

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САХАЛИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

С. В. Щитов, З. Ф. Кривуца,
Н. Н. Сенникова, Н. Ф. Двойнова

**ПОВЫШЕНИЕ
ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ
В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ
ОБЕСПЕЧЕНИИ АПК ДАЛЬНЕВОСТОЧНОГО
ФЕДЕРАЛЬНОГО ОКРУГА**

Монография

Южно-Сахалинск
СахГУ
2017

УДК 629.3
ББК 39.345.2
Щ901

*Серия «Монографии ученых
Сахалинского государственного университета»
основана в 2003 году.*

Рецензенты:

Иванов С. А., доктор технических наук,
генеральный директор ООО «Соевые технологии»;
Кузнецов В. М., доктор сельскохозяйственных наук,
врио директора ФГБНУ «СахНИИИСХ».

Щ901 **Щитов, С. В.** Повышение тягово-сцепных свойств мобильных энергетических средств в транспортно-технологическом обеспечении АПК Дальневосточного федерального округа : монография / С. В. Щитов, З. Ф. Кривуца, Н. Н. Сенникова, Н. Ф. Двойнова. – Южно-Сахалинск : СахГУ, 2017. – 176 с.
ISBN 978-5-88811-556-5

Представленная монография включает в себя результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных авторами в ФГБОУ ВО «Дальневосточный ГАУ» и ФГБОУ ВО «Сахалинский государственный университет» по вопросу повышения тягово-сцепных свойств мобильных энергетических средств за счет перераспределения сцепного веса ведущих колес, что позволяет повысить эффективность использования транспортно-технологического обеспечения АПК Дальневосточного федерального округа.

Монография предназначена для научных, инженерно-технических работников, занимающихся транспортно-технологическим обеспечением АПК.

УДК 629.3
ББК 39.345.2

© Щитов С. В., 2017
© Кривуца З. Ф., 2017
© Сенникова Н. Н., 2017
© Двойнова Н. Ф., 2017
© Сахалинский государственный университет, 2017

ISBN 978-5-88811-556-5

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1. ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА (АПК)	7
1.1. Краткая характеристика естественно-производственных условий и состояние АПК Дальневосточного федерального округа	7
1.2. Исследование кинематики криволинейного движения транспортного энергетического средства ...	26
1.3. Способы повышения тягово-сцепных свойств энергетического средства на транспортных работах ...	35
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ АПК	41
2.1. Влияние положения точки прицепа на тягово-сцепные свойства транспортно-энергетического средства	41
2.2. Теоретическое обоснование механизма перемещения точки прицепа.	52
2.3. Производительность тракторно-транспортного агрегата при меняющемся сцепном весе и точки прицепа при криволинейном движении	54
2.4. Повышение тягово-сцепных свойств автомобиля за счет перераспределения сцепного веса	58
2.5. Влияние тросопневматических тягово-догружающих устройств на тягово-сцепные свойства автомобиля	63
2.6. Определение основных параметров тросопневматических тягово-догружающих устройств ..	67
2.7. Синтез тросопневматических тягово-догружающих устройств по заданным геометрическим параметрам.	74
2.8. Динамический анализ дополнительно устанавливаемых тросопневматических тягово-догружающих устройств.	78

2.9. Исследование опорных реакций прицепных систем автопоездов с дополнительно устанавливаемыми тросопневматическими тягово-догружающими устройствами	81
ГЛАВА 3. ПРАКТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ АПК.	
3.1. Результаты экспериментальных испытаний по распределению сцепного веса между ведущими колесами трактора.	95
3.2. Результаты тяговых испытаний ТТА с меняющейся точкой прицепа и корректором сцепного веса	107
3.3. Результаты сравнительных хозяйственных испытаний.	113
3.4. Исследование техногенного воздействия на почву колесного трактора класса 1,4.	115
3.5. Исследование влияния типа и состояния дорожного покрытия на коэффициент сопротивления качению грузовых автомобилей.	121
3.6. Результаты экспериментальных исследований по увеличению проходимости автопоездов с прицепными системами	131
ГЛАВА 4. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ	
4.1. Расчет основных показателей экономической эффективности	140
4.2. Расчет основных показателей топливно-энергетической эффективности	144
4.3. Энергетическая оценка технологического процесса перевозок грузов сельскохозяйственного назначения	147
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ	158
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.	160

ВВЕДЕНИЕ

Для успешной реализации государственной программы развития сельского хозяйства на 2012–2020 гг., нацеленной на динамичное техническое перевооружение отрасли, необходимо внедрять в растениеводстве систему технологий и машин, обеспечивающую выбор оптимальных зональных технологий с учетом агроландшафтного разнообразия условий, уровня интенсификации производства и финансово-экономического состояния сельхозтоваропроизводителя.

Важным направлением хозяйственной деятельности Дальневосточного федерального округа (ДФО) является производство сельскохозяйственной продукции, и в частности, сои, зерновых, кормовых и овощных культур. Для возделывания данных культур разработаны технологии, отвечающие биологическим особенностям возделываемых культур, природным условиям зон ДФО. Как известно, получение высокого урожая во многом зависит от своевременного проведения основных сельскохозяйственных работ. Немаловажная роль при этом отводится транспортно-технологическому обеспечению по доставке посевного материала и удобрения, а также вывозу собранного урожая и своевременной доставке сельскохозяйственной продукции потребителю. Как показывают проведенные исследования, доля данных работ в общем объеме может составлять от 50–70 %.

Основа энергетики транспортно-технологического обеспечения **агропромышленного комплекса (АПК)** при выполнении технологических операций по возделыванию культур – тракторы и самоходные машины, а при выполнении транспортных работ – автомобили и тракторы. При транспортно-технологическом обеспечении АПК ДФО в систему технологий и машин в первую очередь должны войти транспортные средства с высоким уровнем приспособленности к зональным и сезонным вариациям условий эксплуатации, что позволит в полной мере реализовать потенциальные качества мобильных энергетических средств, заложенные при проектировании и производстве.

Развитие транспортно-технологического обеспечения предприятий АПК является необходимым условием роста экономики

ДФО. Мобильные энергетические средства сельскохозяйственных товаропроизводителей должны обладать достаточными тягово-сцепными свойствами, но из-за суровых природных условий почти на всей территории округа (большинство дорог либо покрыты снегом или гололедицей, либо имеет слабую несущую поверхность, связанную с переувлажнением) автомобильный транспорт при перевозке грузов с полей используется малоэффективно и основная часть транспортных внутрихозяйственных перевозок ложится на тракторные поезда. Однако тракторные поезда не всегда справляются с поставленной задачей вследствие недостаточных тягово-сцепных свойств [67, 68]. Таким образом, одним из перспективных направлений повышения эффективности использования мобильных энергетических средств на транспортных работах в АПК ДФО является улучшение их тягово-сцепных свойств за счет перераспределения сцепного веса.

Монография дополняет исследования Я. С. Агейкина [1], В. А. Власова [29, 30, 31], Е. А. Чудакова [147, 148, 149], И. И. Водяника [32, 33, 34], А. В. Войтикова [35], В. В. Казыгина [68], В. С. Климанова [71, 72, 73], И. П. Ксеновича [82, 83, 84], А. М. Кононова [85], В. А. Скотникова [106, 121, 122, 123], Ф. Г. Ульянова [140], С. В. Щитова [152, 153, 154, 155] и других авторов, посвященные повышению тягово-сцепных свойств транспортно-энергетических средств.

ГЛАВА 1. ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА (АПК)

1.1. Краткая характеристика естественно-производственных условий и состояние АПК Дальневосточного федерального округа

Эффективность использования тракторно-транспортных агрегатов зависит в значительной степени от природно-климатических условий зоны, где они применяются. К основным показателям, определяющим особенности механизации сельскохозяйственного производства, относятся: климат (температура, осадки, влажность воздуха и др.), тип и физико-механические свойства почвы (механический состав, удельное сопротивление, влажность, твердость и др.), особенности полей (длина гона, угол склона, каменистость участков, заболоченность и др.), особенности агротехники и технологии возделывания культур [104].

Согласно планам Правительством РФ, индекс производства продукции сельского хозяйства в хозяйствах всех категорий страны в 2020 году к 2012 году составит 120,8 %, в том числе продукции растениеводства – 121,2, продукции животноводства – 120,2, а зависимость от импорта овощей снизится с 14,6 до 10,1 %, мясной продукции должна будет уменьшиться с 21,6 до 7,7 %, импорт молочной продукции (включая молоко) упадет с 23,6 до 16,6 %. Агропромышленному комплексу Дальневосточного федерального округа (ДФО) предстоит приложить усилия, чтобы самый зависимый от импорта пищевой продукции округ соответствовал данным показателям [145, 146]. ДФО в 2015 г. занял восьмое место в отечественном производстве сельскохозяйственной продукции, что составило 162901 млн. руб., или 3,1 % от общего объема производства продукции сельского хозяйства. Общий объем производства продукции сельского хозяйства в ДФО с 2005 по 2015 г. увеличился вдвое (рис. 1.1) [108].

Основной вклад в развитие сельскохозяйственного производства ДФО приходится на сельскохозяйственные товаро-



Рис. 1.1. Объем производства продукции сельского хозяйства по федеральным округам Российской Федерации в период 2005–2015 гг., млн. руб. [108]

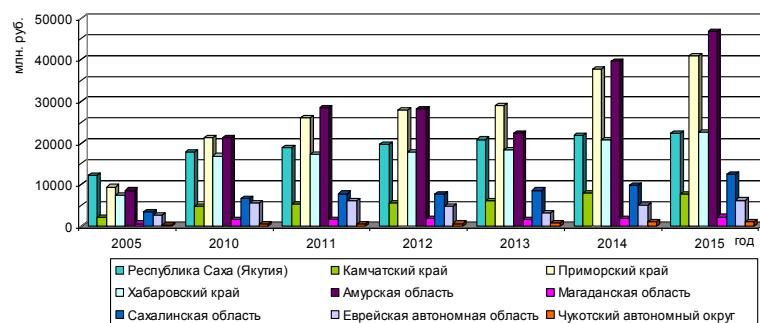


Рис. 1.2. Объем производства продукции сельского хозяйства в ДФО за период 2005–2015 гг., млн. руб. [108]

производители Амурской области, Приморского, Хабаровского краев, Республики Саха (Якутия), Сахалинской области, Еврейского автономного округа (рис. 1.2).

ДФО – один из важнейших экономических округов нашей страны, занимающий 36 % ее территории с площадью 6169,3 тыс. км² [42]. Свыше 80 % земельных угодий в округе находится под лесом, а естественные кормовые угодья составляют более 50 % всех сельскохозяйственных.

Преобладающая часть территории ДФО относится к территориям с экстремальными природными условиями [50].

Особенности физико-географического положения Дальневосточного региона определили разнообразие природно-климатических условий – от резко континентального до муссонного климата юго-востока региона. Большая часть территории занята горами и высокими нагорьями (около 75 % территории), при этом преобладают горы средней и небольшой высоты. Равнины и низменности занимают лишь сравнительно небольшие площади (около 25 % территории), в основном по речным долинам, и именно в этих районах сосредоточена основная хозяйственная жизнь региона [105].

Вся территория ДФО находится в зоне трех климатических поясов и пяти типов климата. Чукотский автономный округ лежит в зоне арктического и субарктического климатических поясов. Камчатский край, находясь южнее, расположен в умеренном климатическом поясе. Для этой местности характерен особый тип климата – климат восточных побережий. Этот тип климата характерен также для побережья Магаданской области, но в глубь континента климат меняется на субарктический (тундры и лесотундры). Южнее находится Хабаровский край, полностью расположенный в умеренном поясе и зоне двух типов климата: резко-континентального на границе с Якутией и муссонного ближе к берегу Тихого океана. Остальные же субъекты – Приморский край, Амурская, Сахалинская, Еврейская автономная области, целиком расположены в зоне муссонного типа климата.

В холодное время года, преимущественно зимой, на территории ДФО преобладают западные ветры, несущие сухой морозный воздух из Сибири в виде антициклонов. Поэтому зима на Дальнем Востоке очень суровая и сухая. В северной части региона климат наиболее суровый с девятимесячной холодной малоснежной зимой (Республике Саха (Якутия)). В теплое время года ветер начинает дуть с океана, принося циклоны и, следовательно, пасмурную погоду, осадки. Поэтому основная масса осадков приходится на летнее время. Осадки на территории Дальнего Востока распределены неравномерно. На территории Чукотского АО выпадает от 150 до 600 мм осадков в год, в Камчатском крае и Магаданской области годовое количество осадков колеблется от 400 до 800 мм. В остальных субъектах осадков выпадает сравнительно больше – в среднем от 500 до 1000 мм в год.

Основная особенность температурного режима ДФО – резкое усиление мороза в холодное время года по мере отдаления от берега вглубь континента. На восточном побережье Камчатского полуострова средняя температура января составляет около $-4...-6^{\circ}\text{C}$, а в центре полуострова опускается до $-16...-22^{\circ}\text{C}$. Подобным образом на побережье Чукотского АО, Магаданской области и Хабаровского края средняя январская температура достигает $-16...-20^{\circ}\text{C}$, а на границе с Якутией опускается до $-30...-35^{\circ}\text{C}$. В Приморском крае средняя температура зимних месяцев на берегу также сравнительно высока $-6...-8^{\circ}\text{C}$, а на границе с Китаем падает до $-20...-24^{\circ}\text{C}$. В Амурской и Еврейской автономной областях средняя температура января составляет около $-20...-26^{\circ}\text{C}$. Что касается теплого времени года, то разброс среднемесячной температуры сильно уменьшается ввиду муссонного климата. Лишь на крайнем севере Чукотского автономного округа средняя температура июля составляет всего $+3...+8^{\circ}\text{C}$, а местами и $-2...-1^{\circ}\text{C}$. Почти на всей остальной территории Дальнего Востока средняя июльская температура составляет порядка $+10...+15^{\circ}\text{C}$, лишь в южной части региона, на границе с Китаем, средняя температура летних месяцев достигает $+17...+21^{\circ}\text{C}$. Годовая амплитуда температуры воздуха в ДФО самая большая на земном шаре – до $70-75^{\circ}\text{C}$.

В соответствии с принципом агроклиматического районирования в ДФО выделяются южные и северные территории. Южные территории (ЮТ) включают Приморский, Хабаровский края, Амурскую область, Еврейскую автономную область; северные территории (СТ) – Республику Саха (Якутия), Камчатский край, Магаданскую и Сахалинскую области и Чукотский автономный округ. На ЮТ ДФО размещается 77 % сельскохозяйственных угодий и 92 % пашни, здесь же производится около 60 % пищевых продуктов, преимущественно сельскохозяйственных [130]. В Амурской области сосредоточено 34 % сельскохозяйственных угодий и 59 % пашни ДФО.

Основным ресурсом растениеводства в ДФО является земля. Пахотные угодья ДФО ввиду разнообразия климата, обусловленного большой протяженностью территории с юга на север и с запада на восток, имеют различный потенциал плодородия. Только на южных территориях округа возделываются рис, соя, кукуруза, перец, баклажан, но они находятся в зоне влияния муссонов и

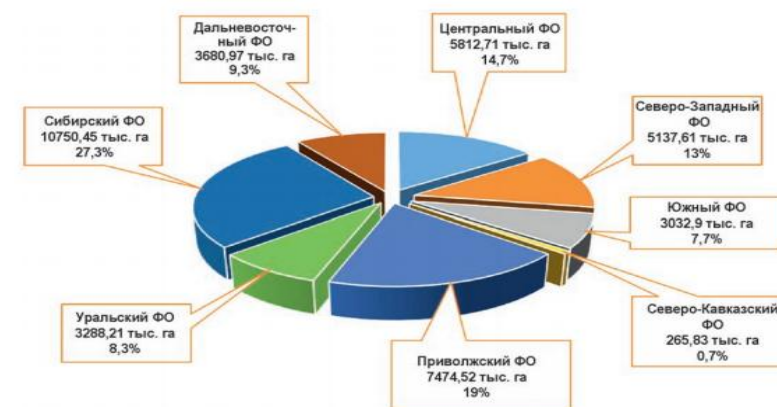


Рис. 1.3. Распределение площади неиспользуемых земель сельскохозяйственного назначения по федеральным округам Российской Федерации в 2015 г. [108]

подвергаются значительным рискам. Особенностью северных территорий ДФО являются низкие естественное плодородие и пригодность земель для ведения сельского хозяйства. В округе 3680,97 тыс. га земель сельскохозяйственного назначения в 2015 г. не использовались (рис. 1.3).

Отличительными особенностями сельскохозяйственного производства ДФО являются: значительная отдаленность его от основных районов производства материально-технических ресурсов в стране, потребляемых в процессе производства (удобрений, сельскохозяйственной техники, запчастей и т. д.); разбросанность сельскохозяйственных товаропроизводителей на территориях; высокие транспортные расходы и издержки производства, обусловленные неблагоприятными природно-климатическими условиями [118]. Вместе с тем остро стоит проблема нехватки высокопродуктивной пашни [79]. Так, в южной зоне Амурской области ресурс возврата в оборот площадей уже исчерпан. Повышенным спросом пользуются площади для целей овощеводства, расположенные около городов [105].

Островное положение Сахалинской области в составе ДФО дополнительно усложняет ведение сельского хозяйства следующими особенностями: ограниченная доступность террито-

рии о. Сахалина и Курильских островов; крайне сложные природные условия (большое количество осадков, заболоченность территории) оказывают большое влияние на продуктивность земель и ухудшают их качественное состояние; отсутствие сырьевой базы (зерновых) для производства комбикормов, отсутствие перерабатывающей и сбытовой инфраструктуры, низкая конкурентоспособность производимой сельскохозяйственной продукции и зависимость производства от поставок с материка; недостаточная научная база для развития племенного животноводства и семеноводства [118].

Посевные площади сельскохозяйственных культур в хозяйствах всех категорий ДФО составили в 2015 г. 1883,6 тыс. га, или 2,4 % от общей площади в стране (рис. 1.4). Внутри ДФО в 2015 г. на долю Амурской области пришлось 61,8 % посевной площади сельскохозяйственных культур, Приморского края – 21,9; ЕАО – 6,7, Хабаровского края – 4,1, Республики Саха (Якутия) – 2,4, Сахалинской области – 1,4, Камчатского края – 1,1, Магаданской области – 0,3 %. В среднем за последние десять лет посевные площади сельскохозяйственных культур в ДФО увеличились в 2,6 раза. В расчете на одного жителя в Сахалинской области приходится 0,07 га пашни, в Магаданской области – 0,08, в Республике Саха (Якутия) – 0,09, в Камчатском крае – 0,15 га (рис. 1.5) [108].

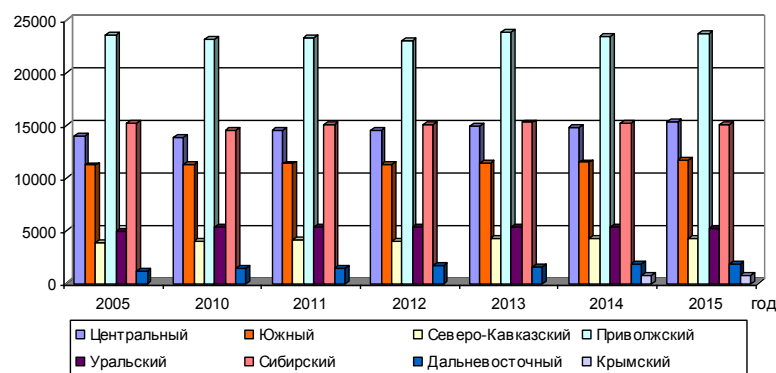


Рис. 1.4. Посевные площади сельскохозяйственных культур по федеральным округам Российской Федерации в период 2005–2015 гг. (в хозяйствах всех категорий; тыс. га) [108]

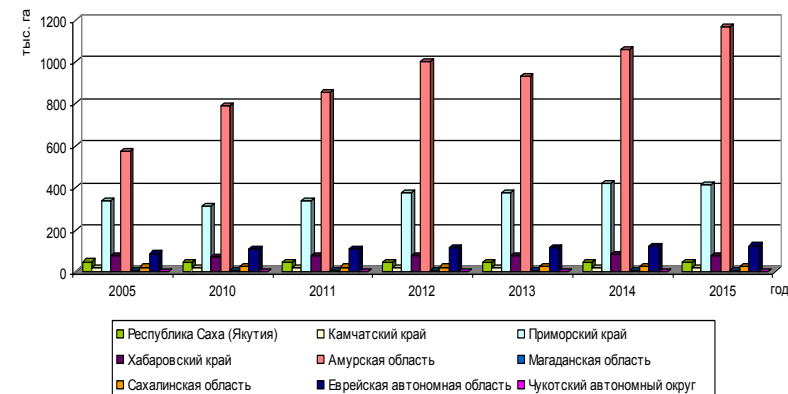


Рис. 1.5. Посевные площади сельскохозяйственных культур в субъектах ДФО за период 2005–2015 гг. (в хозяйствах всех категорий; тыс. га) [108]

В сельскохозяйственном отношении наибольшее значение в округе занимает производство сои, зерновых культур, картофеля, овощей и кормовых культур. ДФО – это основной округ в России по производству сои. На его территории сосредоточено более 90 % этой культуры. Самые крупные посевы сои размещаются в Амурской области, Хабаровском и Приморском краях. Практически повсеместно на юге округа выращивают картофель и овощи [50]. Наибольшие площади под эти культуры отведены в Сахалинской области (27 % от всей посевной площади области), где урожайность овощей достигает 200 ц/га, картофеля – около 110 ц/га [42]. Высокая урожайность овощей отмечена также в Республике Саха, Амурской области, Камчатском и Хабаровском краях. Под кормовые культуры в Магаданской области выделяется 91,6 % от всех посевных площадей, в Камчатском крае – 89, Сахалинской – 73, в Республике Саха – 63 % [108]. В округе уже наметилась тенденция к увеличению посевных площадей, валовых сборов основных сельскохозяйственных культур, количества внесения минеральных удобрений на один гектар посева (рис. 1.6–1.8).

В структуре энергетических мощностей на тракторы в ДФО (включая тракторы, на которых смонтированы землеройные, мелиоративные и другие машины) приходится 37,2 % мощно-

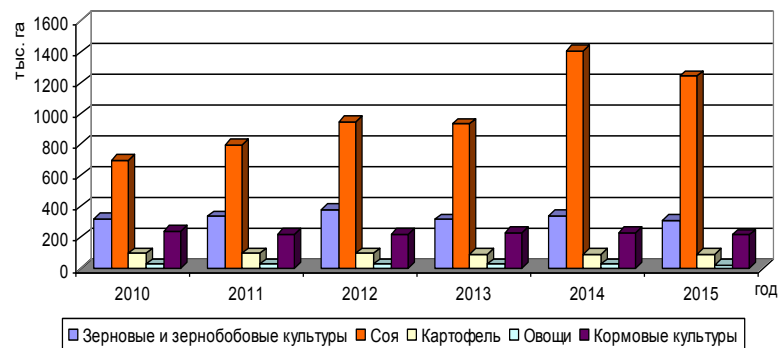


Рис. 1.6. Посевные площади основных сельскохозяйственных культур в субъектах ДФО за 2010–2015 гг., тыс. га [108]

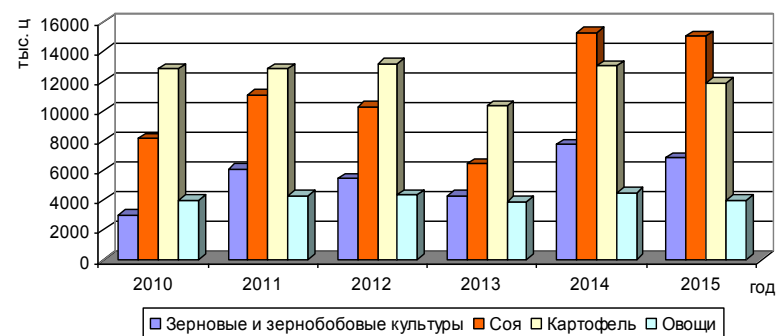


Рис. 1.7. Валовые сборы основных сельскохозяйственных культур в субъектах ДФО за 2010–2015 гг., тыс. ц [108]

сти двигателей, на автомобили – 30,4, прочие механические двигатели – 1,4, электродвигатели и электроустановки – 10,9, рабочий скот в пересчете на механическую силу – 0,1 %. В округе наблюдается сокращение парка сельскохозяйственной техники (рис. 1.9–1.11) [108].

Недостаток собственных оборотных средств сельскохозяйственных товаропроизводителей в ДФО приводит к сокращению закупок новой техники и оборудования. Темпы ежегодного

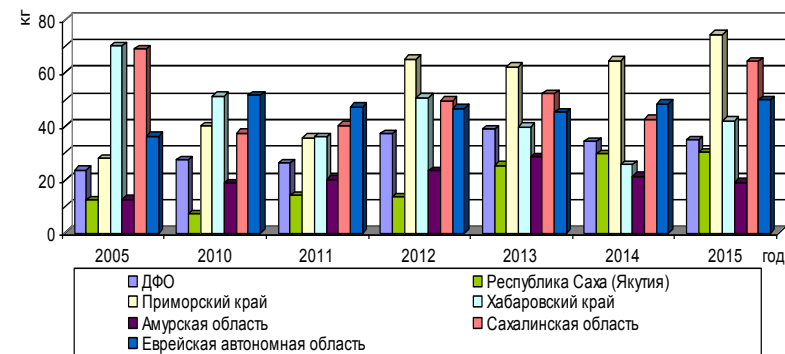


Рис. 1.8. Количество внесения минеральных удобрений на один гектар посева сельскохозяйственных культур в сельскохозяйственных организациях по некоторым федеральным округам Российской Федерации за 2005–2015 гг. (в пересчете на 100 % питательных веществ, кг) [108]

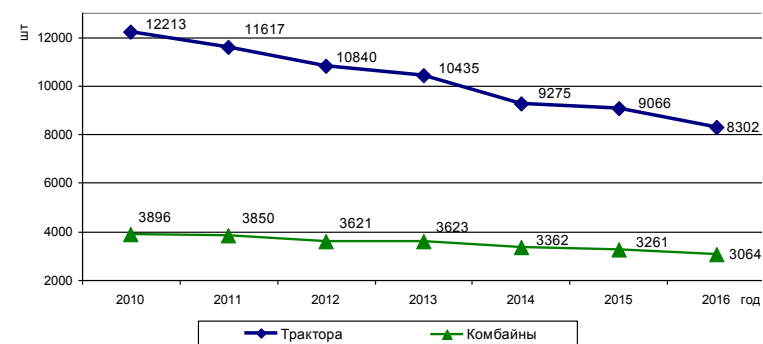


Рис. 1.9. Наличие тракторов, комбайнов в ДФО за 2010–2016 гг., шт. (сельскохозяйственные организации крупные, средние и малые) [108]

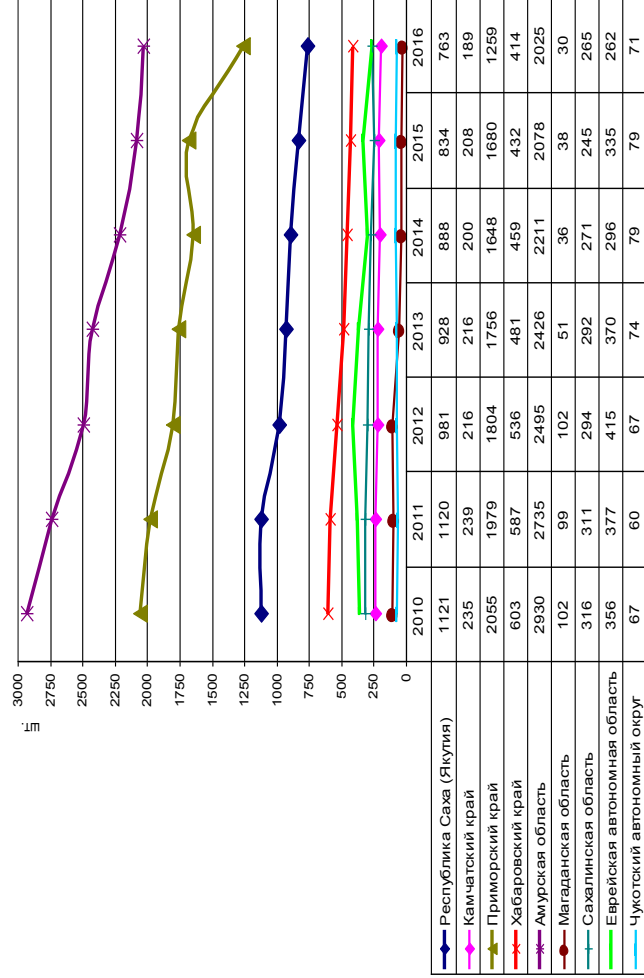


Рис. 1.10. Наличие тракторов в субъектах ДФО за 2010–2016 гг., шт.
(сельскохозяйственные организации крупные, средние и малые) [108]

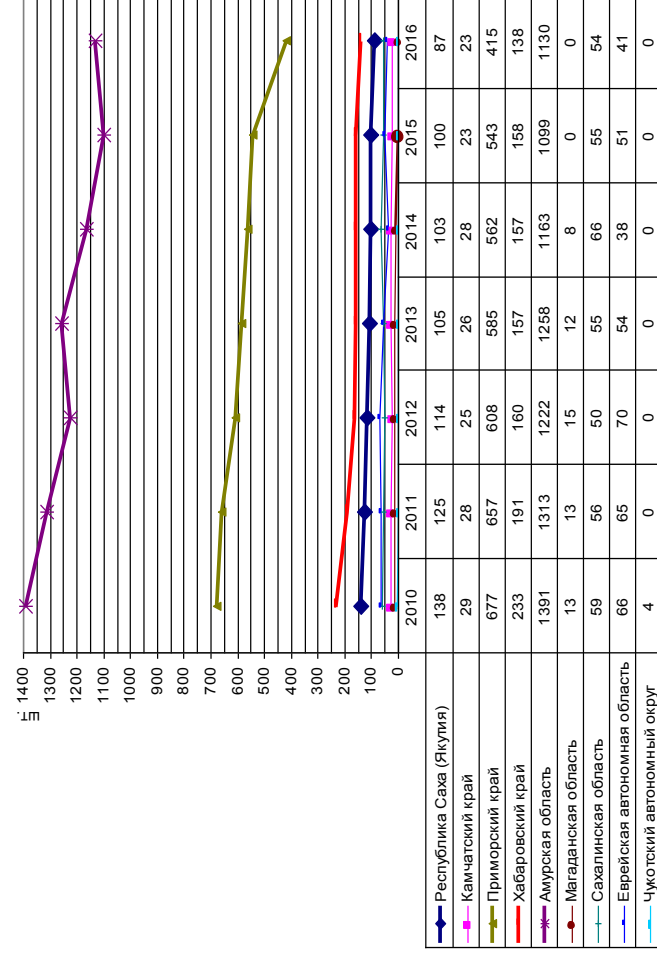


Рис. 1.11. Наличие комбайнов в субъектах ДФО за 2010–2016 гг., шт.
(сельскохозяйственные организации крупные, средние и малые) [108]

го выбытия сельскохозяйственной техники в три-четыре раза опережают темпы обновления. Средний коэффициент обновления и ликвидации сельскохозяйственной техники по субъектам ДФО в 2016 г. составил соответственно 4,8 и 5,1 %.

К примеру, обновление машинно-тракторного парка в Сахалинской области идет медленными темпами, в связи с чем обеспеченность сельскохозяйственных товаропроизводителей основными видами техники в несколько раз ниже, чем в других областях Дальневосточного региона (табл. 1.1). По данной причине сельскохозяйственные товаропроизводители области теряют 20 % урожая.

Таблица 1.1

Наличие тракторов, комбайнов, сельскохозяйственных машин и обеспеченность ими сельскохозяйственных организаций в Сахалинской области (на конец года; тыс. штук) [117]

Техника	2012 г.	2013 г.	2014 г.	2015 г.	2016 г.
Тракторы (без тракторов, на которых смонтированы землеройные, мелиоративные и другие машины)	247	245	230	215	225
Плуги	33	34	39	34	27
Культиваторы	43	43	45	44	46
Сеялки	17	17	14	14	13
Комбайны:					
кормоуборочные	30	33	39	32	31
картофелеуборочные	18	20	24	23	23
Свеклоуборочные машины (без ботвоуборочных)	1	1	1	—	—
Косилки	47	49	52	39	39
Пресс-подборщики	28	26	27	32	31
Жатки валковые	5	5	7	8	5
Дождевальные и поливальные машины и установки	2	2	1	1	1

Продолжение таблицы 1.1

Техника	2012 г.	2013 г.	2014 г.	2015 г.	2016 г.
Разбрасыватели твердых минеральных удобрений	12	14	14	12	19
Машины для внесения в почву органических удобрений:					
твердых	2	4	4	4	11
жидких	14	18	17	15	13
Опрыскиватели и опыливатели тракторные	24	25	24	24	24
Доильные установки и агрегаты	21	21	17	17	13

В некоторых хозяйствах ДФО износ техники превышает 80 %. Нагрузка на тракторы и уборочную технику в два-три раза превышает норму. В 2016 г. по округу приходилось 434 га пашни на один трактор, в Амурской области этот показатель составил 842 га, Приморском крае – 299 га, Магаданской области – 299 га (рис. 1.12). В Сахалинской области посевной площади на единицу техники в 2015 г. для тракторов составило 53 га, кормоуборочных комбайнов – 388 га, картофелеуборочных комбайнов – 172 га [107, 117].

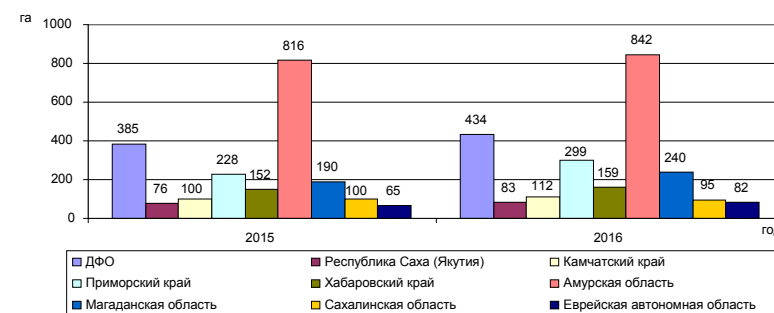


Рис. 1.12. Приходится пашни на один трактор в субъектах ДФО, га [108]

Анализ технической оснащенности сельхозпроизводства Сахалинской области свидетельствует о наличии немногим более 56 % машин и с/х агрегатов, имеющих срок эксплуатации более десяти лет (рис. 1.13). В области сильно осложняют механизированные работы нестандартные контуры сельскохозяйственных угодий, их разобщенность и раздробленность (в среднем до 200 на один СХП) с короткими гонами (около 50 % участков с длиной гона ~300), неправильной конфигурацией (> 75 % пахотных участков имеют нестандартные контуры), значительной засоренностью камнями [117].

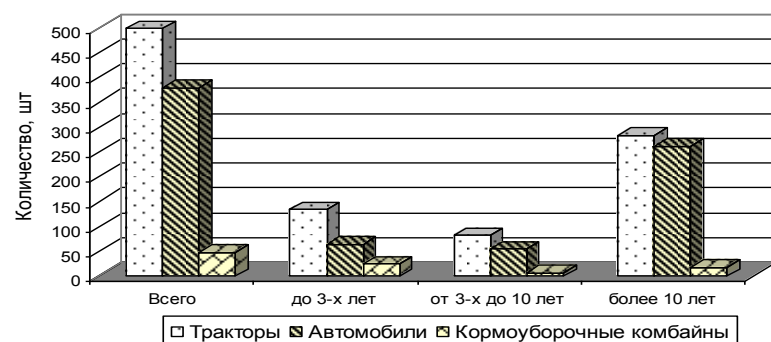


Рис. 1.13. Состояние машинно-тракторного парка в Сахалинской области на 01.01.2016 г. [107]

Транспортно-технологическое обеспечение АПК ДФО – один из главных факторов, обеспечивающий реализацию технологий выращивания сельскохозяйственных культур [43]. В общем комплексе сельскохозяйственных работ на транспортные и погрузочные работы в округе приходится в среднем 30–35 % затрат труда, 35–40 % стоимости механизированных работ и до 50 % затрат энергии. При перевозке сельскохозяйственных грузов наибольшее значение, конечно, имеет автотранспорт, на долю которого приходится около 80 % всего объема грузоперевозок в сельском хозяйстве, тогда как на тракторах перевозится лишь около 15 %. На долю тракторных транспортных агрегатов приходятся в основном внутриусадебные и внутрихозяйственные перевозки, а не-

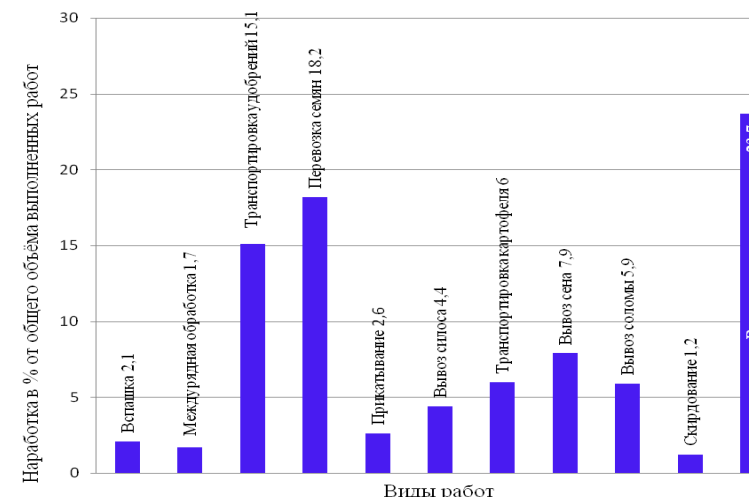


Рис. 1.14. Структура выполненных работ тракторами класса 1,4

хозяйственные приходится, как правило, на автомобильный транспорт.

К транспортным работам в сельскохозяйственном производстве относятся: транспортировка минеральных и органических удобрений, подвозка семян и гербицидов, транспортировка урожая и т. д. (рис. 1.14) [10, 31, 20].

Транспортные средства, используемые в сельскохозяйственном производстве для перевозки грузов существенно отличаются от транспортных средств, используемых в других областях, что вызвано рядом специфических особенностей – разнообразием перевозимых грузов, сезонностью работ, срочностью, габаритностью и т. д. (рис. 1.15).

Основной объем грузоперевозок выполняется в весенне-осенний период, и для его выполнения необходимо использовать весь имеющийся потенциал транспортных средств и, в частности, тракторные транспортные агрегаты. Это объясняется тем, что крестьянские (фермерские) хозяйства не имеют возможности иметь большой автомобильный парк, а арендовать его в период проведения основных сельскохозяйственных

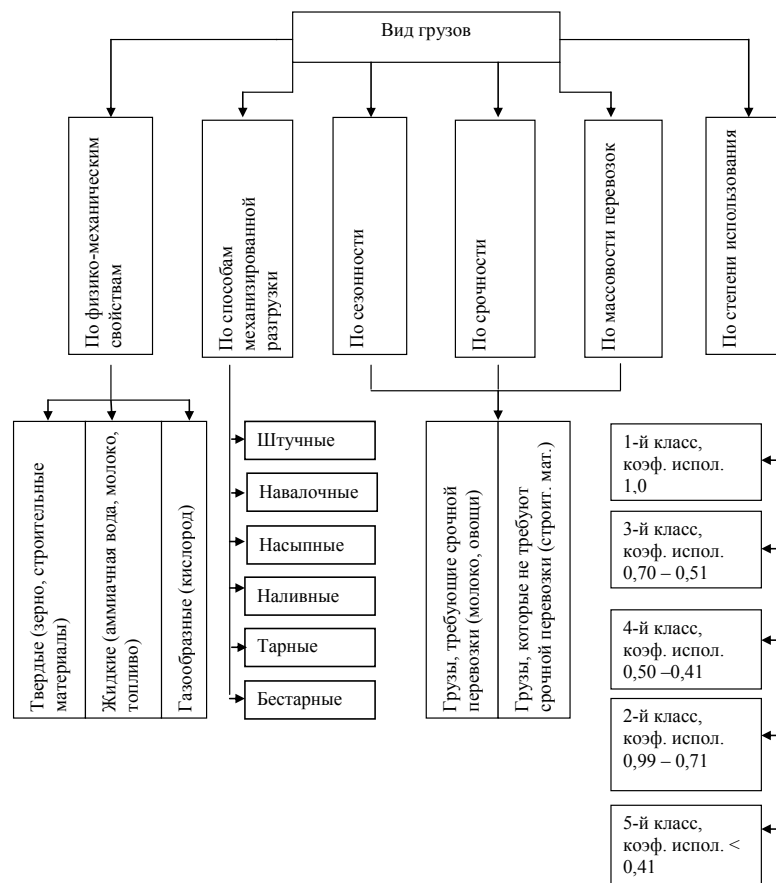


Рис. 1.15. Классификация грузов

работ не всегда является экономически возможным, так как расчет приходится вести сельскохозяйственной продукцией, цена которой по сравнению с тарифом транспортных услуг гораздо ниже. Решить данную проблему можно за счет использования тракторных транспортных агрегатов.

Автомобильный транспорт является неотъемлемой частью машинно-тракторного парка сельскохозяйственных предпри-

ятий. К примеру, в структуре машинно-тракторного парка сельскохозяйственных предприятий Амурской области, ведущего сельхозпроизводителя ДФО, автомобильный транспорт составляет 28 % (рис. 1.16).

Перевозка автомобильным транспортом сельскохозяйственных грузов в Амурской области занимает значительную часть от общего объема перевезенного груза, о чем свидетельствуют данные, приведенные на рисунке 1.6. Перевозка грузов несельскохозяйственного значения неравномерна: если в 2011 г. перевезено 879,3 тыс. тонн, то в 2014 г. объем составил 3473,1 тыс. тонн. Однако в 2015 г. наблюдается значительное снижение – до 1826 тыс. тонн. Эта тенденция не изменилась и в 2016 г. (рис. 1.17).

В то же время перевозка сельскохозяйственных грузов планомерно увеличивается из года в год – с 348,1 тыс. т в 2012 г. до 593,5 тыс. т в 2016 году (табл. 1.2).

Таблица 1.2

**Перевозка сельскохозяйственной продукции
автомобильным транспортом
в Амурской области в 2012–2016 гг.**

Перевезено тыс. т	2012 г.	2013 г.	2014 г.	2015 г.	2016 г.	2015 в % к 2016 г.
Зерновые культуры	62,9	117,5	168,3	241,6	180,2	74,6
Соя	131,6	148,4	193,2	210,4	253,5	120,5
Картофель	61,4	50,1	53,6	50,8	36,0	70,8
Овощи	15,7	11,5	12,1	12,0	11,2	93,1
Скот и птица	17,2	17,8	19,9	20,8	31,4	151,0
Молоко	59,3	52,7	47,5	49,7	81,2	163,6
Всего:	348,1	396,0	494,6	585,3	593,5	–

Данное обстоятельство связано с увеличением производства и реализации сельскохозяйственной продукции. На рисунке 1.18 представлена структура перевозимых сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом за 2016 г., из

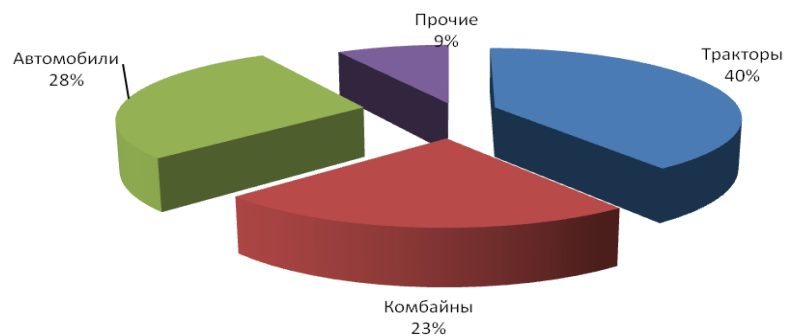


Рис. 1.16. Структура машинно-тракторного парка сельскохозяйственных предприятий Амурской области

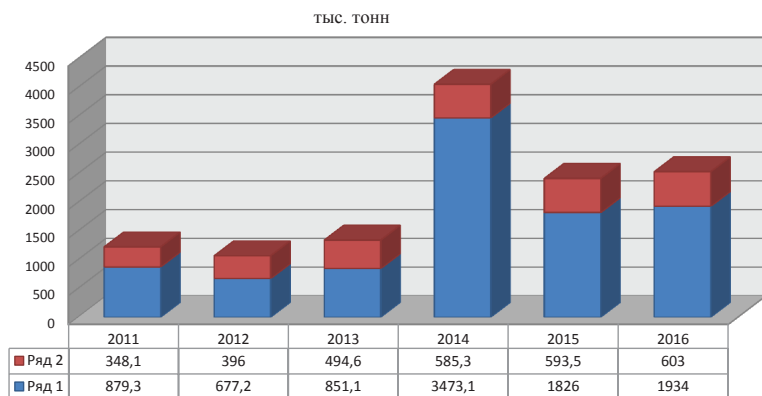


Рис. 1.17. Перевозка грузов автомобильным транспортом:
ряд 1 – грузы несельскохозяйственного значения;
ряд 2 – грузы сельскохозяйственного значения

которого следует, что основными видами сельскохозяйственной продукции, перевозимой автомобильным транспортом в Амурской области, являются соя и зерновые культуры: на их долю приходится 42,7 и 30,4 % соответственно.

На долю автотранспорта в Амурской области приходится основная часть всех грузоперевозок сельскохозяйственных товаропроизводителей. К ним относятся: транспортное об-

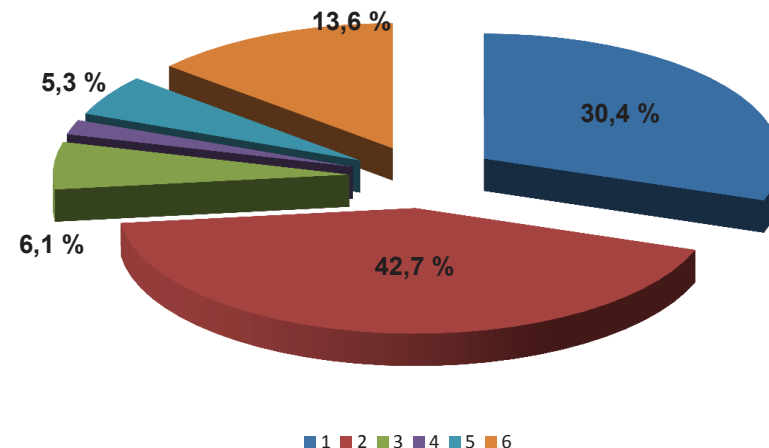


Рис. 1.18. Структура перевозок сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом за 2016 год:
1 – зерновые культуры; 2 – соя; 3 – картофель; 4 – овощи;
5 – скот и птица; 6 – молоко

служивание полеводческих бригад и животноводческих ферм, транспортировка сельскохозяйственной продукции в пункты хранения, переработка и реализация, доставка на предприятия всех необходимых товаров, строительных материалов, запчастей, ГСМ, угля, удобрений, посевного материала и других грузов. В связи с этим автопарк сельскохозяйственных предприятий ДФО представлен преимущественно грузовыми автомобилями отечественного производства марок КамАЗ, ЗИЛ, ГАЗ и импортного производства FOTON, HWO.

С каждым годом грузоперевозки автомобильным транспортом в сельскохозяйственном производстве округа увеличиваются, а доля перевозимых сельскохозяйственных грузов возрастает и варьируется от 15 до 37 % с 2012 по 2016 г.

Уровень развития материально-технической базы в фермерских хозяйствах очень низок, техника в основном количестве отработала свой моторесурс. Используемый тракторно-транспортный парк имеет уровень амортизации более 85–95 %. Ощущается дефицит производственных сооружений, в частности для хранения продукции; переработка произведенной

продукции практически отсутствует, что неизбежно сдерживает наращивание производства сельскохозяйственной продукции.

Исходя из вышеизложенного, можно отметить, что тракторные поезда, автопоезда незаменимы при перевозках грузов в тяжелых дорожных условиях ДФО. Вопрос повышения эффективности использования грузовых автомобилей, колесных тракторов класса 1,4 на транспортных работах в условиях ДФО является актуальным в настоящее время, так как именно тракторы этого класса составляют основу тракторного парка округа.

1.2. Исследование кинематики криволинейного движения транспортного энергетического средства

Траектория движения любого транспортно-энергетического средства при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ является криволинейной с непрерывно изменяющейся во времени кривизной. Сколько-нибудь длительного, прямолинейного движения с кривизной траектории, равной нулю, вообще не существует [106]. Следовательно, прямолинейное движение можно рассматривать как частный случай криволинейного, когда кривизна траектории равна нулю или бесконечности. Извилистость траектории движения машины, ее волновой характер вызывается явлением увода колес под действием внешних сил и воздействием водителя на органы управления поворотом машины с целью корректировки направления движения. Движение с кривизной траектории, не равной нулю, называют поворотом [5, 6, 7, 59].

Особенностью поворота (криволинейного движения) тракторно-транспортного агрегата является непараллельное перемещение любых двух его точек, имеющих различные по значению или направлению скорости движения.

Значительное развитие теория криволинейного движения многоосных колесных машин получила в исследованиях, проведенных А. С. Литвиновым [88, 89], а также по отдельным вопросам в работах Д. А. Антонова [15], Я. Х. Закина [59, 60], Г. В. Зимелева [61], В. А. Иларионова [63], Р. В. Ротенберга [114], Б. С. Фалькевича [142], А. К. Фрумкина [143] и других. Теории равномерного поворота колесных машин с неповорот-

ными колесами в условиях их полного скольжения посвящены исследования В. А. Петрушова [110] и Я. М. Певзнер [109].

Строгий аналитический подход к изучению кинематики поворота машин характерен для работ З. Ш. Блоха [22], А. Ю. Ишлинского [66], Г. Д. Терскова [133].

Криволинейное движение изучают главным образом для определения таких эксплуатационных свойств, как устойчивость и управляемость движения.

Энергетическое средство движется по пути сложной конфигурации, состоящему из прямолинейных и криволинейных участков. Для движения в заданном направлении водитель воздействует на органы управления, что приводит к изменению положения машины на опорной поверхности. Использование принципов системного подхода позволяет рассматривать криволинейное движение трактора как систему «машина–водитель–опорная поверхность (почва)». Одним из главных свойств машины как звена в системе является управляемость. Управляемость – свойство энергетического средства подчиняться действиям водителя по сохранению заданного направления движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.

Исследования кинематики криволинейного движения агрегатов были выполнены С. А. Иофиновым [65]. Им получены уравнения траекторий, описываемых кинематическим центром агрегата в различных случаях, и дано подробное описание этих кривых. При выводах траекторий кинематического центра агрегата был выявлен комплекс величин, имеющий размерность площади и являющийся мерой компактности поворота тракторно-транспортного агрегата. С. А. Иофинов называл его поворотливостью.

Поворотливость по С. А. Иофинову [65]:

$$K = \frac{L \cdot v}{\omega}, \quad (1.1)$$

где L – продольная база энергетического средства, м;

v – скорость кинематического центра агрегата, м/с;

ω – угловая скорость отклонения направляющих колес под действием руля, рад/с;

K – коэффициент поворотливости – важная характеристика агрегата, определяющая его технологическое свойство – компактность поворота. Чем меньше коэффициент K , тем выше поворотливость агрегата. Но полной характеристикой управляемости этот коэффициент не является, так как оценивает подобие траекторий только одной точки (кинематического центра агрегата), тогда как необходимо характеризовать положение продольной оси энергетического средства на плоскости (траекторию направляющей точки) и угол отклонения колес от положения, соответствующего прямолинейному движению.

В своих трудах академик Д. А. Чудаков использует дифференциальные уравнения движения автомобиля с учетом боковой и тангенциальной эластичности шин; рассмотрел влияние боковой и тангенциальной упругости шин на устойчивость движения автомобиля [149].

Критерий управляемости Д. А. Чудакова [149]:

$$\frac{1}{U} \approx \left(\frac{R_\phi}{R_T} \right), \quad (1.2)$$

где R_ϕ – радиус кривизны траектории при проявлении скольжения и увода шин, м;

R_T – радиус кривизны без увода и скольжения, м.

Критерий Д. А. Чудакова удобно применять в экспериментах. Он использовался в исследованиях, проводимых под руководством Д. А. Чудакова, а также М. Л. Гусяцкого. Для анализа управляемости удобнее использовать кинематический критерий управляемости, так как он аналитически связан со скольжением, коэффициентом поворотливости.

Кинематический критерий управляемости [41]:

$$U = \frac{L}{\omega \cdot R_\phi \cdot T_\phi} = \frac{S}{\omega \cdot T_\phi} = \frac{S}{\alpha}, \quad (1.3)$$

где S – кривизна траектории в данных почвенных условиях, м;

α – фактический угол отклонения колес.

Критерий показывает, какая кривизна траектории в данных почвенных условиях может быть получена при отклонении колес на один градус. Кинематический критерий управляемо-

сти – мера реализации кинематических возможностей трактора в данных условиях в сравнении с теоретическими.

Критерий управляемости по сцеплению [47]:

$$U_\phi = 1 - \frac{v_\sigma \pm \mu_{\text{откл}} \pm \mu_m}{\rho \cdot a \cdot \phi_\sigma}, \quad (1.4)$$

$$\mu_m = \frac{M_m}{GL \cos \beta \sin \alpha},$$

где v_σ – относительная боковая сила;

ρ – запас продольной устойчивости;

ϕ_σ – коэффициент бокового сцепления шин направляющих колес;

$\mu_{\text{откл}}$ – безразмерный отклоняющий момент;

μ_m – безразмерный момент, создаваемый дифференциальными тормозами.

Критерий управляемости по сцеплению охватывает все возможные ситуации и является безразмерной характеристикой, согласующейся с кинематическим критерием управляемости.

Из вышесказанного видно, что управляемость и поворачиваемость зависят от следующих величин:

- 1) минимальный радиус поворота энергетического средства при круговом движении;
- 2) предельное значение скорости и ускорения изменения кривизны траектории;
- 3) количество энергии, затрачиваемой на управление энергетического средства при его движении по заданной траектории;
- 4) удельная сила тяги, необходимая при повороте;
- 5) коэффициент сцепного веса при повороте.

Чем меньше радиус поворота, больше предельная скорость изменения кривизны траектории движения характерных точек и меньше энергии затрачивается на управление, тем лучше управляемость и поворачиваемость колесной машины.

Существуют следующие способы поворота тракторно-транспортных агрегатов [78]:

1. Изменение направления за счет боковой реакции направляющих колес (передних или задних).
2. Создание поворачивающего момента касательной силы

тяги колес одной стороны и отрицательной касательной силы при торможении колес второй стороны (осуществляется на дорожных машинах и многоприводных автомобилях).

3. Комбинированный способ (на пропашных тракторах применяется как сочетание направляющих колес с дифференциальными тормозами).

4. Изменение направления качения всех колес.

Механическая система (трактор, автомобиль, прицепная машина, тракторно-транспортный агрегат и т. п.) может обладать или не обладать устойчивостью движения. Задача об устойчивости движения тракторно-транспортного агрегата рассматривалась рядом исследователей [12, 41, 44, 49, 55, 56, 65].

Движение механической системы является определенным, если известны действующие на нее силы и начальные условия движения. Однако в реальных случаях наряду с основными факторами всегда существуют дополнительные случайные воздействия, выводящие систему из состояния установившегося движения.

При движении тракторно-транспортного агрегата по поверхности поля дополнительное динамическое воздействие на агрегат могут оказывать неровности рельефа, неоднородность почвы по составу, влажности и механическим свойствам, камни, корни растений и т. д., придающие системе дополнительные перемещения и скорости.

Движение механической системы после получения дополнительного возмущения может быть принципиально различным. В одних случаях возмущения остаются малыми или же постепенно затухают и система возвращается к основному движению; в других – отклонения от первоначального движения с течением времени увеличиваются и уводят систему от основного движения [15, 59, 109, 110].

Свойство механической системы сохранять движение, близкое к основному, или стремиться к нему после получения начальных возмущений называется устойчивостью движения системы. Существует два вида устойчивости механических систем. В первом из них начальные возмущения с течением времени асимптотически стремятся к нулю и исчезают; основное движение системы в этом случае называется асимптотически устойчивым. Во втором случае возмущения, оставаясь

малыми, полностью не исчезают; такая устойчивость называется неасимптотической. И. И. Метелецин в своей работе [91] сформулировал теорему об устойчивости движения механических систем для случая, когда возмущения описываются линейными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами. В теореме указаны условия существования того или иного вида устойчивости. Одним из видов криволинейного движения является поворот, основной характеристикой которого является радиус. Радиус поворота трактора, передние управляемые колеса которого повернуты на средний угол α , определяют по формуле [72]:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha} = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha. \quad (1.5)$$

Радиус поворота этих тракторов значительно больше, чем у тракторов со всеми управляемыми колесами. Его можно уменьшить, уменьшая базу трактора и увеличивая углы поворота управляемых колес [72].

Чтобы при криволинейном движении все колеса трактора перемещались без скольжения, наружное и внутреннее колесо управляемого моста должны поворачиваться на разные углы [78]. Углы поворота колес должны отвечать следующей зависимости:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = \frac{b}{L}, \quad (1.6)$$

где

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = \frac{R - b}{L}, \quad (1.7)$$

где b – ширина колеи ведущего моста, м.

Соотношение углов поворота управляемых колес моста практически обеспечивается рулевой трапецией.

Поворот энергетического средства с передними управляемыми и задними ведущими колесами, двухосным прицепом (рис. 1.19) подробно рассмотрен в работе В. Ф. Коновалова [76].

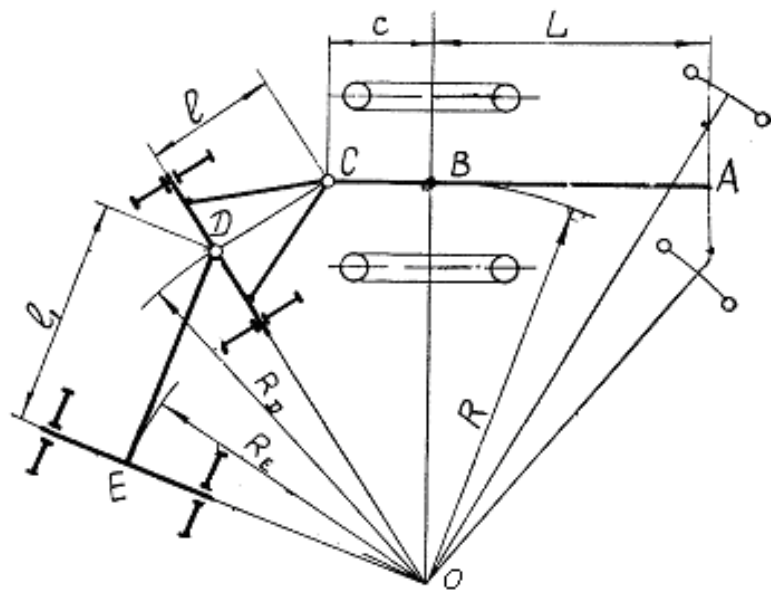


Рис. 1.19. Схема поворота ТЭС с двухосным прицепом, где L – продольная база энергетического средства; c – расстояние точки прицепа от задней оси энергетического средства; l – длина сцепки; l_{kp} – длина прицепа; B – кинематический центр ТЭС; C – точка прицепа; D – середина оси передних колес прицепа; E – середина оси задних колес прицепа; A – направляющая точка; R – радиус кривизны траектории кинематического центра ТЭС; R_D – радиус кривизны траектории точки D ; R_E – радиус кривизны траектории точки E .

В своих работах Г. Д. Терсков [133] и В. Ф. Коновалов [75] показали, что ТЭС совершает поворот таким образом, что кинематические свойства колес двухколесного передка прицепа

накладывают на середину его оси условие: скорость точки D во время согласованного поворота направлена вдоль звена CD , так как передние колеса прицепа всегда параллельны ей. Радиус траектории точки D при установившемся повороте (когда $l < R$) будет:

$$R_D = \sqrt{R^2 + C^2 + l^2}. \quad (1.8)$$

Если случайные обстоятельства отклонят точку D от этой траектории, то она вновь будет стремиться к ней асимптотически, если ТЭС будет совершать поворот с прежним радиусом [45].

В том случае, когда энергетическое средство входит в поворот по клофоиде, точка D движется за ведущей точкой C , описывая кривую, которую С. А. Иофинов назвал трактрисоидой. При движении по трактрисоиде точка D начинает двигаться по окружности радиуса R_D сразу с начала установившегося поворота трактора, то есть с момента прекращения поворота передних колес. Это возможно потому, что прицеп в процессе переходного движения по клофоиде постепенно становится под нужным углом к продольной оси трактора, и в момент прекращения поворота направляющих колес точка уже находится на расстоянии R_D от центра поворота.

На скорость точки E наложено условие: она при согласованном повороте должна быть направлена по звену ED . Точка E движется по новой трактрисоиде к траектории точки D . Траекторией ее будет окружность радиуса:

$$R_E = \sqrt{R^2 + C^2 + l^2 + l_1^2}. \quad (1.9)$$

В своей работе Я. Х. Закин [59] ввел понятия «вписывание в полосу движения тягача» (точки ведомых звеньев не выходят за пределы полосы движения точек тягача) и «вписывание в колею тягача» (траектории колес тягача и ведомых звеньев совпадают). Вписывание в полосу движения тягача обеспечивает горизонтальную проходимость ведомых звеньев (уменьшение возможности аварий при задевании за препятствия) и повышает проходимость поезда.

В том случае, когда прицеп не вписывается ни в полосу тягача, ни в его колею, при повороте точка D сдвигается к центру поворота. Абсолютный сдвиг траектории составит:

$$\Delta R = R - R_D = R \cdot \left(1 - \frac{R_D}{R}\right) = eR, \quad (1.10)$$

где e – относительный сдвиг траектории прицепа.

Относительный сдвиг задней оси агрегата будет [43]:

$$e = 1 - \sqrt{1 - \frac{l^2 + l_1^2 - C^2}{R^2}}. \quad (1.11)$$

Максимальное значение сдвига зависит от состава агрегата и режима его движения на повороте. Чем длиннее база прицепа и дальше вынос точки сцепки, тем больше сдвиг траектории прицепа. Шириной габаритного коридора называют полосу, захваченную наиболее выступающими точками агрегата при установившемся повороте минимального радиуса [24]. Ширина габаритного коридора агрегата:

$$H_{a.г} = R + h - \left(R_D + \frac{B_a}{2}\right). \quad (1.12)$$

Ширина габаритного коридора трактора:

$$H_{m.г} = R + h - \left(R + \frac{B}{2}\right). \quad (1.13)$$

Тогда увеличение ширины габаритного коридора для агрегата:

$$\Delta H_{г} = H_{a.г} - H_{m.г} = e \cdot R - \frac{B_a - B}{2}, \quad (1.14)$$

где B_a – габаритная ширина агрегата, м;
 B – габаритная ширина трактора, м.

1.3. Способы повышения тягово-сцепных свойств энергетического средства на транспортных работах

В сельском хозяйстве транспортно-энергетические средства (ТЭС), как правило, работают в смешанных дорожных условиях: бездорожье сменяется усовершенствованным покрытием и наоборот. Их работа характеризуется колебаниями объема перевозок и сезонностью транспортных работ. Периоды внутрихозяйственных и внутриусадебных перевозок на малые расстояния сменяются периодами перевозок на дальние расстояния во время уборки и вывозки урожая. Поэтому транспортно-энергетические средства должны обладать высокой проходимостью и быть приспособленными для работы в условиях бездорожья с максимальным использованием грузоподъемности [22, 23, 40, 49]. Способность ТЭС работать в различных условиях характеризуется одним из ее эксплуатационно-технических свойств – проходимостью.

Основная причина ограниченного передвижения ТЭС по размокнутой и скользкой несущей поверхности – недостаточное сцепление колес с грунтом. Вследствие этого возникает буксование ведущих колес, которое приводит, как правило, к снижению сил сцепления между частицами грунта и срыву его верхних несущих слоев, например дернового покрова, в отдельных случаях забиванию рисунка протектора грунтом («засаливанию»). Одновременно с этим возрастает сопротивление качению колеса, так как оно зарывается в грунт. Лишь в некоторых условиях, когда под незначительно увлажненной поверхностью находится достаточно плотный слой грунта, буксование может привести к увеличению сцепления. Такое же явление наблюдается при буксовании колесных тракторов на укатанных снежных и обледенелых дорогах [64, 67].

Буксование ведущих колес влияет на тягово-сцепные свойства, а следовательно, и проходимость ТЭС, так как проходимость трактора зависит от состояния покрытия дороги или грунтовой поверхности, его конструктивных особенностей и назначения шин, мастерства водителя, скорости движения и др. Буксование – одно из отрицательных явлений при взаимодействии шины с поверхностью качения (рис. 1.20). Оно обусловлено величинами коэффициентов сцепления и сопротивления качению. Для работы транспортно-энергетических

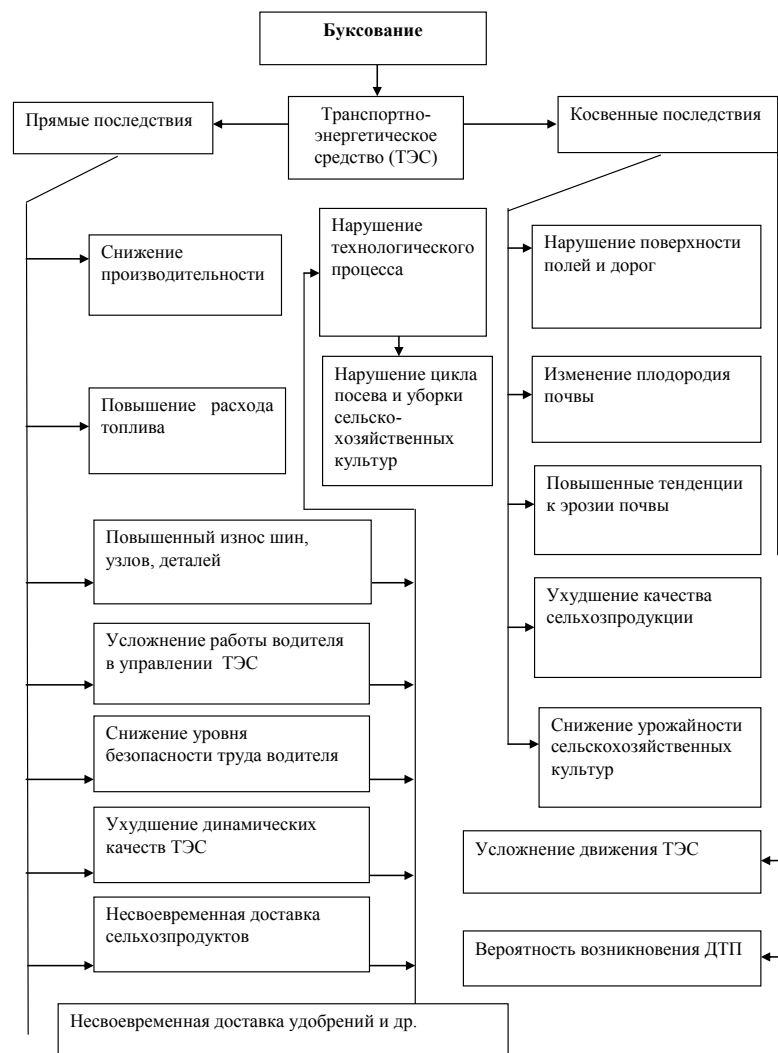


Рис. 1.20. Прямые и косвенные последствия буксования

средств в условиях бездорожья и временного ухудшения почвенно-грунтовых условий необходимо сохранить показатели проходимости и тягово-сцепных свойств, полученные в обычных условиях [33]. Увеличение проходимости и тягово-сцепных свойств ТЭС осуществляется за счет увеличения сцепного веса и улучшения поверхности сцепления ведущих органов (рис. 1.21).

Улучшить поверхность сцепления ведущих органов можно следующими способами: улучшением «сцепляемости» поверхности качения движателя ТЭС (цепи противоскольжения, накладные почвозацепы и т. д.) и увеличением опорной поверхности движателей транспортно-энергетических средств (полугусеничный ход, сдвоенные баллоны, арочные шины и т. д.). Использование накладных почвозацепов увеличивает коэффициент сцепления, улучшает тягово-сцепные свойства и открывает большие возможности для повышения коэффициента полезного действия. Вместе с тем дополнительные металлические почвозацепы не снижают дополнительного давления на почву и не уменьшают глубину следа, оставляемого колесом на почве [9, 13, 19, 35, 68].

Полугусеничный ход позволяет значительно повысить тяговые свойства ТЭС при работе в тяжелых почвенных условиях. Его недостатком является повышенное сопротивление повороту, а также пониженный ресурс работы по сравнению с обычной ходовой системой [67, 80].

Увеличение сцепного веса осуществляют увеличением числа сцепляющих органов (четыре ведущих колеса, активный мост и др.) и увеличением весовой нагрузки на ведущие колеса (навешивание на ведущие колеса дополнительных грузов и др., распределение веса по опорам, перенос реакций почвы на ведущие колеса).

При применении активных прицепов часть мощности двигателя передается на активный мост прицепа, что дает возможность создать дополнительную силу тяги и существенно улучшить тяговые качества и проходимость ТЭС в целом [3, 57, 76, 80, 83, 85].

Навешивание на ведущие колеса дополнительных грузов, а также заполнение жидкостью шин ведущих колес увеличивают, с одной стороны, силу тяги, а с другой – сопротивление перекачиванию вследствие возрастания массы. Поэтому

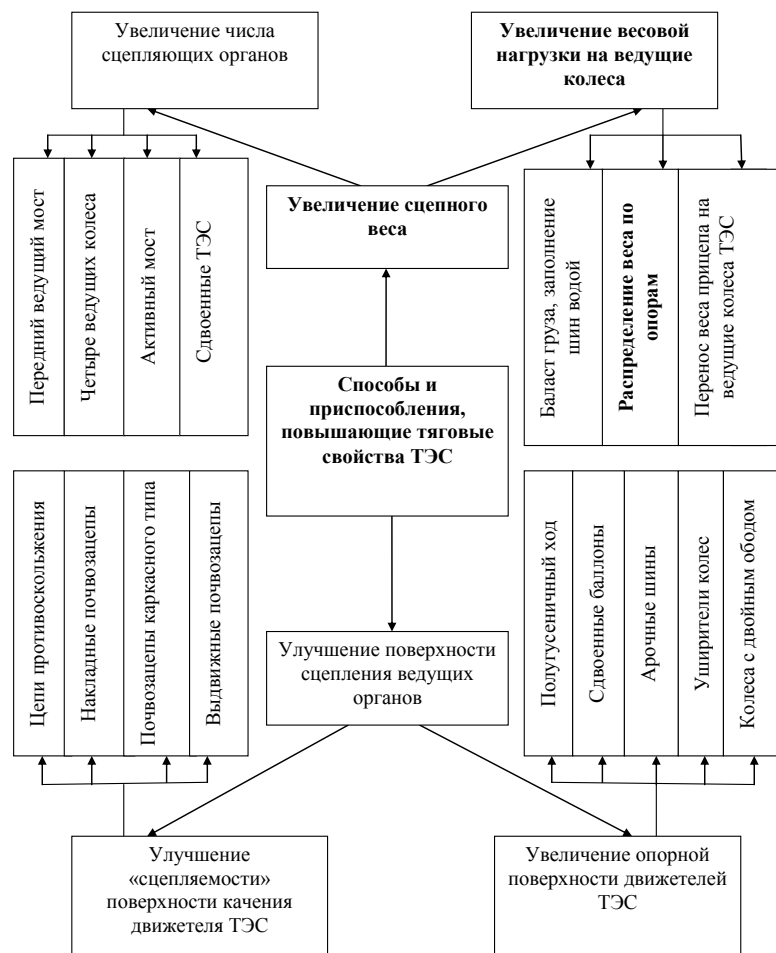


Рис. 1.21. Способы и приспособления, повышающие тяговые свойства колесных тракторов

они могут быть рекомендованы лишь при работах на прочных грунтах с малой влажностью. В условиях Амурской области этот метод способствует продавливанию верхнего слоя до мерзлоты и потере проходимости на ранневесенних полевых работах [65, 78].

Снижение давления воздуха в шинах ведущих и ведомых колес всегда дает положительный эффект с точки зрения проходимости. Увеличивается площадь контакта шины с грунтом, улучшаются тяговые качества, и снижается сопротивление перекатыванию. Однако чрезмерное понижение давления воздуха вызывает ускоренный износ шин и может привести к проворачиванию их относительно обода колеса [59, 61, 82, 92].

Касательную силу тяги ведущих колес можно повысить путем увеличения значения коэффициента использования сцепного веса ТЭС, который зависит от распределения нормальных составляющих нагрузок по ведущим колесам и от всей трансмиссии привода ведущих колес. При дифференциальном приводе ведущих колес и осей распределение ведущих моментов между колесами зависит от работы дифференциала. Чем больше коэффициент блокировки дифференциала, тем полнее используется сцепной вес трактора, следовательно, лучше его проходимость. Однако при повышении коэффициента блокировки ухудшается управляемость ТЭС при криволинейном движении, так как из-за разности касательных сил тяги на отстающем и забегающем колесах в плоскости дороги создается момент, препятствующий повороту. Для устранения этого недостатка можно увеличить значение коэффициента использования сцепного веса ТЭС методом распределения веса по ведущим колесам.

Распределение нагрузки по ведущим колесам ТЭС оценивается коэффициентом нагрузки γ_1 и γ_2 , где

$$\gamma_1 = \frac{Y_1}{Q},$$

$$\gamma_2 = \frac{Y_2}{Q},$$

где γ_1 – коэффициент нагрузки ведомых колес;
 γ_2 – коэффициент нагрузки ведущих колес;

Y_1, Y_2 – реакции грунта соответственно на ведомые и ведущие колеса ТЭС;

Q – общая нагрузка, приходящаяся на ведущую ось ТЭС.

При увеличении γ_1 происходит разгрузка задних колес и догрузка передних управляемых колес, поэтому вследствие возрастающих потерь на буксование и перекачивание КПД стремится к нулю. Наибольшее значение тягового КПД ТЭС можно получить при полной разгрузке передних колес и передаче ее на задние ведущие колеса ($\gamma_1 = 0$), но при этом энергетическое средство теряет управляемость. Практически максимальный тяговый КПД может быть и при $\gamma_1 > 0$, то есть при некоторой нагрузке на передние колеса [1, 20, 21, 25]. Увеличить коэффициент нагрузки ведущих колес можно за счет переноса части веса прицепа на задние колеса ТЭС. Симметричный дифференциал распределяет крутящий момент на левое и правое колесо поровну, независимо от почвенных условий, это отрицательно сказывается на тягово-сцепные свойства ТЭС в тех случаях, когда ведущие колеса оказываются в разных почвенных условиях. Для увеличения проходимости нужно переместить точку прицепа в сторону буксующего колеса.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ АПК

2.1. Влияние положения точки прицепа на тягово-сцепные свойства транспортно-энергетического средства

Для составления динамических уравнений движения тракторно-транспортного агрегата по ровной горизонтальной поверхности с однородным фоном используется принцип Даламбера. Принцип Даламбера приемлем для любой системы: если в любой момент времени к каждой из точек системы кроме действующих на нее внешних и внутренних сил присоединить соответствующие силы инерции, то полученная система сил будет уравновешенной и к ней можно применять все уравнения статики [129]. Математически принцип Даламбера выражается дифференциальными уравнениями движения системы. Для их составления необходимо рассмотреть схему сил, действующих на серийный тракторно-транспортный агрегат при повороте (рис. 2.1).

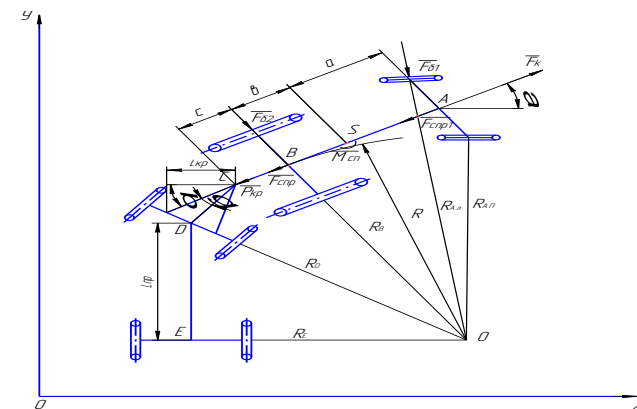


Рис. 2.1. Схема действующих сил на серийный тракторно-транспортный агрегат при повороте

Движение трактора будем рассматривать в неподвижной системе координат XOY :

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2x}{dt^2} &= -P_{cnp1} \cdot \cos(\beta + \alpha) + (P_k - P_{cnp2}) \cdot \cos \beta - P_{\delta 1} \cdot \sin(\beta + \alpha) + \\ &P_{\delta 2} \cdot \sin \beta - P_{kp} \cdot \cos(\beta - \gamma) \quad m \frac{d^2y}{dt^2} = P_{cnp1} \cdot \sin(\beta + \alpha) + (P_k - P_{cnp2}) \cdot \\ &\sin \beta - P_{\delta 1} \cdot \cos(\alpha + \beta) - P_{\delta 2} \cdot \cos \beta - P_{kp} \cdot \sin(\beta - \gamma) \\ I \frac{d\omega}{dt} &= -a \cdot P_{cnp1} \cdot \sin \alpha + a \cdot P_{\delta 1} \cdot \cos \alpha - b \cdot P_{\delta 2} - (l_{kp} + b) \times \\ &\times P_{kp} \cdot \sin \gamma - M_{c.n} \end{aligned} \right\} (2.1)$$

где $\frac{d^2x}{dt^2} = a_x$ – ускорение, направленное вдоль оси OX , $\frac{M}{c^2}$;

$\frac{d^2y}{dt^2} = a_y$ – ускорение, направленное вдоль оси OY , $\frac{M}{c^2}$;

$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon$ – угловое ускорение, rad/c^2 ;

P_k – тяговое усилие ведущего моста, H ;

$P_{\delta 1}, P_{\delta 2}$ – боковые силы, действующие на передний и задний мосты соответственно, H ;

$M_{(c.n)}$ – суммарный момент сопротивления повороту, $H \cdot m$;

P_{cnp1}, P_{cnp2} – силы сопротивления движению переднего и заднего мостов соответственно, H ;

P_{kp} – составляющая тягового сопротивления агрегатируемой машины, параллельная поверхности пути, H ;

a – расстояние между передним управляемым мостом и центром масс трактора, m ;

b – расстояние между задним ведущим мостом и центром масс трактора, m ;

c – расстояние между задним ведущим мостом трактора и точкой прицепа, m ;

l_{kp} – длина сцепки, m ;

l_{np} – длина прицепа, m ;

α – угол поворота управляемых колес, $град$;

β – угол между продольной осью трактора и осью абсцисс, $град$;

γ – угол между продольной осью трактора и направлением действия нагрузки на крюке, $град$.

Анализ системы уравнений (1) показывает, что на движение тракторно-транспортного агрегата большое влияние оказывает касательная сила тяги ведущих колес. Для работы тракторов в условиях временного ухудшения почвенно-грунтовых условий необходимо повысить касательную силу тяги за счет улучшения тягово-сцепных свойств. Как показывают исследования [135], касательная сила тяги зависит от двух факторов – нормальной реакции дороги и коэффициента сцепления колес с почвой:

$$P_k = f(Y, \varphi).$$

Касательная сила тяги ведущих колес при криволинейном движении определяется из уравнения:

$$P_k = Y_{np.k} \cdot \varphi_1 + Y_{лв.k} \cdot \varphi_2, \quad (2.2)$$

где $Y_{np.k}$ – нормальная реакция дороги на правое ведущее колесо, H ;

φ_1, φ_2 – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес;

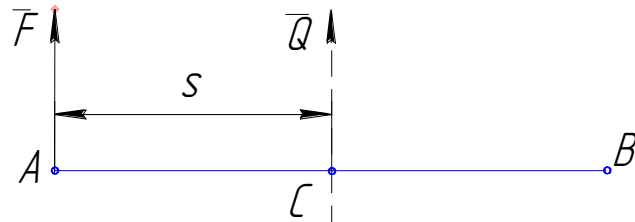
$Y_{лв.k}$ – нормальная реакция дороги на левое ведущее колесо, H .

Если $\varphi_1 \neq \varphi_2$, то колесо, находящееся в худших условиях, начинает вращаться быстрее, а колесо, находящееся в лучших по коэффициенту сцепления условиях, из ведущего превращается в ведомое. При этом весь ведущий момент передается первому колесу. Второе колесо вращаться не будет, и машина остановится. Для устранения этого недостатка необходимо повысить сцепной вес на ведущие колеса трактора за счет использования корректора сцепного веса. Еще больший эффект может быть достигнут, если перераспределить сцепной вес между ведущими колесами трактора за счет смещения точки прицепа от середины ведущей оси. Это позволит дополнительно перераспределять сцепной вес между задними ведущими колесами трактора, что еще больше улучшит тяговые качества трактора и уменьшит буксование ведущих колес при криволинейном движении.

Рассмотрим влияние дополнительной нагрузки и точки прицепа на сцепной вес. В общем виде схема сил и момен-

тов, действующих на ведущий мост тракторно-транспортного агрегата, при различных положениях точки прицепа показана на рисунке 2.2.

а)



б)

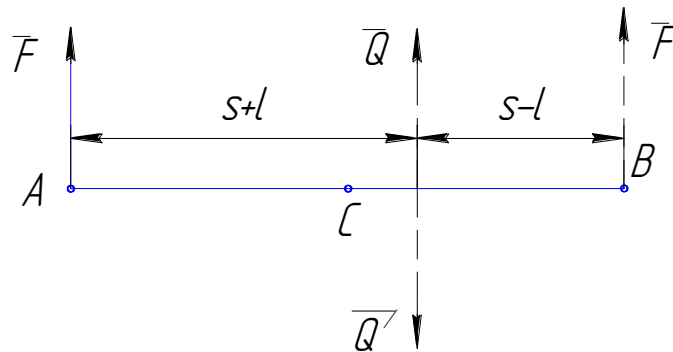


Рис. 2.2. Схема сил и моментов, действующих на ведущий мост ТТА

Согласно теореме о параллельном переносе сил [131], «силу, приложенную к абсолютно твердому телу, можно, не изменяя оказываемого ею действия, переносить из данной точки в любую другую точку тела, прибавляя при этом пару сил с моментом, равным моменту переносимой силы относи-

тельно точки, куда сила переносится». Действие силы $\vec{F}$, приложенной в точке A , не изменится, если в точке C приложить две уравновешивающие силы $\vec{Q}$ и $\vec{Q}'$ (рис. 2.2, а), при этом:

$$\vec{F} = \vec{Q},$$

$$\vec{Q}' = -\vec{F}.$$

Момент пары сил $\vec{F}$ и $\vec{Q}'$ с плечом s равен:

$$\vec{M} = \vec{M}(\vec{F}) = F \cdot s = Q \cdot s.$$

Если плечо пары увеличить до $l + s$ (рис. 2.2, б), то момент пары равен:

$$\vec{M} = \vec{M}(\vec{F}) = F \cdot (s + l) = Q(s + l).$$

Рассуждая аналогично, можно показать, что если сила $\vec{F}$ приложена в точке B , то момент пары $\vec{F}$ и $\vec{Q}'$ с плечом $s - l$ будет равен:

$$\vec{M} = \vec{M}(\vec{F}) = Q(s - l).$$

Определим реакции почвы на ведущие колеса трактора. Силы и реакции, действующие на шарнир сцепки, схематически изображены на рисунке 2.3.

На задний ведущий мост трактора действует сила $\vec{Q}$, которая, согласно принципу независимости действия сил [138], является геометрической суммой веса, приходящегося на шарнир сцепки $\vec{G}$, и реакции в шарнире сцепки $\vec{R}'$:

$$\vec{G} + \vec{R}' = \vec{Q}. \quad (2.3)$$

Составим условия равновесия трактора, принимая за центр моментов точку A . Условия равновесия будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= 0; \\ \sum F_y &= 0; \\ \sum m_A(\vec{F}_k) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

или

$$\left. \begin{aligned} N_A + N_B - Q &= 0; \\ 2sN_B - sQ &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Выразим величины N_A и N_B из системы уравнений (2.5):

$$N_A = Q - N_B, \quad (2.6)$$

$$Y_{\text{пр.к}} = N_B = \frac{Q}{2}. \quad (2.7)$$

Решая совместно уравнения (2.6) и (2.7), получим:

$$Y_{\text{лв.к}} = N_A = \frac{Q}{2}. \quad (2.8)$$

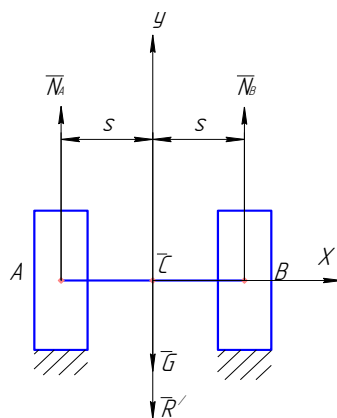


Рис. 2.3. Схема к определению реакции почвы на ведущие колеса трактора, при нахождении точки прицепа в центре: где A, B – ведущие колеса трактора; C – точка прицепа; $\vec{G}$ – вес, приходящийся на шарнир сцепки, H ; $\vec{R}'$ – реакция в шарнире сцепки, H ; N_A – реакция почвы на ведущее колесо A , направленная по нормали к поверхности, H ; N_B – реакция почвы на ведущее колесо B , направленная по нормали к поверхности, H .

Силы давления на плоскости равны по модулю соответствующим реакциям и направлены противоположно этим реакциям.

Таким образом, при положении точки прицепа в середине ведущего моста сцепной вес распределяется на оба ведущих колеса в равной степени.

Если сместить точку прицепа на расстояние $(s + l)$ от ведущего колеса A и на расстояние $(s - l)$ от ведущего колеса B (рис. 2.4), тогда условия равновесия (2.4) – (2.5) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= 0; \\ \sum F_y &= 0; \\ \sum m_A(\vec{F}_k) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

или

$$\left. \begin{aligned} N_A + N_B - Q &= 0; \\ 2sN_B - (s + l)Q &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

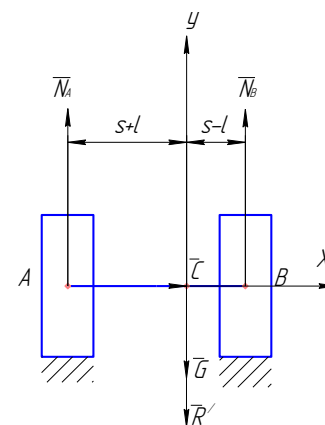


Рис. 2.4. Схема к определению реакции почвы на ведущие колеса трактора при смещении точки прицепа от центра

Решая совместно уравнения системы (2.10), получим:

$$Y_{\text{пр.к}} = N_B = \frac{Q(s+l)}{2s}, \quad (2.11)$$

$$Y_{\text{лв.к}} = N_A = \frac{Q(s-l)}{2s}. \quad (2.12)$$

Из уравнений (2.11) и (2.10) видно, что при $s = l$ реакция N_A обращается в нуль и левое колесо перестает давить на грунт. При дальнейшем перемещении точки прицепа или увеличении нагрузки трактор начнет опрокидываться, то есть потеряет устойчивость.

Формулы 2.11 и 2.12 справедливы для фиксированных значений величины перемещений точки прицепа l . В случае автоматического перемещения закон изменения нормальной реакции дороги в зависимости от нагрузки, приходящейся на ведущие колеса, получим, интегрируя выражения (2.11), (2.12), в пределах от l_1 до l_2 :

$$Y_{\text{пр.к}} = N_B = \int_{l_1}^{l_2} \frac{Q(s+l)}{2s} dl = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{Qs}{2s} + \frac{Ql}{2s} \right) dl = \quad (2.13)$$

$$\frac{Q}{2} l \Big|_{l_1}^{l_2} + \frac{Ql^2}{4s} \Big|_{l_1}^{l_2} = \frac{Q}{2} (l_2 - l_1) + \frac{Q}{4s} (l_2^2 - l_1^2),$$

$$Y_{\text{лв.к}} = N_A = \int_{l_1}^{l_2} \frac{Q(s-l)}{2s} dl = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{Qs}{2s} - \frac{Ql}{2s} \right) dl = \quad (2.14)$$

$$\frac{Q}{2} l \Big|_{l_1}^{l_2} - \frac{Ql^2}{4s} \Big|_{l_1}^{l_2} = \frac{Q}{2} (l_2 - l_1) - \frac{Q}{4s} (l_2^2 - l_1^2).$$

Следовательно, при автоматическом перемещении точки прицепа в сторону буксующего колеса, это колесо догружается согласно выражению 2.14, а противоположное в это

время разгружается согласно выражению 2.15.

С учетом формулы (2.3) нормальная реакция дороги на правое и левое ведущие колеса при нахождении точки прицепа в центре будут равны:

$$Y_{\text{пр.к}} = N_A = \frac{G + R'}{2}, \quad (2.15)$$

$$Y_{\text{лв.к}} = N_B = \frac{G + R'}{2}. \quad (2.16)$$

Значение было оценено в работе [141]:

$$R' = \frac{l_{\text{доп}}}{l_{\text{п.у}}} \cdot P_{\text{доп}} \cdot \sin \theta, \quad (2.17)$$

где $l_{\text{п.у}}$ – габаритный размер прицепного устройства, м;

$l_{\text{доп}}$ – точка приложения дополнительной нагрузки, м;

$P_{\text{доп}}$ – дополнительная нагрузка, кН;

θ – угол приложения дополнительной нагрузки.

Решая совместно уравнения (2.2), (2.7), (2.8), (2.15), (2.16) и (2.17), найдем касательную силу тяги:

$$P_{k1} = \frac{l_{\text{п.у}}G + l_{\text{доп}}P_{\text{доп}} \sin \theta}{2l_{\text{п.у}}} (\varphi_1 + \varphi_2). \quad (2.18)$$

При смещении точки прицепа от центра на расстояние l с учетом выражений (2.11), (2.12), (2.15), (2.16) и (2.17) касательная сила тяги будет равна:

$$P_{k2} = \frac{l_{\text{п.у}}G + l_{\text{доп}}P_{\text{доп}} \sin \theta}{l_{\text{п.у}}s} (\varphi_1(s-l) + \varphi_2(s+l)). \quad (2.19)$$

Для упрощения уравнений (2.18) и (2.19) введем коэффициент, равный:

$$k = \frac{l_{\text{п.у}}G + l_{\text{доп}}P_{\text{доп}} \sin \theta}{2l_{\text{п.у}}}. \quad (2.20)$$

Тогда уравнения (2.18) и (2.19) примут вид:

$$P_{k1} = k(\varphi_1 + \varphi_2), \quad (2.21)$$

$$P_{k2} = \frac{ks(\varphi_1 + \varphi_2) + kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}. \quad (2.22)$$

Решая совместно уравнения (2.21) и (2.22), получим:

$$P_{k2} = P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}. \quad (2.23)$$

Анализируя формулу (2.23), 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 $\frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}$. Из уравнения (2.20) следует, что данная величина зависит от дополнительной нагрузки, величины смещения и от коэффициентов сцепления ведущих колес.

При $k = \text{const}$ и $\varphi_1 = \varphi_2$, то есть при одинаковых сцепных условиях под всеми ведущими колесами, из формулы (2.21) следует, что:

$$P_{k1} = P_{k2}.$$

При $k = \text{const}$ и $\varphi_1 < \varphi_2$

$$P_{k1} < P_{k2}.$$

При $k = \text{const}$ и $\varphi_1 > \varphi_2$

$$P_{k1} > P_{k2}.$$

Коэффициент использования сцепного веса машины пропорционален коэффициенту неравномерности нагрузки ведущих колес. Из этого следует, что для повышения значения $\varphi_{\text{исп}}$ машины требуется больше нагружать то ведущее колесо, под которым хуже сцепные условия. Более наглядно влияние положения точки прицепа и дополнительной нагрузки на распределение сцепного веса между ведущими колесами трактора представлено на рисунке 2.5.

Анализируя зависимость, видно, что при нахождении точки прицепа в центре и $P_{\text{доп}} = 9,8$ кН сцепной вес, приходящийся на каждое ведущее колесо, равен 4,9 кН, то есть равномерно рас-

пределяется между ведущими колесами трактора. При смещении точки прицепа на 0,3 м влево при той же дополнительной нагрузке сцепной вес колеса, в сторону которого происходит смещение, увеличивается до 7,4 кН, сцепной вес правого колеса уменьшается до 2,5 кН. При дальнейшем перемещении сцепной вес левого колеса увеличивается и при смещении 0,6 м вся дополнительная нагрузка приходится на левое колесо, а правое полностью разгружается.

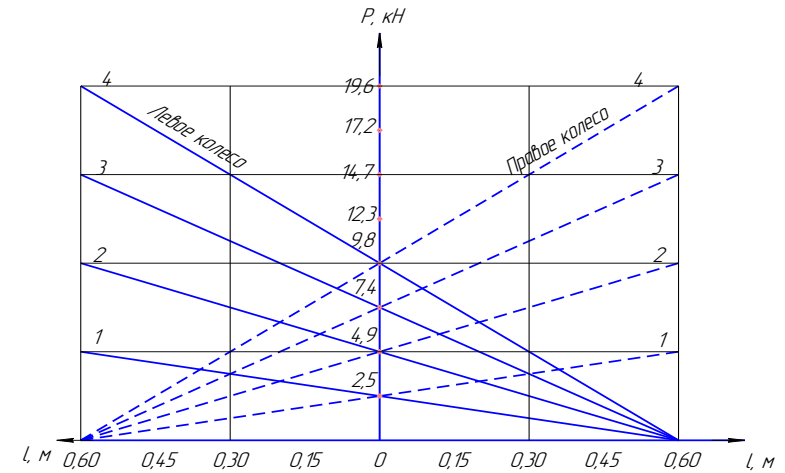


Рис. 2.5. Зависимость распределения сцепного веса между ведущими колесами трактора от дополнительной нагрузки и положения точки прицепа:
 $1 - R' = 4,9$ кН; $2 - R' = 9,8$ кН; $3 - R' = 14,7$ кН;
 $4 - R' = 19,6$ кН

При смещении точки прицепа в противоположную сторону увеличение сцепного веса на правое колесо и разгрузка левого происходят по аналогии, таким образом, смещение точки прицепа и увеличение дополнительной нагрузки в сторону буксующего колеса позволяют увеличить его сцепной вес, тем самым повысить тягово-сцепные свойства тракторно-транспортного агрегата, особенно при криволинейном движении.

2.2. Теоретическое обоснование механизма перемещения точки прицепа

Как было сказано ранее, для увеличения касательной силы тяги необходимо повысить сцепной вес на ведущие колеса трактора. В случае поворота ведущие колеса не всегда находятся в одинаковых условиях по сцеплению, что может привести к остановке тракторно-транспортного агрегата. Для устранения этого недостатка необходимо улучшить тягово-сцепные свойства колеса, находящегося в худших условиях. Этого можно достичь за счет смещения точки прицепа. Перемещать точку прицепа можно автоматически при помощи гидроцилиндра. При этом необходимо подобрать ход поршня, чтобы обеспечить нужные условия перемещения.

На рисунке 2.6 изображена схема для определения перемещения точки прицепа.

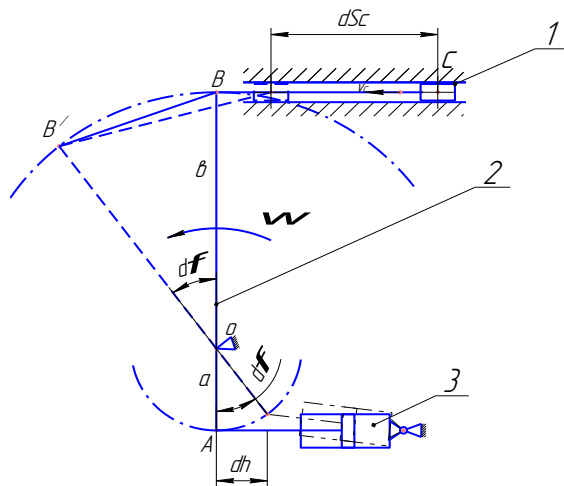


Рис. 2.6. Схема механизма перемещения точки прицепа:
1 – ползун сцепки; 2 – рычаг перемещения ползуна;
3 – гидроцилиндр

За малое время dt точка A , перемещаясь по дуге окружности, проходит путь:

$$dS_a = a \cdot \omega \cdot dt = a \cdot d\varphi. \quad (2.24)$$

За то же время dt точка B , перемещаясь по дуге окружности, проходит путь:

$$dS_b = b \cdot \omega \cdot dt = b \cdot d\varphi. \quad (2.25)$$

Точка C – точка прицепа, проходит путь, равный пути, который проходит точка B :

$$dS_c = dS_b \quad (2.26)$$

Так как:

$$\frac{dS_a}{dS_b} = \frac{a \cdot d\varphi}{b \cdot d\varphi} = \frac{a}{b}. \quad (2.27)$$

Из выражения (2.27) выразим путь, пройденный точкой B :

$$dS_b = \frac{dS_a \cdot b}{a}. \quad (2.28)$$

С учетом равенства (2.28) выражение (2.26) примет вид:

$$dS_c = \frac{dS_a \cdot b}{a}. \quad (2.29)$$

Путь, пройденный точкой A , равен величине h (ход гидроцилиндра), и, следовательно, $dS_a = dh$, таким образом:

$$dS_c = \frac{dh \cdot b}{a}. \quad (2.30)$$

Из формулы (2.30) следует, что путь, проходимый точкой прицепа C , пропорционален произведению хода гидроцилиндра h и длине a стержня и обратно пропорционален длине b стержня.

$$dh = \frac{dS_c \cdot a}{b}. \quad (2.31)$$

С учетом формулы (2.22) выражение для определения хода

поршня гидроцилиндра будет иметь вид:

$$h = \frac{a \cdot s(P_k - k(\varphi_1 + \varphi_2))}{b \cdot k \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)}. \quad (2.32)$$

Интегрируя выражение (2.32) в пределах от l_1 до l_2 , получим:

$$h = \int_{l_1}^{l_2} h dl = \frac{a \cdot s(P_k - k(\varphi_1 + \varphi_2))}{b \cdot k \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)} \cdot (l_2 - l_1). \quad (2.33)$$

Анализируя выражение (2.33), можно сделать вывод, что величина хода поршня гидроцилиндра зависит от величины смещения точки прицепа и от коэффициентов сцепления ведущих колес с почвой.

2.3. Производительность тракторно-транспортного агрегата при меняющемся сцепном весе и точки прицепа при криволинейном движении

При использовании тракторных поездов на почве с низкой несущей способностью для снижения техногенного воздействия на почву необходимо снижать величину буксования ведущих колес, что, в свою очередь, позволит повысить производительность тракторно-транспортного агрегата. Для определения производительности воспользуемся формулой:

$$W = \left(\frac{\mu \cdot j}{L - V_T(1 - \delta)\mu t} \right) m_{\text{прс}} V_T (1 - \delta), \quad (2.34)$$

где μ – коэффициент использования пробега;

j – коэффициент использования грузоподъемности;

L – длина ездки, км;

V_T – теоретическая скорость, км/ч;

δ – коэффициент буксования;

t – время простоя тракторного поезда на погрузо-разгрузочных операциях, ч;

$m_{\text{прс}}$ – масса прицепного состава, т.

Буксование движителей трактора определяется по уравнению профессора И. И. Трепенкова [137]:

$$\delta = \frac{0,248\varphi}{1 - 3,077\varphi^3}, \quad (2.35)$$

где φ – коэффициент использования сцепного веса.

Коэффициент использования сцепного веса определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{P_k}{G_{\text{сц}}} = \frac{P_k}{(Y_{\text{пр.к}} + Y_{\text{лв.к}})}, \quad (2.36)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес машины, Н.

С учетом формул (2.3), (2.7), (2.8) и (2.15), (2.16) выражение (2.36) для определения коэффициента использования сцепного веса ТТА с точкой прицепа, находящейся в центре, примет вид:

$$\varphi_1 = \frac{P_{k1} l_{\text{п.у}}}{G l_{\text{п.у}} + l_{\text{доп}} P_{\text{доп}} \sin \theta}. \quad (2.37)$$

Учитывая введенный коэффициент (2.20), формулу (2.37) запишем следующим образом:

$$\varphi_1 = \frac{P_{k1}}{2k}. \quad (2.38)$$

Решив совместно уравнения (2.35) и (2.38), определим величину буксования:

$$\delta_1 = \frac{0,248 P_{k1}}{2k \left(1 - 3,077 \frac{P_{k1}^3}{8k^3} \right)} = \frac{0,124 P_{k1} k^2}{2,6k^3 - P_{k1}^3}. \quad (2.39)$$

Решая совместно уравнения (2.34) и (2.39), получим выражение для определения производительности тракторно-транспортного агрегата с точкой прицепа, находящейся в центре:

$$W_1 = \left(\frac{\mu \cdot j}{L - V_T \left(1 - \frac{0,124 P_{k1} k^2}{2,6k^3 - P_{k1}^3} \right) \mu t} \right) \times m_{\text{прс}} V_T \left(1 - \frac{0,124 P_{k1} k^2}{2,6k^3 - P_{k1}^3} \right). \quad (2.40)$$

Применяя формулы (2.3), (2.11), (2.12), (2.15) и (2.16), вы-

ражение (2.36) для определения коэффициента использования сцепного веса тракторно-транспортного агрегата при смещении точки прицепа примет вид:

$$\varphi_2 = \frac{2sP_{k2}l_{п.у}}{Gl_{п.у} + l_{доп}P_{доп} \sin \theta((s+l) + (s-l))}. \quad (2.41)$$

Учитывая введенный коэффициент (2.20), формулу (2.37) запишем следующим образом:

$$\varphi_2 = \frac{P_{k2}}{2k}. \quad (2.42)$$

Решая совместно уравнения (2.35), (2.38), получим:

$$\delta_2 = \frac{0,248P_{k2}}{2k \left(1 - 3,077 \frac{P_{k2}^3}{8k^3}\right)} = \frac{0,124P_{k2}k^2}{2,6k^3 - P_{k2}^3}. \quad (2.43)$$

Применяя уравнения (2.23) и (2.43), запишем выражение для определения производительности тракторно-транспортного агрегата со смещенной точкой прицепа:

$$W_2 = \left(\frac{\mu \cdot j}{L - V_T \left(1 - \frac{0,124(P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s})k^2}{2,6k^3 - \left(P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}\right)^3} \right) \mu t} \right) \times \\ \times m_{прс} V_T \left(1 - \frac{0,124(P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s})k^2}{2,6k^3 - \left(P_{k1} + \frac{kl(\varphi_1 - \varphi_2)}{s}\right)^3} \right). \quad (2.44)$$

Анализируя формулы (2.40) и (2.44), можно сделать вывод, что производительность тракторно-транспортного агрегата за-

висит от касательной силы тяги по сцеплению. Чем больше сила тяги, тем выше производительность, то есть тягово-сцепные свойства влияют не только на характер движения тракторно-транспортного агрегата, но и на его производительность.

Для определения производительности тракторно-транспортного агрегата с учетом дополнительной нагрузки в шарнире сцепки, величины буксования и скорости его движения разработана номограмма, порядок использования которой указан стрелками (рис. 2.7). Как видно из номограммы, при тяговом усилии 5,88 кН и при изменении дополнительной нагрузки от 0 до 14,7 кН буксование тракторно-транспортного агрегата уменьшилось с 13,5 до 5 %, рабочая скорость увеличилась с 1,5 до 2,6 км/ч, при этом производительность возросла с 6,0 до 9,0 т. км/ч.

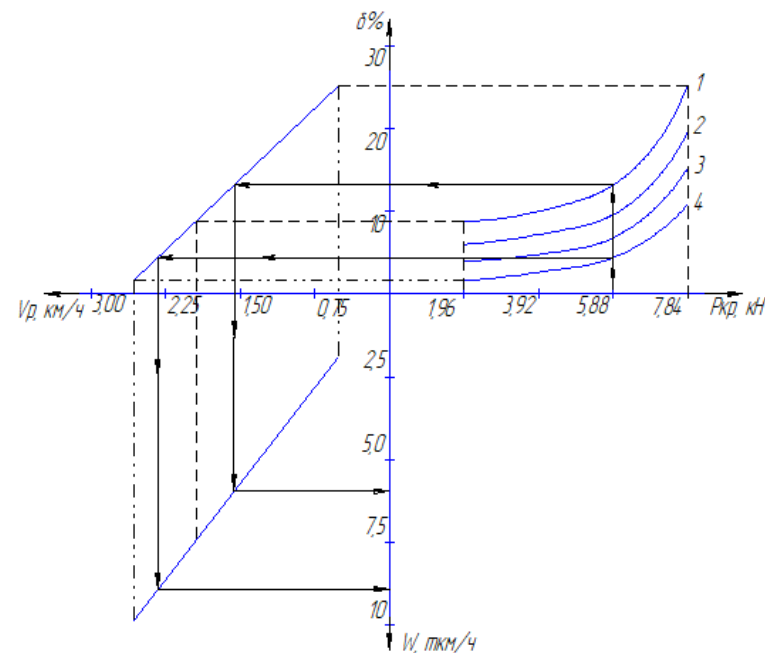


Рис. 2.7. Номограмма для определения производительности тракторно-транспортного агрегата на транспортных работах: 1. $P_{доп} = 0$ кН; 2. $P_{доп} = 4,8$ кН; 3. $P_{доп} = 9,8$ кН; 4. $P_{доп} = 14,7$ кН

2.4. Повышение тягово-сцепных свойств автомобиля за счет перераспределения сцепного веса

Амурская область является основным производителем с/х продукции в ДФО. Основной производимой фирменной культурой является соя. В то же время сроки уборки могут затянуться до поздней осени, поэтому после ее подработки транспортировка приходится на осенне-зимний период. В условиях ДФО, особенно в этот период, при выполнении транспортных работ наблюдаются случаи резкой смены состояния дорог. Это объясняется тем, что на протяжении одной ездки дорожное покрытие может смениться от асфальта до гололеда. Это обусловлено тем, что перепад температур может составлять, особенно в зимний период, от -15 до -45°C , а протяженность дорог на территории ДФО составляет десятки тысяч километров. Все это влечет за собой резкую смену коэффициента сцепления, что создает особые условия при эксплуатации автомобильного транспорта.

В общем случае на автомобиль действуют следующие силы, представленные уравнением силового баланса (рис. 2.8) [106]:

$$P = P_{кр} + P_f + P_j + P_i + P_{\omega}. \quad (2.45)$$

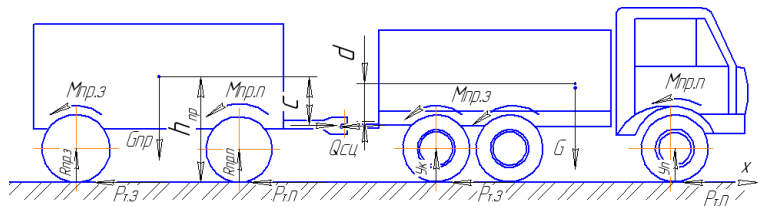


Рис. 2.8. Схема сил, действующих на ТС

По условию сцепления с дорогой уравнение (2.45) можно представить следующим образом:

$$Y_{\kappa} \cdot \varphi_{\text{сц}} = P_{кр} + P_f + P_j + P_i + P_{\omega}, \quad (2.46)$$

где Y_{κ} – нормальная реакция дороги на ведущие колеса автомобиля, H ; $P_{кр}$ – касательная сила тяги, H ; $P_{кр}$ – тяговое усилие автомобиля, H ; P_j – сила инерции автомобиля, H ; P_f – сила сопротивления передвиганию, H ; P_i – сила сопротивления подъему, H ; P_{ω} – сила сопротивления воздуха, H ; $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления движителя с дорогой.

Согласно выражению (2.46), повысить касательную силу тяги автопоездов можно при увеличении силы Y_{κ} путем перераспределения сцепного веса между колесами автомобиля и прицепа за счет использования вспомогательных устройств.

К одним из основных показателей эффективности эксплуатации автомобиля относятся тягово-сцепные свойства. Ведущим показателем, характеризующим эти свойства, является касательная сила тяги ведущих колес автомобиля. Предельное значение касательной силы тяги определяется по выражению [106]:

$$P_{к\varphi_{\text{max}}} = \varphi_{\text{сц}} \cdot Y_{\kappa} = \varphi_{\text{сц}} \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.47)$$

где Y_{κ} – нормальная реакция почвы на движители машины (сцепной вес), H ;

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес, H .

Рассмотрим условие, при котором возможно равномерное качение ведущего колеса по горизонтальному участку дороги. Без учета момента трения в ступице и сопротивления воздуха определяется выражением [122]:

$$\frac{M_{\text{вед}}}{r_{\text{д}}} - G_{\text{сц}} \frac{a}{r_{\text{д}}} \leq \varphi_{\text{сц}} \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.48)$$

где $M_{\text{вед}}$ – крутящий момент на ведущем колесе автомобиля, $H \cdot \text{м}$; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса, м ; a – расстояние по горизонтали от оси ведущего колеса до точки приложения результирующей реакции дороги, м .

Учитывая, что $f = \frac{a}{r_{\text{д}}}$ – коэффициент сопротивления качению, выражение (2.48) принимает следующий вид:

$$\frac{M_{\text{вед}}}{r_{\text{д}}} - f G_{\text{сц}} \leq \varphi_{\text{сц}} \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.49)$$

или

$$P_{кр} = P_{\kappa} - P_f \leq \varphi_{сц} \cdot G_{сц}. \quad (2.50)$$

В первом приближении силу сопротивления передвижению P_f можно не учитывать, так как коэффициент сопротивления качению f является малой величиной, тогда абсолютное значение тяговой силы можно приравнять к абсолютному значению, касательная сила тяги:

$$P_{\kappa} \leq \varphi_{сц} \cdot G_{сц}, \quad (2.51)$$

то есть для того, чтобы не было буксования, касательная сила тяги на ведущих колесах не должна превосходить силы сцепления.

Из условия отсутствия буксования следует, что при удовлетворении соотношения между касательной силой тяги автомобиля и силой сцепления касательная сила тяги на ведущих колесах будет полностью использоваться для движения автомобиля. В случае, когда касательная сила тяги на ведущих колесах больше силы сцепления, то ведущие колеса будут пробуксовывать по дороге, а только часть силы P_{κ} , равная силе сцепления $\varphi_{сц} \cdot G_{сц}$, используется автомобилем для движения. При этом движение автомобиля будет возможным, только если суммарное сопротивление движению будет меньше силы сцепления [106].

При работе автопоездов с прицепными системами касательная сила тяги на ведущих колесах может ограничиваться по силе сцепления, главным образом, при трогании с места или при преодолении повышенных сопротивлений на скользкой дороге.

Таким образом, кратковременное использование вспомогательных тросопневматических тягово-догружающих устройств (ТТДУ) при трогании с места и по бездорожью позволит сохранить режим движения автомобиля.

В настоящее время для перевозки грузов в области используются автомобили с задними ведущими колесами, динамический фактор которых можно определить по формуле [124]:

$$D_{\varphi} = \varphi_{сц} \lambda_{\kappa} - \frac{P_{\omega}}{G_{сц}} = \frac{P_{\kappa} - P_{\omega}}{G_{сц}} = \Psi, \quad (2.52)$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колес с дорогой; λ_{κ} – коэффи-

циент нагрузки ведущих колес; P_{ω} – сопротивление воздуха, H ; $G_{сц}$ – вес автомобиля, H ; ψ – коэффициент приведенного сопротивления дороги.

Анализируя формулу (2.52), можно сделать вывод, что для улучшения динамического фактора необходимо повышать коэффициент нагрузки задних колес автомобиля. Это особенно важно учитывать для дорог с меняющимся коэффициентом сцепления. Наряду с этим для повышения эффективности эксплуатации автомобильного транспорта используются прицепы, что в конечном итоге дает возможность увеличить объем грузоперевозок [106, 124, 173].

Применительно к нашему исследованию возможность увеличения нагрузки на ведущие задние колеса осуществляется за счет кратковременного перераспределения части веса, приходящегося на прицеп. В то же время при повышении коэффициента нагрузки задних колес автомобиля необходимо учитывать, что данное увеличение коэффициента нагрузки задних колес ограничивается тем, что это напрямую влияет на управляемость, а, следовательно, на безопасность движения. Поэтому для перераспределения нагрузки необходимо использовать специальные устройства. Данные устройства включаются в работу только по мере необходимости: в связи со снижением значения коэффициента сцепления колес с почвой.

В условиях ДФО коэффициент сцепления движителя (колеса) с дорогой является определяющим, характеризующим условия эксплуатации автомобиля. В общем случае сцепной вес автомобиля состоит из двух составляющих: веса самого автомобиля и веса перевозимого груза. Так как, согласно техническим характеристикам, эти два показателя заранее известны, следовательно, в условиях меняющегося состояния дороги на первый план выходит коэффициент сцепления:

$$P_{кр} = \varphi_{сц} \cdot G_{сц} > P_{\kappa}. \quad (2.53)$$

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что при планировании транспортно-технологического обеспечения АПК ДФО необходимо учитывать коэффициент сцепления через естественно-производственные условия:

– для нормального состояния дороги:

$$P_{k\varphi_n} = \varphi_{\text{сцн}} \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.54)$$

где $\varphi_{\text{сцн}}$ – коэффициент сцепления для дорог, имеющих максимальное значение;

– для эксплуатационного состояния дороги:

$$P_{k\varphi_c} = \varphi_{\text{сцс}} \cdot G_{\text{сц}}, \quad (2.55)$$

где $\varphi_{\text{сцс}}$ – значение коэффициента сцепления для условий эксплуатации.

Поэтому при планировании транспортно-технологического обеспечения необходимо ввести коэффициент, учитывающий состояние дорог в зависимости от условий эксплуатации. Для ДФО в зависимости от времени эксплуатации одна и та же дорога может иметь коэффициент сцепления от 0,3 до 0,75.

В общем случае коэффициент состояния дороги в зависимости от условий эксплуатации можно определить следующим образом:

$$K_{\text{сд}} = \frac{\varphi_{\text{сцс}}}{\varphi_{\text{сцн}}}. \quad (2.56)$$

За коэффициент сцепления нормального состояния дороги примем дорогу, у которой данный коэффициент наибольший.

Таким образом, в реальных условиях эксплуатации, особенно с меняющимся коэффициентом сцепления, касательная сила тяги автомобиля по сцеплению должна определяться с учетом коэффициента состояния дорог и силы, увеличивающей сцепной вес на ведущие колеса автомобиля, в случае использования вспомогательных устройств для прицепных систем:

$$P_{k\varphi_c} \rightarrow P_{k\varphi_n},$$

$$P_{k\varphi_c} = \varphi_{\text{сцс}} \frac{G_{\text{сц}}}{K_{\text{сд}}} = \varphi_{\text{сцс}} (G_{\text{сц}} + R'),$$

или

$$P_{k\varphi_c} = \varphi_{\text{сцн}} \cdot K_{\text{сд}} \cdot (G_{\text{сц}} + R'), \quad (2.57)$$

откуда

$$R' = \frac{1-K_{\text{сд}}}{K_{\text{сд}}} G_{\text{сц}}, \quad (2.58)$$

где R' – дополнительная сила, возникающая за счет использования вспомогательных устройств для прицепных систем.

Поэтому при работе автомобилей в условиях бездорожья, временного ухудшения дорожного покрытия повысить касательную силу тяги P_k возможно за счет применения в прицепных системах дополнительно устанавливаемых устройств, что позволит сохранить значения показателей тягово-сцепных свойств, соответствующих обычным условиям эксплуатации.

2.5. Влияние тросопневматических тягово-догружающих устройств на тягово-сцепные свойства автомобиля

Для увеличения проходимости и повышения производительности колесных автопоездов с прицепными системами при движении по скользкой дороге, бездорожью установим на прицеп тягово-догружающее устройство между передним мостом прицепа и прицепным устройством, соединяя его с пневматической системой автомобиля. Принципиальная схема транспортного средства с ТГДУ представлена на рисунке 2.9. Рассмотрим систему сил, действующих на автомобиль при использовании вспомогательного устройства.

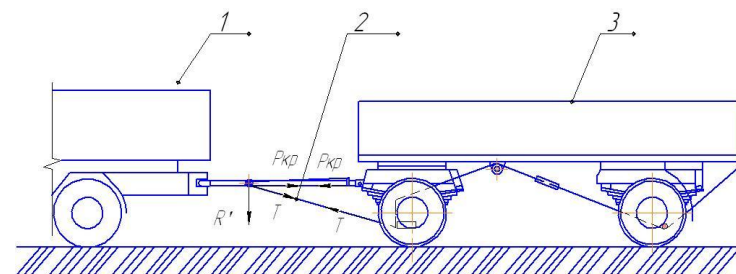


Рис. 2.9. Принципиальная схема автомобиля с учетом действующих сил:

1 – автомобиль; 2 – тягово-догружающее устройство; 3 – прицеп

Для определения сил, действующих на транспортный агрегат с учетом ТТДУ, составим схему сил (рис. 2.10). При решении данной задачи воспользуемся принципом Германа-Эйлера-Даламбера, согласно которому для несвободной механической системы в любой момент времени геометрическая сумма равнодействующих реакций связи и сила инерции для каждой точки механической системы равна нулю [102].

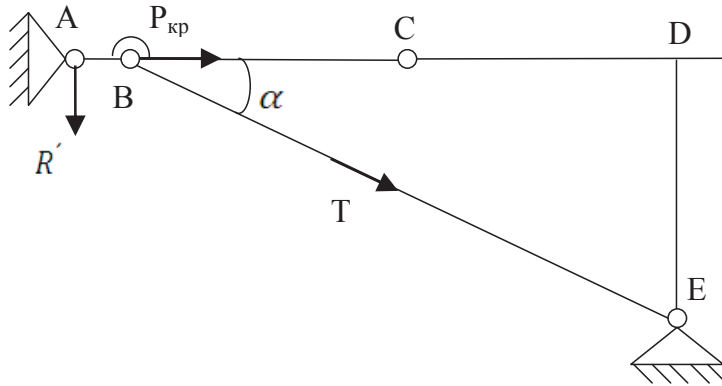


Рис. 2.10. Схема сил, действующих на прицепное устройство автомобиля

Таким образом:

$$\sum (F_{kx}^a \cdot \delta X_k + F_{ky}^a \cdot \delta Y_k + F_{kz}^a \cdot \delta Z_k) = 0, \quad (2.59)$$

где $F_{kx}^a, F_{ky}^a, F_{kz}^a$ – активные силы приложения в точке, H ; $\delta X_k, \delta Y_k, \delta Z_k$ – возможное перемещение точки, m .

В нашем случае примем связи стационарными, то есть не изменяющимися по времени [131]. Для нахождения сил, действующих в точке А, согласно данному принципу, необходимо отбросить опору, заменив ее на реакцию, численно равную искомой величине R' . Расчетная схема для определения реакции R' в шарнире сцепки приведена на рисунке 2.11.

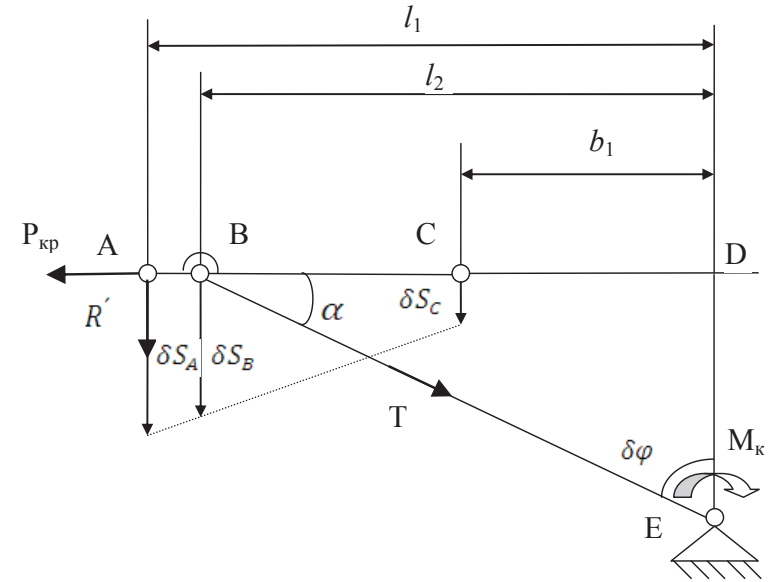


Рис. 2.11. Расчетная схема для определения реакции R'

Сообщив системе возможное перемещение, составим условие равновесия согласно выражению (2.59):

$$R' \cdot \delta S_A - T \cdot \sin \alpha \cdot \delta S_B = 0, \quad (2.60)$$

где T – дополнительная нагрузка, H .

Связь между δS_A и δS_B находим из пропорций

$$\frac{\delta S_A}{l_1} = \frac{\delta S_B}{b_1},$$

откуда будем иметь:

$$\delta S_B = \frac{l_2}{l_1} \delta S_A. \quad (2.61)$$

Решив систему уравнений (2.60) и (2.61), получим:

$$R' = \frac{l_2}{l_1} T \sin \alpha. \quad (2.62)$$

Таким образом, создавая дополнительную нагрузку T на прицепное устройство, можно увеличить сцепной вес на ведущие колеса автомобиля. Анализируя выражение (2.62), можно отметить, что величина R' зависит от дополнительной нагрузки T , угла приложения дополнительной нагрузки « α » и точки приложения, то есть величины l_2 . В данном выражении длина l_1 остается постоянной, так как это габаритный размер прицепного устройства. Влияние вышеперечисленных параметров на величину дополнительной нагрузки на ведущие колеса автомобиля представлено на рисунках 2.12 и 2.13.

Анализ полученных графиков показывает, что значение силы реакции R' можно увеличить за счет повышения угла и увеличения расстояния до точки приложения дополнительной нагрузки. Из двух факторов на увеличение силы реакции R' наибольшее влияние оказывает повышение угла наклона дополнительной нагрузки по сравнению с увеличением расстояния до точки приложения дополнительной нагрузки. Для прицепа НЕФАЗ 8560-02 рациональное значение данных параметров составляет: угол $\alpha = 20^\circ - 30^\circ$; длина $l_2 = 6,58$ м. Таким образом, использование тягово-догружающего устройства позволяет повысить сцепной вес, приходящийся на задние ведущие колеса, на величину R' и, как следствие, улучшить тягово-сцепные свойства автомобиля на транспортных работах.

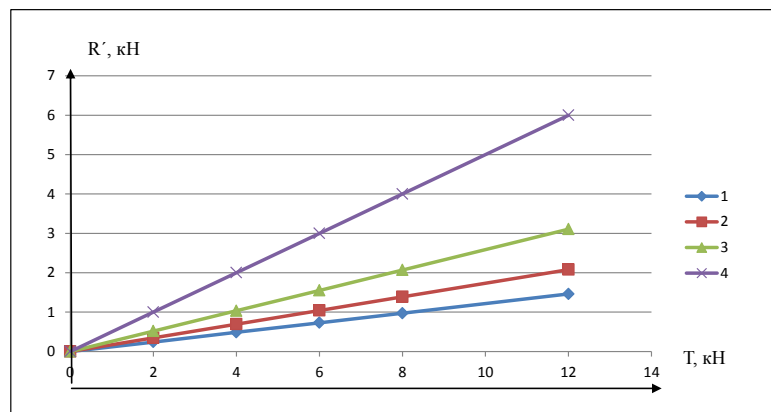


Рис. 2.12. Зависимость реакции R' от угла приложения дополнительной нагрузки ($l_2 = l_1$):
1. $\alpha = 7^\circ$; 2. $\alpha = 10^\circ$; 3. $\alpha = 15^\circ$; 4. $\alpha = 30^\circ$

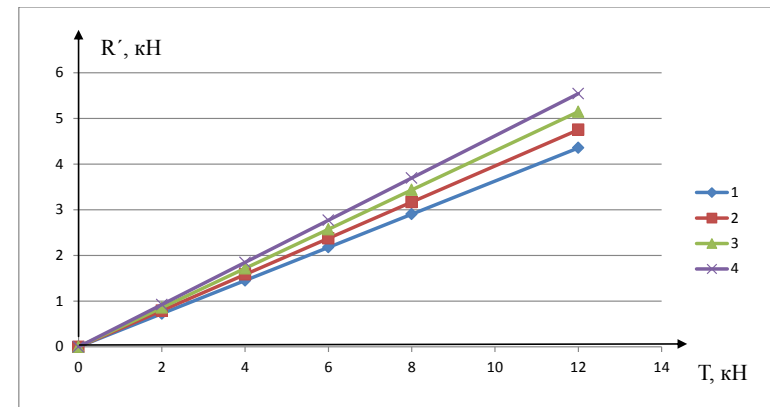


Рис. 2.13. Зависимость реакции R' от точки приложения дополнительной нагрузки ($\alpha = 30^\circ$):
1. $l_2 = 5,5$ м; 2. $l_2 = 6,0$ м; 3. $l_2 = 6,5$ м; 4. $l_2 = 7,0$ м

2.6. Определение основных параметров тросопневматических тягово-догружающих устройств

Для кинематического исследования предлагаемого тросопневматического тягово-догружающего устройства (ТТДУ) воспользуемся аналитическим методом, который позволяет провести исследование с большой точностью представленного устройства [131]. Аналитический метод позволяет получить математические зависимости между перемещениями, скоростями и ускорениями ведомого звена n и перемещением ведущего звена φ_1 и длиной звеньев [98]:

$$S_n = S_n(\varphi_1, l_1, \dots, l_n), \quad (2.63)$$

$$V_n = V_n(\varphi_1, l_1, \dots, l_n), \quad (2.64)$$

$$a_n = a_n(\varphi_1, l_1, \dots, l_n), \quad (2.65)$$

$$\varphi_n = \varphi_n(\varphi_1), \quad (2.66)$$

$$\omega_n = \omega_n(\varphi_1), \quad (2.67)$$

$$\varepsilon_n = \varepsilon_n(\varphi_1). \quad (2.68)$$

При аналитическом анализе рычажного механизма воспользуемся методом замкнутого векторного контура, разработанным В. А. Зиновьевым [98]. Сущность метода заключается в следующем: звенья механизма изображаются в виде векторов, которые образуют на схеме механизма один или несколько замкнутых векторных контуров. После этого составляют уравнения замкнутости каждого контура, затем составляют аналитические зависимости положения звеньев от обобщенной координаты механизма, проецируя векторы замкнутых векторов на оси выбранной системы координат. Дифференцируя уравнения проекций (3.64)–(3.68) по обобщенной координате, получают формулы для определения аналогов скоростей и ускорений.

С каждым звеном рассматриваемого механизма связываем вектор ($\vec{l}_{AB} = \overrightarrow{AB}$, $\vec{l}_{BC} = \overrightarrow{BC}$, $\vec{l}_{CO} = \overrightarrow{CO}$, $\vec{l}_{OA} = \overrightarrow{OA}$), у которого зафиксированы начало и конец (рис. 2.14). Это позволяет получить однозначную характеристику вектора: направление, числовое значение.

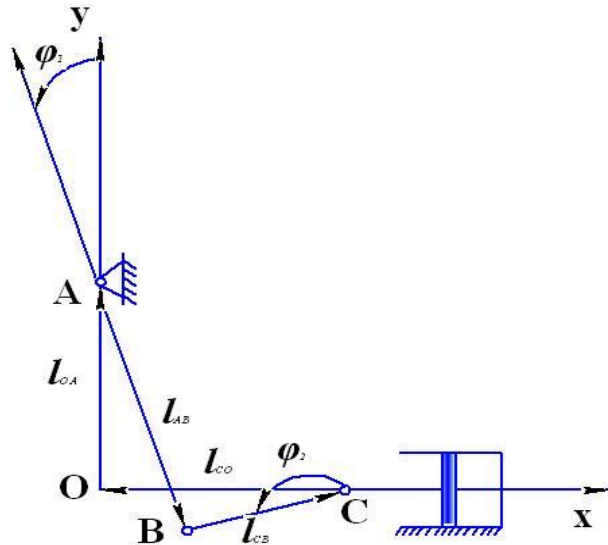


Рис. 2.14. Кинематическая схема тросопневматического тягово-догружающего устройства

В качестве обобщенной координаты следует выбрать перемещение точки С штока поршня l_{CO} , так как ведущим звеном является поршень. Для определения функции положения $\varphi_1 = \varphi_1(l_{CO})$ кривошипа АВ воспользуемся уравнением замкнутости контура ABCOA (обход контура по часовой стрелке):

$$OA + AB - BC - CO = 0 \text{ или } l_{OA} + l_{AB} - l_{BC} - l_{CO} = 0. \quad (2.69)$$

Выразим все векторы, входящие в уравнение (2.69), в безразмерных величинах, отнесенных к длине половины рычага l_{AB} . Обозначим:

$$\lambda = \frac{l_{BC}}{l_{AB}}, \quad \chi = \frac{l_{CO}}{l_{AB}}, \quad \mu = \frac{l_{OA}}{l_{AB}}. \quad (2.70)$$

После этого уравнение (3.25) принимает вид:

$$\mu + e - \lambda - \chi = 0, \quad (2.71)$$

где e — орт вектора l_{AB} .

Определим проекцию векторов уравнения (2.70) на оси координат:

$$\left. \begin{aligned} \cos \varphi_1 - \lambda \cos \varphi_2 - \chi &= 0, \\ \sin \varphi_1 - \lambda \sin \varphi_2 + \mu &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.72)$$

Определяем из второго уравнения величину $\sin \varphi_2$:

$$\sin \varphi_2 = \frac{\sin \varphi_1 + \mu}{\lambda} \quad (2.73)$$

Учитывая, что

$$\begin{aligned} \cos \varphi_2 &= \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_2} = \sqrt{1 - \frac{(\sin \varphi_1 + \mu)^2}{\lambda^2}} = \sqrt{\frac{\lambda^2 - (\sin \varphi_1 + \mu)^2}{\lambda^2}} = \\ &= \frac{\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi_1 + \mu)^2}}{\lambda} \end{aligned} \quad (2.74)$$

подставляем выражение $\cos \varphi_2$ в первое уравнение системы (2.72):

$$\cos \varphi_1 - \sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi_1 + \mu)^2} - \chi = 0. \quad (2.75)$$

Проведя преобразования уравнения (3.31), получаем:

$$2(\mu \sin \varphi_1 - \chi \cos \varphi_1) = \lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 - 1 \quad (2.76)$$

или

$$\frac{2}{\chi} \left(\frac{\mu}{\chi} \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \right) = \lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 - 1. \quad (2.77)$$

Обозначим $\frac{\mu}{\chi} = \operatorname{tg} \alpha$ и, учитывая, что

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}}}, \quad (2.78)$$

представляем уравнение (2.77) в следующем виде:

$$\frac{2\chi}{\cos \alpha} (\sin \alpha \sin \varphi_1 - \cos \alpha \cos \varphi_1) = \lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 - 1. \quad (2.79)$$

Решим уравнение (2.79) относительно косинуса суммы, получаем:

$$\cos(\varphi_1 + \alpha) = \frac{\lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 - 1}{2\chi \sqrt{1 + \frac{\mu^2}{\chi^2}}}$$

или окончательно

$$\varphi_1 = -\arctg \frac{\mu}{\chi} + \arccos \left(-\frac{\lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 - 1}{2\chi \sqrt{1 + \frac{\mu^2}{\chi^2}}} \right). \quad (2.80)$$

Формула (2.80) связывает угол φ_1 с относительной обобщенной координатой χ .

Аналог угловой скорости $\omega_{1\chi} = \varphi_1' = \frac{d\varphi_1}{d\chi}$ рычага можно

получить дифференцированием равенства (2.80) по относительной обобщенной координате χ .

$$\begin{aligned} \varphi_1' &= -\frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(1-\lambda^2+\chi^2+\mu^2)^2}{4\chi^2(1+\frac{\mu^2}{\chi^2})}}} \left(\frac{1-\lambda^2+\chi^2+\mu^2}{2\chi \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}}} \right)' + \frac{1}{1+\frac{\mu}{\chi}} \left(\frac{\mu}{\chi} \right)' = \\ &= -\frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(1-\lambda^2+\chi^2+\mu^2)^2}{4\chi^2(1+\frac{\mu^2}{\chi^2})}}} \times \\ &\times \frac{4\chi^2 \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} - (1-\lambda^2+\chi^2+\mu^2) \left(2\chi \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} \right)'}{4\chi^2 \left(1+\frac{\mu^2}{\chi^2} \right)} - \frac{\mu}{\chi^2 + \mu\chi} \\ &= -\frac{2\chi \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} \times \left(4\chi^2 \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} - (1-\lambda^2+\chi^2+\mu^2) \right)}{4\chi^2 \left(1+\frac{\mu^2}{\chi^2} \right)} \times \\ &\times \left(2\sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} + \frac{\chi}{\sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}}} \times \frac{(-2)\mu^2}{\chi^3} \right) - \frac{\mu}{\chi^2 + \mu\chi} = \\ &= -\frac{\left(\chi \left(1+\frac{\mu^2}{\chi^2} \right) - \mu^2 \right) \left(4\chi^2 \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} - 1 + \lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 \right)}{\chi^2 \left(1+\frac{\mu^2}{\chi^2} \right)} - \frac{\mu}{\chi^2 + \mu\chi} = \\ &= \left(\frac{\mu^2}{\chi^2 \left(1+\frac{\mu^2}{\chi^2} \right)} - \frac{1}{\chi} \right) \left(4\chi^2 \sqrt{1+\frac{\mu^2}{\chi^2}} - 1 + \lambda^2 - \chi^2 - \mu^2 \right) - \frac{\mu}{\chi^2 + \mu\chi}. \quad (2.81) \end{aligned}$$

Для определения аналога угловой скорости φ_1' рычага в функции углов φ_1 и φ_2 воспользуемся системой уравнений (2.72). Дифференцируем уравнения (3.28) по относительной обобщенной координате χ :

$$\left. \begin{aligned} -\sin \varphi_1 \varphi_1' + \lambda \sin \varphi_2 \varphi_2' - 1 &= 0, \\ \cos \varphi_1 \varphi_1' - \lambda \cos \varphi_2 \varphi_2' &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.82)$$

Из второго уравнения системы (2.82) выявим

$$\varphi_2' = \frac{\cos \varphi_1}{\lambda \cos \varphi_2} \varphi_1'. \quad (2.83)$$

Подставляем выражение (2.83) в первое уравнение системы (2.82) и, проведя ряд математических преобразований, получаем:

$$\varphi_1' = \frac{1}{tg \varphi_2 \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1}. \quad (2.84)$$

Из выражения (2.84) следует, что:

$$tg \varphi_2 \cos \varphi_1 \neq \sin \varphi_1, \quad (2.85)$$

$$\frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_2} \cos \varphi_1 \neq \sin \varphi_1, \quad (2.86)$$

$$tg \varphi_2 \neq tg \varphi_1. \quad (2.87)$$

Таким образом, при начальном положении рычага, когда $\varphi_1 = 0$, угол поворота шатуна $BC\varphi_2 \neq 0$. Из рисунка 2.14 следует, что $l_{AB} \neq l_{OA}$.

График зависимости аналога угловой скорости φ_1' от углов φ_1 и φ_2 представлен на рисунке 2.15.

Для определения аналога $\varepsilon_{1\chi} = \varphi_1''$ углового ускорения рычага дифференцируем уравнение (2.84) по относительной обобщенной координате χ . В результате дифференцирования уравнение приобретает окончательный вид:

$$\varphi_1'' = \frac{\frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2} + tg \varphi_2 \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1}{(tg \varphi_2 \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1)^2} \varphi_1'$$

или

$$\varepsilon_{1\chi} = \frac{\frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2} + tg \varphi_2 \sin \varphi_1 + \cos \varphi_1}{(tg \varphi_2 \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1)^2} \omega_{1\chi}. \quad (2.88)$$

Угловую скорость рычага определяем по выражению

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_1}{d\chi} \frac{d\chi}{dt} = \varphi_1' v = \omega_{1\chi} v, \quad (2.89)$$

где v – скорость движения штока пневмоцилиндра, м/с.

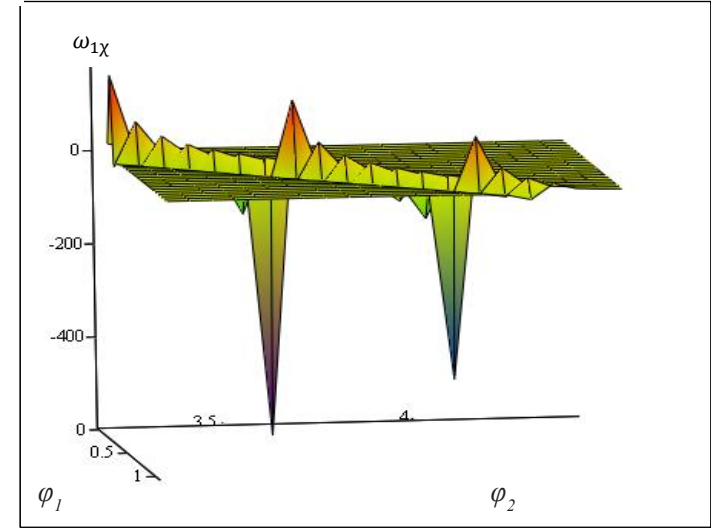


Рис. 2.15. Зависимость аналога угловой скорости рычага от углов φ_1 и φ_2

Угловое ускорение рычага связано с кинематическими характеристиками поступательного движения штока пневмосистемы следующим отношением:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{d}{dt} (\omega_{1\chi} v) = v \frac{d\omega_{1\chi}}{dt} + \omega_{1\chi} \frac{dv}{dt} = v \frac{d\omega_{1\chi}}{d\chi} \frac{d\chi}{dt} + \omega_{1\chi} \frac{dv}{dt} = \\ &= v^2 \frac{d\omega_{1\chi}}{d\chi} + \omega_{1\chi} \frac{dv}{dt} = v^2 \varepsilon_{1\chi} + \omega_{1\chi} a. \end{aligned} \quad (2.90)$$

Истинный закон изменения обобщенной координаты от времени зависит от сил, возникающих и действующих в рассматриваемом устройстве, и может быть определен только после динамического исследования механизма.

2.7. Синтез тросопневматических тягово-догружающих устройств по заданным геометрическим параметрам

Ход штока h_c при движении рычага из начального положения ($\varphi_{1н}$) в конечное положение ($\varphi_{1к}$) равен:

$$h_c = x_{ck} - x_{cn} = l_{cкO} - l_{cнO}, \quad (2.91)$$

где x_{cn} , x_{ck} — координаты точки C в двух положениях (рис. 2.16).

При начальном движении рычага установки угловая скорость $\omega_1 = 0$, поэтому и скорость ω_{1x} и угол φ_1 будут также равны нулю, следовательно, система уравнений (2.82) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} 1 + \frac{l_{BC}}{l_{AB}} \cos \varphi_{2н} - \frac{l_{cнO}}{l_{AB}} &= 0, \\ \frac{l_{BC}}{l_{AB}} \sin \varphi_{2н} + \frac{l_{OA}}{l_{AB}} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.92)$$

При начальном движении рычага установки угловая скорость $\omega_1 = 0$, поэтому и скорость ω_{1x} и угол φ_1 будут также равны нулю, следовательно, система уравнений (2.82) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} 1 + \frac{l_{BC}}{l_{AB}} \cos \varphi_{2н} - \frac{l_{cнO}}{l_{AB}} &= 0, \\ \frac{l_{BC}}{l_{AB}} \sin \varphi_{2н} + \frac{l_{OA}}{l_{AB}} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.93)$$

Преобразуем уравнение (2.93):

$$\left. \begin{aligned} \frac{l_{BC}}{l_{AB}} \cos \varphi_{2н} &= \frac{l_{cнO}}{l_{AB}} - 1 = \frac{l_{cнO} - l_{AB}}{l_{AB}}, \\ \frac{l_{BC}}{l_{AB}} \sin \varphi_{2н} &= -\frac{l_{OA}}{l_{AB}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.94)$$

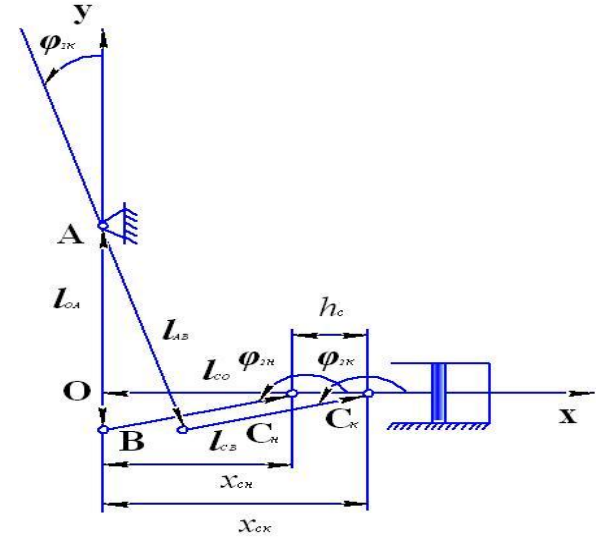


Рис. 2.16. Кинематическая схема движения тросопневматического тягово-догружающего устройства

Из уравнений (2.94) следует:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi_{2н} &= \frac{l_{OA}}{l_{AB} - l_{cнO}}, \\ \operatorname{tg} \varphi_{2н} &= \frac{l_{OB}}{l_{cнO}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.95)$$

Далее приходим к следующему выводу:

$$\left. \begin{aligned} l_{cнO} &= l_{AB} - \frac{l_{OA}}{\operatorname{tg} \varphi_{2н}}, \\ l_{cнO} &= \frac{l_{OB}}{\operatorname{tg} \varphi_{2н}} = \frac{l_{AB} - l_{OA}}{\operatorname{tg} \varphi_{2н}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.96)$$

Для рассматриваемого случая установки тросопневматического тягово-догружающего устройства в первом приближении можно предположить, что

$$l_{OA} = r_1 + r_2 \text{ и } l_{CHO} = r_3 - h_c, \quad (2.97)$$

где r_1 – высота оси прицепа, м; r_2 – радиус пневмосистемы, м; r_3 – ширина оси прицепа, м.

Тогда выражение (2.96) принимает вид:

$$tg\varphi_{2н} = \frac{r_1 + r_2}{l_{AB} - r_3 + h_c}. \quad (2.98)$$

Длину рычага $l = 2l_{AB}$ можно найти, определив

$$l_{AB} = \frac{r_{оси} + r_{пн}}{tg\varphi_{2н}} + r_{оси} - h_c. \quad (2.99)$$

Для определения оптимальных размеров рычага установки необходимо, используя исходные данные прицепа и пневмосистемы, построить график изменения функции $l_{AB} = f(tg\varphi_{2н})$ (рис. 2.17).

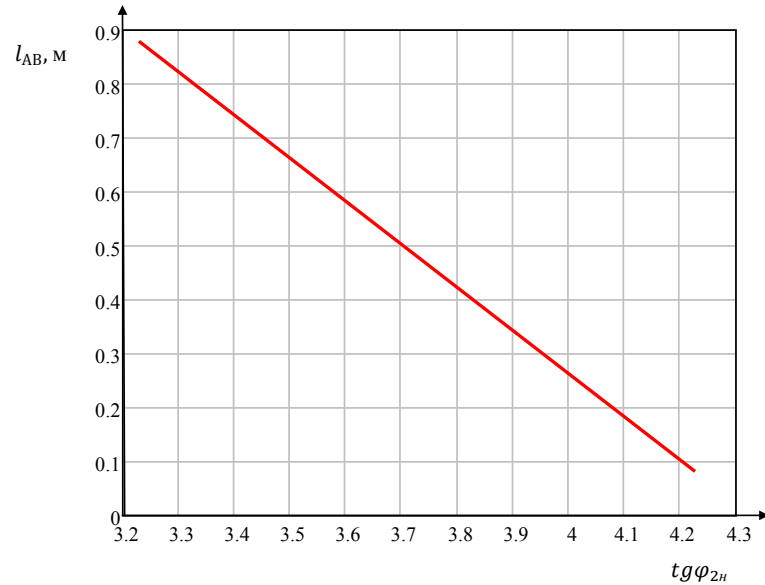


Рис. 2.17. Зависимость l_{AB} от $tg\varphi_{2н}$

При конечном положении штока система уравнений (2.82) принимает вид:

$$\begin{aligned} \lambda \cos \varphi_{2к} &= \chi - \cos \varphi_{1к}, \\ \lambda \cos \varphi_{2к} &= \sin \varphi_{1к} - \mu. \end{aligned} \quad (2.100)$$

Далее имеем:

$$\chi - \cos \varphi_{1к} = \sin \varphi_{1к} - \mu$$

или

$$\cos \varphi_{1к} + \sin \varphi_{1к} = \mu + \chi.$$

Проведя преобразования, получаем:

$$\cos \varphi_{1к} + \sin \varphi_{1к} = \frac{l_{CKO} + l_{OA}}{l_{AB}}.$$

Тогда

$$l_{CKO} = l_{AB}(\cos \varphi_{1к} + \sin \varphi_{1к}) - l_{OA}. \quad (2.101)$$

Для определения хода штока (2.91) воспользуемся уравнениями (2.97) и (2.101):

$$h_c = l_{CKO} - l_{CHO} = l_{AB}(\cos \varphi_{1к} + \sin \varphi_{1к}) - l_{OA} - l_{AB} + \frac{l_{OA}}{tg\varphi_{2н}}$$

или

$$h_c = l_{AB} \left(\sqrt{2} \sin \left(\varphi_{1к} + \frac{\pi}{4} \right) - 1 \right) + l_{OA}(ctg\varphi_{2н} - 1). \quad (2.102)$$

Из равенства (2.102) определяем максимальный угол поворота рычага $\varphi_{1к}$:

$$\varphi_{1к} = \arcsin \left(\frac{h_c - l_{OA}(ctg\varphi_{2н} - 1) + l_{AB}}{\sqrt{2}l_{AB}} \right) - \frac{\pi}{4}. \quad (2.103)$$

Таким образом, зная рабочие характеристики пневмосистемы, возможно рассчитать оптимальные геометрические параметры ТТДУ.

2.8. Динамический анализ дополнительно устанавливаемых тросопневматических тягово-догружающих устройств

Для определения силы натяжения троса T тросопневматическим тягово-догружающим устройством воспользуемся принципом возможных перемещений. Согласно этому принципу, если на какую-либо механическую систему действуют силы, то, прибавляя к задаваемым силам силы инерции и давая всей системе возможные для данного ее положения перемещения, получаем ряд элементарных работ, сумма которых должна равняться нулю [131].

$$\sum_1^n F_i \delta S_i = 0 \quad (2.104)$$

или

$$F_1 \delta S_1 + F_2 \delta S_2 + F_3 \delta S_3 + \dots + F_n \delta S_n = 0, \quad (2.105)$$

где F_i – приложенные силы, включая силы инерции, H ; δS_i – проекции возможных перемещений на направления приложенных сил, m .

Рассматриваемое тросопневматическое тягово-догружающее устройство является кинематической цепью принужденного движения, поэтому при заданном движении ведущего звена (штока пневмоцилиндра) все звенья механизма выполняют вполне определенные движения. Так как связи в механизме следует считать не зависящими от времени, то в ТТДУ действительные перемещения содержатся в числе возможных и уравнения (2.104) и (2.105) принимают следующий вид:

$$\sum_1^n F_i dp_i = 0 \quad (2.106)$$

или

$$F_1 dp_1 + F_2 dp_2 + F_3 dp_3 + \dots + F_n dp_n = 0, \quad (2.107)$$

где dp_i – проекции действительных перемещений на направления приложенных сил, m .

При определении элементарной работы силы F_i :

$$dA_i = F_i dp_i \quad (2.108)$$

перемещение dp_i может быть представлено:

$$dp_i = ds_i \cos \alpha,$$

где ds_i – элементарное перемещение точки звена системы, m ; α – угол, образуемый скоростью v точки и силой, действующей на точку звена F_i .

Подставляя это значение ds_i в уравнение (2.108), получаем:

$$dA_i = F_i ds_i \cos \alpha,$$

учитывая, что $ds = v dt$, тогда

$$dA_i = F_i v dt \cos \alpha \quad (2.109)$$

Величину скорости v точки звена определяем построением плана скоростей рассматриваемых звеньев. Из плана скоростей определяем плечо силы F_i , учитывая, что произведение величины силы F_i на плечо представляет собой величину момента $M_p(F_i)$ этой силы относительно точки p полюса плана скоростей. Вследствие этого уравнение (2.106) может быть представлено так:

$$\sum_1^n F_i h_i = \sum_1^n M_p(F_i) = 0 \quad (2.110)$$

или

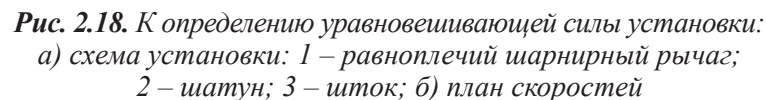
$$M_p(F_1) + M_p(F_2) + M_p(F_3) + \dots + M_p(F_n) = 0. \quad (2.111)$$

Далее воспользуемся геометрической интерпретацией принципа возможных перемещений, который представляет значительные удобства для решения рассматриваемой задачи. Этот метод был разработан Н. Е. Жуковским, а рычаг, которым пользуются в этом методе, назван рычагом Жуковского. Сущность метода заключается в следующем: если перенести все заданные силы, действующие в рассматриваемый момент времени на звенья установки в одноименные точки повернутого плана скоростей, учитывая силы инерции, не изменяя при этом величины и направления этих сил, то сумма моментов этих сил относительно полюса будет равна «нулю» [131].

Таким образом, для определения величины силы натяжения троса T тросопневматическим тягово-догружающим устрой-

Сумма моментов относительно точки полюса p (рис. 2.18):

где F_{yp} – уравнивающая сила, H , G_2 – сила тяжести шатуна, H , $F_{ин}$ – сила инерции шатуна, H , $F_{ш}$ – сила действия штока, H , h_{yp} , $h_{ин}$, $h_{ш}$ – плечи соответствующих сил относительно точки полюса P , M .



80

Таким образом, из уравнения 2.113 следует, что для оптимизации работы тросопневматического тягово-догружающего устройства необходимо:

- ## 2.9. Исследование опорных реакций прицепных систем автопоездов с дополнительно устанавливаемыми тросопневматическими тягово-догружающими устройствами

Для исследования тягово-цепных свойств транспортного средства с прицепом необходимо оценить нормальные реакции дороги на колеса автопоезда и силы опорных реакций, возникающие в точках закрепления прицепа при использовании тросопневматического тягово-догружающего устройства (рис. 2.9).

Исследуем опорные реакции, возникающие в прицепных системах автопоездов в случае применения тросопневматического тягово-догружающего устройства, на примере автопоезда в составе автомобиля-самосвала КамАЗ-45143 и прицепа-самосвала НЕФАЗ 8560-02.

81

А указывается положение передней колесной оси, в точке В – задней колесной оси (рис. 2.19). Проанализируем опорные реакции, возникающие в закреплении прицепа точках О, А, В.

Балка статически неопределима. Для раскрытия статической неопределенности составляем универсальное уравнение изогнутой оси [61]:

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_0 x \pm \sum \frac{M(x-a)^1}{1!} \pm \sum \frac{N(x-b)^3}{3!} \pm \frac{g(x-c)^4}{4!}, \quad (2.114)$$

где E – модуль упругости первого рода, $Па$; J – момент инерции поперечного сечения балки относительно оси, перпендикулярной плоскости нагрузки, $кг \cdot м^2$; M – изгибающий момент, $Н \cdot м$; a, b, c – расстояния от начала координат до соответствующей нагрузки, $м$.

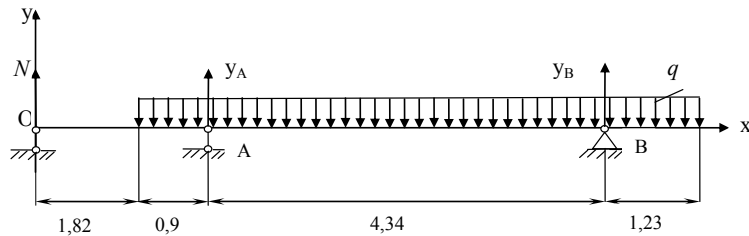


Рис. 2.19. Расчетная схема прицепа НЕФАЗ 8560-02

Для рассматриваемого прицепа универсальное уравнение прогибов принимает вид:

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_0 x + \frac{N(x-0)^3}{3!} \Big|_I - \frac{Tg(x-1,82)^4}{4!} \Big|_{II} + \frac{y_A(x-2,72)^3}{3!} - \frac{g(x-2,72)^4}{4!} \Big|_{III} + \frac{y_B(x-7,06)^3}{3!} - \frac{g(x-7,06)^4}{4!} \Big|_{IV}, \quad (2.115)$$

где N – сила опорной реакции в точке О, $Н$; y_A – сила опорной реакции в точке А, $Н$; y_B – сила опорной реакции в точке В, $Н$; T – сила натяжения гибких тросовых связей, $Н$.

При нахождении неизвестных реакций составляем уравнения, используя граничные условия для параметров y_0 и θ_0 :

а) для консольной балки угол поворота и прогиб сечения в заделке равны нулю;

б) для балки на двух опорах прогибы на этих опорах равны нулю.

Подставляя координаты опор в универсальное уравнение (2.115), искомые уравнения принимают вид:

$$\text{при } x = 0 \quad y = y_0 = 0 \rightarrow 0 = EJy_0 y_0 = 0; \quad (2.116)$$

$$\text{при } x = 2,72 \text{ м} \quad y = y_A = 0 \rightarrow 0 = EJ\theta_0 2,72 + N \frac{2,72^3}{6} - g \frac{0,9^4}{24}; \quad (2.117)$$

$$\text{при } x = 7,06 \text{ м} \quad y = y_B = 0 \rightarrow$$

$$0 = EJ\theta_0 7,06 + N \frac{7,06^3}{6} - g \frac{5,24^4}{24} + y_A \frac{4,34^3}{6} - g \frac{4,34^4}{24}. \quad (2.118)$$

Составляем уравнения статики для рассматриваемого прицепа:

$$\sum F_{ky} = 0 \quad N + y_A + y_B - g \cdot 6,47 = 0, \quad (2.119)$$

$$\sum M_A(F_k) = 0 \quad -N \cdot 2,72 + g \frac{0,9^2}{2} - g \frac{5,57^2}{2} + y_B \cdot 4,34 = 0, \quad (2.120)$$

$$\sum M_B(F_k) = 0 \quad -N \cdot 7,06 - g \frac{1,23^2}{2} - g \frac{5,24^2}{2} - y_A \cdot 4,34 = 0. \quad (2.121)$$

Решая систему уравнений 2.116–2.121, получаем:

$$N = 0,19 \text{ г (точка О)} \quad y_A = 2,76 \text{ г (точка А)} \quad y_B = 3,6 \text{ г (точка В)}. \quad (2.122)$$

При максимальной загрузке прицепа для рассматриваемого случая опорные реакции в исследуемых точках составляют:

$$-N = 3365,78 \text{ Н (точка О);}$$

$$-y_A = 47298,11 \text{ Н (точка А);}$$

$$-y_B = 63772,74 \text{ Н (точка В).}$$

Таким образом, при равномерном распределении груза по прицепу возникающие опорные реакции в исследуемых точках имеют различные значения, наибольшая собственная нагрузка приходится на заднюю колесную ось, наименьшая в точке закрепления прицепа с буксирующим транспортным средством.

При работе тросопневматического тягово-догружающего устройства за счет тросовых силовых связей добавляются силы в узле крепления сцепного устройства и в средней части дышла прицепа. Соответственно расчетная схема рассматри-

ваемой системы будет следующей (рис. 2.20).

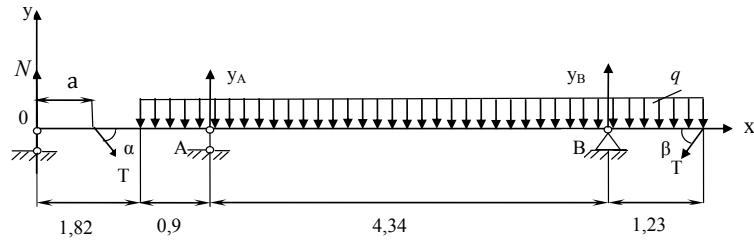


Рис. 2.20. Расчетная схема прицепа НЕФАЗ 8560-02 с тросопневматическим тягово-догружающим устройством

Для рассматриваемого прицепа универсальное уравнение прогибов принимает вид:

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_0 x + \frac{N(x-0)^3}{3!} \Big|_I - \frac{T(x-a)^3}{3!} \Big|_{II} + \frac{g(x-1.82)^4}{4!} \Big|_{III} + \frac{y_A(x-2.72)^3}{3!} - \frac{g(x-2.72)^4}{4!} \Big|_{IV} + \frac{y_B(x-7.06)^3}{3!} - \frac{g(x-7.06)^4}{4!} \Big|_{V}, \quad (2.123)$$

где a – расстояние крепления проушины для тросовой силовой связи до сцепного устройства, m .

Подставляя координаты опорных точек в уравнение (2.123), получаем:

$$\text{при } x = 0 \quad y = y_0 = 0 \rightarrow EJy_0 = 0; \quad (2.124)$$

$$\text{при } x = 2,72 \text{ м} \quad y = y_A = 0 \rightarrow$$

$$0 = 2,72EJ\theta_0 + N \frac{2,72^3}{6} - Tsina \frac{(2,72-a)^3}{6} - g \frac{0,9^4}{24}; \quad (2.125)$$

$$\text{при } x = 7,06 \text{ м} \quad y = y_B = 0 \rightarrow$$

$$0 = 7,06EJ\theta_0 + N \frac{7,06^3}{6} - Tsina \frac{(7,06-a)^3}{6} - g \frac{5,24^4}{24} + y_B \frac{4,34^3}{6} - g \frac{4,34^4}{24}. \quad (2.126)$$

Система уравнений равновесия принимает вид:

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 - N \cdot 2,72 + Tsina \cdot (2,72 - a) + g \frac{0,9^2}{2} - g \frac{5,57^2}{2} + y_B \cdot 4,34 - \\ - Tsin\beta \cdot 5,57 = 0 \end{aligned} \quad (2.127)$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0 - N \cdot 7,06 + Tsina \cdot (7,06 - a) + g \frac{5,24^2}{2} - g \frac{1,23^2}{2} - y_A \cdot 4,34 - \\ - Tsin\beta \cdot 1,23 = 0 \end{aligned} \quad (2.128)$$

Решая систему уравнений 2.124–2.128, приходим к следующим результатам:

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,195g + 0,13Tsin\beta + Tsina(0,999 - 0,438a - 0,022a^3) \\ y_A &= 2,672g - 0,492Tsin\beta - Tsina(0,492 - 0,484a - 0,036a^3) \\ y_B &= 3,6g + 1,365Tsin\beta - Tsina(0,045a + 0,0138a^3) \end{aligned} \right\} \quad (2.129)$$

При $a = 0,5$ м система уравнений (3.84) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,195g + 0,13Tsin\beta + 0,777 Tsina \\ y_A &= 2,672g - 0,492Tsin\beta + 0,244Tsina \\ y_B &= 3,6g + 1,365Tsin\beta - 0,024Tsina \end{aligned} \right\} \quad (2.130)$$

Проверочное уравнение:

$$\begin{aligned} \sum F_{ky} = 0 \quad N + y_A + y_B - 6,47g - Tsina - Tsin\beta = 0 \rightarrow \\ N + y_A + y_B = 6,47g + Tsina + Tsin\beta. \end{aligned} \quad (2.131)$$

Проанализируем изменение $sina$ в зависимости от увеличения расстояния крепления проушины для тросовой силовой связи к сцепному устройству, $sin\beta$ остается величиной постоянной (рис. 2.21).

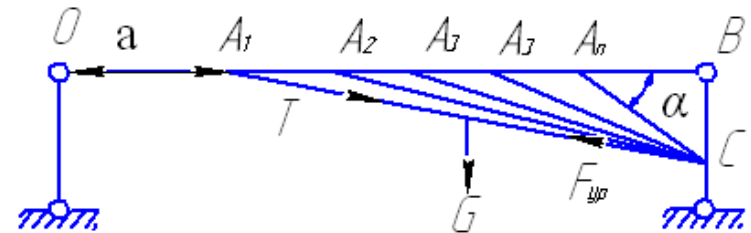


Рис. 2.21. К определению зависимости $sina$ от расстояния крепления устройства

Для этого введем обозначения: $a = OA$, $l_{OB} = OB$, $l_{BC} = BC$, $l_{AB} = AB$, $l_{AC} = AC$. Выразим $\sin \alpha$ через вводимые расстояния элементов схемы на рисунке 2.21.

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \sqrt{1 - \frac{l_{AB}^2}{l_{AC}^2}} = \sqrt{1 - \frac{(l_{OB} - a)^2}{l_{AC}^2}} = \frac{\sqrt{l_{AC}^2 - (l_{OB} - a)^2}}{l_{AC}} =$$

$$\frac{\sqrt{l_{AC}^2 - (l_{OB} - a)^2}}{\sqrt{(l_{OB} - a)^2 + l_{BC}^2}} = \frac{\sqrt{(l_{OB} - a)^2 + l_{BC}^2 - (l_{OB} - a)^2}}{\sqrt{(l_{OB} - a)^2 + l_{BC}^2}} = \frac{l_{BC}}{\sqrt{(l_{OB} - a)^2 + l_{BC}^2}} \quad (2.132)$$

Так как расстояние $l_{BC} = \text{const}$, то из выражения (2.132) следует, что при увеличении расстояния крепления устройства «а» увеличивается $\sin \alpha$ (рис. 2.22).

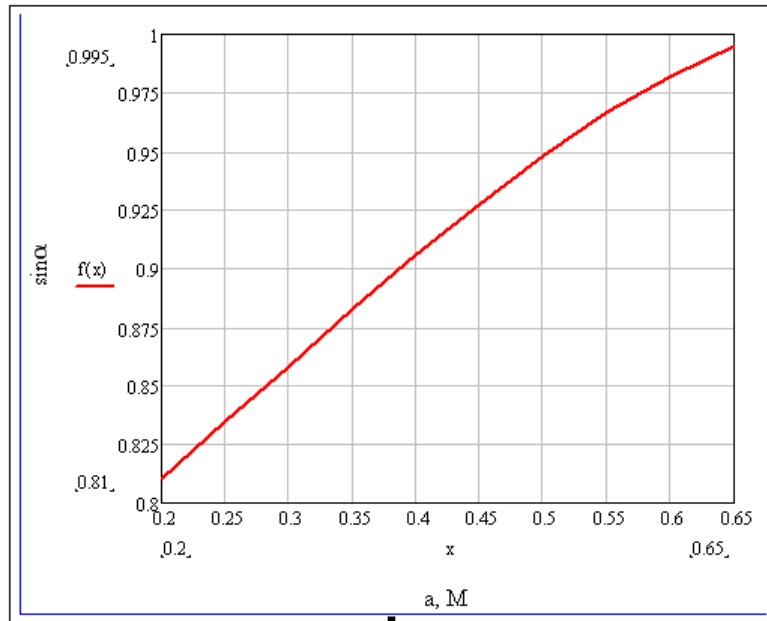


Рис. 2.22. Зависимость от расстояния крепления ТТДУ

Для определения оптимального расстояния крепления проушины тросовой силовой связи к сцепному устройству при

постоянном усилии на штоке пневмоцилиндра исследуем зависимость силы опорной реакции от расстояния крепления устройства (рис. 2.23).

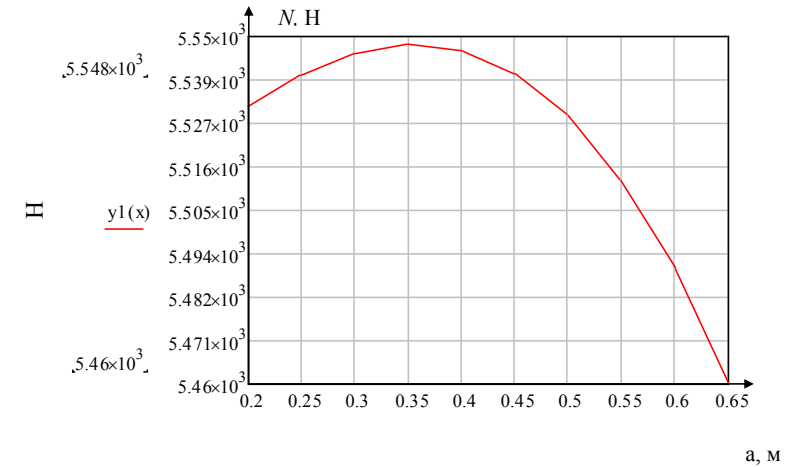


Рис. 2.23. Зависимость силы опорной реакции N от расстояния крепления устройства

Из рисунка 2.23 следует, что наибольшая сила опорной реакции, действующая на ведущие колеса буксирующего транспортного средства за счет натяжения троса вспомогательного устройства, возникает на расстоянии $a = 0,35$ м от фаркопа прицепа. Исследуем силы опорных реакций от расстояния крепления при двух режимах работы ТТДУ: включенном и выключенном (рис. 2.24–2.28).

Использование тросопневматического тягово-догружающего устройства на прицепе автопоезда в случае движения с максимальным грузом позволяет увеличить силу опорной реакции в точке N при рекомендованном способе установки устройства с 3, 676 до 5,548 кН.

Анализ рисунков 2.24–2.28 показал при включенном ТТДУ по мере увеличения расстояния крепления: сила опорной реакции u_A возрастает, сила опорной реакции u_B уменьшается.

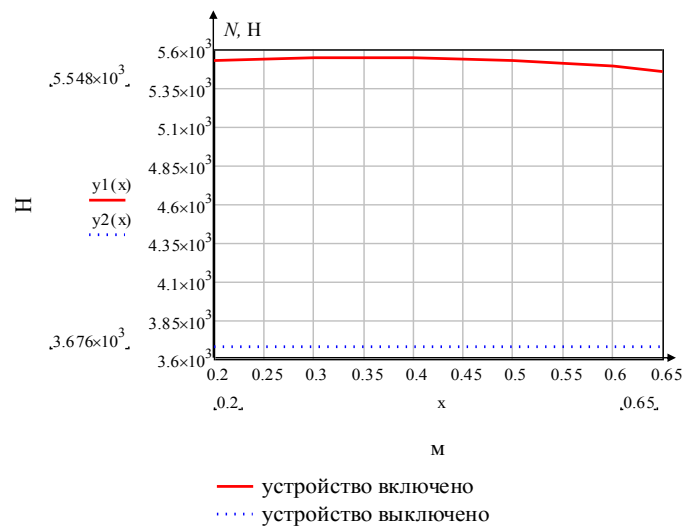


Рис. 2.24. Зависимость сил опорных реакций N от расстояния крепления, соответствующих двум режимам работы ТТДУ

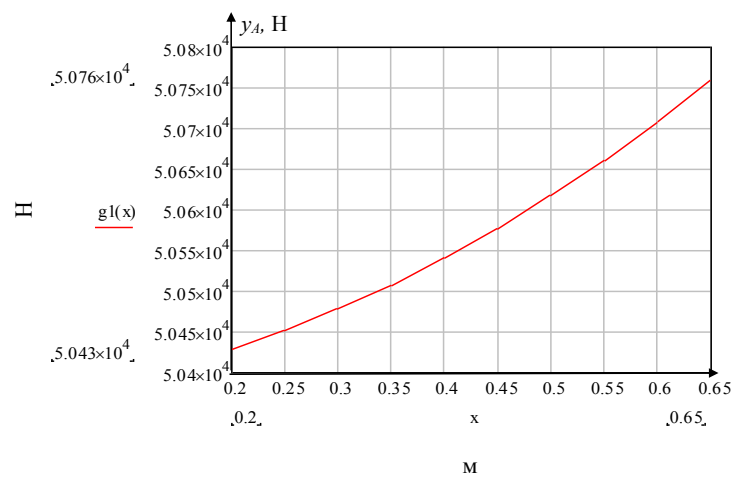


Рис. 2.25. Зависимость силы опорной реакции y_A от расстояния крепления устройства

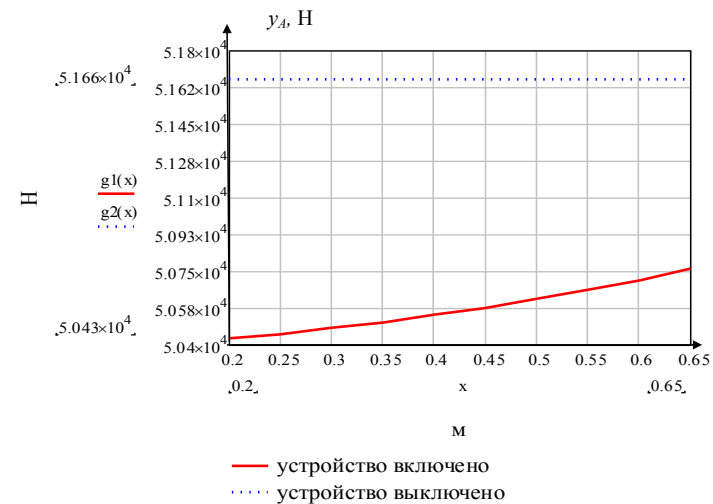


Рис. 2.26. Зависимость сил опорных реакций y_A от расстояния крепления, соответствующих двум режимам работы ТТДУ

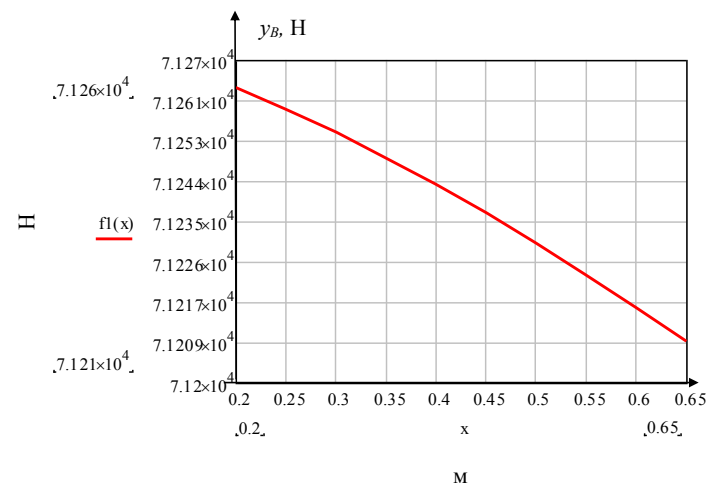


Рис. 2.27. Зависимость силы опорной реакции y_B от расстояния крепления устройства

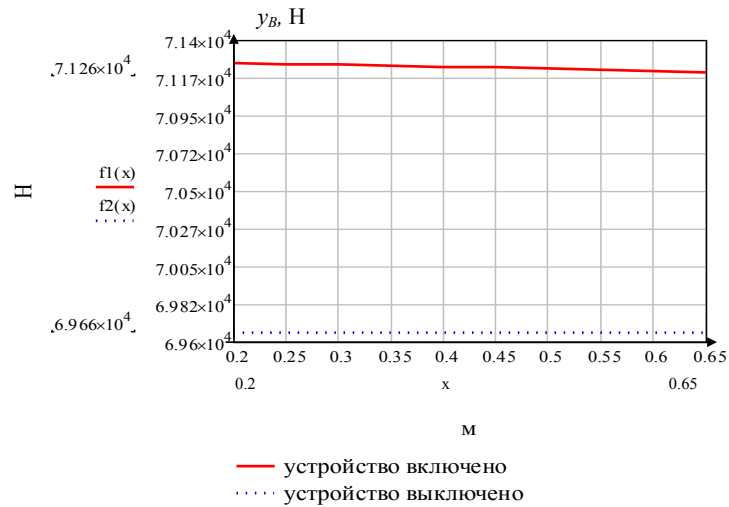


Рис. 2.28. Зависимость сил опорных реакций y_B от расстояния крепления, соответствующих двум режимам работы ТТДУ

Для определения силы натяжения троса T в точке крепления вспомогательного устройства воспользуемся рисунком 2.22. Учитывая, что уравнивающая сила $F_{ур}$ равна по модулю и противоположно направлена приведенной силе F_{np} , создаваемой вспомогательным устройством, будем иметь:

$$T = G \sin \alpha + F_{np}. \quad (2.133)$$

Сила тяжести троса G равна:

$$G = q \cdot g l_{AC} \quad (2.134)$$

где q – расчетный вес погонного метра троса, $кг/м$; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; l_{AC} – длина троса, $м$.

Выразим $\sin \alpha = \frac{l_{BC}}{l_{AC}}$ и подставим его в уравнение (2.133), с учетом выражения (2.134) окончательно получим:

$$T = q \cdot g l_{BC} + F_{np}. \quad (2.135)$$

Проанализируем совместное влияние расстояния крепл-

ния «а» и силы натяжения троса T , создаваемой ТТДУ, на силы опорных реакций в рассматриваемых точках (рис. 2.30–2.32).

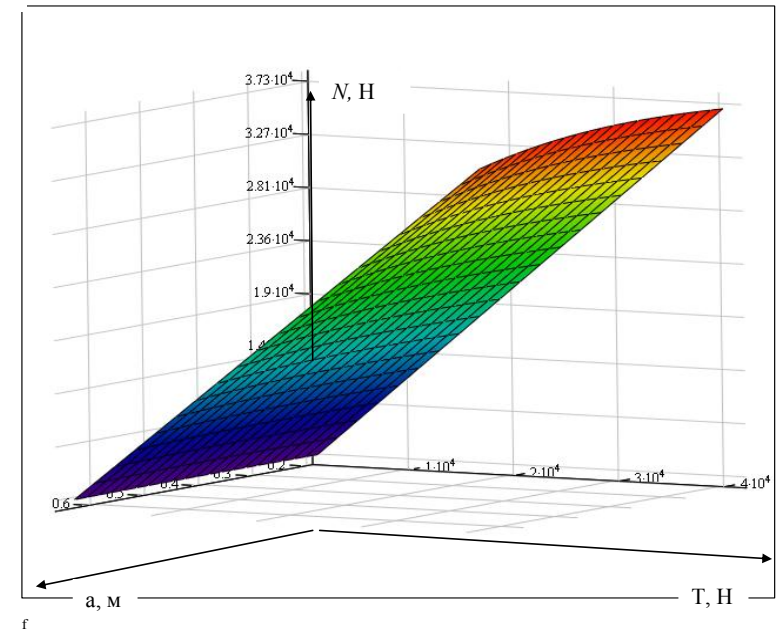


Рис. 2.29. Зависимость силы опорной реакции N от расстояния крепления устройства и силы натяжения гибких тросовых связей ТТДУ

Из рисунка 2.29 следует, что сила опорной реакции N возрастает при увеличении расстояния крепления «а» и силы натяжения троса T устройства от 5,2 до 36,3 кН. При этом сила реакции y_A значительно уменьшается в рассматриваемых диапазонах исследования от 50,6 до 31,2 кН, что составляет 38 % (рис. 2.30). За счет использования ТТДУ в точке В прицепа сила реакции увеличивается от 71,3 до 97,8 кН, то есть возрастает на 37 % (рис. 2.31).

Для сохранения режима движения автомобиля с прицепными системами в условиях передвижения по скользкой дороге, бездорожью наличие подстилающего мерзлотного слоя

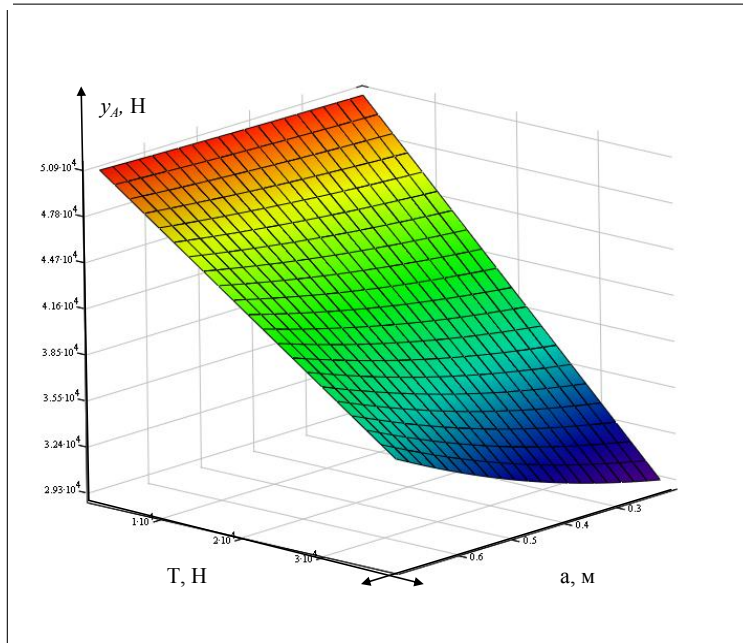


Рис. 2.30. Зависимость силы опорной реакции y_A от расстояния крепления устройства и силы натяжения гибких тросовых связей ТТДУ

необходимо, чтобы текущее значение касательной силы тяги P_k оставалось величиной постоянной:

$$P_k = Y_k \cdot \varphi_{исц} = const. \quad (2.136)$$

С учетом коэффициента состояния дороги (2.56) значение коэффициента использования сцепного веса ведущего колеса в конкретных условиях эксплуатации можно записать как:

$$\varphi_{исц} = \varphi_{исцс} = K_{сд} \varphi_{исцн}. \quad (2.137)$$

Поэтому выражение (2.137) принимает вид:

$$Y_k \cdot K_{сд} \varphi_{исцн} = const \quad (2.138)$$

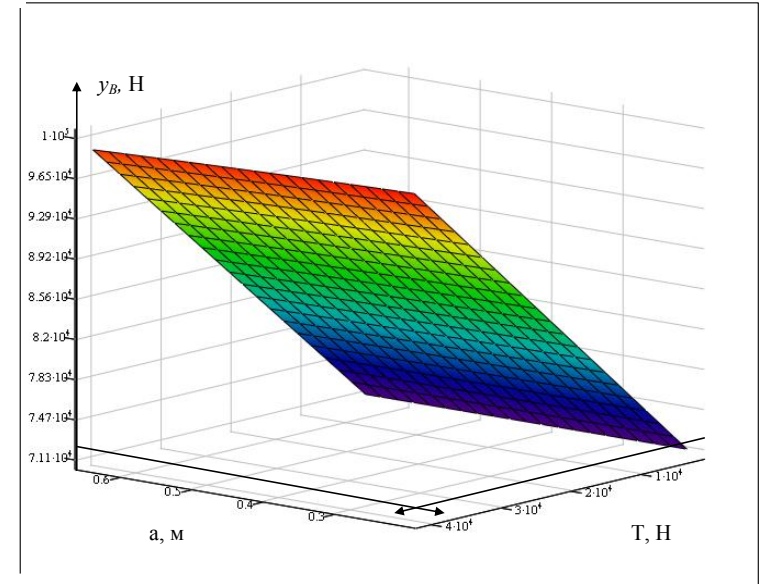


Рис. 2.31. Зависимость силы опорной реакции y_B от расстояния крепления устройства и силы натяжения гибких тросовых связей ТТДУ

или

$$Y_k \cdot K_{сд} = const. \quad (2.139)$$

Таким образом, для повышения тягово-сцепных свойств автомобиля необходимо увеличивать нормальную реакцию дороги на ведущие колеса Y_k до значения общей нормальной реакции дороги $Y_{об}$ на ведущие колеса, включающей нормальную реакцию дороги от прицепа и вспомогательных устанавливаемых устройств.

Выражение (2.139) позволяет определить необходимую и достаточную силу натяжения тросовых связей ТТДУ, используя зависимость силы натяжения троса от усилия, создаваемого догружающим устройством на ведущие колеса автомобиля (рис. 2.32).

Для рассматриваемого случая оптимальная сила натяжения троса, создаваемая ТТДУ, составляет 3 кН, обеспечивая увеличение силы опорной реакции N в два раза.

Таким образом, для увеличения проходимости и повышения производительности автопоездов с прицепными системами в условиях их передвижения по скользкой дороге, бездорожью, наличии подстилающего мерзлотного слоя необходимо использовать дополнительно устанавливаемые вспомогательные устройства, позволяющие регулировать собственную нагрузку с задних колес оси прицепа на сцепное устройство и ведущие колеса буксирующего транспортного средства, что позволит повысить их тягово-сцепные свойства при выполнении энергоемких работ, скорость движения по грунтам с низкой несущей способностью.

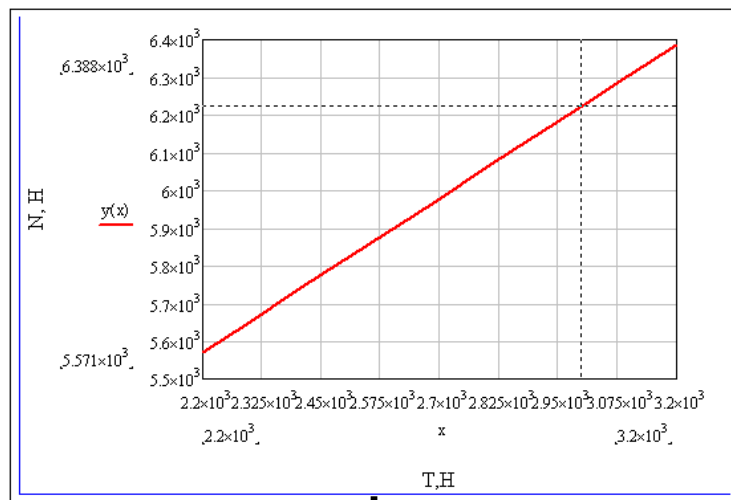
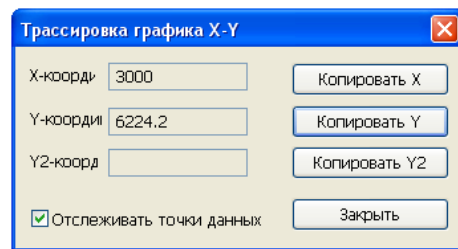


Рис. 2.32. Влияние силы натяжения гибких тросовых связей ТТДУ на силу опорной реакции N

ГЛАВА 3. ПРАКТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ АПК

3.1. Результаты экспериментальных испытаний по распределению сцепного веса между ведущими колесами трактора

При исследовании криволинейного движения колесного трактора приходится рассматривать задачу о распределении суммарной касательной силы трактора по ведущим мостам и колесам, так как это влияет определенным образом на траекторию криволинейного движения. Распределение суммарной силы тяги зависит в значительной степени от схемы трансмиссии. При работе дифференциала каждое ведущее колесо может свободно вписываться в свою кривую. В результате этого момент сопротивления повороту получается относительно небольшим. Блокирование межколесного дифференциала приводит к перераспределению при криволинейном движении тягового усилия между внутренним и наружным колесами моста, в результате чего возникает дополнительный момент сопротивления повороту, от которого зависят параметры траектории движения и поворачиваемость трактора [122, 136, 178]. Вследствие этого поворот необходимо осуществлять с выключенной блокировкой дифференциала. Повышения тягово-сцепных свойств ТТА в этих условиях можно достичь за счет перемещения точки прицепа с последующим ее догрузанием. Чтобы конструктивно осуществить такое требование, следует смонтировать на навесной системе трактора установку для изменения точки прицепа. Создание дополнительной нагрузки на ведущие колеса трактора можно достичь за счет постановки гидроцилиндра между прицепным устройством и его передней осью. Соединяя гидроцилиндр с гидросистемой трактора можно искусственно менять нагрузку на ведущие колеса.

Для определения влияния положения точки прицепа и дополнительной нагрузки на крюке на нагрузку ведущих колес

были проведены экспериментальные исследования в условиях Амурской области.

При выполнении различных транспортных работ трактор комплектовался серийным прицепом 2ПТС-4, обычно используемым на транспортных работах в Амурской области. Кроме этого, были использованы модернизированный прицеп с корректором сцепного веса и установка для изменения положения точки прицепа.

Водитель при управлении трактором не получает информации о величине буксования в данный момент времени, поэтому буксование может быть выше предельного значения. Трактор при этом работает с низкой тяговой мощностью и большим расходом топлива. Для устранения этого недостатка разработано устройство, позволяющее автоматически регулировать величину буксования за счет перераспределения сцепного веса. Это устройство позволяет автоматически в зависимости от буксования перемещать точку прицепа в сторону буксующего колеса, схема которого приведена на рисунке 3.1.

Устройство выполнено из общедоступных элементов и узлов. Его легко реализовать и установить на любой трактор.

Корректор сцепного веса состоит из гидроцилиндра, тяги, растяжки, стремянок, болтов и гидравлических соединительных шлангов. Гидроцилиндр соединен одним концом через стремянки с передней осью прицепа, а другим – через штангу и динамометр с дышлом прицепа (рис. 3.2).

Для получения фиксированных значений положения точки прицепа была изготовлена экспериментальная установка, которая смонтирована на навесной системе трактора. Она состоит из продольно расположенной балки, жестко соединенной с трактором, на которой на расстоянии 0,15 м друг от друга расположены точки прицепа (рис. 3.3).

Для проведения испытаний выбирались горизонтальные участки с углом наклона не более двух градусов и ровным микрорельефом.

Перед началом испытаний трактор был прогрет до рабочей температуры. Тяговая характеристика снималась при различных режимах работы трактора. Производилось девять серий испытаний. Каждая последующая серия испытаний отличалась от предыдущей положением точки прицепа относительно центра (рис. 3.4, 3.5).

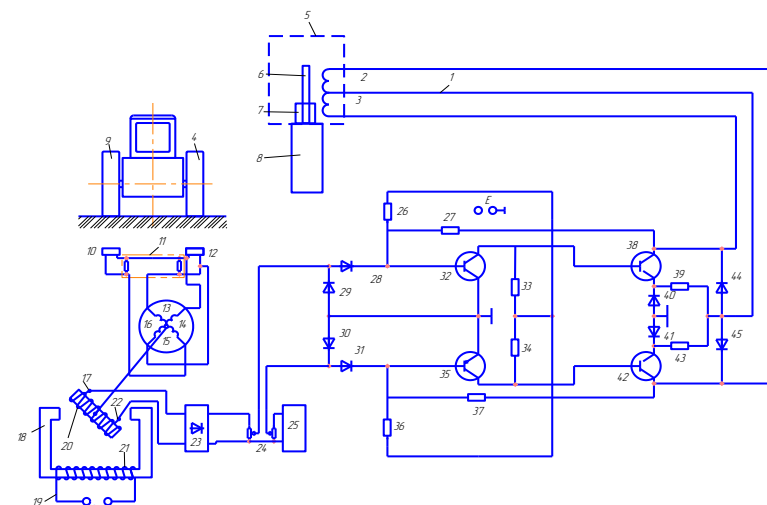


Рис. 3.1. Электрическая схема механизма перемещения точки прицепа,

где 4, 9 – ведущие колеса трактора; 10, 12 – датчики частоты вращения ведущих колес; 11 – первый элемент сравнения частот вращения ведущих колес; 14 – делитель; 15, 16 – обмотки, на которые подаются сигналы с датчиков 10, 12; 13 – логометры; 20 – катушка трансформаторного преобразователя; 21 – трансформаторный преобразователь; 17, 22 – выводы с катушки трансформаторного преобразователя; 24 – второй элемент сравнения; 25 – источник напряжения; 46 – усилитель; 32, 35, 38, 42 – транзисторы; 2, 3 – полумотки электромагнита; 5 – электромагнит; 6 – сердечник электромагнита; 8 – распределитель золотникового типа; 7 – рукоятка распределителя золотникового типа; 23, 28, 29, 30, 31, 40, 41, 44, 45 – диоды; 26, 27, 36, 37, 33, 34, 39, 43 – сопротивления

В каждом положении точки прицепа меняли крюковую нагрузку от 0 до 7,84 кН. Загрузка трактора осуществлялась другим трактором и измерялась с помощью тензозвена (рис. 3.6, 3.7).

При каждой крюковой нагрузке изменяли дополнительную нагрузку на ведущие колеса трактора от 0 до 14,7 кН.



Рис. 3.2. Прицеп 2ПТС-4 с корректором сцепного веса



Рис. 3.3. Экспериментальная установка для изменения точки прицепа



Рис. 3.4. Перемещение точки прицепа в правую сторону на расстояние 0,60 м



Рис. 3.5. Перемещение точки прицепа в левую сторону на расстояние 0,60 м



Рис. 3.6. Загрузка экспериментального трактора



Рис. 3.7. Определение тягового усилия

Изменение дополнительной нагрузки измеряли с помощью динамометра (рис. 3.8). В каждой серии испытаний измеряли расход топлива объемным методом.

Измерение дополнительного усилия на дышло прицепа осуществлялось с помощью тензозвена и динамометра (рис. 3.9), установленных между гидроцилиндром и штангой, и фиксировалось прибором «Морион». Тензометрический датчик таририровался перед началом испытаний и в конце (рис. 3.10). Гидроцилиндр соединен с силовой магистралью гидравлической системы трактора.



Рис. 3.8. Определение дополнительной нагрузки

С увеличением дополнительной нагрузки сцепной вес увеличился. При нахождении точки прицепа в середине заднего ведущего моста трактора дополнительная нагрузка равномерно распределяется на оба колеса трактора и увеличивается с 14,3 до 18,5 кН (рис. 3.11).

По мере удаления точки прицепа от центра трактора нагрузка на ведущее колесо увеличивается. К примеру, при сме-



Рис. 3.9. Измерение дополнительного усилия на дышло прицепа

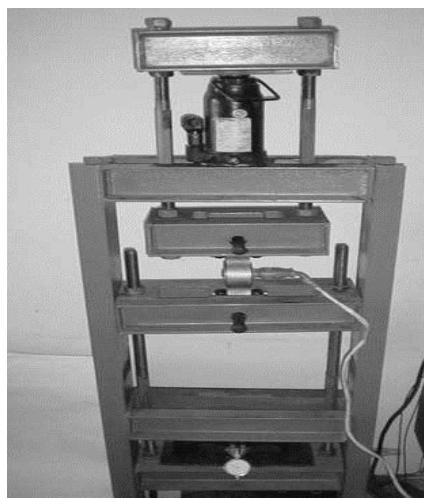


Рис. 3.10. Тарировка тензометрического датчика на испытательном стенде

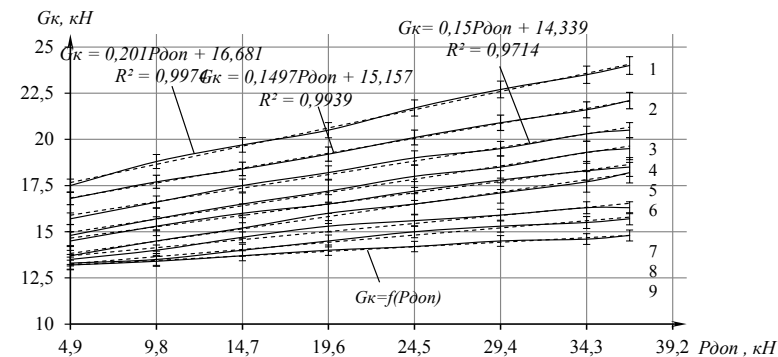


Рис. 3.11. Зависимость сцепного веса от дополнительной нагрузки на крюке:
 1, 2, 3, 4, 5 – нагрузка на правое колесо;
 5, 6, 7, 8, 9 – нагрузка на левое колесо;
 расположение точки прицепа; 1, 9 – 0,60 м; 2, 8 – 0,45 м;
 3, 7 – 0,30 м; 4, 6 – 0,15 м; 5 – центр

щении точки прицепа вправо нагрузка на правое колесо увеличивается с 14,3 кН в центре до 15,5 и 16,5 кН на расстоянии 0,30 м и 0,60 м соответственно. Увеличение дополнительной нагрузки также влияет на распределение сцепного веса между ведущими колесами трактора. Так, при увеличении дополнительной нагрузки от 4,9 до 36,75 кН нагрузка на правое колесо при том же смещении увеличивается с 15,5 до 20,5 кН и с 16,5 до 24,3 кН (рис. 3.12).

При этом на левое колесо нагрузка уменьшается (рис. 3.13). Так, при нахождении точки прицепа в центре она составляет 18,5 кН при дополнительной нагрузке 36,75 кН. При уменьшении дополнительной нагрузки до 4,9 кН сцепной вес на левое колесо уменьшается до 14,3 кН. При смещении точки прицепа в сторону правого ведущего колеса нагрузка изменится до 16,3 и 13,5 кН на расстоянии 0,60 м, на расстоянии 0,30 м она изменит свои значения до 14 и 12,8 кН. Исследования проводились и при перемещении точки прицепа вправо на 0,15 и 0,45 м.

Аналогичные результаты исследований получены и при смещении точки прицепа в левую сторону. При смещении точ-

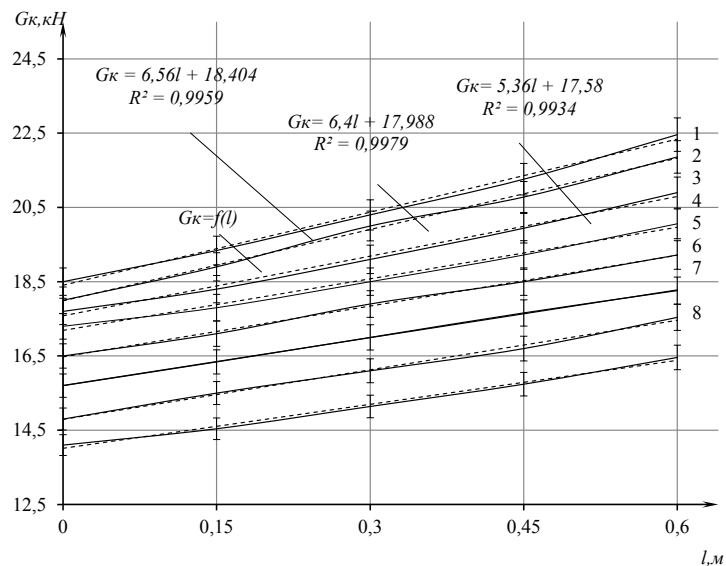


Рис. 3.12. Зависимость нагрузки на правое колесо от перемещения точки прицепа вправо:

$$1 - P_{\text{доп}} = 36,75 \text{ кН}; 2 - P_{\text{доп}} = 34,3 \text{ кН}; 3 - P_{\text{доп}} = 29,4 \text{ кН}; \\ 4 - P_{\text{доп}} = 24,5 \text{ кН}; 5 - P_{\text{доп}} = 19,6 \text{ кН}; 6 - P_{\text{доп}} = 14,7 \text{ кН}; \\ 7 - P_{\text{доп}} = 9,8 \text{ кН}; 8 - P_{\text{доп}} = 4,9 \text{ кН}$$

ки прицепа влево нагрузка на левое колесо при дополнительной нагрузке 19,6 кН увеличивается с 16,5 кН в центре до 17,8 и 20,7 кН на расстоянии 0,30 м и 0,60 м соответственно. Увеличивая дополнительную нагрузку до 36,75 кН, можно увеличить нагрузку на левое ведущее колесо до 18,5 кН в центре, а также до 20,2 и 24,3 кН при тех же значениях перемещения (рис. 3.14).

Нагрузка на правое ведущее колесо при уменьшении дополнительной нагрузки от 36,75 до 4,9 кН изменяется от 18,5 до 14 кН в центре и от 16,6 до 13,5 кН при смещении точки прицепа на 0,30 м. На расстоянии 0,60 м от центра она составляет 17,7 и 12,9 кН соответственно (рис. 3.15).

Результаты экспериментальных исследований по влиянию точки прицепа и угла слома прицепного устройства относительно трактора на распределение сцепного веса между ведущими

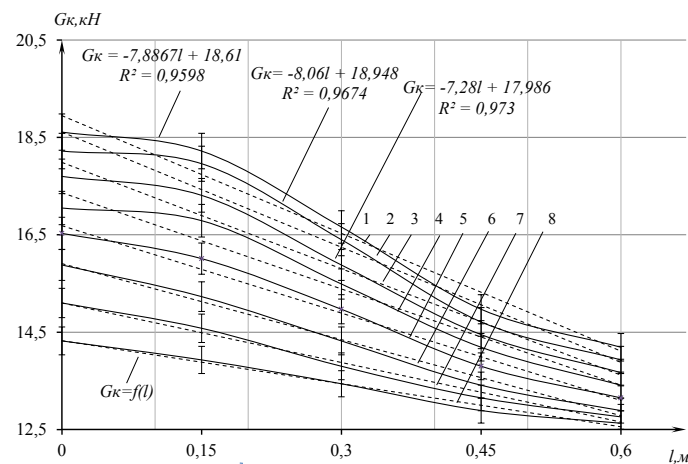


Рис. 3.13. Зависимость нагрузки на левое колесо от перемещения точки прицепа вправо:

$$1 - P_{\text{доп}} = 36,75 \text{ кН}; 2 - P_{\text{доп}} = 34,3 \text{ кН}; 3 - P_{\text{доп}} = 29,4 \text{ кН}; \\ 4 - P_{\text{доп}} = 24,5 \text{ кН}; 5 - P_{\text{доп}} = 19,6 \text{ кН}; 6 - P_{\text{доп}} = 14,7 \text{ кН}; \\ 7 - P_{\text{доп}} = 9,8 \text{ кН}; 8 - P_{\text{доп}} = 4,9 \text{ кН}$$

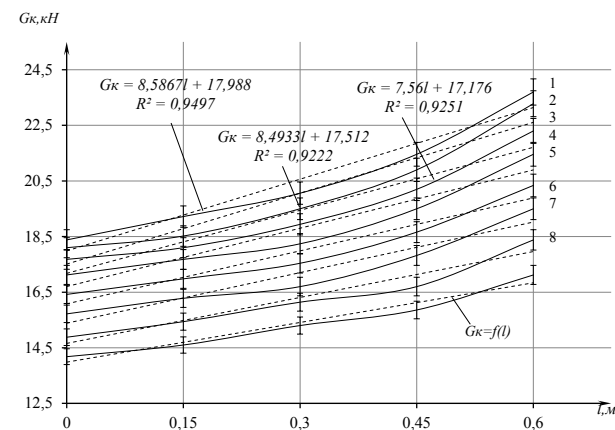


Рис. 3.14. Зависимость нагрузки на левое колесо от перемещения точки прицепа влево: 1 - $P_{\text{доп}}$ = 36,75 кН;

$$2 - P_{\text{доп}} = 34,3 \text{ кН}; 3 - P_{\text{доп}} = 29,4 \text{ кН}; \\ 4 - P_{\text{доп}} = 24,5 \text{ кН}; 5 - P_{\text{доп}} = 19,6 \text{ кН}; 6 - P_{\text{доп}} = 14,7 \text{ кН}; \\ 7 - P_{\text{доп}} = 9,8 \text{ кН}; 8 - P_{\text{доп}} = 4,9 \text{ кН}$$

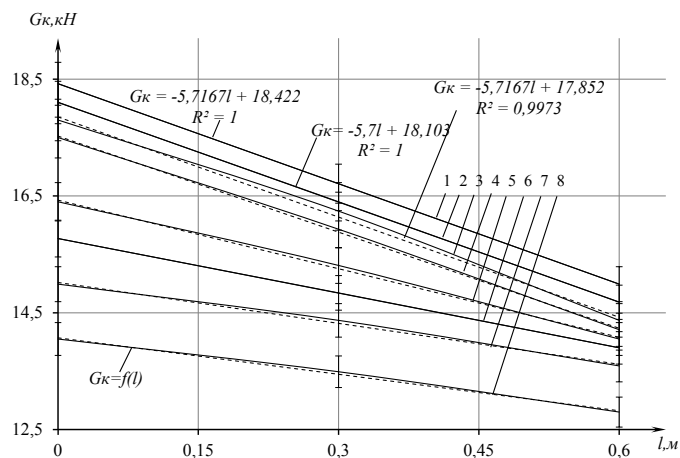


Рис. 3.15. Зависимость нагрузки на правое колесо от перемещения точки прицепа влево:
 $1 - P_{доп} = 36,75 \text{ кН}$; $2 - P_{доп} = 34,3 \text{ кН}$; $3 - P_{доп} = 29,4 \text{ кН}$;
 $4 - P_{доп} = 24,5 \text{ кН}$; $5 - P_{доп} = 19,6 \text{ кН}$; $6 - P_{доп} = 14,7 \text{ кН}$;
 $7 - P_{доп} = 9,8 \text{ кН}$; $8 - P_{доп} = 4,9 \text{ кН}$

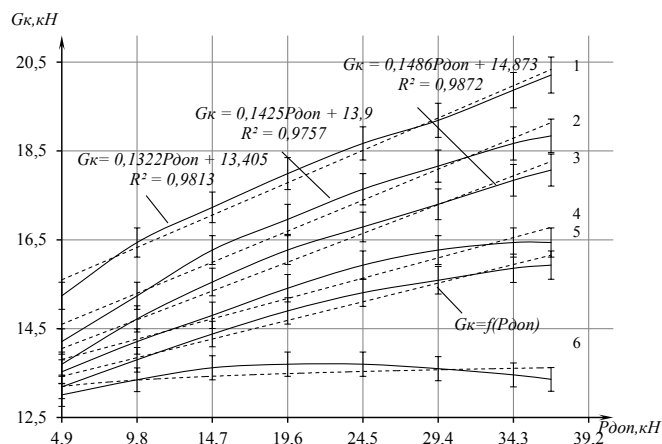


Рис. 3.16. Зависимость сцепного веса от дополнительной нагрузки на крюке при смещении точки прицепа влево под углом 135° : 1, 2, 3 – нагрузка на левое колесо; 4, 5, 6 – нагрузка на правое колесо; расположение точки прицепа:
 $1, 6 - 0,60 \text{ м}$; $2, 5 - 0,15 \text{ м}$; 3, 4 – центр

колесами приведены на рисунке 3.16. Сравнивая между собой значения (рис. 3.11 и 3.16), видно, что угол слома снижает дополнительную нагрузку на колеса. Если при дополнительной нагрузке $36,75 \text{ кН}$ на левое колесо на расстоянии $0,60 \text{ м}$ от центра и угле слома рамы 0 градусов составляла $24,1 \text{ кН}$, то с увеличением угла слома рамы до 135 градусов она снизилась до 20 кН .

3.2. Результаты тяговых испытаний ТТА с меняющейся точкой прицепа и корректором сцепного веса

Основным назначением трактора является буксирование сельскохозяйственных машин и орудий. Часть мощности может передаваться для привода машин и орудий через вал отбора мощности. Однако тяговые функции трактора обычно преобладают над приводными, что выдвигает в качестве первоочередной задачу повышения его тягово-сцепных качеств. Вторая задача состоит в обеспечении оптимального агрегатирования трактора с машинами и орудиями для работы на различных сельскохозяйственных операциях и при изменяющихся почвенных условиях (рациональное агрегатирование).

В основе решения этих задач лежит оценка и выявление технических возможностей повышения тяговых свойств тракторов в типичных или приближающихся к типичным условиям работы.

Оценка тягово-сцепных свойств трактора сводится к анализу потерь мощности, вызванных вертикальной и горизонтальной деформациями почвы. При благоприятном сочетании параметров, характеризующих механическую систему «почва – тяговая машина», трактор будет иметь наилучшие тяговые показатели, то есть наибольшие для данного типа почвы значения тягового коэффициента полезного действия и коэффициента использования сцепного веса. Указанное обстоятельство приобретает особое значение для сельскохозяйственного трактора, работающего при различных почвенных условиях. Задача рационального сочетания трактора и машины вытекает из того положения, что трактор производит работу только в агрегате с машинами или орудиями. Режимы максимальной производительности агрегата не совпадают с режимами максимального тягового коэффициента полезного действия трактора и смещены в сторону больших тяговых усилий, причем величина смещения возрастает с повышением мощности.

Задача рационального агрегатирования является технико-экономической и решается на основе оптимального сочетания параметров трактора с параметрами машины. Отсюда вытекает необходимость варьирования параметров трактора (веса и его распределения по осям, мощности, рабочей скорости) и орудия.

С этой целью были проведены тяговые испытания колесного трактора класса 1,4 серийного и экспериментального, с меняющейся точкой прицепа при криволинейном движении на поле, подготовленном под посев. Выбранный участок по гранулометрическому составу представлял собой тяжелый суглинок. Средняя влажность почвы составляла 28 %. Нагрузку на крюке меняли, изменяя передачу и обороты двигателя загрузочного трактора. Дополнительную нагрузку изменяли с помощью гидроцилиндра, установленного между прицепным устройством и передним мостом прицепа. Усилие на крюке и дополнительную нагрузку измеряли с помощью тензозвена и динамометра. При движении по прямолинейной траектории буксование серийного трактора составляет в среднем 15–17 %, а экспериментального – 7–11 % при тяговом усилии $P_{кр} = 7,84$ кН. При криволинейном движении ТТА при тяговом усилии $P_{кр} = 7,84$ кН и точкой прицепа, расположенной в центре (рис. 3.17), без дополнительной нагрузки на точку прицепа буксование увеличилось до 25 %. С увеличением дополнительной нагрузки на точку прицепа от 4,9 до 14,7 кН буксование снизилось соответственно на 19 и 10 %. Как показали результаты исследования, смещение точки прицепа относительно центра снижает величину буксования.

Так, при криволинейном движении трактора влево и смещении точки прицепа на расстояние 0,30 м относительно центра при том же тяговом усилии без дополнительной нагрузки буксование снизилось с 25 до 19 % (рис. 3.18).

С увеличением дополнительной нагрузки до 14,7 кН буксование соответственно снизилось до 8 %. При смещении точки прицепа вправо на 0,30 м в противоположную повороту сторону при тяговом усилии $P_{кр} = 7,84$ кН и увеличении дополнительной нагрузки от 4,9 до 9,8 кН буксование увеличилось до 30 и 40 % соответственно (рис. 3.19).

При дальнейшем перемещении точки прицепа на 0,60 м величина буксования при том же тяговом усилии увеличивается до 40 % без дополнительной нагрузки (рис. 3.20). Таким образом,

перераспределение дополнительной кратковременной нагрузки позволяет снизить величину буксования при повороте трактора, увеличить рабочую скорость и тяговую мощность трактора, что в конечном итоге позволит повысить производительность ТТА.

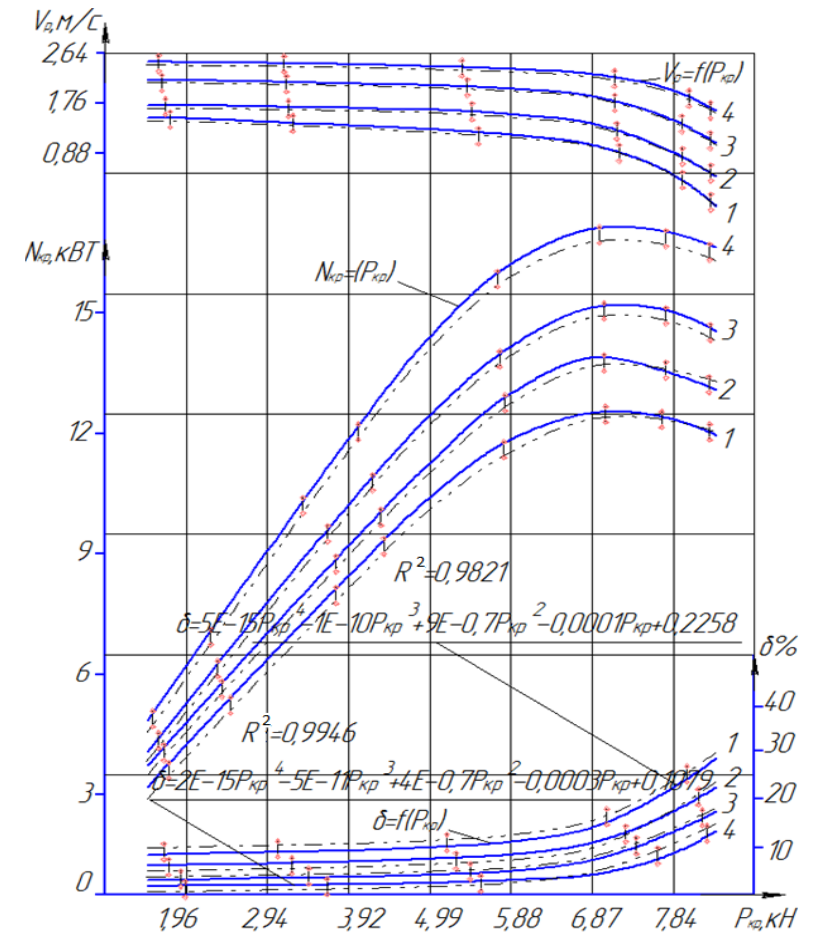


Рис. 3.17. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата класса 1,4. Точка прицепа – центр:

1 – $P_{доп} = 0$ кН; 2 – $P_{доп} = 4,9$ кН; 3 – $P_{доп} = 9,8$ кН;

4 – $P_{доп} = 14,7$ кН;

---- – теоретическая; — – экспериментальная

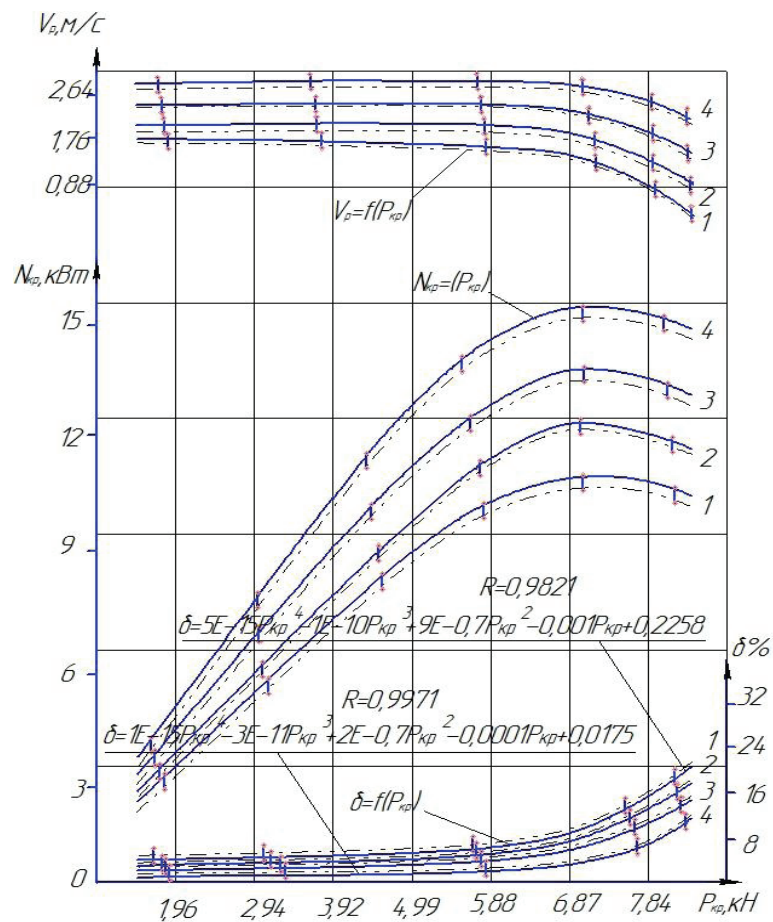


Рис. 3.18. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата класса 1,4.

Точка прицепа смещена влево на 0,3 м:

1 – $P_{доп} = 0$ кН; 2 – $P_{доп} = 4,9$ кН;

3 – $P_{доп} = 9,8$ кН; 4 – $P_{доп} = 14,7$ кН;

---- – теоретическая; — – экспериментальная

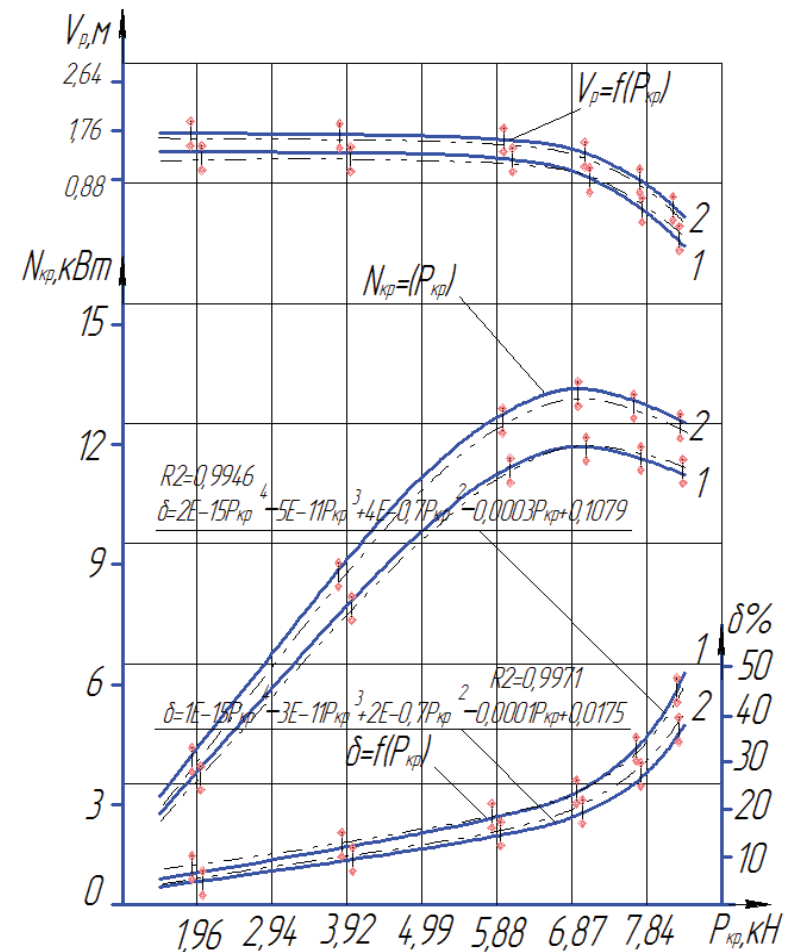


Рис. 3.19. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата класса 1,4.

Точка прицепа смещена вправо на 0,3 м:

1 – $P_{доп} = 4,9$ кН; 2 – $P_{доп} = 9,8$ кН;

---- – теоретическая; — – экспериментальная

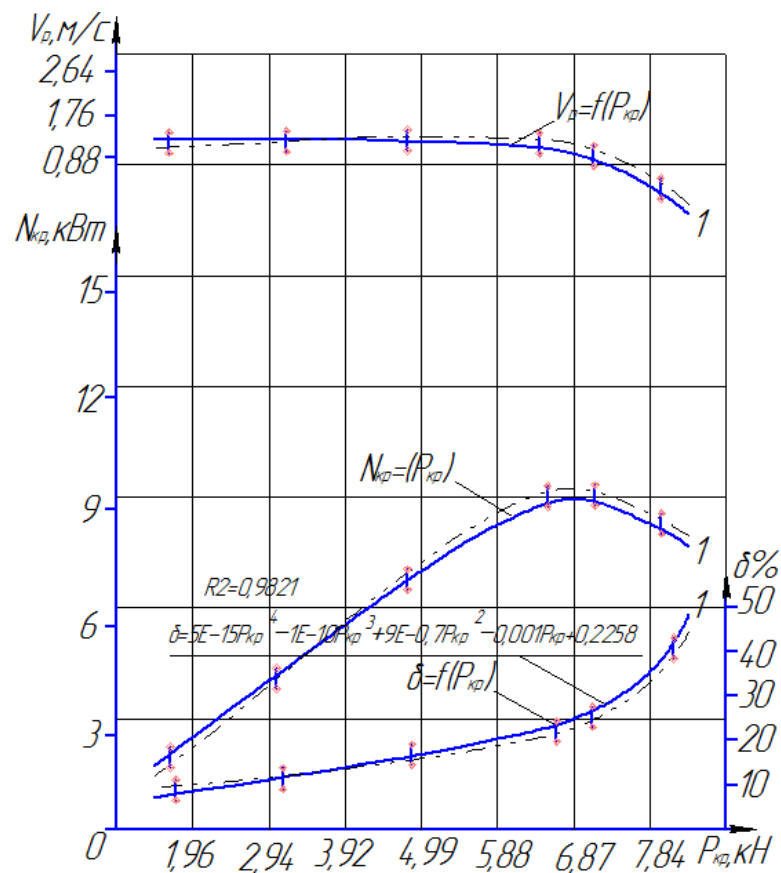


Рис. 3.20. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата класса 1,4.

Точка прицепа смещена вправо на 0,6 м:

$$l - P_{дон} = 0 \text{ кН};$$

---- – теоретическая; ——— – экспериментальная

3.3. Результаты сравнительных хозяйственных испытаний

Основным показателем, определяющим эффективность применения новой техники, является повышение производительности труда, которая выражается в снижении производственных издержек на единицу работы [102, 103, 120, 158].

Для подтверждения эффективности использования транспортного агрегата, состоящего из трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4 с корректором сцепного веса и устройством для перемещения точки прицепа, были проведены сравнительные хозяйственные испытания.

В качестве сравнения брался транспортный агрегат, состоящий из трактора МТЗ-80 и серийного прицепа 2ПТС-4. Во время испытаний меняли дополнительную нагрузку (4,9, 9,8, 14,7 кН) и смещали точку прицепа относительно центра. Сравнение было выполнено методом хронометражных наблюдений за работой вышеуказанных агрегатов в реальных условиях эксплуатации.

Хронометражные наблюдения были проведены на вывозе органических удобрений и семян зерновых культур.

Основной целью хронометражных хозяйственных испытаний при выполнении ими различных сельскохозяйственных операций является определение параметров, характеризующих их эффективность работы. К ним относятся следующие: производительность в час времени движения, коэффициент использования времени движения, рабочая скорость движения, расход топлива.

Все необходимые для анализа эффективности работы трактора параметры определялись на основании методик, предложенных в работах В. С. Лихачева, П. В. Иофинова и других ученых [65, 100, 102, 103, 161].

Производительность в тонно-километрах за один час времени движения определяется по формуле:

$$W_q = \frac{Q \cdot L}{T_{дв}}, \quad (3.1)$$

где Q – масса перевозимого груза, кг;

L – среднее расстояние каждой ездки, км;

$T_{дв}$ – время движения, ч.

Коэффициент использования времени движения:

$$K_{дв} = \frac{T_p}{T_p + T_{п}} = \frac{T_p}{T_{дв}}, \quad (3.2)$$

где T_p – время, затраченное на переезд, ч;

$T_{п}$ – время, затраченное на поворот, ч.

Коэффициент использования времени смены:

$$\tau = \frac{T_p}{T_{см}}, \quad (3.3)$$

где T_p – время фактической работы тракторно-транспортного агрегата, ч;

$T_{см}$ – время смены, ч.

Часовой расход топлива:

$$G_t = \frac{3,6 \cdot V \cdot \rho}{T}, \quad (3.4)$$

где V – объем израсходованного топлива за опыт, $см^3$;

T – продолжительность опыта, с;

ρ – плотность топлива, $г/см^3$.

В таблице 4.1 приведены результаты сравнительных хозяйственных испытаний трактора МТЗ-80 серийного и экспериментального с прицепом 2ПТС-4.

Анализ таблицы позволяет сделать вывод, что при криволинейном движении экспериментального агрегата с дополнительной нагрузкой 14,7 кН средняя скорость увеличилась по сравнению с серийным агрегатом с 1,6 до 2,31 м/с. При смещении точки прицепа на 0,3 м при той же дополнительной нагрузке скорость увеличилась до 2,40 м/с. Что составляет соответственно 44,3 и 50 %.

Это позволило, в свою очередь, повысить производительность в час времени движения экспериментального транспортного агрегата по сравнению с серийным с 17,28 до 25,00 т·км/ч и для смещенной точки прицепа на 0,3 м до 25,92 т·км/ч.

Повышение производительности экспериментального транспортного агрегата позволило в конечном итоге снизить расход топлива по сравнению с серийным транспортным агрегатом с

13,60 до 12,20 кг/ч и до 11,8 кг/ч, что составляет 10,29 и 13,24 %.

Таблица 3.1

Результаты сравнительных хозяйственных испытаний трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4 на транспортных работах

Статьи затрат	Серийный агрегат	Экспериментальный агрегат	
		Положение точки прицепа	
		центр	смещена на 0,3 м
Длина поля, м	1040	1040	1040
Радиус поворота, м	20,00	20,00	20,00
Длина поворота, м	125,6	125,6	125,6
Грузоподъемность теоретическая, т	4,00	4,00	4,00
Грузоподъемность фактическая, т	3,00	3,00	3,00
Средняя скорость движения, м/с	1,60	2,31	2,40
Производительность за один час времени движения, т·км/ч	17,28	25,00	25,92
Коэффициент использования времени движения	0,83	0,85	0,86
Часовой расход топлива, ч	13,60	12,20	11,80

3.4. Исследование техногенного воздействия на почву колесного трактора класса 1,4

Анализ исследований тракторов сельскохозяйственного назначения и сельскохозяйственных машин показал, что оценка системы «двигатель – почва – растение» производится с по-

мощью следующих показателей, применяемых в различных сочетаниях: плотность, твердость и влажность почвы, глубина следа, сопротивление дальнейшей обработке и других показателей, характерных для сельскохозяйственного производства [67, 68, 71, 82].

В процессе подготовки почвы, посева, ухода за растениями, уборки урожая различные машины проходят по полю 5–15 раз, суммарная площадь следов движителей этих машин в два раза превышает площадь полевого участка, 10–12 % площади поля подвергается воздействию от шести до двадцати раз, 65–80 % – от одного до шести раз и только 10–15 % площади не подвергается их воздействию [30].

Воздействие ходовой системы трактора на почву сельскохозяйственных угодий приводит, как правило, к ухудшению ее физико-механических свойств. Например, увеличение плотности почвы в 1,1–1,4 раза приводит к увеличению сопротивления обработке в 1,3–1,9 раза, количество эрозионно опасных частиц возрастает в пять раз [55].

Для оценки уплотняющего воздействия на почву сельскохозяйственных тракторов различного тягового класса необходимо использовать зависимость для определения уплотняющего воздействия на почву данного сельскохозяйственного трактора [45]:

$$U_T = \frac{B_1}{2B_a} \sum_{j=1}^n U_j + [U] \cdot \left(1 - \frac{n \cdot B_1}{2 \cdot B_a}\right), \quad (3.5)$$

где B_1 – ширина зоны влияния уплотняющего воздействия трактора на урожайность сельскохозяйственных культур на поле;

B_a – ширина захвата тракторно-транспортного агрегата, включающего данный трактор, м;

n – общее число следов движителей, оставляемых трактором на поле.

С целью выяснения воздействия на почву ходовой системы трактора МТЗ-80 с серийным прицепом 2ПТС-4 и трактора МТЗ-80 с прицепом 2ПТС-4 с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа были проведены экспериментальные исследования.

Исследования проводились по определению плотности, твердости, глубины колеи.

В результате экспериментальных исследований по определению плотности были получены данные, которые позволяют сделать следующий вывод.

До прохода транспортных агрегатов по полю плотность почвы составляла 1,06 г/см³. После прохода по полю серийного транспортного агрегата, состоящего из трактора МТЗ-80 и серийного прицепа 2ПТС-4, плотность почвы возросла до 1,30 г/см³, то есть увеличение составило 18,46 %.

После прохода экспериментального транспортного агрегата, состоящего из трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4 с корректором сцепного веса и стандартным положением точки прицепа при максимальной дополнительной нагрузке 14,7 кН, плотность почвы возросла до 1,35 г/см³, что составляет 21,48 % от первоначального результата (рис. 3.21). При смещении точки прицепа на 0,3 м и той же дополнительной нагрузке плотность почвы после прохода правого колеса возросла до 1,15 г/см³ и на 1,20 г/см³ после прохода левого колеса – на 7,83 и 11,67 % соответственно (рис. 3.22).

При криволинейном движении тракторно-транспортного агрегата вправо и смещении точки прицепа в сторону поворота значения плотности почвы соответствуют рисунку 4.12, так как прицеп не попадает в колею трактора. При смещении точки прицепа в противоположную сторону поворота прицеп попадает в колею трактора, и тогда значения плотности почвы соответствуют рисунку 3.21. Таким образом, использование экспериментального транспортного агрегата с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа позволяет снизить уплотняющее действие тракторно-транспортного агрегата на почву.

Кроме экспериментальных исследований по определению плотности почвы были проведены исследования по определению твердости почвы (рис. 3.23).

В результате исследований были получены результаты, показывающие, что твердость почвы после прохода по ней транспортных агрегатов, возросла как у серийного транспортного агрегата, так и у экспериментального.

В ходе эксперимента твердость почвы до прохода ТТА составляла 0,38 МПа. После прохода серийного тракторно-транс-

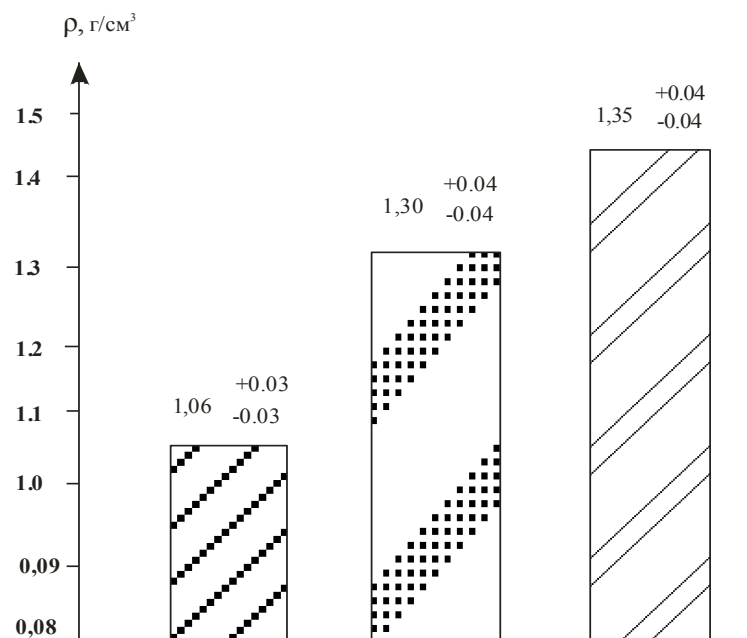
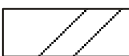


Рис. 3.21. Результаты экспериментальных исследований по определению плотности почвы при прямолинейном движении

-  – плотность почвы до прохода транспортного агрегата;
-  – плотность почвы после прохода серийного транспортного агрегата;
-  – плотность почвы после прохода экспериментального транспортного агрегата

портного агрегата твердость почвы увеличилась до 1,44 МПа. Для тракторно-транспортного агрегата с дополнительной нагрузкой ведущих колес 14,7 кН и смещенной точкой прицепа на 0,3 м величина твердости почвы составила: после прохода правого колеса – 1,28 МПа, левого колеса – 1,18 МПа, соответственно уменьшилась на 11 и 18 %.

Экспериментальные исследования по определению глу-

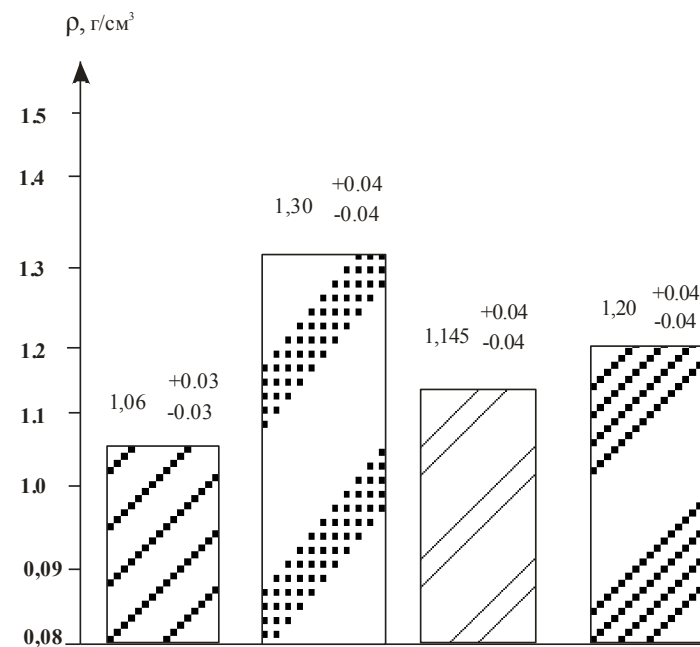
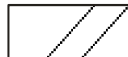


Рис. 3.22. Результаты экспериментальных исследований по определению плотности почвы при криволинейном движении (поворот вправо)

-  – плотность почвы до прохода транспортного агрегата;
-  – плотность почвы после прохода серийного транспортного агрегата;
-  – плотность почвы после прохода экспериментального транспортного агрегата (левое колесо);
-  – плотность почвы после прохода экспериментального транспортного агрегата (правое колесо)

бины колеи были проведены при различных тяговых усилиях. Полученные результаты приведены в таблице 4.3. Исследования показали, что после прохода экспериментального

**Результаты экспериментальных исследований
по определению глубины колеи**

Показатели		Серий- ный агрегат	Экспериментальный агрегат	
			Положение точки прицепа	
			центр	смещена на 0,3 м
Глубина колеи				
Тяговое усилие, кН	5,9	0,07	0,06	0,05
	6,4	0,09	0,07	0,06
	7,8	0,13	0,10	0,09

На основании вышеизложенного можно сделать следующий вывод: использование экспериментального транспортного агрегата снижает отрицательное воздействие на почву за счет перераспределения сцепного веса и смещения точки прицепа.

3.5. Исследование влияния типа и состояния дорожного покрытия на коэффициент сопротивления качению грузовых автомобилей

В теории автомобиля коэффициент сопротивления качению f является основным показателем, характеризующим тип и состояние дорожного покрытия, по которому движется автомобильный транспорт. Значения данного коэффициента в конкретных условиях эксплуатации транспорта определяются характеристиками используемых на автомобиле шин, особенностью конструкции его подвески и характеристиками дорожного покрытия. Поэтому коэффициент сопротивления качению f учитывает не только состояние и тип дорожного покрытия, но и конструктивные особенности автомобиля.

С точки зрения теории приспособленности для решения практических задач необходимо разграничивать часть затрат энергии, которая связана непосредственно с конструкцией шин и автомобиля, и часть энергии, затрачиваемую на преодоление сопротивления качению дороги [28, 30, 41, 61]. Поэтому полный

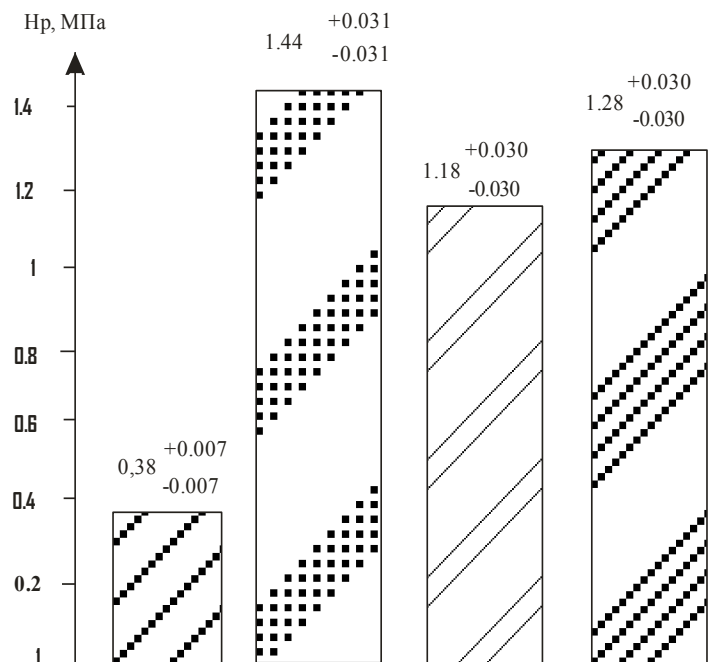
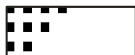
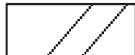


Рис. 3.23. Результаты экспериментальных исследований по определению твердости почвы

-  – твердость почвы до прохода транспортного агрегата;
-  – твердость почвы после прохода серийного транспортного агрегата;
-  – твердость почвы после прохода экспериментального транспортного агрегата (левое колесо);
-  – твердость почвы после прохода экспериментального транспортного агрегата (правое колесо)

тракторно-транспортного агрегата глубина колеи снизилась по сравнению с серийным на 14–33 %.

коэффициент сопротивления качению состоит из двух частей:

$$F = f_a + f_d, \quad (3.6)$$

где f_a – коэффициент сопротивления качению, характеризующий особенности конструкции шин и подвески автомобиля; f_d – коэффициент сопротивления качению, характеризующий особенности дорожного покрытия, по которому движется транспортное средство.

Таким образом, на твердых дорогах с асфальтобетонным покрытием коэффициент сопротивления качению f характеризует внутренние потери в системе колесного движителя автомобиля в условиях пренебрежимо малых необратимых деформаций дороги. Поэтому для дорог с асфальтобетонным покрытием коэффициент сопротивления качению, характеризующий особенности дорожного покрытия, по которому движется транспортное средство f_d , обращается в ноль. Необходимо учитывать, что при изменении скорости движения автомобиля в интервале 0...50 км/ч коэффициент сопротивления качению изменяется незначительно и его можно считать постоянным в указанном диапазоне скоростей. При увеличении скорости движения транспортного средства коэффициент сопротивления качению f увеличивается за счет возрастания затрат энергии, связанных непосредственно с конструкцией шин и автомобиля, при этом значения коэффициента f_d остаются постоянными.

Для определения коэффициента сопротивления качению f при движении автомобиля по инерции на ровной дороге применялся метод, разработанный профессором, доктором технических наук Г. В. Зимелевым [61]. Сущность метода затухания заключается в следующем. На участке ровной горизонтальной дороги автомобиль разгонялся до некоторой скорости V_1 , после чего передача выключалась и скорость автомобиля, движущегося по инерции, постепенно снижалась. При испытании фиксировалось время затухания T движения, соответствующее изменению скорости от начальной скорости V_1 до некоторой конечной скорости V_0 . Повторив испытания, выключив передачу при некоторых других скоростях V_1 , определялось соответствующее время затухания в конкретных условиях движения.

Для совместного определения коэффициента сопротивления качению и фактора f обтекаемости kF при движении

автомобиля по инерции на ровной дороге применялся метод, разработанный профессором Г. В. Зимелевым [61].

При проведении ходовых испытаниях автомобилей КамАЗ при нормальном давлении воздуха в шине были выбраны участки дороги протяженностью 0,8–1 км с постоянным коэффициентом сопротивления качению. Боковой ветер незначительный. Результаты эксперимента приведены в таблицах 3.3–3.5.

Таблица 3.3

Изменение скорости движения автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02 при движении по инерции на дороге с асфальтобетонным покрытием (масса груза 19800 кг)

Дата: 20.10.2016 г. Температура: 2° С	Скорость V_1 , м/с	Время t_{1-2} , с	Скорость V_2 , м/с	Время t_{1-0} , с	Скорость V_0 , м/с
Погодные условия: снег, интенсивность снегопада не менее 0,4 мм/ч	20,8	120	11,4	241	0
Тип дороги: асфальтобетонная дорога	19,4	120	10,3	226	0
Состояние покрытия: мокрая поверхность дороги (слой снега до 1 см)	15,3	60	7,3	127	0

Таблица 3.4

Изменение скорости движения автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02 при движении по инерции на ровной дороге с гравийно-щебеночным покрытием (масса груза 19800 кг)

Дата: 21.10.2016 г. Температура: 0° С	Скорость V_1 , м/с	Время t_{1-2} , с	Скорость V_2 , м/с	Время t_{1-0} , с	Скорость V_0 , м/с
Погодные условия: снег, интенсивность снегопада не менее 0,6 мм/ч	19,4	120	8,9	182	0

Продолжение таблицы 3.4

Дата: 21.10.2016 г. Температура: 0° С	Ско- рость V_1 , м/с	Время t_{1-2} , с	Ско- рость V_2 , м/с	Время t_{1-0} , с	Ско- рость V_0 , м/с
Тип дороги: гра- вийно-щебеночная дорога	16,7	90	6,7	139	0
Состояние покры- тия: мокрая поверх- ность дороги (слой снега до 1 см)	13,9	60	5,3	108	0

Таблица 3.5

**Изменение скорости движения автомобиля КамАЗ-45143 с
прицепом НЕФАЗ 8560-02 при движении по инерции
на ровной дороге с грунтовым покрытием
(масса груза 19800 кг)**

Дата: 21.10.2016 г. Температура: 0° С	ФСко- рость V_1 , м/с	Время t_{1-2} , с	Ско- рость V_2 , м/с	Время t_{1-0} , с	Ско- рость V_0 , м/с
Погодные усло- вия: снег, интен- сивность снего- пада не менее 0,6 мм/ч	20,8	60	8,05	140	0
Тип дороги: грун- товая дорога	16,7	60	6,1	139	0
Состояние по- крытия: мокрая поверхность до- роги (слой снега до 1 см)	15,3	60	5	86	0

Дифференциальное уравнение движения автомобиля в об-
щем виде можно представить [61]:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} (P_k - G_a f \cos \alpha - G_a \sin \alpha - kF v_a^2), \quad (3.7)$$

где v_a – скорость поступательного движения автомобиля, м/с;
 t – время, с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; P_k – касатель-
ная силы тяги на ведущем колесе автомобиля, Н; G_a – вес ав-
томобиля, Н; f – коэффициент сопротивления качению авто-
мобиля; kF – фактора обтекаемости автомобиля, kF , Н·с²/м²;
 α – угол подъема; δ – коэффициент учета вращающихся масс.

Для рассматриваемого случая принимаем величины каса-
тельной силы тяги на ведущем колесе автомобиля и угол подь-
ема, равные нулю. После преобразования время затухания
движения автомобиля определяется:

$$t_1 = \frac{\delta_0 \sqrt{G_a}}{g \sqrt{fkF}} \operatorname{arctg} \frac{(v_1 - v_0) \sqrt{\frac{kF}{G_a f}}}{\frac{G_a}{v_1 \cdot v_0} + \frac{kF}{f}}, \quad (3.8)$$

где δ_0 – коэффициент учета вращающихся масс без учета ма-
ховика.

При повторении испытания, выключив передачу при неко-
торой другой скорости v_2 , соответствующее время затухания
будет равно:

$$t_2 = \frac{\delta_0 \sqrt{G_a}}{g \sqrt{fkF}} \operatorname{arctg} \frac{(v_2 - v_0) \sqrt{\frac{kF}{G_a f}}}{\frac{G_a}{v_2 \cdot v_0} + \frac{kF}{f}}. \quad (3.9)$$

Проведя ряд математических преобразований и решив
уравнения (3.8) и (3.9) относительно f , определяем систему
уравнений:

$$\begin{aligned} &= \frac{\delta_0 \sqrt{G_a}}{gt_1 \sqrt{x}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{G_a} (v_1 - v_0) \sqrt{x}}{\frac{G_a}{v_1 \cdot v_0} + x}, \\ &= \frac{\delta_0 \sqrt{G_a}}{gt_2 \sqrt{x}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{G_a} (v_2 - v_0) \sqrt{x}}{\frac{G_a}{v_2 \cdot v_0} + x}, \end{aligned} \quad (3.10)$$

при этом за величину x взято выражение $x = \frac{kF}{f}$. В качестве искомых величин в уравнениях (3.10) можно рассматривать неизвестные величины f и $x = \frac{kF}{f}$. При построении зависимостей $f = h(x)$ для ряда произвольных значений последней величины по предложенной системе уравнений (3.10) точка пересечения указанных кривых определит значения f и $\frac{kF}{f}$, удовлетворяющие обоим рассматриваемым уравнениям.

Построение вышеуказанных зависимостей и определение искомых величин по экспериментальным данным, полученным в конкретных условиях эксплуатации автомобиля, выполнялось, используя пакет прикладной математической программы Mathcad 14. Такой подход позволит избавиться от абстрактности вычислений и значительно повысить точность математических расчетов. На рисунках 3.24–3.27 представлены результаты построения зависимостей $f = h(\frac{kF}{f})$ и расчеты искомых величин в среде Mathcad 14 для рассматриваемого эксперимента.

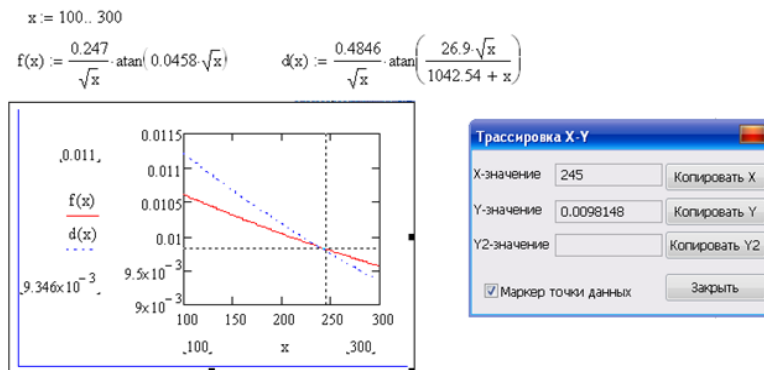


Рис. 3.24. Определение фактора обтекаемости kF и коэффициента сопротивления качению f при движении автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02 по инерции на ровной дороге с асфальтобетонным покрытием

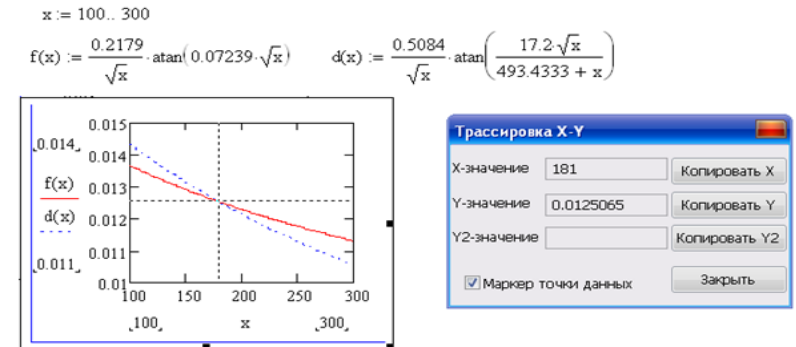


Рис. 3.25. Определение фактора обтекаемости kF и коэффициента сопротивления качению f при движении автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02 по инерции на ровной дороге с гравийным покрытием

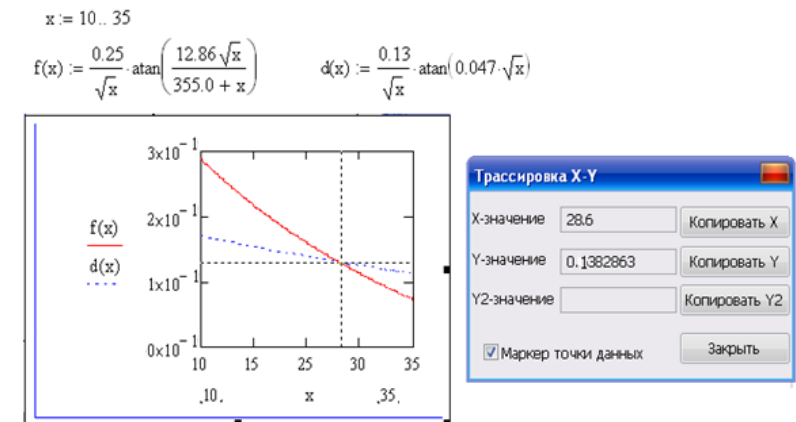


Рис. 3.26. Определение фактора обтекаемости kF и коэффициента сопротивления качению f при движении автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02 по инерции на ровной дороге с грунтовым покрытием

Таблица 3.6

Результаты экспериментально-теоретических исследований при движении автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом по инерции (масса груза 19800 кг)

Тип и состояние поверхности дороги	Коэффициент сопротивления качению f	Коэффициент сопротивления качению f_d
Асфальтобетонная дорога	0,018±0,0011	—
Асфальтобетонная дорога, мокрая поверхность (слой снега до 1 см)	0,021±0,0012	0,003
Гравийно-щебеночная дорога	0,027±0,0014	0,009
Гравийно-щебеночная дорога, мокрая поверхность (слой снега до 1 см)	0,031±0,0013	0,013
Грунтовая дорога	0,045±0,002	0,027
Грунтовая дорога, мокрая поверхность (слой снега до 1 см)	0,153±0,0085	0,135

Увеличить проходимость колесных автопоездов с прицепными системами при движении по дорогам с меняющимся состоянием дорожного покрытия возможно за счет установки на сцепном устройстве, раме, передней и задней колесных осях, дышле прицепа тросопневматического тягово-догружающего устройства (рис. 3.27). При достаточно простой конструкции вспомогательное устройство обладает высокой надежностью, удобством в обслуживании и эксплуатации.

Тросопневматическое тягово-догружающее устройство прицепных систем колесных автопоездов (рис. 3.28) содержит гибкую тросовую силовую связь 1, которая проушиной зафиксирована в узле крепления сцепного устройства 2 прицепа 3, проходит через направляющие блоки 4 и 5, установленные на кронштейнах, расположенных на задней колесной оси 6, раме

7 прицепа 3 и корректирующем талрепе 8, и установлена в фиксатор верхнего плеча 9 вертикального кронштейно-шарнирного рычага 10, регулируемого пневморегулятором 11, которые закреплены на площадке в центре передней колесной оси 12 прицепа 3. Другая тросовая силовая связь 13 проушиной закреплена в средней части поперечины дышла 14 прицепа 3, вблизи поворотных шарниров, проходит через вваренный в поперечину дышла 14 прицепа 3 направляющий блок 15 с подшипником кручения 16 и также зафиксирована в фиксаторе нижнего плеча 17 вертикального кронштейно-шарнирного рычага 10, регулируемого пневморегулятором 11 и передающего нагрузку прицепа 3 на сцепное устройство 18 и ведущие колеса буксирующего транспортного средства 19.



Рис. 3.27. Установленное тросопневматическое тягово-догружающее устройство на прицепе

При движении транспортного средства с прицепными системами по грунтам со слабой несущей способностью и увеличении величины буксования буксирующего транспортного средства водитель-оператор открывает кран пневмосистемы и подает сжатый воздух на пневморегулятор 11, который при

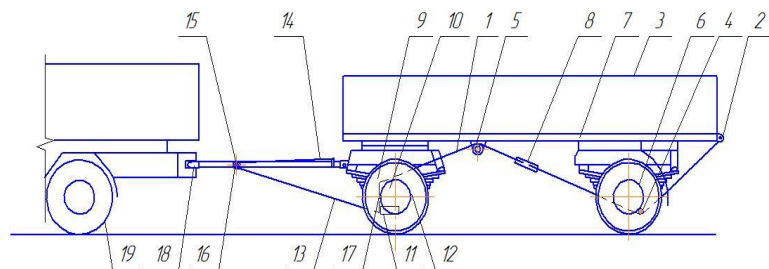


Рис. 3.28. Тросопневматическое тягово-догружающее устройство

выдвигании штока поворачивает вертикальный кронштейно-шарнирный рычаг 10, натягивает гибкую тросовую силовую связь 1 и 13, передавая нагрузку прицепа 3 через дышло 14 на сцепное устройство 18 и ведущие колеса буксирующего транспортного средства 19, увеличивая его тягово-сцепные свойства, что позволяет без пробуксовки передвигаться, производя сельскохозяйственные работы и транспортные перевозки при низкой несущей способности почв.

При отсутствии необходимости передвижения с подключенным тросопневматическим тягово-догружающим устройством прицепных систем колесных автопоездов оператором-водителем буксирующего транспортного средства кран пневмосистемы не открывается и сжатый воздух на пневморегулятор 11 не подается, соответственно нагрузка прицепа 3 на сцепное устройство 18 и ведущие колеса буксирующего транспортного средства 19 не перераспределяется.

Для определения влияния на коэффициент сопротивления качению дополнительно устанавливаемого тросопневматического тягово-догружающего устройства (ТТДУ) на прицепных системах автомобилей КамАЗ были проведены сравнительные испытания, результаты которых представлены в таблице 3.7.

Анализ результатов измерений, представленных в таблицах 3.6–3.7, показал, что при использовании тягово-догружающего устройства на прицепных системах автомобилей коэффициент сопротивления качению f_a возрастает за счет увеличения нагрузки на ведущие колеса автомобиля, тогда как коэффициенты сопротивления качению f_d практически совпадают для

исследуемых видов и состояний дорожного покрытия.

Таблица 3.7

Результаты экспериментально-теоретических исследований при движении автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02 при установленном ТТДУ (масса груза 19800 кг)

Тип и состояние поверхности дороги	Коэффициент сопротивления качению f	Коэффициент сопротивления качению f_d
Асфальтобетонная дорога	0,019±0,00085	—
Асфальтобетонная дорога, мокрая поверхность (слой снега до 1 см)	0,023±0,0011	0,004
Гравийно-щебеночная дорога	0,028±0,0014	0,009
Гравийно-щебеночная дорога, мокрая поверхность (слой снега до 1 см)	0,032±0,0016	0,013
Грунтовая дорога	0,046±0,002	0,027
Грунтовая дорога, мокрая поверхность (слой снега до 1 см)	0,155±0,0082	0,136

3.6. Результаты экспериментальных исследований по увеличению проходимости автопоездов с прицепными системами

Для повышения проходимости автопоездов с прицепными системами по дорогам с меняющимся коэффициентом сцепления необходимо увеличивать касательную силу тяги по сцеплению за счет повышения сцепного веса на ведущие колеса автомобиля, поставленная задача достигается путем постановки на прицеп ТТДУ. С этой целью были проведены экспериментальные исследования по определению влияния ТТДУ

на ведущие колеса автомобиля за счет перераспределения нагрузки с колес осей прицепа на сцепное устройство (3.29).

Измерение параметров проводилось тензометрической аппаратурой, состоящей из тензометрического датчика, многоканального анализатора сигналов, персонального компьютера, пульта управления, счетчиков оборотов. Вся вышеперечисленная аппаратура была установлена на транспортном средстве с прицепом (рис. 3.30). В кабине транспортного средства были установлены ноутбук с регистрирующей программой и пульт управления (рис. 3.31).



Рис. 3.29. Измерения тягового усилия, создаваемого тросопневматическим тягово-догружающим устройством на автомобиле КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ 8560-02

Для измерения дополнительной нагрузки на ведущие колеса транспортного средства с прицепом используются электронные автомобильные весы на тензодатчиках, что позволяет повысить точность и надежность всей системы взвешивания. Усилие от взвешиваемого транспорта на электронных автомобильных весах сначала поступает на тензометрические датчики и после преобразования в электрический сигнал передается на электронный индикатор. Электронный индикатор, анализируя сигнал, преобразует его в цифровой код и выдает инфор-



Рис. 3.30. Измерение тягового усилия на ТТДУ

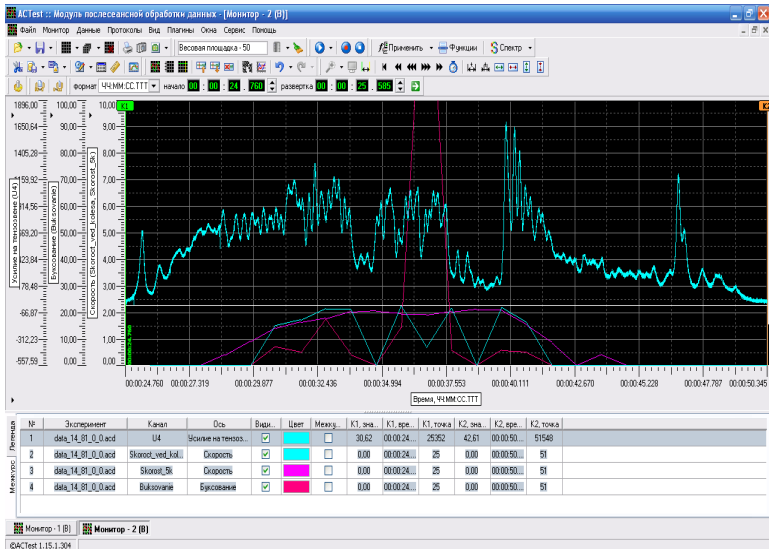


Рис. 3.31. Фрагмент отображения данных измерений в цифровом и графическом виде на экране персонального компьютера в режиме реального времени

мацию о массе груза на дисплей персонального компьютера (рис. 3.32). Проводилось статистическое и поосное взвешивание транспорта (рис. 3.33).

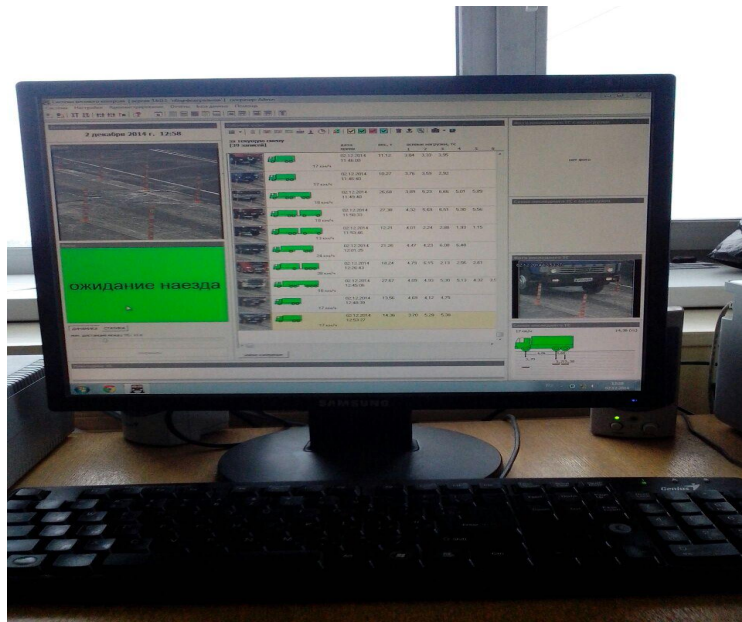


Рис. 3.32. Информация о весе груза на дисплее персонального компьютера, приходящегося на оси автомобиля

Исследуем движение автомобиля с прицепом без груза по дорогам с меняющимся коэффициентом сцепления. Сцепной вес на ведущие колеса автомобиля Камаз-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02 при выключенном тросовом тягово-догружающем устройстве составляет: теоретический – 52215 Н; экспериментальный – 52248 Н.

Для определения оптимального расстояния крепления проушины тросовой силовой связи до сцепного устройства были проведены экспериментальные исследования (рис. 3.34).

Как показали проведенные исследования в рассматриваемом диапазоне усилий на штоке пневмоцилиндра (2412-250x0200 УХЛ4 ГОСТ 15608-81), составляющая сцепного

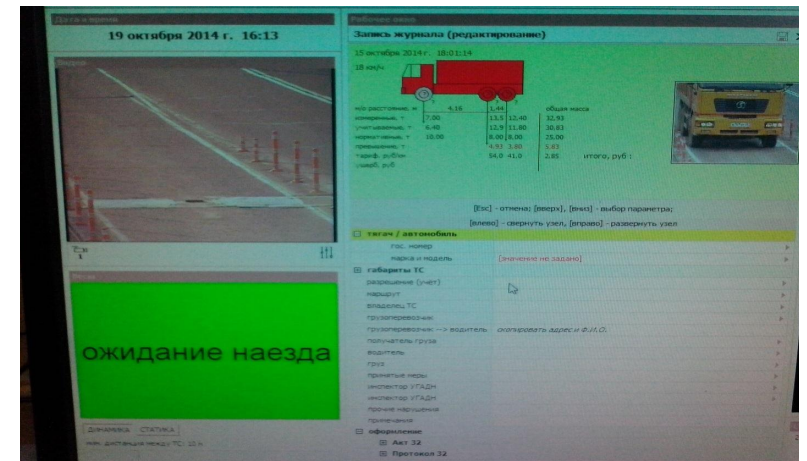


Рис. 3.33. Фрагмент взвешивания транспорта

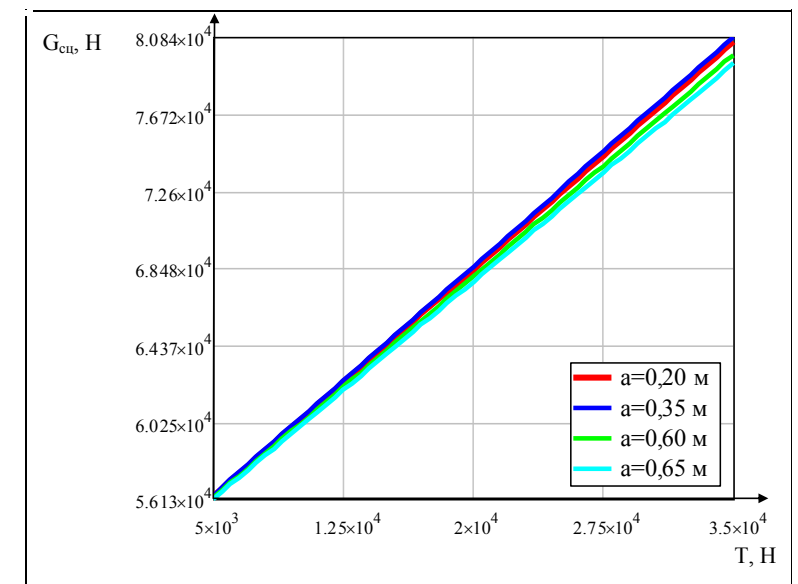


Рис. 3.34. Влияние ТТДУ на сцепной вес при различных расстояниях крепления

веса догружающего устройства имеет наибольшее значение при расстоянии крепления $a = 0,35\text{м}$.

Для обоснования эффективности работы ТТДУ прицепных систем были проведены экспериментальные исследования на автомобилях КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02 при оптимальных условиях крепления устройства ($a = 0,35\text{м}$), результаты испытаний представлены на рисунках 3.35 и 3.36.

Анализ экспериментальных данных показал (рис. 3.35), что с увеличением силы натяжения троса ТТДУ сцепной вес на ведущие колеса возрастает линейно, что подтверждается полученной теоретической зависимостью во второй главе. Так, при увеличении силы натяжения троса от 1 до 35 кН сцепной вес на ведущие колеса автомобиля при движении автопоезда без груза возрастает с 53 до 77 кН соответственно, что составляет 45 %.

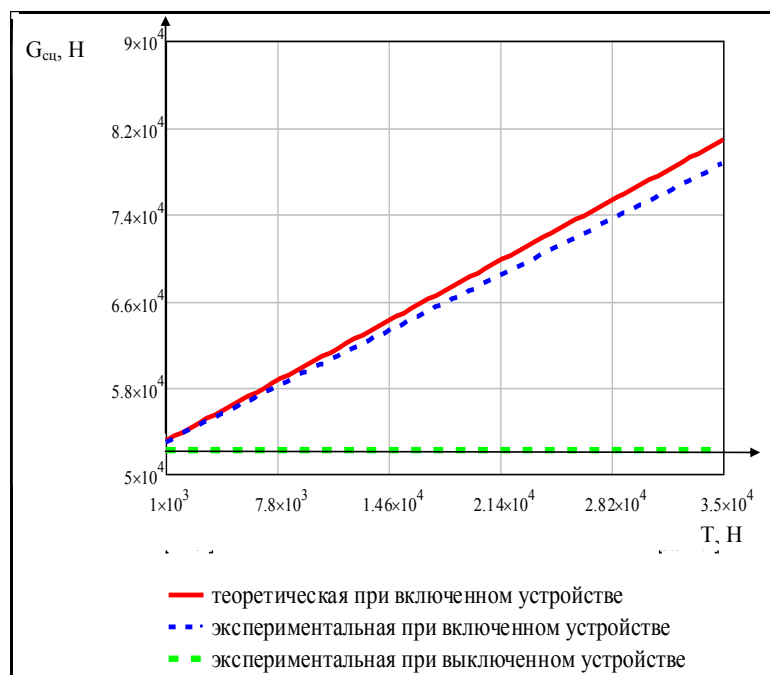


Рис. 3.35. Зависимость сцепного веса автомобиля от силы натяжения троса ТТДУ (движение без груза)

Таким образом, использование ТТДУ при движении автомобиля с прицепом до пункта погрузки позволит повысить касательную силу тяги по сцеплению в 1,5 раза, что соответствует коэффициенту состояния дороги $K_{сд} = 0,67$.

При перевозке грузов сельскохозяйственного назначения целесообразно использовать автопоезд в составе автомобиля-самосвала КамАЗ-45143 и прицепа НЕФАЗ 8560-02, что позволит доставлять груз до 20 тонн потребителю. При включенном тросовом тягово-догружающем устройстве сцепной вес на ведущие колеса автомобиля составляет: теоретический – 183284,4 Н; экспериментальный – 183291,2 Н.

Для увеличения касательной силы тяги по сцеплению в 1,2 раза (20 %) при трогании с места автопоезда с грузом или при преодолении повышенных сопротивлений на скользкой дороге необходимо увеличить силу натяжения троса с 1 до 45 кН, что позволяет сделать разработанное тросовое тягово-догружающее устройство (рис. 3.36).

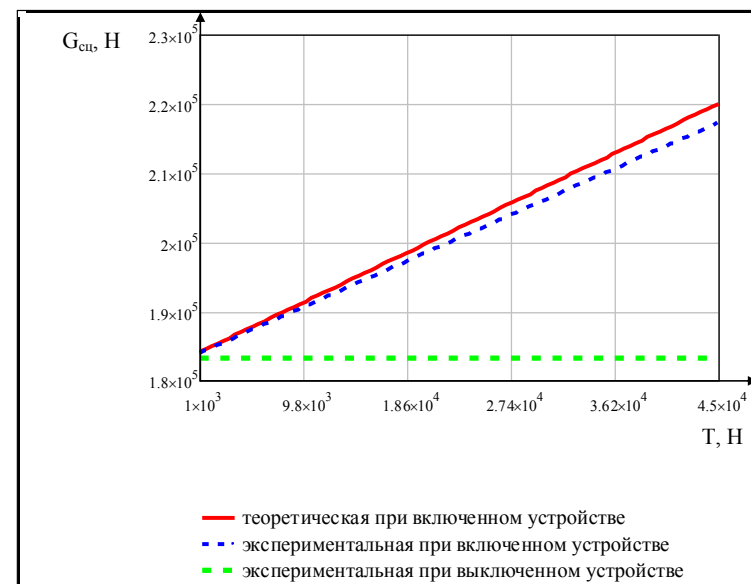


Рис. 3.36. Зависимость сцепного веса автомобиля от силы натяжения троса ТТДУ (движение с грузом)

Расхождение в теоретических и экспериментальных значениях объясняется тем, что в теоретических расчетах не учитывались потери на трение в догружающем устройстве. Необходимо отметить, при сравнении результатов теоретических и экспериментальных исследований (рис. 3.35 и 3.36) выходные параметры находятся в пределах доверительного интервала, что свидетельствует о достоверности исследований.

Правильная оценка состояния дорог, с учетом коэффициента состояния дорог, дает возможность контролировать расход топлива при транспортно-технологическом обеспечении, то есть:

$$G = f(K_{сд}),$$

где G – расход топлива, л/100км.

Используя данные спутниковых систем мониторинга ГЛОНАСС и GPS, получили исходный массив значений расхода топлива в зависимости от скорости движения и грузоподъемности автомобиля Камаз-45143 с прицепом НЕФА3-8560-02 на режимах движения от 40 до 80 км/ч. Согласно положениям корреляционно-регрессионного анализа, установили зависимость $G = f(V)$. Влияние коэффициента состояния дорог на расход топлива в конкретных условиях эксплуатации лучше всего проследить по номограмме, составленной для автомобиля Камаз-45143 (рис. 3.37).

Представленная номограмма позволяет проследить влияние дополнительной силы, возникающей за счет использования вспомогательных устройств для прицепных систем, коэффициента состояния дорог и скорости движения на расход топлива автомобиля Камаз-45143 с прицепом НЕФА3-8560-02. Ключ пользования номограммой показан стрелками. Так, при силе дополнительной нагрузки, создаваемой ТТДУ, 8 кН с учетом угла крепления 35 градусов дополнительная сила, возникающая за счет использования вспомогательных устройств, составляет 3,8 кН. В зависимости от коэффициента состояния дороги касательная сила тяги автомобиля по сцеплению может принимать следующие значения, представленные на рисунке 3.37. Сопоставляя касательную силу тяги и динамический фактор автомобиля, определяем скорость движения и соответственно расход топлива.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования с помощью навигационной системы ГЛОНАСС и GPS

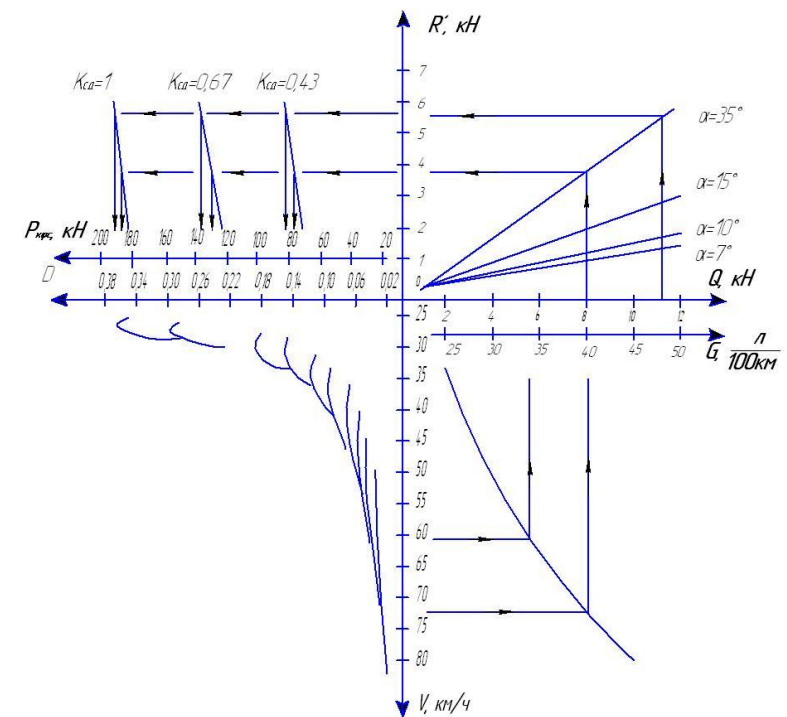


Рис. 3.37. Номограмма для определения расхода топлива в зависимости от скорости движения автомобиля

мониторинга транспорта показали, что использование тросового тягово-догружающего устройства позволяет усилить сцепной вес, приходящийся на задние ведущие колеса, на величину R' и, как следствие, улучшить тягово-сцепные свойства автомобиля на транспортных работах и уменьшить расход топлива.

ГЛАВА 4. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ И ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1. Расчет основных показателей экономической эффективности

Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники разработана под руководством кандидата технических наук А. В. Шпилко с учетом новых принципов хозяйствования в условиях рыночных отношений.

Экономическая оценка позволяет выявить и внедрить эффективные технологии, системы машин и оборудования [31, 80, 81, 89, 94, 95].

При сравнительной экономической оценке новых технологий и техники, без увеличения объема и повышения качества производимой продукции, экономический эффект определяют по формуле:

$$\Theta_{\text{ср}} = Z_{\text{б}} - Z_{\text{н}} \quad (4.1)$$

где $Z_{\text{б}}, Z_{\text{н}}$ – эксплуатационные затраты при использовании техники по базовому и новому вариантам, руб.

Эксплуатационные затраты при использовании техники определяются путем сложения эксплуатационных затрат при использовании энергетического средства и сельскохозяйственной машины по базовому и новому вариантам:

$$Z_{\text{б}} = Z_{\text{т.б}} + Z_{\text{м.б}} \quad (4.2)$$

$$Z_{\text{н}} = Z_{\text{т.н}} + Z_{\text{м.н}} + Z_{\text{у}}, \quad (4.3)$$

где $Z_{\text{т.б}}, Z_{\text{т.н}}$ – эксплуатационные затраты при использовании энергетического средства по базовому и новому вариантам, руб.;

$Z_{\text{м.б}}, Z_{\text{м.н}}$ – эксплуатационные затраты при использовании сельскохозяйственной машины по базовому и новому вариантам, руб.;

$Z_{\text{у}}$ – эксплуатационные затраты при использовании экспериментальной установки, руб.

Эксплуатационные затраты при использовании энергетического средства, сельскохозяйственной машины и экспериментальной установки определяются по формулам:

$$Z_{\text{т}} = Z_{\text{а.т}} + Z_{\text{то.т}} + Z_{\text{т.т}}, \quad (4.4)$$

$$Z_{\text{м}} = Z_{\text{а.м}} + Z_{\text{то.м}}, \quad (4.5)$$

$$Z_{\text{у}} = Z_{\text{а.у}} + Z_{\text{то.у}}, \quad (4.6)$$

где $Z_{\text{а.т}}, Z_{\text{а.м}}, Z_{\text{а.у}}$ – амортизационные отчисления на эксплуатацию машин и оборудования по базовому и новому вариантам, руб.;

$Z_{\text{то.т}}, Z_{\text{то.м}}, Z_{\text{то.у}}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт базового и нового варианта, руб.;

$Z_{\text{т.т}}$ – стоимость расхода топлива на единицу работы базового и нового варианта, руб.

При нахождении амортизационных отчислений на эксплуатацию машин и оборудования применяем формулу:

$$Z_{\text{а}} = \frac{B \cdot N_{\text{а}}}{100 \cdot T_{\text{год}} \cdot W_{\text{ч}}}, \quad (4.7)$$

где B – балансовая стоимость машины, руб.;

$N_{\text{а}}$ – норма амортизационных отчислений (% от балансовой стоимости);

$T_{\text{год}}$ – годовая загрузка машины, ч;

$W_{\text{ч}}$ – производительность, т км/ч.

Затраты на техническое обслуживание и ремонт определяются по формуле:

$$Z_{\text{то}} = \frac{B \cdot N_{\text{то}}}{100 \cdot T_{\text{год}} \cdot W_{\text{ч}}}, \quad (4.8)$$

где $N_{\text{то}}$ – норматив затрат на техническое обслуживание и ремонт машин (% от балансовой стоимости).

Стоимость расхода топлива на единицу работы:

$$З_T = \frac{H_T^ч \cdot Ц_T}{W_ч}, \quad (4.9)$$

где $H_T^ч$ – расход топлива за 1 час работы, кг;
 $Ц_T$ – цена топлива, руб., за кг.

Снижение эксплуатационных издержек определяют по формуле:

$$И_c = \frac{З_б - З_н}{З_б} \cdot 100 \%. \quad (4.10)$$

При определении годовой экономии эксплуатационных издержек используют формулу:

$$Э_и = (З_б - З_н) \cdot W_{год.н}, \quad (4.11)$$

где $W_{год.н}$ – годовая производительность нового варианта, руб.
 Для серийного тракторно-транспортного агрегата:

$$З_{а.т.б} = \frac{530 \cdot 10^3 \cdot 10}{100 \cdot 800 \cdot 17,28} = 3,83 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{то.т.б} = \frac{530 \cdot 10^3 \cdot 14,9}{100 \cdot 800 \cdot 17,28} = 5,71 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{т.т.б} = \frac{13,6 \cdot 21}{17,28} = 16,53 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{т.б} = 3,83 + 5,71 + 16,53 = 26,07 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{а.м.б} = \frac{175 \cdot 10^3 \cdot 14,2}{100 \cdot 800 \cdot 17,28} = 1,80 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{то.м.б} = \frac{175 \cdot 10^3 \cdot 13}{100 \cdot 800 \cdot 17,28} = 1,60 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{м.б} = 1,80 + 1,60 = 3,40 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_б = 26,07 + 3,40 = 29,47 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

Для экспериментального тракторно-транспортного агрегата (точка прицепа – центр):
 дополнительная нагрузка 14,7 кН:

$$З_{а.т.н} = \frac{530 \cdot 10^3 \cdot 10}{100 \cdot 900 \cdot 25} = 2,36 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{то.т.н} = \frac{530 \cdot 10^3 \cdot 14,9}{100 \cdot 900 \cdot 25} = 3,51 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{т.т.н} = \frac{12,2 \cdot 21}{25} = 10,25 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{т.н} = 2,36 + 3,51 + 10,25 = 16,12 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{а.м.н} = \frac{175 \cdot 10^3 \cdot 14,2}{100 \cdot 900 \cdot 25} = 1,10 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{то.м.н} = \frac{175 \cdot 10^3 \cdot 13}{100 \cdot 900 \cdot 25} = 1,01 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{м.н} = 1,10 + 1,01 = 2,11 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{а.у} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 20}{100 \cdot 900 \cdot 25} = 0,18 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{то.у} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 20}{100 \cdot 900 \cdot 25} = 0,18 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_y = 0,18 + 0,18 = 0,36 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_н = 16,12 + 2,11 + 0,36 = 18,59 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_{эк} = 29,47 - 18,59 = 10,88 \text{ руб./т} \cdot \text{км.}$$

$$З_c = \frac{29,47 - 18,59}{29,47} \cdot 100 \% = 37 \%$$

$$Э_з = (29,47 - 18,59) \cdot 25 \cdot 900 = 244800 \text{ руб.}$$

Аналогичным способом сделан расчет для смещенной точки прицепа при той же дополнительной нагрузке. Результаты расчетов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

**Экономическая оценка использования трактора
 МТЗ-80 + 2ПТС-4 с корректором сцепного веса
 и меняющейся точкой прицепа**

Статьи затрат	Базовый вариант	Новый вариант	
		Положение точки прицепа	
		центр	смещена на 0,3 м
Амортизационные отчисления, руб./ткм	5,63	3,91	3,51

Продолжение таблицы 4.1

Статьи затрат	Базовый вариант	Новый вариант	
		Положение точки прицепа	
		центр	смещена на 0,3 м
Техническое обслуживание и ремонт, руб./ткм	7,30	4,70	4,54
Затраты на топливо, руб./ткм	16,53	10,25	9,56
Общие эксплуатационные затраты, руб./ткм	29,47	18,59	17,61
Общие годовые эксплуатационные затраты, руб.	663075,00	418275,00	410806,08
Сравнительная экономическая эффективность, руб./ткм		10,88	11,86
Снижение эксплуатационных издержек, %		37	40
Годовая экономия эксплуатационных издержек, руб.		244800,00	252268,92

4.2. Расчет основных показателей топливно-энергетической эффективности

В связи с постоянным ростом цен на энергоносители очень трудно оценить эффективность применения как новой техники, так и технологий. Поэтому Всероссийский институт механизации разработал методику, где в качестве критерия эффективности взята энергоёмкость. Это объясняется тем, что данный показатель не зависит от колебания цен на энергоносители.

При обосновании эффективности применения новой техники данная методика дает возможность провести сравнительный анализ.

За основной критерий энергетической оценки принимают показатель энергетической эффективности, который учитывает затраты энергии, как прямой, так и вспомогательной, необ-

ходимой для производства единицы продукции, а также энергии, которая будет содержаться в конечном продукте.

Исходя из вышеизложенного, произведен расчет эффективности применения на транспортных работах ТТА с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа по методике, предложенной в работах [94, 95, 101].

Прямые затраты энергии трактора МТЗ-80:

$$E_n = H_T^1 \cdot (a_m + f_m), \quad (4.12)$$

где H_T^1 – расход топлива за 1 час работы, кг;

a_m – теплосодержание топлива, МДж/кг;

f_m – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты энергии на производство топлива, МДж/кг.

Энергозатраты живого труда:

$$E_{жс} = n_q \cdot a_{жс}, \quad (4.13)$$

где n_q – число основных трактористов, чел.;

$a_{жс}$ – энергетический эквивалент живого труда, МДж/чел.ч.

Удельная энергоёмкость трактора в расчете на 1 час работы:

$$E_m = \frac{M_m \cdot A_m \cdot (a_m + a_{mk} + a_{mm})}{100 \cdot T_{год}}, \quad (4.14)$$

где M_m – масса энергетического средства, кг;

A_m – энергетический эквивалент энергетического средства, МДж/кг;

a_m, a_{mk}, a_{mm} – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонты тракторов, %;

$T_{год}$ – годовая загрузка, ч.

Удельная энергоёмкость прицепа:

$$E_m = \frac{M_m \cdot A_m \cdot (a_m + a_{mm})}{100 \cdot T_{год}}, \quad (4.15)$$

где M_m – масса прицепа, кг;

A_m – энергетический эквивалент прицепа, МДж/кг;

a_m, a_{mm} – отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонты прицепов, %;

$T_{\text{год}}$ – годовая загрузка, ч.

Суммарная энергоёмкость трактора и прицепа:

$$E_{\text{мм}} = E_{\text{м}} + E_{\text{м}}, \quad (4.16)$$

Совокупные или полные энергозатраты в расчете на 1 час работ:

$$E_{\text{мп}} = \frac{E_{\text{н}} + E_{\text{ж}} + E_{\text{мм}}}{W_{\text{ч}}}. \quad (4.17)$$

Экономия полных энергозатрат в расчете на 1 час работы:

$$\Delta E_{\text{мп}} = E_{\text{мпб}} - E_{\text{мпн}}, \quad (4.18)$$

где $E_{\text{мпб}}$ – совокупные энергозатраты базового варианта $\text{МДж/т}\cdot\text{км}$;

$E_{\text{мпн}}$ – совокупные энергозатраты нового варианта $\text{МДж/т}\cdot\text{км}$.
Для серийного тракторно-транспортного агрегата:

$$E_{\text{нб}} = 13,6 \cdot (42,7 + 10) = 716,72 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{жб}} = 1 \cdot 1,26 = 1,26 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{мб}} = \frac{3200 \cdot 120 \cdot (10 + 14,9)}{100 \cdot 800} = 119,32 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{мб}} = \frac{1775 \cdot 104 \cdot (14,2 + 13)}{100 \cdot 800} = 62,76 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{мп}} = \frac{716,72 + 1,26 + 119,32 + 62,76}{17,28} = 52,09 \text{ МДж/т} \cdot \text{ч}.$$

Для экспериментального тракторно-транспортного агрегата (точка прицепа – центр):
дополнительная нагрузка 14,7кН:

$$E_{\text{нн}} = 12,2 \cdot (42,7 + 10) = 642,94 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{жн}} = 1 \cdot 1,26 = 1,26 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{мн}} = \frac{3225 \cdot 120 \cdot (10 + 14,9)}{100 \cdot 900} = 107,07 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{мн}} = \frac{1785 \cdot 104 \cdot (14,2 + 13)}{100 \cdot 900} = 56,10 \text{ МДж/ч};$$

$$E_{\text{мп}} = \frac{642,94 + 1,26 + 107,07 + 56,10}{25} = 32,30 \text{ МДж/т} \cdot \text{км};$$

$$\Delta E_{\text{мп}} = 52,09 - 32,30 = 19,79 \text{ МДж/т} \cdot \text{км}.$$

Аналогичным способом сделан расчет для смещенной точки прицепа при той же дополнительной нагрузке. Результаты расчетов приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Топливоно-энергетическая оценка использования трактора МТЗ-80 + 2ПТС-4 с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа

Статьи затрат	Базовый вариант	Новый вариант	
		Положение точки прицепа	
		центр	смещена на 0,3 м
Прямые затраты энергии трактора МТЗ-80, МДж/ч	716,72	642,94	621,86
Энергозатраты живого труда, МДж/ч	1,26	1,26	1,26
Удельная энергоёмкость трактора в расчете на 1 час работы, МДж/ч	119,32	107,07	107,07
Удельная энергоёмкость прицепа, МДж/ч	62,76	56,10	56,1
Полные энергозатраты, МДж/ткм	52,09	32,30	30,34
Экономия полных энергозатрат, МДж/ткм		19,79	21,75

4.3. Энергетическая оценка технологического процесса перевозок грузов сельскохозяйственного назначения

Повысить эффективность перевозок сельскохозяйственных грузов возможно не только за счет технологического совершенствования подвижного состава, технологических и погрузочно-разгрузочных машин, но и использования прогрессивной технологии перевозки грузов. Одной из основных задач технологического процесса перевозок грузов является снижение энергозатрат и продолжительности перевозок, решить которую возможно за счет сокращения числа выполняемых

операций, этапов процесса перевозки и внедрения энергосберегающих технологий [94, 101].

Задача рационального использования подвижного состава на транспортно-технологических перевозках грузов при производстве сельскохозяйственной продукции предполагает необходимость разработки системы показателей, характеризующих эффективность использования транспортных средств именно в конкретных технологических условиях перевозок. С помощью системы показателей возникает возможность выявить, на каких операциях перевозочного процесса происходят наибольшие потери производительности транспортного средства, и определить резервы повышения эффективности использования подвижного состава. Основными критериями эффективности использования сельскохозяйственной техники, в частности автомобилей, согласно методике, предложенной Всероссийским исследовательским институтом механизации, являются топливно-энергетические показатели, которые оцениваются полными энергозатратами [101].

При решении вышеуказанной задачи полные энергозатраты i транспортного средства технологического процесса перевозок грузов сельскохозяйственного назначения определяются математической моделью:

$$\sum_{i=1}^m E_{ni} = \sum_{i=1}^m E_{npi} + \sum_{i=1}^m E_{жи} + \sum_{i=1}^m E_{эi} \rightarrow \min, \quad (4.19)$$

где E_{ni} – полные энергозатраты i транспортного средства при перевозке грузов, $МДж/т$; E_{npi} – прямые затраты энергии i транспортного средства при перевозке грузов, $МДж/т$; $E_{жи}$ – энергозатраты живого труда i транспортного средства при перевозке грузов, $МДж/т$; $E_{эi}$ – энергоемкость i транспортного средства при перевозке грузов, $МДж/т$.

Прямые энергозатраты для автомобиля определяются [4]:

$$E_{пр} = \frac{(\alpha_m + f_m) \cdot G \cdot \ell_{ге} \cdot \rho}{50 \cdot Q}, \quad (4.20)$$

где α_m – теплосодержание топлива, $МДж/т$; f_m – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты энергии для производства топлива, $МДж/т$; $\ell_{ге}$ – длина ездки с грузом, $км$; G – линейная норма расхода топлива на 100 км пробега, $л$; ρ – плотность топлива, $кг/л$; Q – масса перевозимого груза, $т$.

При расчете прямых энергозатрат учитывалось, что за плановое время пребывания в наряде каждое транспортное средство может выполнить только целое число ездки Z_e . Число ездки, выполняемое единицей подвижного состава, равно [47]:

$$Z_e = \frac{T_n}{t_e}, \quad (4.21)$$

где T_n – время пребывания в наряде, $ч$; t_e – время оборота (ездки), $ч$.

Время оборота (ездки) определяется из выражения:

$$t_e = \frac{\ell_{ге}}{\beta V_T} + t_{пв}, \quad (4.22)$$

где V_T – техническая скорость автомобиля, $км/ч$; β – коэффициент использования пробега; $t_{пв}$ – среднее время погрузочно-разгрузочных работ за один оборот, $ч$.

Количество перевезенного груза Q за время T_n будет равно:

$$Q = Z_e q \gamma, \quad (4.23)$$

где q – грузоподъемность транспортного средства, $т$; γ – коэффициент использования грузоподъемности.

Таким образом, проведя необходимые преобразования в формуле (4.20), прямые энергозатраты с учетом вышеизложенного будут составлять:

$$E_{пр} = \frac{(\alpha_m + f_m) \cdot G \cdot \ell_{ге} \cdot \rho (\ell_{ге} + V_T t_{пв} \beta)}{50 \cdot T_n q \gamma V_T \beta}. \quad (4.24)$$

Энергозатраты живого труда определяются из выражения [101]:

$$E_{\text{ж}} = \frac{n_{\text{ч}} \cdot a_{\text{ж}} \cdot T_{\text{н}}}{W}, \quad (4.25)$$

где $n_{\text{ч}ij}$ – число водителей i транспортного средства на j операции, чел.;

$a_{\text{ж}}$ – энергетический эквивалент живого труда, МДж/ч;

W_{ij} – производительность i транспортного средства на j операции, т.

Учитывая производительность подвижного состава:

$$W = \frac{T_{\text{н}} q \gamma V_{\text{T}} \beta}{\ell_{\text{ге}} + V_{\text{T}} t_{\text{пв}} \beta} \quad (4.26)$$

энергозатраты живого труда составят:

$$E_{\text{ж}} = \frac{n_{\text{ч}} \cdot a_{\text{ж}} \cdot T_{\text{н}} \cdot (\ell_{\text{ге}} + V_{\text{T}} t_{\text{пв}} \beta)}{T_{\text{н}} q \gamma V_{\text{T}} \beta}. \quad (4.27)$$

Энергетические затраты автомобиля при транспортировке зерновых культур определяются:

$$E_{\text{э}} = \frac{E_{\text{а}} \cdot L}{W}, \quad (4.28)$$

где $E_{\text{а}}$ – энергоемкость автомобиля, МДж/т; L – длина ездки, км.

Подставляя (4.26) в (4.28), получим:

$$E_{\text{э}} = \frac{E_{\text{а}} \cdot L (\ell_{\text{ге}} + V_{\text{T}} t_{\text{пв}} \beta)}{T_{\text{н}} q \gamma V_{\text{T}} \beta}. \quad (4.29)$$

Учитывая формулы (4.24), (4.27) и (4.29), после преобразования получим выражение полных энергозатрат при транспортировке грузов как функции технико-эксплуатационных показателей:

$$E_{\text{п}} = \left(\frac{(\alpha_m + f_m) \cdot G \cdot L \cdot \rho}{50} + n_{\text{ч}} \cdot a_{\text{ж}} \cdot T_{\text{н}} + E_{\text{а}} \cdot L \right) \frac{(\ell_{\text{ге}} + V_{\text{T}} t_{\text{пв}} \beta)}{T_{\text{н}} q \gamma V_{\text{T}} \beta}. \quad (4.30)$$

Соотношение (4.30) является общим для определения полных энергозатрат транспортного средства при доставке грузов потребителю.

Таким образом, снижение полных энергозатрат при транспортно-технологическом обеспечении производства сельскохозяйственных культур в значительной степени зависит от минимизации транспортных издержек за счет сокращения расхода топлива при выполнении заданного объема работы. Полные энергозатраты при транспортировке груза прямо пропорциональны расстоянию перевозки и обратно пропорциональны грузоподъемности транспортного средства.

Эффективность автомобильного транспорта зависит от условий эксплуатации, которые меняются по сезонам года. Однако при определении норм расхода топлива не учитывается различный уровень приспособленности грузовых автомобилей разных моделей к тем или иным условиям эксплуатации. Поэтому коэффициенты имеют одинаковые значения, не учитывающие дифференцированное влияние условий внешней среды на автомобили разных моделей. Недостаточное внимание к уровню приспособленности автомобилей ведет при их эксплуатации к дополнительным транспортным издержкам.

Для Амурской области условия эксплуатации автомобилей характеризуются большими различиями, переменным характером многих факторов внешней среды, поэтому особый интерес вызывает исследование влияния категории дорог на расход топлива автомобилей различных моделей при перевозке грузов. Рассматриваемая проблема становится актуальнее, чем больше отклонения условий эксплуатации от стандартных и чем хуже приспособленность автомобилей к этим отклонениям.

Для определения фактических полных энергозатрат транспортного средства в технологическом процессе перевозок грузов необходимо определить степень влияния состояния дорожного покрытия на показатели топливной экономичности и тем самым оценить полные энергозатраты при перевозке грузов автомобильным транспортом. С этой целью были проведены экспериментальные исследования по определению расхода топлива при различных состояниях дорожного покрытия на примере работы автомобилей Камаз-45143 с прицепом НЕФА3-8560-02. Перевозка сельскохозяйственных грузов осуществлялась на расстояние 10 км при следующих условиях: $\beta = 0,5$; $q = 20$ т; $\gamma = 1$. Измерение расхода топлива проводилось с использованием навигационной системы

ГЛОНАСС и GPS мониторинга транспорта при различных скоростных режимах. В рамках данного исследования построены зависимости расходов топлива от типа и состояния дорог (рис. 4.1.) и проведена оценка моделирования влияния категории дорог на расход топлива.

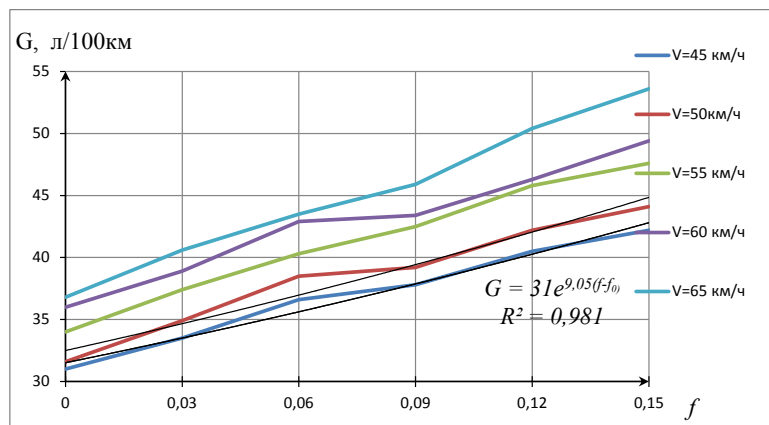


Рис. 4.1. Зависимость расхода топлива от категории дорог для автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02

Исходя из полученных экспериментальных среднестатистических данных (рис. 4.1), определена аналитическая модель зависимости расхода топлива G от коэффициента сопротивления качению автомобиля. Исследования показали, что в рассматриваемом диапазоне коэффициентов сопротивления качению автомобиля влияние состояния дорожного покрытия на расход топлива грузовых автомобилей описывается экспоненциальной моделью:

$$G = G_0 e^{\delta_f(f-f_0)}, \quad (4.31)$$

где G – расход топлива, л/100 км; G_0 – наименьшее значение расхода топлива, л/100 км; δ_f – коэффициент возрастания; f_0 – наименьший коэффициент сопротивления качению автомобиля.

Для предлагаемой математической модели (4.31) коэф-

фициент возрастания δ является физической величиной, обратной интервалу значений коэффициента сопротивления качению автомобиля, в течение которого расход топлива увеличивается в «е» раз.

Исходя из экспериментальных среднестатистических данных, определены аналитические модели зависимости расхода топлива G от типа и состояния дорожного покрытия. Коэффициент достоверности аппроксимации составляет 0,98 для предлагаемой однофакторной математической модели, что свидетельствует об ее адекватности исходным данным. Следовательно, для моделирования влияния типа и состояния дорожного покрытия на расход топлива автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02 при скорости движения (55 ± 2) км/ч рекомендуем использовать следующее уравнение:

$$G = 31e^{9,05(f-0,018)}. \quad (4.32)$$

Аналогично была проведена оценка приспособленности автомобилей КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02 и дополнительно установленным ТТДУ при аналогичных условиях эксплуатации. Зависимости расхода топлива автомобилей КамАЗ для рассматриваемых условий эксплуатации транспортного средства от категории дорог при различных скоростных режимах представлены на рисунке 4.2.

Анализируя представленные зависимости (рис. 4.2), необходимо отметить, что при использовании ТТДУ на прицепных системах автомобилей расход топлива при смене качества дорожного покрытия возрастает по экспоненциальной зависимости с меньшим коэффициентом возрастания по сравнению с расходом топлива при выключенном устройстве в аналогичных условиях эксплуатации транспортного средства.

На основе полученных среднестатистических экспериментальных данных, используя экспоненциальную модель (4.31), построена зависимость расхода топлива автомобиля КамАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02 и дополнительно установленным ТТДУ от категории дорог при скорости движения (55 ± 2) км/ч. Искомая математическая модель имеет вид:

$$G = 31e^{7,050(f-0,019)}. \quad (4.33)$$

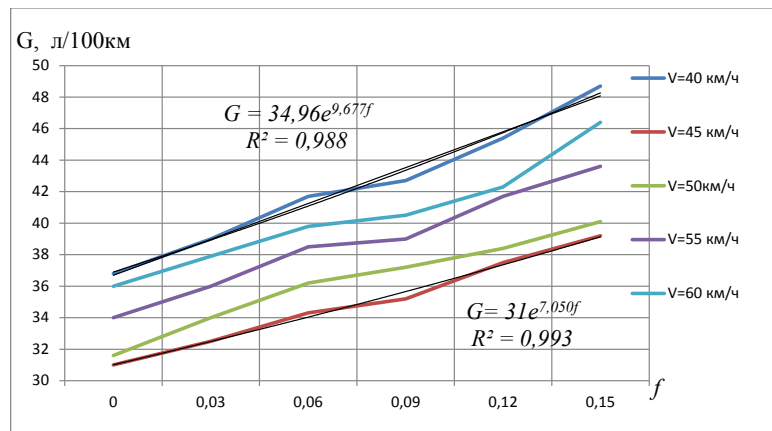


Рис. 4.2. Зависимость расхода топлива автомобиля от категории дорог для КамАЗ-45143 с прицепом НЕФА3-8560-02 при использовании ТТДУ

Таким образом, формула (5.36) позволяет оценить степень влияния состояния дорожного покрытия на расход топлива и, как результат, определить полные удельные энергозатраты при перевозке грузов автомобильным транспортом, преобразуя выражение полных энергозатрат (4.30) в общем виде:

$$E_n = \left(\frac{(\alpha_m + f_m) \cdot G_0 e^{\delta_f(f-f_0)} \cdot Z_e \cdot l_{re} \cdot \rho}{50} + n_q \cdot a_{ж} \cdot T_n + E_a \cdot Z_e \cdot L \right) \times \frac{(l_{re} + V_T t_{пв} \beta)}{T_n q \gamma V_T \beta}. \quad (4.34)$$

Для проведения сравнительного анализа полных удельных энергозатрат с учетом уровня приспособленности грузовых автомобилей к дорожным условиям эксплуатации преобразуем формулу (4.34), воспользовавшись выражением (4.32), а также определим полные удельные энергозатраты транспортного средства в случае применения ТТДУ, используя соотношение (4.33). Полученные графические зависимости представлены на рисунке 4.3.

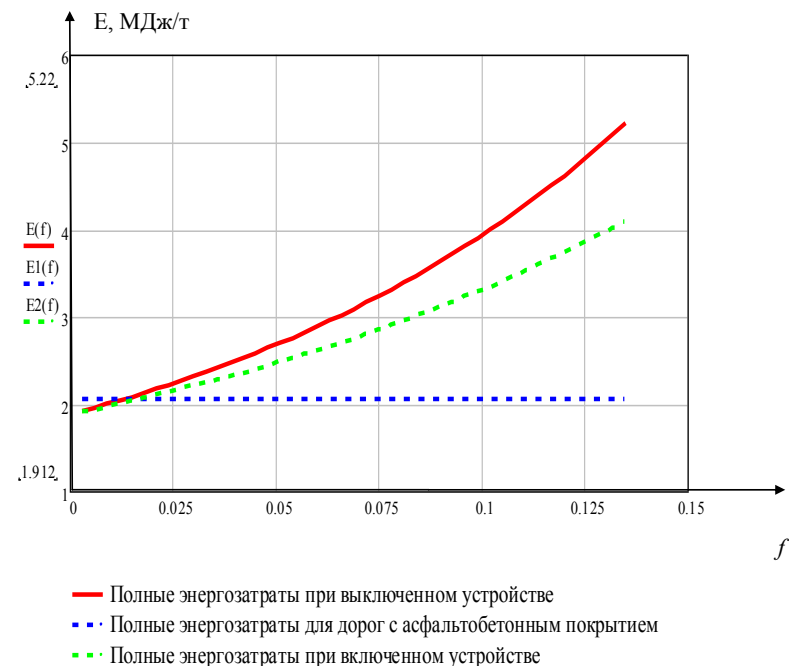


Рис. 4.3. Зависимость полных удельных энергозатрат транспортного средства от состояния дорожного покрытия

Анализируя полученные данные (рис. 4.3), необходимо отметить, что при ухудшении дорожных условий полные удельные энергетические затраты транспортного средства возрастают по экспоненциальной зависимости. В случае использования ТТДУ изменение полных удельных энергетических затрат увеличивается, но с меньшим коэффициентом возрастания. Таким образом, использование ТТДУ позволяет снизить полные удельные энергетические затраты в большей степени при движении транспортного средства по гравийно-щебеночным дорогам на 13,3 %, грунтовыми – на 20,2 %.

Объективная оценка состояния дорог с учетом коэффициента состояния дорог позволяет контролировать энергозатра-

ты при транспортно-технологическом обеспечении, то есть:

$$E_n = f(K_{сд}).$$

В общем случае коэффициент состояния дороги в зависимости от условий эксплуатации можно определить следующим образом:

$$K_{сд} = \frac{\varphi_{сцс}}{\varphi_{сцн}}. \quad (4.35)$$

За коэффициент сцепления нормального состояния дороги примем дорогу, у которой данный коэффициент наибольший. Влияние коэффициента состояния дорог на полные энергозатраты лучше всего проследить по номограмме, составленной для автомобиля КАМАЗ-45143 с прицепом НЕФАЗ-8560-02 при движении без груза ($\gamma = 0$) и с грузом ($\gamma = 1$) (рис. 4.4). Для построения номограммы использовались данные, полученные с помощью навигационной системы слежения мониторинга транспорта. Предлагаемая номограмма позволяет определить полные удельные энергозатраты транспортного средства при перевозке груза в конкретных дорожных условиях эксплуатации. При коэффициенте состояния дороги $K_{сд} = 0,43$, что соответствует грунтовой дороге после дождя, при движении автомобиля со скоростью 55 км/ч с грузом полные удельные энергозатраты составят 3,7 МДж/т, а при использовании ТТДУ уменьшатся до 3,2 МДж/т, что составит 14 %. Поэтому при планировании транспортно-технологического обеспечения в АПК ДФО необходимо учитывать состояние дорог в зависимости от условий эксплуатации.

Использование полученных результатов исследования при планировании доставки грузов даст возможность наиболее точно определить пути снижения энергетических затраты, что позволит снизить транспортные расходы и, как следствие, повысить эффективность использования транспортных средств на предприятиях АПК.

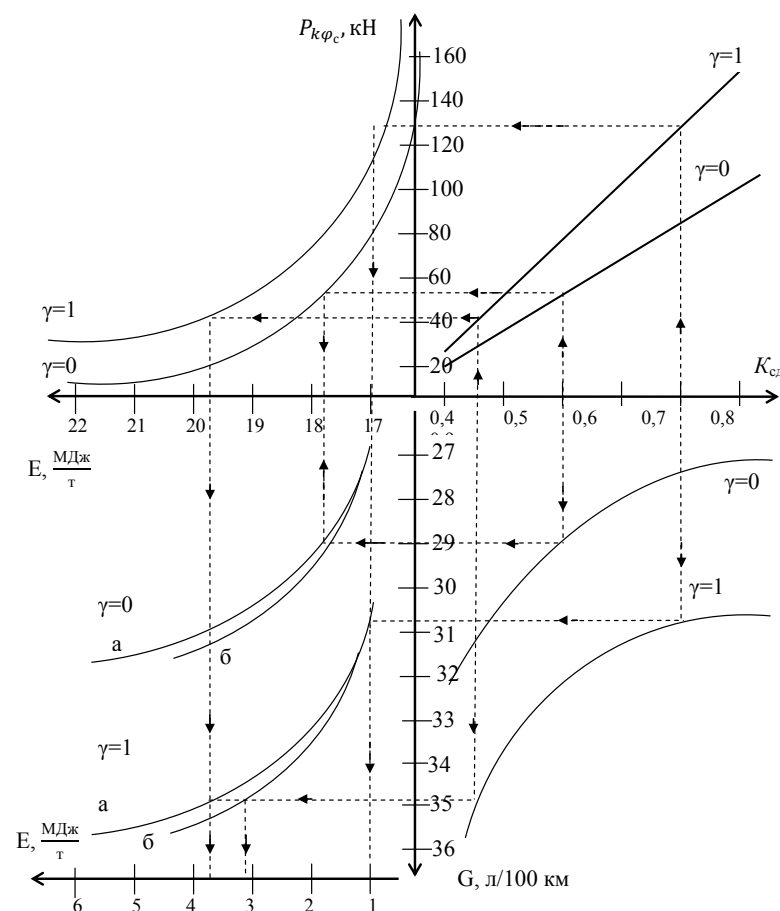


Рис. 4.4. Влияние коэффициента состояния дорог на полные удельные энергозатраты транспортного средства:
а) при выключенном ТТДУ; б) при включенном ТТДУ

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

На основании выполненной работы можно сделать следующие выводы.

1. Выявлено, что большая часть транспортных работ в ДФО (35–40 %) выполняется тракторными агрегатами на базе колесных тракторов класса 1,4, которые имеют низкие тягово-сцепные свойства на переувлажненных почвах вследствие буксования их ведущих колес.

2. В результате анализа исследований кинематики движения тракторно-транспортных агрегатов и способов повышения их тягово-сцепных свойств установлено, что перспективным направлением их совершенствования является установка устройств, позволяющих перераспределить часть нагрузки с колес прицепа на ведущие колеса трактора.

3. Теоретическими исследованиями установлено, что на тягово-сцепные свойства и производительность тракторно-транспортного агрегата при криволинейном движении значительное влияние оказывают положение точки прицепа транспортного агрегата и величина дополнительной нагрузки на ведущие колеса трактора. Установлены математические зависимости данных показателей.

4. Получены аналитические выражения для определения величины касательной силы тяги ведущих колес, их буксования и производительности тракторно-транспортного агрегата с учетом величины смещения точки прицепа транспортного агрегата и изменения дополнительной нагрузки в шарнире сцепки. Разработана номограмма для определения производительности ТТА в зависимости от дополнительной нагрузки в шарнире сцепки.

5. Разработано устройство, позволяющее изменять положение точки прицепа и величину дополнительной нагрузки на ведущие колеса трактора, работающие в автоматическом режиме. Получены аналитические зависимости для определения его конструктивных параметров, обеспечивающих снижение буксования ведущих колес трактора на 24 % при криволинейном движении тракторно-транспортного агрегата.

6. Установлены зависимости и закономерности изменения величины буксования, скорости движения тракторно-транс-

портного агрегата, сцепного веса трактора от величины смещения точки прицепа и дополнительной нагрузки на крюке при его криволинейном движении. Определено, что при тяговом усилии 5,88 кН и при изменении дополнительной нагрузки до 14,7 кН буксование тракторно-транспортного агрегата уменьшается до 5 %, рабочая скорость увеличивается до 2,6 км/ч, при этом производительность возрастает до 9,0 т·км/ч.

7. Установлено, что использование тракторно-транспортного агрегата на базе колесного трактора класса 1,4 с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа снижает уплотнение почвы при криволинейном движении тракторно-транспортного агрегата на 11,67 % и ее твердость на 18 %.

8. Производственная проверка показала, что использование тракторно-транспортного агрегата, состоящего из трактора МТЗ-80 и серийного прицепа 2ПТС-4 с корректором сцепного веса и меняющейся точкой прицепа, позволяет увеличить транспортную скорость на 31 % при снижении буксования на 5 %, увеличить тяговую мощность на 30 % при различных дополнительных нагрузках по сравнению с серийным транспортным агрегатом без дополнительных приспособлений.

9. Использование трактора МТЗ-80 с прицепом, имеющим корректор сцепного веса и меняющуюся точку прицепа, дает экономию эксплуатационных издержек 40 % и полных энергозатрат 21,75 МДж/ткм.

10. Повысить проходимость автопоездов с прицепными системами по дорогам с меняющимся коэффициентом сцепления предлагается за счет использования ТТДУ, что позволяет повышать сцепной вес на ведущих колесах буксирующего транспортного средства путем перераспределения его с колес прицепа до 45 %.

11. Определена степень влияния состояния дорожного покрытия на показатели топливной экономичности и оценены полные энергозатраты при перевозке грузов автомобильным транспортом для случаев включенного и выключенного ТТДУ. При изменении типа и состояния дорожного покрытия полные энергетические затраты транспортного средства изменяются по экспоненциальной зависимости. Использование ТТДУ позволяет снизить полные удельные энергозатраты в большей степени при движении транспортного средства по гравийно-щебеночным дорогам на 13,3 %, грунтовыми – на 20,2 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин, Я. С. Проходимость автомобилей / Я. С. Агейкин. – М. : изд-во «Машиностроение», 1981. – 231 с.
2. Завалишин, Ф. С. Исследования работы различных схем тракторного транспорта в труднопроходимых дорожных условиях / Ф. С. Завалишин, А. Е. Волощенко // Сб. науч. тр. Воронежского с.-х. ин-та им. К. Д. Глинки. – Воронеж, 1974. – С. 11–15.
3. Августинович, К. И. Определение спонтанного перераспределения нагрузки на колеса трактора К-700 / К. И. Августинович, В. Г. Кузьминский // Исследования по механизации и электрификации сельского хозяйства : сб. науч. тр. – Киев, 1968. – С. 10–19.
4. Агеев, Л. Е. Эксплуатация энергонасыщенных тракторов / Л. Е. Агеев, С. Х. Бахриев. – М. : изд-во «Агропромиздат», 1991. – 271 с.
5. Алтосар, З. А. Тяговые показатели трактора с прицепным ведущим мостом в условиях Эстонской ССР / З. А. Алтосар // Записки Ленинградского СХИ : сб. науч. тр. – Ленинград, 1976. – Т. 97. – С. 223–233.
6. Амурская область. Юбилейный статистический справочник / Ам. обл. ком-т гос. ст-ки. – Благовещенск, 2012. – 63 с.
7. Амурский статистический ежегодник / Ам. обл. ком-т гос. ст-ки. – Благовещенск, 2013. – 400 с.
8. Амурский статистический ежегодник / Ам. обл. ком-т гос. ст-ки. – Благовещенск, 2014. – 378 с.
9. Амурский статистический ежегодник / Ам. обл. ком-т гос. ст-ки. – Благовещенск, 2015. – 363 с.
10. Амурский статистический ежегодник / Ам. обл. ком-т гос. ст-ки. – Благовещенск, 2016. – 417 с.
11. Амурский статистический ежегодник / Ам. обл. ком-т гос. ст-ки. – Благовещенск, 2015. – 365 с.
12. Анилович, В. Я. Метод расчета колебаний трактора при езде по неровностям / В. Я. Анилович // Тракторы и сельхозмашины. – 1963. – № 12. – С. 52–57.

13. Анилович, В. Я. О колебаниях колесного трактора при езде по неровностям / В. Я. Анилович // Тракторы и сельхозмашины. – 1961. – № 10. – С. 32–36.
14. Анилович, В. Я. О методе расчета колебаний скоростных тракторов при езде по неровностям / В. Я. Анилович // Тракторы и сельхозмашины. – 1965. – № 6. – С. 26–31.
15. Антонов, Д. А. Об углах поворота управляемых колес многоосных автомобилей / Д. А. Антонов // Автомобильная промышленность. – 1966. – № 2. – С. 23–26.
16. Атаманов, Ю. Е. Влияние средств повышения проходимости на радиус поворота колесного трактора / Ю. Е. Атаманов, А. Б. Бруек // Вопросы проходимости сельскохозяйственных машин : сб. науч. тр. БСХИ. – Благовещенск, 1981. – С. 10–14.
17. Бабков, В. Ф. Проходимость колесных машин по грунту / В. Ф. Бабков. – М. : изд-во «Автотрансиздат», 1969. – 185 с.
18. Баранович, Б. М. Тракторные средства в сельском хозяйстве и их использование / Б. М. Баранович. – М. : изд-во «Агропромиздат», 1980. – 265 с.
19. Баранский, А. Н. Улучшение эксплуатационных показателей и использования колесных тракторов / А. Н. Баранский. – Минск : изд-во «Урожай», 1968. – 255 с.
20. Бартаханов, П. В. Исследование устойчивости движения и управляемости колесного трактора в условиях эксплуатации / П. В. Бартаханов // Научные основы повышения рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов : сб. науч. тр. – М. : Колос, 1965. – С. 175–179.
21. Баутин, В. М. Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства / В. М. Баутин, В. Е. Бердышев, Д. С. Буклагин [и др.]. – М. : изд-во «Колос», 2000. – 536 с.
22. Блох, З. Ш. Кинематика поворота / З. Ш. Блох // Сельскохозяйственная машина : сб. науч. тр. – 1937. – № 1. – С. 23–27.
23. Болотов, А. К. Эксплуатация сельскохозяйственных тракторов / А. К. Болотов, А. М. Гуревич, В. И. Фортуна. – М. : изд-во «Колос», 1994. – 495 с.
24. Бубнов, В. З. Эксплуатация машинно-тракторного парка / В. З. Бубнов, М. В. Кузьмин. – М. : изд-во «Колос», 1980. – 231 с.

25. Бурков, К. В. Повышение проходимости и совершенствование конструкций тракторов / К. В. Бурков. – Л. : ЛСХИ, 1980. – 160 с.

26. Быков, Н. И. О новых подходах к производственной эксплуатации машинно-тракторных агрегатов / Н. И. Быков // сб. науч. тр. ВИМ. – М., 2000. – С. 138–144.

27. Веденяпин, Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. В. Веденяпин. – М. : изд-во «Колос», 1973. – 199 с.

28. Веденяпин, Г. В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. Г. Сергеев. – М. : изд-во «Колос», 1968. – 338 с.

29. Власов, В. А. Результаты урожайности сельскохозяйственных культур по следам движителей / В. А. Власов // Улучшение агротехнической проходимости машин : сб. науч. тр. Саратовского СХИ. – Саратов, 1991. – С. 38–41.

30. Власов, В. А. Улучшение проходимости колесных движителей по слабонесущим грунтам / В. А. Власов // Организация технологических и механизированных мелиоративных работ : сб. науч. тр. Саратовского сельскохозяйственного института. – Саратов, 1993. – С. 37–40.

31. Власов, Н. С. Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники / Н. С. Власов. – М. : изд-во «Колос», 1968. – 223 с.

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

33. Водяник, И. И. Сцепные свойства колеса с пневматической шиной / И. И. Водяник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – № 4. – С. 20–23.

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

35. Войтиков, А. В. О влиянии ширины и наружного диаметра шины на тягово-сцепные качества колес / А. В. Войтиков, В. П. Бойков, А. М. Кривицкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982. – № 9. – С. 11–12.

36. Генних, М. Э. Сцепление автомобильного колеса с

деформируемым грунтом при начале буксования / М. Э. Генних // Сб. науч. тр. МАДИ. – М., 1958. – Вып. 22. – С. 24–29.

37. Геращенко, В. В. Устройство для регулирования сцепного веса трактора / В. В. Геращенко, П. В. Жадик, А. В. Жадик // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 5. – С. 14–15.

38. Геращенко, В. В. Устройство для регулирования сцепного веса трактора при заданной глубине обработки почвы / В. В. Геращенко, П. В. Жадик, А. В. Жадик // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – № 3. – С. 27–28.

39. Гидроклиматические ресурсы Амурской области. – Благовещенск : Хаб. кн. изд-во, 1983. – 68 с.

40. Гольд, Б. В. Конструирование и расчет автомобиля / Б. В. Гольд. – М. : изд-во «Машгиз», 1962. – С. 461.

41. Горшков, Ю. Г. Повышение тягово-сцепных свойств колесных машин / Ю. Г. Горшков, А. В. Богданов, Ю. И. Аверьянов [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. – № 12. – С. 20–22.

42. Государственная программа Сахалинской области «Развитие в Сахалинской области сельского хозяйства и регулирование рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2014–2020 годы»: постановление Правительства Сахалинской области от 06.08.2013 г. № 427 (в редакции от 24.08.2016 г. № 419). – Режим доступа : <http://www.doc.dumasakhalin.ru> (дата обращения: 03.10.2017).

43. Государственная программа Сахалинской области «Развитие транспортной инфраструктуры и дорожного хозяйства Сахалинской области на 2014–2022 годы»: постановление Правительства Сахалинской области от 6 августа 2013 г. № 426 (в редакции от 30.12.2016 г. № 693). – Режим доступа : <http://www.doc.dumasakhalin.ru> (дата обращения: 03.10.2017).

44. Гребнегрядовая технология возделывания сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке / под ред. академика ВАСХНИЛ Г. Т. Казьмина. – Хабаровск : кн. изд-во, 1979. – 146 с.

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

46. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория / А. И. Гришкевич. – Минск : изд-во «Высшая школа», 1986. – 207 с.
47. Гуревич, А. М. Тракторы и автомобили / А. М. Гуревич, Е. М. Сорокин. – М. : изд-во «Колос», 1979. – 479 с.
48. Гуревич, А. М. Тракторы и автомобили / А. М. Гуревич. – М. : изд-во «Колос», 1983. – 336 с.
49. Диденко, Н. К. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Н. К. Диденко. – Киев : изд-во «Высшая школа», 1977. – 392 с.
50. Доклад о состоянии земель сельскохозяйственного назначения Российской Федерации в 2015 году. – М. : ФГБНУ «Росинформаротех», 2017. – 196 с.
51. Дрейнер, Н. Прикладной регрессивный анализ / Н. Дрейнер, Г. Смит. – М. : изд-во «Финансы и статистика», 1987. – 349 с.
52. Евграфов, А. Н. Аэродинамика колесного транспорта / А. Н. Евграфов, М. С. Высоцкий. – Минск : изд-во «Белавто-тракторостроение», 2001. – 368 с.
53. Евдокимов, В. Г. Методы повышения тягово-сцепных свойств транспортных средств / В. Г. Евдокимов, С. В. Щитов, З. Ф. Кривуца // Двойные технологии. – 2012. – № 2. – С. 75–77.
54. Емельянов, А. М. Обоснование выбора математической модели переувлажненных почв Дальнего Востока / А. М. Емельянов // Механизация и электрификация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. – 1996. – № 2. – С. 28–30.
55. Ешеев, С. Б. О последствиях уплотнения почвы движителями машинно-тракторных агрегатов / С. Б. Ешеев, С. Ф. Калашников // Проблема воздействия движителей на почву и эффективное направление ее решения : тез. доклад. метод. науч.-практ. конф. – М., 1998. – С. 68–69.
56. Жадик, П. В. Автоматический корректор вертикальных нагрузок по буксованию / П. В. Жадик, А. В. Жадик, М. Е. Лустенков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 4. – С. 24–25.
57. Жилин, А. П. Тракторы на транспортных работах / А. П. Жилин. – Минск : изд-во «Сельхозгиз», 1972. – 68 с.

58. Завалишин, Ф. С. Методы исследования по механизации сельского хозяйства / Ф. С. Завалишин, М. Г. Мацнев. – М. : изд-во «Колос», 1982. – 231 с.
59. Закин, Я. Х. Автомобильные поезда / Я. Х. Закин // Развитие конструкции автомобилей : сб. науч. тр. – М. : изд-во «Машгиз», 1955. – С. 38–43.
60. Закин, Я. Х. О причине возникновения влияний прицепов / Я. Х. Закин // Автомобильная промышленность. – 1959. – № 1. – С. 9–12.
61. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – М. : изд-во «Машгиз», 1959. – 236 с.
62. Золоторевская, Д. И. Математические методы оценки тяговых свойств и уплотняющего воздействия на почву колесных тракторов / Изв. ТСХА. – 2000. – № 2. – С. 160–180.
63. Иларионов, В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. А. Иларионов. – М. : изд-во «Машиностроение», 1966. – 238 с.
64. Иофинов, С. А. Кинематика тракторных агрегатов при переменном радиусе поворота / С. А. Иофинов // Земледельческая механика : сб. науч. тр. – М. : изд-во «Сельхозиздат», 1961. – Т. 6. – С. 256–282.
65. Иофинов, С. А. Технология производства тракторных работ / С. А. Иофинов. – М. : изд-во «Сельхозгиз», 1959. – 262 с.
66. Ишлинский, А. Ю. Теория движения прицепа трактора / А. Ю. Ишлинский // Сельскохозяйственная машина : сб. науч. тр. – 1938. – № 1. – С. 23–26.
67. Казанов, Г. И. Влияния прохода тракторов на почву и урожай яровой пшеницы / Г. И. Казанов // Проблемы снижения уплотняющего воздействия на почву ходовых систем тракторов, мобильной сельскохозяйственной техники и рабочих органов почвообрабатывающих машин : сб. науч. тр. – Киев, 1982. – С. 77–80.
68. Кацыгин, В. В. Воздействие колесных ходовых систем на почву / В. В. Кацыгин, А. Н. Орда // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1981. – № 4. – С. 41–49.
69. Кацыгин, В. В. Повышение эффективности использования машинно-тракторного парка / В. В. Кацыгин, М. С. Криенко, Е. С. Мельников. – Минск : изд-во «Урожай», 1982. – 168 с.

70. Кислов, А. Ф. Определение кинематических показателей машинно-тракторного агрегата графическим способом / А. Ф. Кислов // Механизация возделывания и уборки зерновых и сои на Дальнем Востоке : сб. науч. тр. – Благовещенск : БСХИ, 1992. – С. 39–43.

71. Климанов, А. В. Повышение проходимости и тягово-сцепных свойств сельскохозяйственных тракторов / А. В. Климанов. – Куйбышев : изд-во Ульяновского сельскохоз. ин-та, 1982. – 93 с.

72. Климанов, А. В. Уплотняющее воздействие ходовых систем машин на почвы среднего Поволжья / А. В. Климанов. – Куйбышев : изд-во Ульяновского сельскохоз. ин-та, 1989. – 60 с.

73. Климанов, А. В. Повышение проходимости и тягово-сцепных свойств сельскохозяйственных тракторов / А. В. Климанов. – Куйбышев : изд-во «Волжская коммуна», 1982. – 93 с.

74. Колобов, Г. Г. Тяговые характеристики тракторов / Г. Г. Колобов, А. П. Парфенов. – М. : изд-во «Машиностроение», 1972. – 151 с.

75. Коновалов, В. Ф. К теоретическому обоснованию комплектования машинно-тракторных агрегатов / В. Ф. Коновалов // Труды Пермского СХИ. – 1963. – Т. 20. – С. 63–67.

76. Коновалов, В. Ф. Результаты экспериментального изучения динамической устойчивости колесных тракторов / В. Ф. Коновалов // Повышение рабочих скоростей тракторов и сельскохозяйственных машин : сб. науч. тр. – М. : ЦИНТИАМ, 1963. – № 4. – С. 75–77.

77. Коновалов, В. Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов / В. Ф. Коновалов. – Пермское кн. изд-во, 1969. – 444 с.

78. Кононов, А. М. Направление исследований проходимости тракторов «Беларусь» / А. М. Кононов // Материалы научн.-техн. конф. Горки. – М., 1972. – С. 21–29.

79. Концепция устойчивого развития сельских территорий Российской Федерации на период до 2020 года: распоряжение Правительства Российской Федерации от 30 ноября 2010 г. № 2136-р // Собр. законодательства РФ. – 2010. – № 50. – Ст. 6748.

80. Косачев, Г. Г. Экономическая оценка новой техники / Г. Г. Косачев, Е. М. Самойленко // Техника в сельском хозяйстве. – 1985. – № 3. – С. 32–34.

81. Краюхин, Г. А. Экономическая эффективность изобретений и рационализаторских предложений / Г. А. Краюхин. – Л. : изд-во «Лениздат», 1983. – 120 с.

82. Ксенович, И. П. Тракторы МТЗ-80 и его модификации / И. П. Ксенович, П. А. Амельченко, Н. П. Степанюк. – М. : изд-во «Агропромиздат», 1991. – 396 с.

83. Ксенович, И. П. Тракторы: конструкция / И. П. Ксенович. – М. : изд-во «Агропромиздат», 2000. – 297 с.

84. Ксенович, И. П. Ходовая система – почва – урожай / И. П. Ксенович, В. Л. Скотников. – М. : изд-во «Агропромиздат», 1985. – 304 с.

85. Кудинов, П. А. Определение реакций почвы, действующих на колеса трактора при боковом уводе / П. А. Кудинов // Исследования по механизации и электрификации сельского хозяйства : сб. науч. тр. – Киев, 1968. – С. 20–26.

86. Кутько, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутько. – М. : изд-во «Колос», 2004. – 504 с.

87. Кычев, В. Н. Об ошибочности отождествления коэффициента сцепления и удельной силы тяги движителей автомобилей и тракторов / В. Н. Кычев // Вестник Челябинского агроинженерного университета : сб. науч. тр. – Челябинск, 2001. – № 34. – С. 112–114.

88. Литвинов, А. С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : изд-во «Машиностроение», 1989. – 240 с.

89. Литвинов, А. С. Шасси автомобиля / А. С. Литвинов, Р. В. Ротенберг, А. К. Фрумкин. – М. : изд-во «Машгиз», 1963. – 504 с.

90. Лихачев, В. С. Испытания тракторов : учебное пособие для вузов / В. С. Лихачев. – М. : изд-во «Машиностроение», 1974. – 288 с.

91. Метелицин, И. И. Устойчивость движения автомобиля / И. И. Метелицин // Украинский математический журнал. – 1952. – Т. 4. – № 3. – С. 323–338.

92. Метелицин, И. И. Устойчивость движения автомобиля / И. И. Метелицин // Украинский математический журнал. – 1953. – Т. 5. – № 1. – С. 80–92.

93. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. – М. : изд-во ВИМ, 1995. – 95 с.

94. Методические рекомендации по определению показателей энергоемкости производства сельскохозяйственной продукции. – М. : изд-во ВИЭСХ, 1990. – 93 с.

95. Методические указания по экономической оценке новой сельскохозяйственной техники. – М. : изд-во «Колос», 1982. – 186 с.

96. Милько-Черноморец, Н. А. Исследование работы тракторного транспортного агрегата / Н. А. Милько-Черноморец. – Минск : изд-во сельскохозяйственной литературы БССР, 1962. – 40 с.

97. Миранюк, С. К. Использование транспорта в сельском хозяйстве / С. К. Миранюк. – М. : изд-во «Колос», 1982. – 84 с.

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

99. Митропольский, А. К. Техника статистических вычислений / А. К. Митропольский. – М. : изд-во «Физматгиз», 1961. – 240 с.

100. Надыкто, В. Т. Поворотливость МТА на основе трактора ХТЗ-120 / В. Т. Надыкто, С. И. Лисицкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 11. – С. 20–21.

101. Никифоров, А. Н. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве / А. Н. Никифоров, В. А. Токарев, В. А. Борзенков ; под общ. ред. А. Н. Никифорова. – М. : ВИМ, 1995. – 96 с.

102. Николаенко, А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М. : Колос, 1984. – 335 с.

103. Нуруллин, Р. Г. Способы регулирования пятна контакта шины с почвой / Р. Г. Нуруллин, И. С. Возовик, А. Х. Зима-

гулов // Сб. науч. тр. МСХ СССР. – 1981. – Т. 155. – С. 36–38.

104. О развитии сельского хозяйства: федер. закон от 29.12.2006 г. № 264 // Собр. законодательства РФ. – 2007. – № 1. – Ст. 27.

105. О развитии сельскохозяйственного производства на Дальнем Востоке. – Режим доступа : <http://agronomy.ru/> (дата обращения: 01.10.2017).

106. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / под ред. профессора В. А. Скотникова. – М. : изд-во «Агропромиздат», 1985. – 384 с.

107. Официальная статистика / Промышленное производство/ Сельское хозяйство, охота и лесное хозяйство Сахалинской области. – Режим доступа : <http://sakhalinstat.gks.ru/> (дата обращения: 01.10.2017).

108. Официальная статистика/ Промышленное производство/ Сельское хозяйство, охота и лесное хозяйство Российской Федерации. – Режим доступа : <http://gks.ru/> (дата обращения: 30.09.2017).

109. Певзнер, Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М. : изд-во «Машгиз», 1947. – 156 с.

110. Петрушов, В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности / В. А. Петрушов // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 12. – С. 46–58.

111. Плясецкий, В. В. Влияние гидробалластирования шин на сопротивление перекачиванию / В. В. Плясецкий, В. И. Белковский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 10. – С. 58–59.

112. Поляк, А. Я. Справочник по скоростной сельскохозяйственной технике / А. Я. Поляк, А. Д. Щупак, Н. М. Антышев [и др.]. – М. : изд-во «Колос», 1983. – 271 с.

113. Пospelов, Ю. А. Устойчивость трактора / Ю. А. Пospelов. – М. : изд-во «Машиностроение», 1968. – 247 с.

114. Ротенберг, Р. В. Развитие теории автомобиля в условиях применения ЭВМ / Р. В. Ротенберг // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 9. – С. 37–40.

115. Русанов, В. А. Вопросы воздействия движителей на почву (допустимый уровень, методы контроля, требования к движителям, пути их создания) / В. А. Русанов //

Проблемы механизации сельскохозяйственного производства. – Ч. 1. – М. : ВИМ, 1990. – С. 58–59.

116. Русков, В. А. Оценка влияния движителей различных типов на изменение характеристик почвы / В. А. Русков, И. С. Небогин, И. Р. Ильченко [и др.] // Труды ВИМ. – М., 1982. – Т. 92. – С. 143–162.

117. Система земледелия Сахалинской области: раздел 15 «Система машин» / подготовил В. М. Кузнецов / под общ. ред. В. А. Чувиловой, зам. дир. ФГБНУ «СахНИИСХ», канд. с.-х. наук. – Южно-Сахалинск, 2016. – С. 402–442.

118. Система земледелия Сахалинской области: рекомендации / ВАСХНИЛ, Сиб. отд-ние Сах. фил. ДальНИИСХ. – Новосибирск, 1989. – 252 с.

119. Система технологий и машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 2001...2005 годы / под общ. ред. Б. И. Кашпуры, Ю. В. Терентьева. – Благовещенск : изд-во ДальГАУ, 2001. – 280 с.

120. Система технологий и машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 2006...2010 годы / под общ. ред. И. В. Бумбара, Б. И. Кашпуры, Ю. В. Терентьева. – Благовещенск : ДальГАУ, 2006. – 312 с.

121. Скотников, В. А. Проблемы современного сельскохозяйственного машиностроения / В. А. Скотников, А. А. Мошенский, М. А. Разумовский, Л. К. Чучалин. – Минск : изд-во «Высшая школа», 1983. – 208 с.

122. Скотников, В. А. Проходимость машин / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. – Минск : изд-во «Наука и техника», 1982. – 328 с.

123. Скотников, В. А. Пути развития производственных МТА с высокими экологическими свойствами / В. А. Скотников, П. Н. Синкевич, Н. Н. Быков. – Минск : изд-во Бел. НИИНТИ, 1986. – 30 с.

124. Скотников, В. А. Тракторы и автомобили / под ред. В. А. Скотникова. – М. : изд-во «Агропромиздат», 1985. – 440 с.

125. Слюсаренко, В. В. Влияние нагрузки на колесо и давление в шине на площадь пятна контакта / В. В. Слюсаренко, О. А. Малыхин // Улучшение агротехнической проходимости машин : сб. науч. тр. – Саратов, 1991. – С. 29–38.

126. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1981. – 270 с.

127. Состояние сельского хозяйства Амурской области за 1995–2001 годы. – Благовещенск, 2002. – 39 с.

128. Среднесуточная научно-техническая программа разработок систем технологий и машин для растениеводства, повышения технологий и технического уровня производства на 1996–2000 гг.: рекомендации / Б. И. Кашпура, А. Б. Жирнов, А. Ф. Кислов [и др.]. – Благовещенск : ДальГАУ, 1996. – 120 с.

129. Старжинский, В. М. Теоретическая механика / В. М. Старжинский. – М. : изд-во «Наука», 1980. – 464 с.

130. Сухомиров, Г. И. Современное состояние сельского хозяйства и пищевой промышленности Дальнего Востока России / Г. И. Сухомиров, Н. В. Глаз // ИЭИ ДВО РАН «Регионалистика : Экономика и экономические науки» // Электронный научный журнал. – 2016. – № 4. – С. 31–40.

131. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М. : изд-во «Высшая школа», 1986. – 416 с.

132. Таяновский, Г. А. Влияние активизации колес сцепного состава на проходимость и технико-экономические показатели тракторного поезда / Г. А. Таяновский // Вопросы проходимости сельскохозяйственных машин : сб. науч. тр. БСХИ. – Благовещенск, 1981. – С. 3–9.

133. Терсков, Г. Д. Графоаналитическое определение траектории движения передка при прямолинейном движении ведущей точки / Г. Д. Терсков // Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин : сб. науч. тр. – Л. : изд-во «Сельхозгиз», 1936. – Т. 3. – С. 373–383.

134. Толочек, Н. Н. Эффективность использования сельскохозяйственной техники / Н. Н. Толочек // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 10. – С. 21–22.

135. Тракторы: Теория / под ред. В. В. Гуськова. – М. : изд-во «Машиностроение», 1988. – 374 с.

136. Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский [и др.]. – М. : изд-во «Машиностроение», 1989. – 240 с.

137. Трепенков, И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И. И. Трепенков. – М. : изд-во «Машгиз», 1963. – 283 с.

138. Трофименко, И. А. Исследование влияния конструктивных параметров полунавесного прицепа на проходимость / И. А. Трофименко, В. В. Яцкевич // Вопросы проходимости машин : сб. науч. тр. БСХИ. – Благовещенск, 1980. – С. 17–20.
139. Трофимова, Т. И. Курс физики / Т. И. Трофимова. – М. : изд-во «Высшая школа», 2003. – 542 с.
140. Ульянов, Ф. Г. Повышение проходимости и тягово-сцепных свойств колесных тракторов на пневматических шинах / Ф. Г. Ульянов. – М. : изд-во «Машиностроение», 1964. – 136 с.
141. Уткин, О. А. Некоторые аспекты проблемы снижения удельного давления ходовых систем сельскохозяйственных тракторов и машин на почву / О. А. Уткин // Тезисы докладов. – Киев, 1975. – С. 17–20.
142. Фалькевич, Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М. : изд-во «Машгиз», 1963. – 375 с.
143. Фрумкин, А. К. Автомобили высокой проходимости / А. К. Фрумкин. – М. : изд-во «Машгиз», 1962. – 298 с.
144. Хабатов, Р. Ш. Закономерности деформирования тракторных колес с пневматическими шинами / Р. Ш. Хабатов, Д. И. Золотаревская, В. Н. Матвеев [и др.] // Известия ТСХА, сб. науч. тр. – 1987. – № 3. – С. 173–180.
145. Чайка, А. К. Пути инновационной деятельности аграрной науки в АПК Дальневосточного региона / А. К. Чайка // Инновационная деятельность аграрной науки в Дальневосточном регионе : сб. науч. тр. // Россельхозакадемия. Дальневост. региональный науч. центр. Примор. НИИСХ. – Владивосток : Дальнаука, 2011. – С. 3–27.
146. Чайка, А. К. Приоритетные направления в развитии агропромышленного комплекса Дальнего Востока России / А. К. Чайка, А. Г. Клыков // Вестник ДВО РАН. – 2016. – № 2. – С. 24–30.
147. Чудаков, Д. А. Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов / Д. А. Чудаков. – М. : изд-во «Машгиз», 1954. – 324 с.
148. Чудаков, Е. А. Циркуляция мощности в системе без дифференциальной тележки с активным приводом / Е. А. Чудаков. – Л. : изд-во АН СССР, 1947. – 179 с.

149. Чудаков, Е. А. Расчет автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : изд-во «Машгиз», 1947. – 321 с.
150. Шарипов, В. М. Ведущие мосты тракторов / В. М. Шарипов. – М. : МГТУ, изд-во «МАМИ», 1998. – 72 с.
151. Шульман, Н. К. Амурская область. Опыт энциклопедического словаря / Н. К. Шульман, В. В. Воробьев, А. П. Деревянко. – Амурское отд. Хабаровского кн. изд-ва, 1989. – 416 с.
152. Щитов, С. В. Зависимость тягово-сцепных свойств трактора от площади контакта колеса с почвой / С. В. Щитов // Техника в сельском хозяйстве. – 2002. – № 5. – С. 6–9.
153. Щитов, С. В. Повышение производительности колесных тракторов / С. В. Щитов // Техника в сельском хозяйстве. – 2004. – № 1. – С. 38.
154. Щитов, С. В. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата / С. В. Щитов, И. Д. Темнюк // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – № 10. – С. 34–35.
155. Щитов, С. В. Результаты экспериментальных исследований трактора «Кировец» с различной шириной колеи передних и задних колес / С. В. Щитов, А. А. Пендюков, Н. В. Федорова // Механизация и электрификация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве : сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск, 1998. – С. 26–27.
156. Чернышов, В. А. Тяговый расчет и тяговые испытания трактора : учеб. пособие для ВУЗов по спец. механизация сел. хоз-ва / Моск. ин-т инженеров с.-х. пр-ва им. В. П. Горячкина. – М. : МИИСП, 1986. – 96 с.
157. Яценко, С. В. Исследование тягово-сцепных свойств колесного трактора класса 1,4 с корректором сцепного веса в условиях Амурской области : дис. ... канд. техн. наук. – Благовещенск, 2007. – 144 с.
158. Becker G., Fromm H., Maruhn H., Schwingungen in Automobillenkungen («Shimmy»). – Berlin, 1981. – 150 s.
159. Bekker M. Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility, Michigan, 1996.
160. Birger M. Traktorulukkeneogdefaktoranesomaukarelevinkarfaren for slikeulukker. MeldingerfraMorges Landbrukshgskole, 1983. – 42. – № 4.

161. Bondarev A. G., Medvedev V. V., Rusanov V. A. Soil Compaction Due to Agricultural Machines: the State of the Problem and Ways to Solve it Problems of Soil Science // Soviet Pedologists to the XIV-th international Congress of Soil Science. – Nauka, 1999. – P. 23–29.

162. Brongniart M. La securite et le confort sur les tracteurs. Marchand – reparatur de tracteurs et machines agricoles, 1983. – 39. – № 6.

163. Buckingham F. Do You Sell Safety with Your Tractors? «Implement and Tractor», 1990. – 75. – № 14.

164. Caramavry N. Stabilitate longitudinală a tractoarelor pe pământ. «Metalurgias Constructia de Masini», 1992. – 14. – № 9.

165. Efficiency of Application of Standards Regulating Permissible Pressure on Soil by Field Mechanics / Nikiforov A. N., Rusanov V. A., Bondarev A. G., Medvedev V. V. // International Conference «Protection of Soil Environment by Compaction and Proper Soil Tillage». Melitopol, Ukraine, 1993. – Vol. 1. – P. 41–45.

166. Gill W.R. Economic assessment of soil compaction // In: «Compaction of agricultural soil», ASAE, 1981. – P. 431–458.

167. Gough J. Tractors Overturning. «Farm Mechanization», 1990. – 12. – № 129.

168. Grecenko A. Riditelnost i stabilitat kolovych traktorov. «Zemel'skaya Tekhnika», 1991. – 7 (34). – № 6.

169. Gyozo G. A traktorok felborulása sokk és a katasztrófa megelőzése. «Mezőgazdasági», 1991. – 1. – № 7.

170. Gyozo G. A traktorok stabilitása és a felborulás megelőzése. «Munkavédelem», 2002. – 8. – № 4–5.

171. Hart W. E., Freeland R.S. On dynamic characteristics of Wheeled tractors // Vehicle system dynamics, 2014/17/ Suppl. – 541 p.

172. Jindra F. Traktor and Semi – Trailer Handling «Automobile Engineer», 2013. – 53. – № 11.

173. Lines J. A., Murphy K. The stiffness of agricultural tractor tires // J. Terramech. – 2015. – 28. – № 1. – P. 49–64.

174. Lohr L. Schlepper im Gelände zwischen 15 % und 30 % Steigung. «Technik und Landwirtschaft», 2014. – № 24.

175. Mancovic M. Dynamic modeling of the transmission line of an agricultural tractor // SAE Techn. Pap. Ser, 2014. – P. 1–12.

176. Masche W. Unfall durch umsturzende Traktoren in der

Landwirtschaft – Ursachen und Maßnahmen zur Verhütung. «Deutsche Agrartechnik», 2013. – 11. – № 2.

177. Rusanov V. A. USSR standards for agricultural mobile machinery: permissible influences on soil and methods to estimate contact pressure and stress at a depth of 0,5 m // Soil Tillage Research, 29. – 2014. – P. 249–252.

178. Tractor Safety Aid. «Farm Mechanization», 2013. – 13. – № 138.

Научное издание

ЩИТОВ Сергей Васильевич,
КРИВУЦА Зоя Федоровна,
СЕННИКОВА Наталья Николаевна,
ДВОЙНОВА Наталья Федоровна

**ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ
В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ
ОБЕСПЕЧЕНИИ АПК ДАЛЬНЕВОСТОЧНОГО
ФЕДЕРАЛЬНОГО ОКРУГА**

Монография

Корректор В. А. Яковлева

Верстка О. А. Надточий

Подписано в печать 20.12.2017. Бумага «Mondi».
Гарнитура «Times New Roman». Формат 60х84^{1/16}.
Тираж 500 экз. (1-й завод 1–100 экз.).
Объем 10,23 усл. п. л. Заказ № 1123-17.

Сахалинский государственный университет.
693008, г. Южно-Сахалинск, ул. Ленина, 290, каб. 32.
Тел. (4242) 45-23-16, тел./факс (4242) 45-23-17.
E-mail: izdatelstvo@sakhgu.ru,
polygraph@sakhgu.ru