их новизну и промышленную применимость. Использование предложенных устройств дает возможность использования мобильных энергетических средств на почвах с углом поперечного склона до 18 градусов.

2. Получены теоретические зависимости, позволяющие утверждать, что использование ПРМ позволяет перераспределять сцепной вес между мостами МЭС, что снижает буксование, повышает величину тягового усилия и производительность сельскохозяйственного агрегата. Экспериментальные исследования показали, что при работе устройства происходит разгрузка заднего ведущего моста МЭС (колесного трактора класса 1,4) с 21,4 кН до 20,1 кН и увеличение веса, приходящегося на передний управляемый мост, что позволит повысить поперечную устойчивость при транспортном положении агрегатируемой машины при выполнении технологических разворотов и переездов. При обратном движении штока гидроцилиндра происходит увеличение сцепного веса МЭС с 21,4 до 23,0 кН, что позволяет повысить тягово-сцепные свойства МЭС. Тяговое усилие колесного трактора класса 1,4 с ПРМ составило 14,1 кН, а у серийного 12,42 кН при величине буксования 12 %. В тоже время, при одинаковом тяговом усилии 14,1 кН буксование составило 11,03 % и 20,53 % соответственно,

что говорит о целесообразности использования процесса перераспределения сцепного веса.

3. Установлено, что после прохода серийного МЭС плотность почвы составила $1,39...1,42 \text{ г/см}^3$, твердость почвы $0,83...0,86 \text{ МПа}$, а после прохода МЭС с ПРМ соответственно $1,30...1,34 \text{ г/см}^3$ и $0,60...0,66 \text{ МПа}$. До прохода плотность почвы составляла $1,18 \text{ г/см}^3$, а твердость $0,51...0,55 \text{ МПа}$. Коэффициент уплотнения составил у серийного МЭС $1,18...1,20$, а у МЭС с ПРМ – $1,10...1,14$. Исследования по определению глубины колеи показали, что с увеличением тягового усилия с 9 кН до $13,5 \text{ кН}$ глубина колеи возросла у серийного МЭС с $0,03 \text{ м}$ до $0,12 \text{ м}$, а у МЭС с ПРМ с $0,03 \text{ м}$ до $0,07 \text{ м}$.

4. Экспериментально подтверждено, что использование МЭС (колесного трактора класса 1,4) с ПРМ на бороновании позволило повысить производительность в час основного рабочего времени на $7,7 \%$ и снизить расход топлива на единицу обработанной площади на $12,1 \%$ по сравнению с серийным МЭС. Аналогичные результаты получены при сплошной культивации и бороновании соответственно $12,6 \%$ и $5,6 \%$, $5,2 \%$ и $15,6 \%$. Использование МЭС с ПРМ на полевых работах позволяет повысить производительность на $13,1 \%$ и снизить удельный расход топлива на $9,9 \%$ по сравнению с серийным.

5. Экономическая и топливно-энергетическая оценка показала, что общая экономия полных энергозатрат при использовании МЭС с ПРМ на бороновании, сплошной культивации, и прикатывании составила $59,27 \text{ МДж/га}$, транспортных работах $11,17 \text{ МДж/т.км}$. При применении МЭС с ПРМ в крестьянско-фермерском хозяйстве с посевной площадью до 400 га общая экономия финансовых и материальных средств в рублевом эквиваленте составила $837\,453 \text{ рубля}$.

6. Проведённые исследования полностью подтвердили предложенную гипотезу, позволили предложить аргументированное решение поставленной в работе задачи, а также разработать обоснованные рекомендации для аграрного производства по использованию научных результатов и выводов, обозначить направления применения устройств, предложенных в патентах РФ №№ 151136, 2590773, 2578903, 2613390, 2597434, 151136, 2590783, 2590786, 192386, 2590789.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аврамов, В.И. Повышение эффективности использования колесных МТА за счет автоматического регулирования сцепного веса трактора : монография / В. И. Аврамов, А. Г. Жутов; М-во сельского хозяйства Российской Федерации, Департамент науч.-технологической политики и образования, ФГОУ ВПО Волгоград. гос. с.-х. акад. – Волгоград : Нива, 2008. – 140 с.
2. Агроклиматические ресурсы Амурской области. – Л.: Гидрометеиздат, 1973. – 104 с.
3. Азимов, Б. Параметрическая идентификация и оценка динамических нагрузок на несущие элементы колесного трактора/ Б. Азизов, Д.К. Якубжанова // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации : сб. науч. тр. XI-ой Международной научно-практической конференции, 19-21 марта 2014 / Юго-Зап. гос. ун-т. – Курск, 2014. – Т. 1. – С. 70-74.
4. Азимжанов, И.У. Динамическая модель трактора с полунавесным прицепом / И. У. Азимжанов // Тракторы и сельхозмашины. – 2001. – № 9. – С. 25-27.
5. Акпасов, В. А. Влияние внутреннего давления шины трактора «Кировец» на её работу и процесс взаимодействия с почвой / В. А. Акпасов, В. В. Слюсаренко // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. работ / Саратов. гос. с.-х. акад. им. Н. И. Вавилова. – Саратов, 1996. – С. 21-26.
6. Алдошин, Н.В. Оптимизация транспортных процессов. Учебное пособие/ Н.В. Алдошин, Р.В.Егоров//М.: ФГБОУ ВПО МГАУ, 2011.- 40с.
7. Амурская область в цифрах: краткий стат. сб. / Федер. служба гос. стат.; Амурстат. – Благовещенск, 2016. – 370 с.
8. Аникин, А.С. Влияние кратности проходов движителей по одному следу на деформацию и плотность почвы / А.С. Аникин, С.Н. Миркин // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. работ / Саратов. гос. с.-х. акад. – Саратов, 1991. – С. 4-12.
9. Алдошин, Н.В. Анализ составляющих эксплуатационного времени при помощи дискретных математических моделей / Н.В. Алдошин // Эксплуатационная обеспеченность интенсивных технологических процессов в растениеводстве: сб. науч. тр. / Моск. ин-т инженеров с.-х. пр-ва им. В. П. Горячкина. – М., МИИСП, 1988. – С. 98-104.
10. Алдошин, Н.В. Повышение производительности при перевозке сельскохозяйственных грузов / Н.В. Алдошин, Пехутов А.С.// Механизация и электрификация сельского хозяйства. –2012.- №4.- С. 26-27

11. Программа для расчета продольной устойчивости трактора : программы для ЭВМ 2015661188 РФ / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина; правообладатель Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – Н 2015618078 ; заявл. 03.09.2015 ; опубл. 20.11.2015. (60,55 Кб).

12. Баранский, А.Н. Улучшение эксплуатационных показателей и использования колесных тракторов / А. Н. Баранский. – Минск : Урожай, 1968. – 256 с.

13. Белковский, В.Н. Рекомендации по определению параметров шин для сельскохозяйственной техники, обеспечивающих требования ГОСТ 26955-86 по допустимому воздействию на почву / В. Н. Белковский, В. П. Пачев, В. А. Русанов. – М.: ВИМ – НИИ КГШ, 1987. – 20 с.

14. Белов, Г.Д. Уплотнение почвы тракторами и урожай / Г. Д. Белов, А. П. Подолько // Земледелие. – 1976. – № 9. – С. 17-19.

15. Беляев, А.Н. Исследование физико-механических свойств почвы на поворотной полосе / А. Н. Беляев, В. В. Шереекин, Д. Г. Козлов, В. И. Крюков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – № 3. – С. 11-12.

16. Бердов, Е.И. Влияние почвенно-грунтовых условий и параметров движителя на сопротивление самопередвижению транспортно-тяговой гусеничной машины / Е. И. Бердов // Вестник ЧГАА. – 2010. – Т. 57. – С. 7-13.

17. Бердов, Е.И. Системы статистического и динамического изменения центра давления как средство повышения эффективности использования трактора двойного назначения / Е. И. Бердов, Е. Г. Щепетов // Достижения науки-агропромышленному производству: материалы LI Международной научно-технической конф., 24-26 января 2013 / Челяб. гос. агроинженер. акад. – Челябинск, 2013. – Ч. 5. – С. 47-53.

18. Бобряшов, А.П. Определение оптимальных тягово-скоростных режимов работы сельскохозяйственных колесных тракторов / А. П. Бобряшов // Разработка инновационных технологий и технических средств для АПК: сб. науч. тр. 8-й Международной научно-практической конф. «Инновационные разработки для АПК», 28-29 марта, 2013. – Зеленоград, 2013. – Ч. 1. – С. 278-284.

19. Бондарев, А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв Нечерноземья под воздействием ходовых систем / А. Г. Бондарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 5. – С. 8-10.

20. Бондарев, А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв при их уплотнении движителями сельскохозяйственной техники / А. Г. Бондарев, П. М. Сапожников, В. Ф. Уткава, В. Н. Щепотьев // Воздействие движителей на почву : сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1988. – Т. 118. – С. 46-57.

21. Бондарев, А.Г. Изменение физических свойств и плодородия почв при их уплотнении движителями сельскохозяйственной техники / А. Г. Бондарев, П. М. Сапожников, В. Ф. Уткаева, В. Н. Щепотьев // Воздействие движителей на почву : сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1988. – Т. 118. – С. 46-57.

22. Бондарев, А.Г. Комментарий к ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы допустимого воздействия на почву / А. Г. Бондарев, В. В. Медведев, В. А. Русанов, А. В. Судаков // Земледелие. – 1987. – № 9. – С. 29-30.

23. Бондарев, А.Г. Осторожно – почва! / А. Г. Бондарев, В. А. Русанов // Сельский механизатор. – 1984. – № 8. – С. 22-23.

24. Бондарев, А.Г. Проблема обостряется / А. Г. Бондарев, В. А. Русанов, А. Я. Поляк // Земледелие. – 1985. – № 2. – С. 23-25.

25. Бондарев, А.Г. Результаты исследований по ограничению уровня воздействия движителей на почву / А. Г. Бондарев, В. А. Русанов. – М.: НТС МСХ СССР, 1983. – 23 с.

26. Бондарев, А.Г. Физические и физико-технологические основы плодородия почв / А. Г. Бондарев, А. Д. Воронин // 100 лет генетического почвоведения: сб. ст. / Почв. ин-т им. В.В. Докучаева. – М.: Наука, 1986. – С. 178-184.

27. Бочаров, А.В. Повышение тягово-сцепных свойств прицепного транспортного агрегата за счет автоматической гидроподгрузки задних колес трактора: автореф. дис. ... канд. тех наук: 05.20.01 / Бочаров Алексей Валентинович. – Воронеж, 2000. – 21 с.

28. Бумбар, И.В. Совершенствование технологического процесса работы зерноуборочного комбайна на уборке сои: учебное пособие. - 2-е изд., испр. и доп.) / И. В. Бумбар. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 1999. – 141 с.

29. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. - 8-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2002. – 575 с.

30. Вентцель, Е.С. Задачи и упражнения по теории вероятностей / Е. С. Вентцель, Л. А. Овчаров. – М.: Академия, 2003. – 442 с.

31. Виссер, О.А. Влияние уплотнения почвы тракторами на урожай картофеля / О. А. Виссер, К. И. Гаврилов // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – Л., 1970. – Т. 137, Вып. 3. – С. 14-18.

32. Власов, В.А. Результаты урожайности сельскохозяйственных культур по следам движителей / В. А. Власов // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. тр. / Саратов. гос. с.-х. акад. – Саратов, 1991. – С. 38-41.

33. Водяник, И.И. Работа колеса при многократных проходах по одному следу / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 2. – С. 34-36.

34. Водяник, И.И. Распределение давления тракторного колеса на почву / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1981. – № 4. – С. 44-46.

35. Водяник, И.И. Снижение деформации почвы колесами тракторов / И. И. Водяник, П. И. Фирман // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 10. – С. 59-60.

36. Водяник, И.И. Уплотнение почвы движителями сельскохозяйственных машин / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 5. – С. 19-22.

37. Водяник, И.И. Уширители передних колес тракторов / И.И. Водяник, П. И. Фирман // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1988. – № 12. – С. 52-53.

38. Вонг, Джу. Теория наземных транспортных средств / Джу Вонг. – М.: Машиностроение, 1982. – 285 с.

39. Ворохобин, А.В. Повышение производительности тракторно-транспортных агрегатов корректированием вертикальных нагрузок на колеса / А. В. Ворохобин, О. В. Лещёва // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 4. – С. 102-108.

40. Воронин, А.И. Плотность сложения орошаемой каштановой почвы и ее плодородие / А.И. Воронин // Почвоведение. – 1982. – № 5. – С. 32-38.

41. Гапич, Д.С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.20.01 / Д.С. Гапич Дмитрий Сергеевич ; Волгогр. гос. аграр. ун-т. – Волгоград, 2014. – 43 с.

42. Гмурман, В.Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике / В. Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 2004. – 404 с.

43. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 2003. – 479 с.

44. Голов, Г.В. Почвы и экология агрофитоценозов Зейско-Буринской равнины / Г. В. Голов. – Владивосток: Дальнаука, 2001. – 162 с.

45. Голубев, В.В. Влияние плотности почвы на урожайность сои в условиях учхоза ДальГАУ и ХНИИСХ КНР / В. В. Голубев, Ю. Н. Рубан, Е. Б. Захарова, Цинн Футин, Тан Цунсин, Бай Сюймей // Пути воспроизводства плодородия почв и повышения урожайности сельскохозяйственных культур в Приамурье: сб. науч. тр. – Благовещенск : Изд-во ДальГАУ, 1997. – Вып. 3. – С. 15-21.

46. Голубев, В.В. Эффективность системы машин для возделывания зерновых культур и сои /В. В. Голубев, Е. Б. Захарова // Пути воспроизводства плодородия почв и повышения урожайности сельскохозяйственных культур в Приамурье: сб. науч. тр. – Благовещенск : Изд-во ДальГАУ, 2000. – Вып. 6. – С. 9-17.

47. Гореликов, В.Е. Исследование тяговой динамики трактора с четырьмя ведущими колесами с крюковой нагрузкой / В. Е. Гореликов // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – Л., 1962. – Т. 89. – С. 41-44.

48. Горшков, Г.Ю. Повышение проходимости колесных машин /Ю. Г. Горшков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – № 3. – С. 16-18.

49. Горшков, Ю.Г. Повышение тягово-сцепных свойств трактора МТЗ-80 / Ю. Г. Горшков, Ю. Б. Четыркин, А. А. Калугин // Вестник ЧГАА. -2013. – Т. 63. – С. 27-32.

50. Горшков, Ю.Г. Увеличение сцепного веса МТА с помощью автоматического догрузателя / Ю. Г. Горшков, А.Г. Попова, Е.В. Лисицина // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 21-23.

51. Горшков, Ю.Г. Исследование влияния угла склона на дисбаланс нагружения бортов колесной машины и изменение направления вектора центра тяжести/ Ю. Г. Горшков, И. Н. Старунова, А. А. Калугин., М. А. Белоусов // Научное обозрение. – 2014. – № 1. – С. 28-33.

52. ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 30 с.

53. ГОСТ Р 52778-2007 Испытание сельскохозяйственной техники. Методы эксплуатационно-технологической оценки. Введ. 2008-07-01. – М.: Стандартиформ, 2008. – 27 с.

54. Гребнев, В.П. Эффективность оборудования колесных тракторов тягово-догружающим устройством / В. П. Гребнев., А. В. Ворохин // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 8. – С. 9-11.

55. Грицай, А.Д. Продуктивность сельскохозяйственных культур в зависимости от плотности сложения пахотного слоя почвы /А. Д. Грицай // Тезисы докладов научной конференции. – Киев, 1975. – С. 102-108.

56. Денисов, А.А. Определение затрат мощности на качение и буксование трактора с четырьмя ведущими колесами при блокированном приводе осей/ А. А. Денисов // Труды ЧИМЭСХ.– 1975. – Вып.40. – С. 18-21.

57. Долгов, И.А. О возможности создания модификации трактора с треугольным гусеничным обводом. / И. А. Долгов., А. В. Победин, В. В. Варфоломеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 3. – С. 19-21.

58. Доспехов, Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б. А. Доспехов. – 5-е изд., испр., доп. и перераб. – М. : Агропромиздат, 1985. – 351 с.

59. Дьяков, В.П. Сдвиг или отрыв. / В. П. Дьяков // Достижения науки и техники АПК. – 2008. – № 2. – С. 42-45.

60. Егоров, В.Н. Техничко-экономические показатели применения догружающего устройства в тракторно-транспортном агрегате / В.Н. Егоров; Урал. гос. аграр. ун-т // Современные проблемы агроинженерной науки и образования. – Екатеринбург, 2013. – С. 28-31.

61. Емельянов, А. М. Выбор закономерностей деформации переувлажненных почв Дальнего Востока / А. М. Емельянов, Г. М. Носовцев, К. В. Аникин // Перспективы развития комплексной механизации АПК Дальнего Востока: сб. науч. тр. / ДальНИПТИМЭСХ. – Благовещенск, 2000. – С. 108-116.

62. Емельянов, А.М. Гусеничные уборочные машины. Основы теории и конструктивно-технологические устройства: монография / А.М. Емельянов, И.В. Бумбар, М.В. Канделя, В. Н. Рябченко; ДальГАУ. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 2007. – 246, [2] с.

63. Емельянов, А.М. Методические указания элементы математической обработки и планирования инженерного эксперимента / А. М. Емельянов, А. М. Гуров ; БСХИ. – Благовещенск, 1984. – 63 с.

64. Емельянов, А.М. Повышение эффективности работы трактора класса 1,4 с треугольным гусеничным двигателем / А. М. Емельянов, Е. М. Шпилев // Труды Кубанского государственного аграрного университета. – Краснодар, 2013. – № 43. – С. 311-315.

65. Ефимов, В.Н. Оптимальная плотность серой лесной почвы для кукурузы / В.Н. Ефимов // Сб. науч. работ РСХИ. – Рязань, 1973. – № 35. – Вып. 1. – С. 78-83.

66. Ешеев, С.Б. Влияние ходовых систем тракторов на плодородие каштановых почв Бурятии / С.Б. Ешеев, С.Ф. Калашников // Воздействие двигателей на почву : сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1988. – Т. 118. – С. 126-131.

67. Жирнов, А.Б. О системе машин для растениеводства в зоне БАМа / А. Б. Жирнов // Техника в сельском хозяйстве. – 1998. – № 2. – С. 34-37.

68. Жутов, А.Г. Автоматический регулятор сцепного веса трактора МТЗ-80Л. / А. Г. Жутов, В. И. Аврамов, А. Ю. Попов. // Техника в сельском хозяйстве. – 2009. – № 3. – С. 36-37.

69. Захарченко, А.Н. Влияние ходовых систем тракторов кл. 3 на уплотнение почвы и урожайность / А. Н. Захарченко, И. В. Заикина, А. А. Захарченко // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 9. – С. 23-26.

70. Золотаревская, Д.И. Математическое моделирование и расчет уплотнения почвы при работе колесного трактора и после остановки / Д. И. Золотаревская, З. Г. Гончарова // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 12. – С. 22-27.

71. Золотаревская, Д. И. Прогнозирование уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов / Д. И. Золотаревская, К. Джафаринами // Тракторы и сельхозмашины. – 2008. – № 1. – С. 34-39.

72. Зональная система земледелия Амурской области / под ред. В. Ф. Кузина. – Благовещенск: Хабаров. кн. Изд-во, 1985. – 271 с.

73. Зырянов, А.П. Исследование влияния удельной силы колесного трактора на распределение нагрузки по его осям / А. П. Зырянов // Вестник ЧГАА. – 2010. – Т. 57. – С. 95-97.

74. Камчадалов, Е.П. Оценка взаимодействия элементов подсистемы трактор–поле в технологическом процессе / Е. П. Камчадалов // Механизация возделывания сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке: сб. науч. тр. / БСХИ. – Благовещенск, 1975. – Вып. 4. – С. 3-8.

75. Камчадалов, Е.П. Техногенно-нормируемая эксплуатация машинно-тракторного парка: метод. пособие / Е. П. Камчадалов, Ю. Н. Рубан, А. В. Липкань. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 2003. – 120 с.

76. Карапетян, М.А. Воздействие движителей трактора на физические свойства почвы / М. А. Карапетян // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 7. – С. 50-51.

77. Кашпура, Б.И. Эксплуатация машинно-тракторного парка на Дальнем Востоке / Б. И. Кашпура. – Благовещенск : Изд-во БСХИ, 1989. – 87 с.

78. Ким, Ю.А. Влияние конструктивных параметров колесных движителей на изменение физико-механических свойств почвогрунта и тяговые качества трактора / Ю. А. Ким, П. В. Зеленый, И. В. Франкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. – № 4. – С. 34-42.

79. Киселев, В.В. Обеспечение устойчивости при эксплуатации сельскохозяйственной техники/ В. В. Киселев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2014. – № 4. – С. 14-21.

80. Кононов, А.М. Исследование реализации тягово–сцепных качеств и агротехнической проходимости колесных тракторов на суглинистой почве Белоруссии : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Горки, 1974. – 35 с.

81. Кононов, А.М. О воздействии ходовых систем тракторных агрегатов на почву / А. М. Кононов, И. П. Ксенович // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 4. – С. 5-7.

82. Кононов, А.М. Уплотнение почвы агрегатами / А.М. Кононов, В.А. Гарбар // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1973. – № 1. – С. 46-47.

83. Коршун, Н.А. Агрегатирование тракторов Т-150 и Т-150К с сельскохозяйственными машинами / Н. А. Коршун. – М.: Колос. – 1975. – 160 с.

84. Кряжков, В.М. Экологическая проблема воздействия движителей на почву и эффективное направление ее решения / В.М. Кряжков,

В.А. Русанов // Научное наследие В.В. Докучаева и современное земледелие : материалы науч. сессии Россельхозакадемии 23-26 июня 1992 г. ст. Таловая Воронежской обл. – М., 1992. – Ч. 1. – С. 232-242.

85. Кузнецов, Е.Е. Повышение тягово-сцепных свойств колесного трактора класса 1, 4 за счет постановки дополнительного ведущего моста : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Е. Е. Кузнецов ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2012. – 22 с.

86. Кузнецов, Н.Г. Аналитическая оценка тягово-сцепных свойств тракторов с колесной формулой 4К4 с учетом кинематического несоответствия движителей ведущих мостов / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 5. – С. 21-23.

87. Кудрявцев, И.Г. Пути устранения кинематического несоответствия трактора и прицепа с ведущей осью на повороте / И. Г. Кудрявцев – Тракторы и сельхозмашины. – 1965. – № 5. – С. 36-39.

88. Кутьков, Г.М. Тяговый расчет трактора тягово-энергетической концепции / Г. М. Кутьков, М. В. Сидоров // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 4. – С. 13-18.

89. Кутьков, Г.М. Теория и тяговый расчет полноприводного трактора/ Г. М. Кутьков, А. А. Соловейчик, М. В. Сидорова // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2014. – № 2. – С. 8-14.

90. Лапик, В.П. Экологические аспекты воздействия гусеничных движителей на почву / В. П. Лапик // Вестник МГАУ. – 2010. – № 2. – С. 86-88.

91. Лопарев, А.А. Уплотняющее воздействие на почву гусенично-колесного трактора / А. А. Лопарев, А. С. Комкин // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 6. – С. 30-32.

92. Ляско, М.И. Влияние ходовых систем сельскохозяйственных тракторов на уплотнение почвы и урожайность ячменя / М.И. Ляско [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1979. – № 12. – С. 4-6.

93. Макаров, В.Н. Влияние плотности почвы на содержание элементов минерального питания в пахотном горизонте и урожай сои / В. Н. Макаров // Условия произрастания и урожай сои. – Новосибирск, 1978. – С. 46-51.

94. Мананникова, Т.В. Влияние разных схем движителей трактора «Кировец» на макроагрегатный состав почвы // Улучшение агротехнической проходимости машин / Т.В. Мананникова; Саратов. с.-х. ин-т. – Саратов, 1991. – С. 19-24.

95. Мелехов, В.Н. О влиянии изменения сцепного веса колесного трактора на его тягово-сцепные показатели на почве повышенной влажности / В.Н. Мелехов // Труды Саратовского института механизации сельского хозяйства. – 1970. – Вып. 43. – С. 21-29.

96. Мелуа, Р.А. Действие и последствие уплотнения / Р. А. Мелуа, В. Ф. Кивер // Земледелие. – 1985. – № 2. – С. 29-31.

97. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. – М.: ВИМ, 1995. – 95 с.

98. Методологическое обоснование выбора конструкции устройств рационального перераспределения сцепного веса [Электронный ресурс] / С.В. Щитов [и др.] // АгроЭкоИнфо: электрон. научно-производств. журн. – 2016. – № 2. – URL: <http://agroecoinfo.narod.ru/journal/> (дата обращения: 24.08.2017)

99. Миркин, С. Н. К вопросу о влиянии внутреннего давления в шине и изменения напряженного состояния почвы на её уплотнение / С. Н. Миркин // Улучшение агротехнической проходимости машин: сб. науч. раб. Саратов. ГСХА. – Саратов, 1996. – С. 8-12.

100. Назаров, Г.Н. Исследование эффективности гидроувеличителя сцепного отвода колёсного трактора / Г. Н. Назаров // Труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1967. – Вып. 26. – С. 12-18.

101. ГОСТ 26953–86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву. – Введ. 1987-01-01. – М.: Госстандарт СССР, 1986. – 18 с.

102. Носов, С.В. Развитие деформации и изменение плотности почвогрунта под траком гусеничной машины / С. В. Носов., Н. Е. Перегудов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 11. – С. 14-16.

103. Нуруллин, Р.Г. Способы регулирования пятна контакта шины с почвой / Р.Г.Нуруллин, И.С.Возовик, А.Х.Зимагулов // Исследования эксплуатации качеств тракторов и автомобилей: науч. тр. Горьк. СХИ.-Горький, 1982.-Т.155.-С.36-38.

104. Онищук, В.С. Комплексная характеристика почвенных ресурсов равнинных ландшафтов Приамурья / В. С. Онищук, А. Н. Панасюк. – Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 2010. – 324 с.

105. Пат. 151136 Российская Федерация, МПК B60B 11/02. Стабилизатор продольной устойчивости колесного трактора / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова, К.Е. Кузнецов; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2014138208 ; Заявл. 22.09.2014 ; Оpubл. 20.03.2015, Бюл. №8.

106. Пат. 154775 Российская Федерация, МПК F16F 1/14, B60G 11/18, B61F 5/12. Стабилизатор вертикальных колебаний моста колесного транспортного средства / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.В. Панова, Е.С. Поликутина, С.А. Рыбаков; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015117097; Заявл. 05.05.2015; Оpubл. 10.09.2015, Бюл. №25.

107. Пат. 169463 Российская Федерация, МПК B60B 11/02, B62D 13/00, B60B 39/00. Автоматический пружинный регулятор устойчивости колесного трактора моноблочной схемы / С. В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, В.А. Сенников, Н.Н. Сенникова; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2016120561 ; Заявл. 25.05.2016; Оpubл. 21.03.2017, Бюл. №9.

108. Пат. 2578903 Российская Федерация, МПК В60В11/02, В60В39/00, В62D13/00. Пружинный стабилизатор устойчивости колесного трактора типа «МТЗ» / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова, К.Е. Кузнецов ; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2014148012 ; Заявл. 27.11.2014 ; Оpubл. 27.03.2016, Бюл. № 9.

109. Пат. 2597434 Российская Федерация, МПК В62D 6/00, В62D 7/20. Пружинный стабилизатор колесного трактора / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, О.А. Кузнецова ; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015117329 ; Заявл. 06.05.2015 ; Оpubл. 10.09.2016, Бюл. № 25.

110. Пат. 2598363 Российская Федерация, МПК F16F 1/14, В60G 11/18, В61F 5/12. Регулятор колебаний движителей моста колесного транспортного средства / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина, С.А. Рыбаков, К.Е. Кузнецов ; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015119310 ; Заявл. 21.05.2015 ; Оpubл. 20.09.2016, Бюл. № 26.

111. Пат. 2613390 Российская Федерация, МПК В62D 53/04, А01В 59/04. Пружинно-рычажный корректор сцепного веса колесного трактора / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, Е.С. Поликутина; Дальневосточ. гос. аграр. ун-т. – №2015140368; Заявл. 22.09.2015 ; Оpubл. 16.03.2017, Бюл. № 8.

112. Петрушко, И.М. Курс высшей математики. Теория вероятностей. Лекции и практикум: учебное пособие / И. М. Петрушко. – СПб.: Лань, 2008. – 352 с.

113. Письменный, Д.Т. Конспект лекций по теории вероятностей и математической статистике – 2-е изд., испр. / Д. Т. Письменный. – М. Айрис-пресс, 2005. – 256 с.

114. Плаксин, А.М. Снижение уплотнения почвы движителями МТА изменением массы трактора / А. М. Плаксин, А. П. Зырянов, Т. П. Ишимов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – № 8. – С. 22-24.

115. Плаксин А.М. Энергетические показатели почвообрабатывающих агрегатов при различной массе трактора. / А.М. Плаксин, А.П. Зырянов // Вестник ЧГАА. – 2008. – Т. 52. – С. 78-80.

116. Победин, А.В. Математическая модель трактора с треугольным гусеничным ободом / А. В. Победин, И. А. Долгов, В. В. Варфоломеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 11. – С. 13-16.

117. Поливаев, О.И. Оценка воздействия движителей колесных тракторов на почву /О. И. Поливаев, О. М. Костиков, О. С. Ведринский, А. В. Панков // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – № 3. – С. 26-28.

118. Попов, А.Ю. Влияние упругого элемента в навеске на вертикальную нагрузку на колесах трактора / А. Ю. Попов, П. В. Коновалов // Интеграция науки и производства – стратегия устойчивого развития АПК России в ВТО: материалы Международной научно-практической

конференции, посвященной 70-летию Победы в Сталинградской битве. 30 января–01 февраля 2013 г. – Волгоград, 2013. – Т. 5. – С. 150-151.

119. Ревут, Б.И. Физика почв / Б. И. Ревут. – Л.: Колос, 1972. – 368 с.

120. Русанов, В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения / В. А. Русанов. – М.: ВИМ, 1968. – 368 с.

121. Русанов, В.А. Проблемы ходовых систем сельскохозяйственных тракторов и возможные пути их решения / В. А. Русанов // Тезисы докладов науч. конф. УСХА. – Киев, 1975. – С. 18-25.

122. Скурятин, Н.Ф. Исследование сил, действующих на прицеп при работе с тягово-догрузочным устройством/ Н.Ф. Скурятин [и др.] //Вестник Воронежского государственного аграрного университета. - 2013.- № 4.- С. 94-98.

123. Скурятин, Н.Ф. Повышение грузоподъемности прицепного агрегата/ Н.Ф.Скурятин [и др.] //Сельский механизатор. -2014.- № 12. - С. 38-39.

124. Скурятин, Н.Ф. Исследование кинематики движения тракторного транспортного прицепного агрегата по пересеченной местности с тягово-догрузочным устройством/ Н.Ф. Скурятин, Е.В. Соловьев // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2014. – № 3(3). – С. 23–28.

125. Русинов, А. В. Методы оценки системы движитель – опорное основание / А. В. Русинов // Сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1984. – Т. 2. – С. 3-19.

126. Селиванов Н.И. Оценка тягово–цепных свойств колесного трактора К-701 / Н. И. Селиванова, В. С. Кирина, Р. А. Эбель // Вестник КрасГАУ. – 2007. – № 3. – С. 168-172.

127. Сенникова, Н. Н. Повышение эффективности использования машинно–тракторных агрегатов в сельскохозяйственном производстве Амурской области : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 20.10.2010 / Н. Н. Сенникова ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2010. – 23 с.

128. Синеговская, В. Т. Стратегия развития семеноводства сои на Дальнем востоке / В. Т. Синеговская // Труды Кубанского государственного аграрного университета. – 2016. – № 59. – С. 344-350.

129. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников А. А. Машенский, А. С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.

130. Слюсаренко, В.В. Самоуплотнение и разуплотнение почв в естественных условиях и после прохода энергонасыщенной техники / В. В. Слюсаренко, А. В. Русинов // Техника в сельском хозяйстве. – 2001. – № 3. – С. 8-11.

131. Спириданчук, А.Б. Снижение величины прямых энергозатрат при обработке почвы / А. Б. Спириданчук, Н. В. Спириданчук, С. В. Щитов // Достижения науки и техники АПК. – 2014. – № 2. – С. 59-60.

132. Система земледелия Амурской области / под общ. ред. П. В. Тихончука. – Благовещенск: Изд-во Дальневосточного ГАУ, 2016. – 574 с.

133. Трепененков, И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И. И. Трепенков – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.

134. Ульянов, Ф.Г. Повышение проходимости и тяговых свойств колесных тракторов на пневматических шинах / Ф. Г. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1964. – 135 с.

135. Хафизов, К.А. Установление потерь урожая и основных причин их снижения от уплотнения движителями машинно-тракторных агрегатов по уходу за посевами / К. А. Хафизов, Р. Н. Федоров // Научное обеспечение инновационного развития АПК: материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 90-летию государственности Удмуртии, 16–19 февр. 2010 г. / ИжГСХА. – Ижевск, 2010. – Т. 3. – С. 43-48.

136. Худовец, В. И. Повышение опорной проходимости неполноприводного колесного трактора класса 1,4 путем рационального распределения сцепного веса между мостами трактора: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 27.12.2013 / В. И. Худовец ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2013. – 135 с.

137. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.

138. Щегорец, О.В. Соеводство: учеб. пособие / О. В. Щегорец ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2002. – 432 с.

139. Щитов, С.В. Влияние класса тяги трактора на величину потерь энергозатрат от уплотнения почвы / С. В. Щитов, Н. В. Спириданчук, В. Ф. Кузин // Вестник КрасГАУ. – 2013. – № 1. – 110-114.

140. Щитов, С.В. Воздействие на почву ходовой системы трактора / С. В. Щитов, О. П. Митрохина // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – № 3. – С. 8-9.

141. Пат. 151136 Стабилизатор продольной устойчивости колесного трактора / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е., Поликутина Е.С., Кузнецова О.А. Кузнецов К.Е.; заявитель и патентообладатель Дальневост. гос. аграр. ун-т. – № 2014138208/11; заявл. 22.09.14 ; опубл. 20.03.15, Бюл. № 8.

142. Пат. 2482974 Автоматический корректор сцепного веса для увеличения проходимости и повышения производительности колесных тракторов при их агрегатировании с прицепами / Щитов С.В., Кузнецов

Е.Е.; заявитель и патентообладатель Дальневост. гос. аграр. ун-т. – № 2011151377/11; заявл. 15.12.11 ; опубл. 27.05.13, Бюл. № 15.

143. Щитов, С.В. Влияние перераспределения сцепного веса между мостами трактора на ширину захвата, буксование и производительность машинно–тракторного агрегата [Электронный ресурс] / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина // АгроЭкоИнфо: электрон. научно–производств. журн. – 2017. – №1. – URL: <http://agroecoinfo.narod.ru/journal/> (дата обращения 24.08.2017).

144. Щитов, С.В. Влияние энергозатрат на выбор энергетического средства / С. В. Щитов, Н. В. Спириданчук, Е. С. Поликутина // Научное обозрение. – 2014. – № 8. – С. 535-538.

145. Щитов, С.В. Использование пружинно–разгрузочного механизма для повышения нагрузки на передний управляемый мост трактора / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина // Научное обозрение. – 2015. – № 11. – С. 18-23.

146. Щитов, С.В. Исследование трактора с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа / С. В. Щитов, Н. Н. Сенникова // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 5. – С. 33-34.

147. Щитов, С.В. Повышение производительности колесных тракторов путем модернизации их ходовой системы / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецова, Е. С. Поликутина // Техника и оборудование для села. – 2015. – № 6. – С. 18-20.

148. Щитов, С.В. Результаты экспериментальных исследований по определению влияния устройства для перераспределения сцепного веса на тяговые свойства и ходовую систему колесного трактора / С. В. Щитов, Е. Е. Кузнецов, Е. С. Поликутина // Достижения науки и техники АПК. – 2015. – Т. 29, № 10. – С. 95-98.

149. Щитов, С.В. Экспериментальные исследования трактора с корректором сцепного веса на транспортных работах /С.В. Щитов, С.В. Яценко // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2006. – № 11. – С. 33.

150. Щитов, А.С. Повышение тягово-сцепных свойств колесных тракторов класса 1,4 на полевых транспортных работах в условиях Амурской области: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.С. Щитов ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2004. – 20 с.

151. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики /А. А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1963. – 371 с.

152. Яценко, С.В. Исследование тягово–сцепных свойств колесного трактора класса 1,4 с корректором сцепного веса в условиях Амурской области: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / С. В. Яценко ; Дальневост. гос. аграр. ун-т. – Благовещенск, 2007. – 23 с.

153. Mancovic, M. Dynamic modeling of the transmission line of an agricultural tractor / M. Mancovic // SAE Techn. Pap. Ser, 1991. – P. 1-12.
154. Beireitung mitteleuropaischer Traktoren Vahlensieck bernd Reinius Karl – Theodor, Hetz Edmundo// Land techik, 1993, № 8-9.
155. Buliński, Jerzy. Effect of multiple passages and the wheel load on soil deformation / Jerzy Buliński, Łukasz Leszczyński // Ann.Warsaw Univ.Life Sci. Agr. – 2012. – № 59. – P.5-12.
156. Hakansson, I. A Method for Characterizing the State of Compactness of the Plough laye / I. Hakansson // Soil Tillage Research, 16 (1990). –P. 105 - 120.
157. Hakansson, I. A. Method for Characterizing the State of Compactness of an Arable Soil / I. A. Hakansson // Catena Supplement 11. Braunschweig, 1988. – P. 101-105.
158. Hart, W. E. On dynamic characteristics of Wheeled tractors /W. E. Hart // Venicle syst dyn, 1988. – 17/Syppl. - 541 p.
159. Hunger, Ruedi. Bodenverdichtung: Prävention vor Regeneration / Ruedi Hunger // Schweiz. Landtechn. – 2012. – 74, Aug. – P. 46-48.
160. Kucsewski, J. Comparative analysis of the relation between the tractor wheel slip and the coefficient of adhesion utilization according to various empiric formulae / J. Kucsewski, S. Wolski // Ann. Warsaw Agr. Univ SGGW //Ar. Agr, 1991. – № 23. – P. 3-9.
161. Lines, J. A. The stiffness of agricultural tractor tires / J. A. Lines, K. Murphy // J. Terramech. – 1999. – V. 28, № 1. – P. 49-64.
162. Nattenes I. The mechanikal farm for 2030 – Agricultural Engineering, 1982. – № 1. – P. 30-32.
163. Niedrigor Luftdruck schont den boden / Volk Ludwig // Getreide Mag. – 1997. – V.3, № 3. – P. 108-111.
164. Performance of tractor cage whell as affected by lug height. Dubey R.K., Singh Bachchan. «J. Agr. Eng.». – 1985. – V. 22, № 3.– P. 1-8.
165. Rubber-traching concept lifeby lighten weights / Collings Andy, Faulkner Andrew// Farmens Weekly. – 1994 – V. 121, N 21. – P. 61.
166. Sasaki, S. Articulated tracked vehicle with four diqrees of freedom /S. Sasaki, E. Miyata // J. Terramech. – 1991. – V. 28. – № 2. – P. 189-199.
167. Skorniyakov E., Kvasha E., Tatalin B., Rusanov V. (Dnepropetrovsk, Moskow). New Conception of design and manufacture of ENVIRONMENT – protective properties tires and efficiencyof there application // INTERNATIONAL CONFERENCE SOIL COMPACTION AND SOIL NAMAGEMENT. TALLIN, ESTONIA, 8-12 JUNE, 1992. – P. 16-19.
168. Soane, B.D. The ground pressure of wheels and tracks / B.D. Soane // Power Farm. – 1970. – V. 44. – N 4. – P. 40-44.
169. Traction benefits of prepared traffic lanes. Burt Eddie C., Taylor James H., Welis Larry G. «Agr. Eng.». – 1984. – V. 65, N 9. – P.16-18.
170. Trend to larger equipment forecast after CAP reform // Farmers Weekly. – 1992. – № 25. – P. 33.

Научное издание

*Сергей Васильевич Щитов,
Евгений Евгеньевич Кузнецов,
Елена Сергеевна Поликутина,
Ольга Александровна Кузнецова*

ПОВЫШЕНИЕ ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
И СНИЖЕНИЕ ТЕХНОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОЧВУ
КОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Монография

Лицензия ЛР 020427 от 25.04.1997 г. Подписано к печати 14.12.2020 г.
Формат 60х90/8. Уч.-изд.л. – 6,5. Тираж 500 экз. Заказ 65.

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии
издательства Дальневосточного государственного аграрного университета
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86