



**Министерство образования
Республики Беларусь**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Тракторы»

**НАУЧНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАЗВИТИЯ
ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ,
МНОГОЦЕЛЕВЫХ КОЛЕСНЫХ И
ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН, ГОРОДСКОГО
ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА**

**СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ,
ПОСВЯЩЕННЫЙ 65-ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ
«ТРАКТОРЫ»**

Под общей редакцией д.т.н., проф. Бойкова В.П.

Минск 2018

УДК 629.114.2:622.012.(082):378.244(075.8):
ББК 39.34я43
И 66

Рецензенты:

В.А. Коробкин, д-р техн. наук, профессор;
А.И. Бобровник, д-р техн. наук, профессор

В сборник включены научные труды, посвященные актуальным проблемам современной науки о мобильной наземной технике, изложены теоретические подходы, результаты расчетно-экспериментальных исследований в области разработки видов мобильных наземных машин, производимых в Беларуси, рассмотрены прогрессивные научные направления создания и применения мобильных машин с агрегатируемым оборудованием различного назначения.

ISBN _____

© БНТУ, 2018

Содержание

<i>Капский Д.В., Бойков В.П.</i>	5
<u>Кафедра «Тракторы». 65 лет по пути в будущее</u>	
<i>Вашкевич Ю.Ф., Козак П.А., Галушко А.В.</i>	10
<u>Позиционирование с.-х. тракторных агрегатов</u>	
<i>Поздняков Н.А., Верас А.К.</i>	11
<u>Анализ экологической и энергетической эффективности энергетических установок транспортных средств</u>	
<i>Рахлей А.И.</i>	16
<u>Математическая модель системы управления муфтой сцепления</u>	
<i>Атаманов Ю.Е., Плищ В.Н., Акулич А.Ф.</i>	20
<u>Выбор системы регулирования тягового асинхронного электродвигателя электробуса</u>	
<i>Лукьянчик В.Н., Бойков В.П.</i>	26
<u>Интерактивное обучение в дизайне транспорта</u>	
<i>Таяновский Г.А.</i>	29
<u>Влияние угла поперечного склона на тяговую эффективность колеса</u>	
<i>Плищ В. Н., Таяновский Г.А.</i>	32
<u>Предельные состояния и прогнозирование надежности роликотопропеллерного движителя</u>	
<i>Таяновский Г.А., Рахлей А.И.</i>	35
<u>Закономерности торможения активных тракторных поездов с использованием моторного тормоза-замедлителя</u>	
<i>Артименя К.О., Таяновский Г.А.</i>	39
<u>К методике оценки уровней колебаний водителя и пассажиров троллейбуса</u>	
<i>Таяновский Г.А., Антыменюк А.П., Шавердо М.В.</i>	44
<u>К обеспечению устойчивости и тяговых свойств садового трактора на склонах</u>	
<i>Таяновский Г.А.</i>	48
<u>К выбору приводного дизеля и схемы привода ВОМ шарнирно-сочлененного шасси с навешиваемым модульным рабочим оборудованием</u>	
<i>Иванова Г.Л.</i>	51
<u>Стилистический анализ аналогов в учебном дизайн-проектировании в промышленном и транспортном дизайне</u>	
<i>Поварехо А.С., Радченко П.В.</i>	54
<u>Математическая модель электрогидравлического привода переднего ведущего моста</u>	

<i>Авласенкова Л.А., Поварехо А.С.</i> <u>Исследование влияния эффективности тормозных механизмов на тормозные качества двухосного транспортного средства</u>	57
<i>Поварехо А.С., Кривицкий С.А.</i> <u>Определение выходных характеристик тормозной системы трактора</u>	60
<i>Татур Д.В., Поварехо А.С.</i> <u>Особенности работы фрикционных пар тормозных механизмов, работающих в масле</u>	63
<i>Шишко П.А., Поварехо А.С.</i> <u>Выбор конструкции тормозной системы переднего ведущего моста трактора</u>	66
<i>Таяновский Г.А.</i> <u>Система расчета и согласования агрегатирования тракторов на транспорте</u>	69
<i>Мурог К.А., Таяновский Г.А.</i> <u>Принципы формообразования экстерьера трамвая, художественные и технические аспекты</u>	74
<i>Нечай О.И., Таяновский Г.А.</i> Алгоритм экспертного выбора экстерьера трамвая для заданной среды мегаполиса	78
<i>Бойков В.П., Жданович Ч.И., Поварехо А.С.</i> <u>Зависимость сопротивления почвы при пахоте от скорости агрегата</u>	81
<i>Жданович Ч.И., Бойков В.П., Поварехо А.С.</i> <u>Влияние системы автоматического регулирования на качество пахоты</u>	85
<i>Жданович Ч.И.</i> <u>Качество пахоты при комбинированном регулировании глубины обработки почвы</u>	90

***Д.В. Капский, декан автотракторного факультета
В.П. Бойков, зав. кафедрой «Тракторы»***

Кафедра «Тракторы» была создана в 1953 году. На протяжении 65 лет кафедра готовит специалистов, обеспечивающих развитие современного машиностроительного комплекса Республики Беларусь, входящего в число крупнейших мировых производителей тракторов, колесных и гусеничных машин. Кафедра создала научные и конструкторские школы Беларуси. Сегодня в ее составе работают высококвалифицированные специалисты колесной и гусеничной техники, а молодые кадры являются основой коллективов технического творчества и производства ОАО «МТЗ», ОАО «МЗКТ», ОАО «Белкоммунмаш», ОАО «Амкор», ОАО «БелАЗ» и других предприятий.

В настоящее время на кафедре ведется подготовка инженерных кадров дневной формы получения образования по четырем специальностям:

Тракторостроение; Многоцелевые гусеничные и колесные машины; Городской электрический транспорт; Дизайн гусеничных и колесных машин.

На кафедре «Тракторы» и созданных трех филиалах на производстве работают:

- доктора технических наук, профессора: Владимир Петрович Бойков, Валерий Владимирович Гусков;
- доктор технических наук, зам. ген. конструктора ОАО «МТЗ», гл. конструктор по специальной технике, профессор Владимир Андреевич Коробкин;
- кандидаты технических наук, доценты: Юрий Францевич Вашкевич, Чеслав Иосифович Жданович, Александр Сергеевич Поварехо, Андрей Иванович Рахлей, Георгий Александрович Таяновский, зам. нач. управления по серийному производству ОАО «МТЗ» Валерий Генрихович Ермаленок;
- старшие преподаватели: Александр Петрович Антыменюк, Екатерина Вахтанговна Зантария, Вероника Николаевна Лукьянчик, Юрий Евгеньевич Отлищников, Николай Анатольевич Поздняков, Владимир Николаевич Плищ, Павел Викторович Радченко, Андрей Анатольевич Дзёма, Галина Львовна Иванова, зам. гл. конструктора по специальной технике ОАО «МТЗ» Евгений Анатольевич Малец, зам. генерального конструктора ОАО «Минский завод колесных тягачей» Андрей Петрович

Зайцев, зам. главного конструктора ОАО «Минский завод колесных тягачей» Андрей Николаевич Ячник;
- преподаватели: Дмитрий Эдуардович Агеенко, Михаил Иванович Мамонов.

В обеспечении учебного процесса на кафедре и филиалах работает также высококвалифицированный и опытный учебный персонал: Александр Петрович Антыменюк; Людмила Евгеньевна Станкевич; Людмила Александровна Чаган; Владимир Иванович Труханович; Кристина Олеговна Артименя; Елена Андреевна Андреева; Олег Иванович Кулешов; Сергей Николаевич Плищ; Сергей Владимирович Михальченко.

Кафедра по праву считается ведущей научной школой страны по колесным и гусеничным машинам с технологическими комплексами многоцелевого назначения. Ее преподаватели активно участвуют в научном обеспечении современного машиностроительного производства, научного исследования, создания новых конструкций машин, виртуальных и натуральных испытаний их эксплуатации.

Для повышения качества подготовки специалистов кафедрой изданы и применяются в учебном процессе комплексы учебных пособий по всем специальностям. В частности, наиболее известен комплекс учебных пособий «Тракторы» для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» в девяти частях. Их авторами являются Атаманов Ю.Е., Белов С.М., Богдан Н.В., Будько В.В., Васильев В.Т., Кабанов В.И., Ксеневич И.П., Масюк С.К., Солонский А.С. (под общей редакцией профессора Гуськова В.В.). В 1996 году коллектив авторов в составе Гуськова В.В., Атаманова Ю.Е., Белова С.М., Бойкова В.П., Богдана Н.В. и Ксеневича И.П. был удостоен Государственной премии Республики Беларусь за данный комплекс учебников.

В настоящее время начато издание нового комплекса учебных пособий под общим названием «Многоцелевые колесные и гусеничные машины», уже вышло три тома: Теория; Проектирование, Эргономика и дизайн.

Кафедра имеет современные учебные лаборатории, оснащенные новейшими средствами вычислительной техники. При этом учебные стенды постоянно обновляются, часть из них защищены патентами на изобретения, полученными сотрудниками кафедры. В учебном процессе широко используются компьютерные технологии проектирования машин, формируется лаборатория дизайн-макетирования и исследования моделей концептов мобильных машин, оснащенная необходимым программно-аппаратным и измерительно-регистрирующим комплексом.

В развитии материально-технической базы кафедры принимают активное участие заказчики кадров – ведущие профильные

машиностроительные предприятия РБ. Без их поддержки невозможен жизненно необходимый для прогресса в социально-экономическом развитии страны переход к новому технологическому укладу и к реализации преимуществ мультимодальной экономики, а в высшем образовании – к фактическому приданию университетам функций так называемого высокотехнологичного кластера, суть которого в триединстве системы «передача знаний в процессе обучения-практически значимые научные исследования-коммерческая реализация результатов и развитие за счет получаемой прибыли». Опыт того, как это осуществляется, уже известен, кафедра работает в данном направлении.

В лаборатории САПР студенты проходят обучение с первого курса. Степень и глубина изучения САПР, а также их использование совместно с автоматизированными CAE-, CAD- и SCADA-системами технической и технологической подготовки производства во многих случаях определяется требованиями и согласованиями с базовыми предприятиями. В этой части особенно выделяются ОАО «МТЗ» и ОАО «МЗКТ», перешедшими на безбумажные технологии в проектировании и изготовлении машин. Изучается большой класс интерактивных пакетов функционального анализа проектируемых конструкций, их структурная и параметрическая оптимизация, связанная с определением конструктивных параметров машин по заданным критериям. Компьютерная техника кафедры имеет выход в Интернет. Студенты получают фундаментальные научные и практические знания, их учат прочно овладевать выбранной специальностью, непрерывно пополнять объем приобретенных знаний, расширять мировоззренческий кругозор и формировать патриотическую гражданскую позицию, заранее намечать траекторию своей жизни, основанную на приоритетных общественно значимых ценностях повышения благосостояния нашего народа.

На кафедре активно ведется патентно-лицензионная работа, создано более 1100 изобретений, на которые получены авторские свидетельства и патенты на изобретения. Все дипломные проекты содержат предложенные студентами новые технические решения, а часть разрабатывается на основе заявок на изобретения и промышленные образцы с их авторством. Уже шестой год, впервые в стране, кафедра активно развивает подготовку инженеров-дизайнеров для с.-х. и транспортного машиностроения, военно-промышленного комплекса, горного дела, идя в фарватере запросов времени на качественную и конкурентоспособную технику.

Осуществляется многолетнее научно-техническое сотрудничество с рядом вузов и институтов Польши: Варшавским аграрным университетом; Аграрно-технической академией, город Быдгощ; Плоцким филиалом Варшавского технического университета, город

Плоцк, Люблинской политехники, Промышленным институтом сельскохозяйственных машин, город Познань. Кафедра участвует в научных контактах с вузами РФ, других стран СНГ, ближнего и дальнего зарубежья.

Кафедра всегда прирастала многими своими выпускниками и дипломированными научными кадрами, вышедшими из пяти научно-исследовательских лабораторий, в разные годы создававшихся при кафедре по решениям государства под задачи разработки мобильных колесных и гусеничных машин в рамках реализации систем машин для народного хозяйства. На кафедре выполнено и защищено 15 докторских и более 78 кандидатских диссертаций. Ее сотрудниками издано более 340 монографий, учебников и учебных пособий, опубликовано более 1600 статей. Выпускниками научного комплекса кафедры являются ученые, которые либо ныне занимают, либо занимали недавно ответственные посты на различных поприщах, в частности в БНТУ - Скойбеда А.Т. - зав. кафедрой «Детали машин, ПТМиМ» БНТУ, Руктешель О.С. - зав. кафедрой «Автомобили», Бобровник А.И. - зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневопривод», Ивуть Р.Б. - зав. кафедрой «Экономика и логистика», Зеленый П.В.- зав кафедрой «Инженерная графика машиностроительного профиля», Разоренов Н.А. – зав. каф. «Программное обеспечение вычислительной техники и автоматизированных систем», Таяновский Г.А. – зав. кафедрой «Горные машины», Молокович А.Д. - зав. кафедрой «Логистика» Института бизнеса и менеджмента технологий БГУ. На кафедре в разное время учились руководители конструкторских школ: Амельченко П.А., Мелешко М.Г. и Усс И.Н., - бывшие генеральные конструкторы ГСКБ МТЗ, Коробкин В.А. - зам. ген. конструктора ОАО «МТЗ», гл. конструктор по специальной технике, а также Матусевич М.В. - бывший заместитель председателя Комитета Государственного контроля Республики Беларусь, бывший заместитель председателя Совета Республики, Грушник П.П. - первый заместитель Министра труда и социальной защиты Республики Беларусь, Чаловский Е.В. - бывший первый заместитель министра транспорта и коммуникаций, Яцковский В.М. - бывший первый заместитель генерального директора ПО МТЗ, Кондратчик В.А. – бывший Генеральный директор ОАО «Амкодор» - управляющая компания холдинга», Левченко А.А. -директор электродепо «Московское» Минского метрополитена, и многие другие.

Ряд сотрудников кафедры были удостоены почетных званий Республики Беларусь: проф., д.т.н. В.П. Бойков, проф., д.т.н. А.М. Сологуб - «Заслуженный изобретатель»; проф., д.т.н. В.В. Гуськов - «Заслуженный деятель науки и техники». Проф., д.т.н. А.Х. Лефаров был

удостоен звания «Заслуженный машиностроитель», проф., к.т.н. С.М. Белов - «Заслуженный работник высшей школы».

Тематика научных исследований, выполняемых кафедрой, всегда неизменно соответствовала потребностям народного хозяйства, а их результаты служили фундаментом прочных связей с производством.

В связи с этим следует особо отметить огромное влияние на связь учебного процесса с производством, на основе использования опыта высококвалифицированных кадров завода и его материально-технической базы, организованной на МТЗ еще в в 1975 году кафедры «Колесные тракторы», преобразованной затем в филиал кафедры «Тракторы» БНТУ на ОАО «Минский тракторный завод», которую вначале возглавлял генеральный конструктор по пропашным тракторам, доктор технических наук, профессор, а затем академик РАСХН, академик-секретарь ВАСХНИЛ, главный редактор журнала «Тракторы и сельхозмашины» Иван Павлович Ксеневиц. В настоящее время филиалом руководит Владимир Андреевич Коробкин – специалист в области проектирования и производства специальных гусеничных машин и машин различного народнохозяйственного назначения. В 1964 году окончил Белорусский политехнический институт по специальности «Автомобили и тракторы». С 1986 года кандидат технических наук, с 2005 года - доктор технических наук. Лауреат Ленинской премии и премии Совета Министров РБ, академик академии проблем качества (Россия) и международной академии информационных технологий, заслуженный работник промышленности РБ, лучший изобретатель Минтракторосельхозмаша, научный руководитель 3 заданий ГНТП "Машиностроение", член экспертного Совета ВАК Республики Беларусь, награжден орденом «Знак Почета» и медалью «За доблестный труд». Автор более 120 научных работ и статей, является одним из авторов книги «Многоцелевые гусеничные шасси» и учебного пособия «Лесные машины «Беларус», имеет более 110 авторских изобретений и патентов, большинство которых внедрены в производство. В настоящее время главный конструктор по специальной технике ОАО МТЗ, начальник УКЭР-2, профессор кафедры «Тракторы» БНТУ.

С 1 сентября 2008 году создан филиал кафедры «Тракторы» на Минском заводе колесных тягачей. Возглавил филиал Главный конструктор ОАО «МЗКТ» Юрий Иванович Николаев. В 2013 году он удостоен Государственной премии Республики Беларусь за создание колесной техники.

Создание филиала кафедры в Объединенном институте механики машин НАН Беларуси, в котором работают ученые в области дизайна транспортных машин, позволило придать необходимый импульс развитию подготовки специалистов по специальности «Дизайн

гусеничных и колесных машин», усвоению студентами передовых методов и технологий дизайн-проектирования для реального производственного применения.

Отмечая свое 65-летие, коллектив кафедры «Тракторы» с благодарностью чтит и помнит профессорско-преподавательский состав, ветеранов кафедры, сотрудников, студентов и всех тех, кто по крупицам создавал и развивал кафедру все эти годы. Кафедра с благодарностью сохраняет память о тех, кто создавал имя и значимость кафедре «Тракторы» БПИ/БГПА/БНТУ: В.П. Суслов, С.А. Блудов, С.К. Масюк; А.Х. Лефаров, В.В. Будько, В.Т. Васильев, С.М. Белов, Н.В. Богдан, А.М. Сологуб и многие другие. С особыми теплыми чувствами уважения кафедра относится к наследию, оставленному ветеранами: А.И. Андреевым, Ю.Е. Атамановым, Г.А. Молошем, Г.П. Грибко, которые и теперь поддерживают связь с родной кафедрой. Бывшие сотрудники кафедры: доктор технических наук, профессор Ванцевич В.В., кандидат технических наук, доцент Романчик Е.А. трудятся по приглашениям ведущих университетов на американском континенте. Сегодня кафедра, по-прежнему, сохраняет свою активность и имеет потенциал развития за счет нацеленности на созидание и повышение научной квалификации целой группы молодых [преподавателей](#).

УДК :621.396.967.2:631.3

ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ С.-Х. ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Ю. Ф. Вашкевич, П. А. Козак, А. В. Галушко

Аннотация: Описаны принципы позиционирования для беспилотного управления сельскохозяйственными машинами.

Важной и актуальной проблемой является точность позиционирования машин на обрабатываемом поле. Системы ГЛОНАС, GPS и некоторые другие позволяют получить точность от 9 м до 6 м, а при совместном использовании – до 1,5 м. Этой точности явно недостаточно для качественной обработки сельскохозяйственных угодий.

Для повышения точности позиционирования можно разместить по периметру поля воздушные шары такие, какие используются в метеорологии. Естественно, шары должны быть закреплены на нескольких растяжках. Высоту размещения и их количество можно выбирать исходя из профиля и других характеристик поля.

На каждом шаре размещается маломощный импульсный передатчик. На тракторе также размещается аналогичный приемопередатчик. Измерить время прохождения сигнала между

трактором и зондами не составляет труда. При этом точность измерения может составить единицы сантиметров, а то и точнее.

На тракторе размещается микроконтроллер и электронные органы управления (аналогично решениям, принятым в тракторе John Deere 7930).

Для микроконтроллера создается специальное программное обеспечение для управления трактором и передачи информации на пульт оператора. Оператор может управлять несколькими машинами.

Перемещение шаров зондов на другое поле труда не составит. Следует отметить, что от количества зондов зависит точность обработки поля.

Существующие методы триангуляции позволяют с высокой точностью определять положение трактора и управлять его движением.

Для решения упомянутых задач разрабатывается методика (на основе методов триангуляции) определения положения трактора и системы контролируемого движения техники по полевым участкам.

Для решения задач предусматривается создание сети опорных точек вокруг обрабатываемого поля, представляющих собой неподвижно закрепленные воздушные зонды с размещенными на них импульсными приемопередатчиками. Аналогичные приемопередатчики размещаются на пульте управления трактора. Существующие методы радиолокации позволяют весьма точно измерить расстояние и угловые координаты от каждого зонда до трактора. Подобное решение позволяет применить любой из известных методов создания геодезической сети для любого поля (триангуляция, полигонометрия, трилатерация).

Точность можно увеличить увеличив расстояние и пересылая сигналы между зондами и трактором многократно и фиксируя время прохождения пакетов сигналов. Вычтя из этого времени известное время задержек электроники и разделив на количество прошедших пакетов можно получить значения координат с высокой [точностью](#).

УДК 629.113

АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Н.А. Поздняков, А.К. Верас

Аннотация: Приведен анализ энергетической эффективности различных типов энергетических установок на транспортных средствах.

Известно, что техническое совершенствование транспортных средств в настоящее время проводится во многом в направлении

снижения энергопотребления и зависимости от производителей нефтяного топлива. Наиболее радикальным способом достижения указанных целей является применение электропривода. При этом, выявляемые [1] в обоснованиях концепций и опыта эксплуатации преимущества и недостатки электропривода определяют использование в настоящее время как классических источников (поршневого ДВС) так и гибридного привода и электропривода без ДВС.

Для сравнительного анализа энергетической эффективности описанных типов энергетических установок рассмотрим характерный транспортный процесс, заключающийся в транспортировке груза массой m_T на расстояние L со средней скоростью V .

Заграты механической энергии (на ведущих колесах транспортного средства), необходимые для осуществления описанного процесса определяются:

$$\mathcal{E}_k = \left[k \cdot F \cdot V^2 + m_T \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_T} \right) \cdot (\psi \cdot g \pm j) \right] \cdot L, \quad (1)$$

где $k \cdot F$ – фактор обтекаемости; ψ – коэффициент дорожного сопротивления; η_T – коэффициент грузоподъемности; j – ускорение при разгоне или торможении.

Для определения требуемого запаса энергии на борту автомобиля, необходимой для выполнения заданной работы можно воспользоваться следующими зависимостями (табл. 1):

Таблица 1 – Зависимости для определения запаса энергии на борту автомобиля

- для электромобиля	$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{эл}} = \mathcal{E}_k \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{эд}}}$
- для автомобиля с гибридной силовой установкой	$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{гиб}} = \mathcal{E}_k \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{двс}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{эд}}}$
- для автомобиля с двигателем внутреннего сгорания	$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{двс}} = \mathcal{E}_k \cdot \frac{1}{\eta_{\text{двс}} \cdot \eta_{\text{тр}}}$

* $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателей; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД преобразователей; $\eta_{\text{двс}}$ – КПД двигателя внутреннего сгорания.

Изменением $\eta_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{пр}}$ при изменении режимных параметров движения автомобиля можно пренебречь, но $\eta_{\text{эд}}$ и $\eta_{\text{двс}}$ в значительной степени зависят от режима движения в заданных условиях.

Для сравнительной оценки типов приводов часто анализируют стандартизированные ездовые циклы, используемые при стендовых испытаниях (на беговых барабанах) автомобилей при оценке их экологических свойств и топливной экономичности. Например, стандартизированный европейский ездовой цикл NEDC (рис. 1) представляет собой зависимость скорости движения автомобиля от времени.

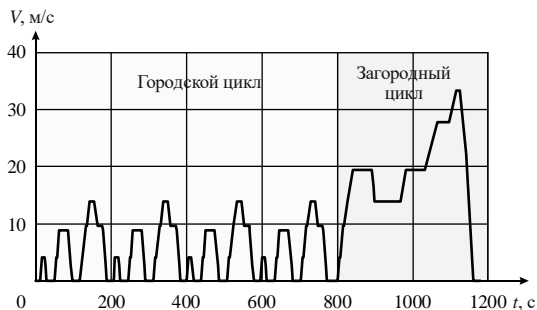


Рисунок 1 – График ездового цикла NEDC

Результаты расчетов для автомобиля полной массой 3,5 т, движущегося по асфальтобетонному покрытию ($\psi = 0,011$) в соответствии с циклом NEDC представлены на рис. 2. Расчетные исследования проводились с использованием адаптированной модели, разработанной ранее [2].

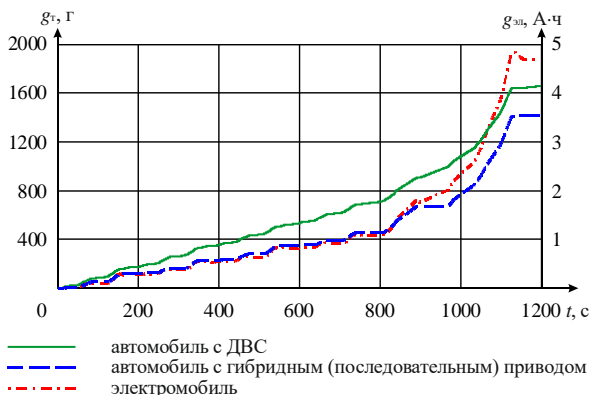


Рисунок 2 – Результаты расчетов расхода топлива (g_t , г) и электроэнергии ($g_{эл}$, А·ч) при движении автомобилей по циклу NEDC с различными типами силовых установок

При расчетах величин $\eta_{эд}$ и $\eta_{двс}$ на каждом из режимов работы соответствующих двигателей определялась степень загрузки двигателя, с учетом скоростного режима. Фрагменты результатов расчета представлены на рис. 3.

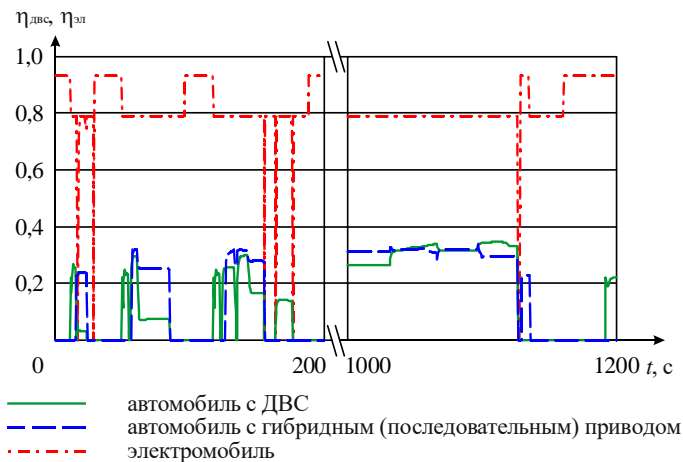


Рисунок 3 – Результаты определения КПД двигателей

Из рис. 3 видно, что КПД бензинового двигателя в составе гибридного привода чаще принимает значения, близкие к максимальным (0,33...0,35). Это объясняется более высокой загрузкой двигателя, обусловленной необходимостью зарядки батареи. Широкие колебания КПД электродвигателя $\eta_{эд}$ электромобиля объясняются частым переходом электромашины из двигательного режима в режим генератора при рекуперации энергии торможения.

Расчет эмиссии $E_{CO_2}^{ДВС}$, г углекислого газа автомобилей с ДВС и гибридным приводом при выполнении заданной транспортной работы можно выполнить по формуле:

$$E_{CO_2}^{ДВС} = g_t \cdot H_u \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12}, \quad (2)$$

где g_t – масса израсходованного топлива за время выполнения работы, кг; H_u – низшая теплотворная способность топлива (для автомобильного бензина $H_u = 44,21$ МДж/кг); K_1 – доля углерода, участвующего в образовании CO_2 ($K_1 = 0,99$); K_2 – коэффициент выброса углерода (для автомобильного бензина $K_2 = 19,13$ кг С/кДж); $44/12$ – коэффициент пересчета углерода в углекислый газ (молекулярные веса соответственно: углерод – 12 г/моль, $O_2 = 2 \cdot 16 = 32$ г/моль, $CO_2 = 44$ г/моль).

Поскольку $\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{ДВС,гиб}} = g_{\text{т}} \cdot H_{\text{и}}$, то

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{ДВС}} = \mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{ДВС,гиб}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12} \quad (3)$$

Для определения эмиссии углекислого газа при сгорании топлива, расходуемого на производство и передачу электроэнергии до батареи электромобиля при выполнении заданной транспортной работы, использовалась формула

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{эл}} = \frac{g_{\text{эл}} \cdot U_{\text{бат}}}{\eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{ЛЭП}} \cdot \eta_{\text{зар}}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12},$$

где $U_{\text{бат}}$ – напряжение батареи, В; коэффициенты $K_1 = 0,995$; $K_2 = 15,04$ кг С/кДж для природного газа.

Результаты расчета представлены в табл. 2. Как видно из таблицы, для рассматриваемого ездового цикла эмиссия углекислого газа электромобиля значительно ниже, чем при использовании энергетических установок на основе ДВС или гибридного привода. Это объясняется, прежде всего сравнительно высоким КПД электродвигателя и энергоустановок для производства электроэнергии. Кроме того, широкие изменения режимных параметров движения автомобиля в значительной степени снижают средний за время испытаний эффективный КПД поршневого ДВС.

Таблица 2 – Результаты расчетов эмиссии углекислого газа автомобиля полной массой 3,5 т с различными типами энергетических установок

Варианты энергетических установок автомобиля	Эмиссия CO ₂ в ездовых циклах, г			
	NEDC	10-15	FTP-75	
с бензиновым ДВС	5101,4	1809,9	8220,1	
с гибридным приводом	4334,3	1576,1	7663,6	
электромобиль при $\eta_{\text{ЭС}} \cdot \eta_{\text{ЛЭП}} \cdot \eta_{\text{зар}}$	max	1334,7	356,4	2054,2
	min	908,2	242,5	1397,8

Таким образом, влияние режимов движения, обусловленных качеством дорожных покрытий и ограничений по требованиям ПДД оказывают существенное влияние на энерго-экологическую эффективность транспортных средств. Его степень можно оценить по результатам, представленным в таблице. Преимущества в экологических свойствах электромобиля составляет 3,8...4,2 раза. Поскольку можно считать, что образование углекислого газа при сгорании топлива имеет зависимость, близкую к линейной от расхода топлива, то и энергетическая эффективность электромобиля имеет значительные преимущества.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. «Электромобиль - преимущества, недостатки, перспективы» [Электронный ресурс]. — 2018. — Режим доступа: http://innoeco.ru/posts/View/Elektromobilpreimuschestva_nedostatki_perspektivy_35.html.

2. Управление торможением многозвенного автопоезда с рекуперацией тормозной энергии /М.С. Высоцкий, С.В. Харитончик, Н.А. Поздняков //Механика машин, механизмов и материалов. 2011. № 4 (17), стр. 13–18.

УДК 629.113

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МУФТОЙ СЦЕПЛЕНИЯ

А. И. Рахлей

Аннотация: Представлена математическая модель электропневмопривода системы управления муфтой сцепления трактора с электронным блоком управления, электропневмомодулятором и датчиками перемещения педали управления и штока силового пневмоцилиндра.

В математической модели элементы электропневмосистемы такие как ресивер, клапаны электропневмомодулятора, силовой пневмоцилиндр, соединяющие их трубопроводы представлены в виде емкостей и пневмосопротивлений (рисунок 1).. Алгоритм работы электронного блока управления реализуется в алгоритме программы расчета.

Мгновенный массовый расход сжатого воздуха через пневмосопротивление описывается формулой

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = f_c v_1 g_1 \quad (1)$$

Используя зависимости

$$g_1 = g_0 \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{1/k}, g_0 = \frac{p_0}{RT}, v_1 = v_{1\max} u(\sigma)$$

и умножив и разделив правую часть выражения (1) на $f v_{kp}$, учитывая, что

$$\mu = \left(\frac{v_{1\max}}{v_{kp}}\right) \left(\frac{f_c}{f}\right), \sigma = p_1/p_0, \varphi(\sigma) = \sigma^{1/k} u(\sigma)$$

получим

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = \mu f v_{kp} \frac{p_0}{RT} \varphi(\sigma), \quad (2)$$

где f и f_c – площади поперечных сечений, м^2 ; $v_{\text{кр}}$ – критическая скорость, $v_{\text{кр}} = \sqrt{kRT}$, м/с ; g_0 и g_1 – плотность воздуха на входе и на выходе пневмосопротивления, кг/м^3 ; R – газовая постоянная для воздуха; T – абсолютная температура воздуха перед дросселем, К ; k – показатель адиабаты; μ – коэффициент расхода, представляющий собой произведение коэффициента скорости $v_{1\text{max}}/v_{\text{кр}}$, учитывающий потери на трение и на изменение формы и направлении струи, и коэффициента струи f_c/f ; $u(\sigma)$ – функция скорости потока, σ – безразмерное давление; p_1 – давление в полости за сопротивлением, в которую поступает воздух, Н/м^2 ; p_0 – давление в резервуаре перед сопротивлением, откуда вытекает воздух, Н/м^2 .

Точной и наиболее удобной в практических расчетах пневмоцепей является гиперболическая функция расхода .

$$\varphi(\sigma) = \frac{1 - \sigma}{B - 1}, \quad (3)$$

где $A = \frac{h}{B - 1}$. Постоянные A и B означают сдвиг горизонтальной и вертикальной асимптот гиперболы, а величина h характеризует формулу гиперболы.

Ресивер является звеном пневмопривода с постоянной емкостью и постоянным давлением на входе. Считая систему быстродействующей, пренебрегаем теплообменом между воздухом в приводе и окружающей средой. Следовательно, уравнение состояния воздуха в ресивере

$$kRTdm = k p_{\text{pec}} dV + V_{\text{pec}} dp,$$

которое после преобразования приобретает вид

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_E = \frac{p_{\text{pec}}}{RT} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{V_{\text{pec}}}{kRT} \cdot \frac{dp}{dt},$$

где T – температура в ресивере; p_{pec} – давления в ресивере, Н/м^2 ; V_{pec} – объем ресивера, м^3 . Для звена с постоянной емкостью ($V = \text{const}$) имеем

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_E = \frac{V_{\text{pec}}}{kRT} \cdot \frac{dp}{dt}.$$

Решая полученное уравнение состояния совместно с уравнением расхода (2) и учитывая гиперболическую функцию расхода (3) получаем

дифференциальное уравнение переходного процесса из ресивера в сопротивление (DE) в виде:

для выключения сцепления

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{E(\mu f)_1}{V_{pec}} \cdot p_{pec} \cdot \frac{P_{pec} - P_{энп}}{B \cdot p_{pec} - P_{энп}} ; \quad (4)$$

для включения сцепления

$$\frac{dp_p}{dt} = -\frac{E(\mu f)_1}{V_{pec}} \cdot p_{pec} \cdot \frac{P_{pec} - P_{энп}}{B \cdot p_{pec} - P_{энп}} , \quad (5)$$

где $E=A \cdot k \cdot v_{кр}$

При выводе уравнений (4) и (5) принимается допущение, что температура воздуха в емкостях перед сопротивлением и за сопротивлением одинакова и постоянна в течение переходного процесса.

Давление в электропневмомодуляторе находится аналогично звену ресивер-сопротивление (μf_1) с учетом падения давления на звене клапан электропневмомодулятора – сопротивление (μf_2):

для выключения сцепления

$$\frac{dp_{энп}}{dt} = \frac{E(\mu f)_1}{V_{pec}} \cdot p_{pec} \cdot \frac{P_{pec} - P_{энп}}{B \cdot p_{pec} - P_{энп}} - \frac{E(\mu f)_2}{V_{энп}} \cdot p_{энп} \cdot \frac{P_{энп} - P_k}{B \cdot p_{энп} - P_k}$$

для включения сцепления

$$\frac{dp_{энп}}{dt} = \frac{E(\mu f)_2}{V_{pec}} \cdot P_k \cdot \frac{P_k - P_{энп}}{B \cdot P_k - P_{энп}} - \frac{E(\mu f)_3}{V_{энп}} \cdot p_{энп} \cdot \frac{P_{энп} - P_{атм}}{B \cdot p_{энп} - P_{атм}} .$$

Давление в полости пневмоцилиндра:

для выключения сцепления

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{E(\mu f)_2}{V_k} \cdot p_{энп} \cdot \frac{P_{энп} - P_k}{B \cdot p_{энп} - P_k}$$

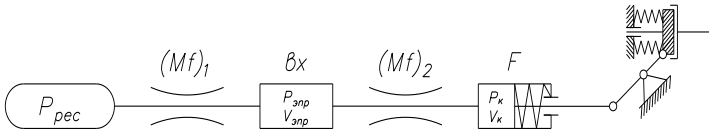
для включения сцепления

$$\frac{dp_k}{dt} = - \frac{E(\mu f)_2}{V_k} \cdot p_{\text{эпр}} \cdot \frac{p_{\text{эпр}} - p_k}{B \cdot p_{\text{эпр}} - p_k}.$$

Давление воздуха при выходе в атмосферу через клапан электропневмомодулятора при включении сцепления:

$$\frac{dp_{\text{атм}}}{dt} = \frac{E(\mu f)_3}{V_k} \cdot p_{\text{эпр}} \cdot \frac{p_{\text{эпр}} - p_{\text{атм}}}{B \cdot p_{\text{эпр}} - p_{\text{атм}}}$$

Выключение сцепления



Включение сцепления

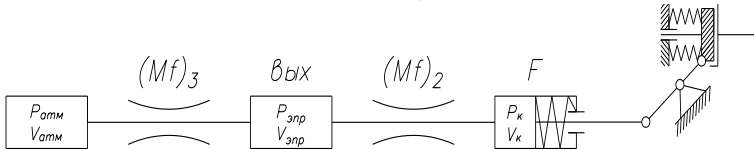


Рисунок 1 – Графическое изображение пневматической части модели

Уравнение движения поршня с учетом результирующих сил преодолеваемого полезного сопротивления $N_{\text{пол}}$ (рис. 2) и приведенных сил вредного сопротивления $N_{\text{тр}}$ имеет вид:

$$M_{\text{пр}} \frac{d_2 z}{dt^2} = (p_k - p_n) \cdot F - N_{\text{пол}} - N_{\text{тр}} - N_{\text{пред}},$$

где p_n – начальное давление в цилиндре, Н/м²; $N_{\text{пред}}$ – сила предварительного сжатия пружин; $N_{\text{тр}}$ – суммарная сила трения в механизме.

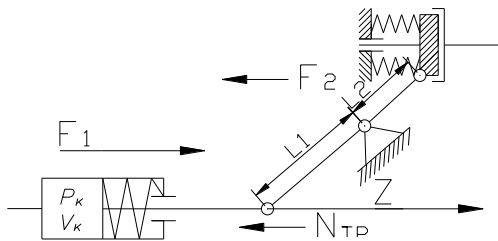


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на шток пневмоцилиндра и диск сцепления

Полезное сопротивление выражается в сжатии пружин пневмоцилиндра и диска сцепления.

$$N_{пол} = F_1 + F_2 = z(c_k + nc_c \frac{L_1}{L_2}),$$

Где F_1 – сила, необходимая для сжатия пружины жесткостью c_k ; F_2 – сила, необходимая для сжатия n пружин жесткостью c_c , соединенных параллельно; $F_{пред}$ – сила предварительного сжатия пружин; L_1, L_2 – плечи приложения полезных сил F_1, F_2 ; Z – координата перемещения штока [пневмоцилиндра](#).

УДК 629.433.015 (076.5)

ВЫБОР СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОБУСА

Ю.Е. Атаманов, В.Н. Плищ, А.Ф. Акулич

Аннотация: Рассмотрены вопросы выбора закона регулирования тягового асинхронного электродвигателя для обеспечения тягово-скоростных свойств электробуса при его движении по маршруту, выполнены соответствующие расчеты.

Хорошо известны преимущества электрического городского пассажирского транспорта, в частности троллейбуса, по сравнению с автобусом. Однако, если автобус работает не только на городских маршрутах, но и на пригородных и на междугородних, то троллейбус используется для перевозки пассажиров только в населенных пунктах. Известна всего лишь одна междугородняя работающая троллейбусная линия Симферополь-Ялта.

Развитие пригородного троллейбусного сообщения сдерживается присущими троллейбусу недостатками. В основном это зависимость от контактной линии, постройка и обслуживание которой вместе с подстанциями обходится довольно дорого. Кроме того, над проезжей частью дороги висят тонны цветного металла, не украшающих

вид современных городов. Чтобы «оторвать» электрические мобильные машины от контактной линии, на них в качестве источника электрической энергии стали применять массивные аккумуляторные батареи, что обеспечивало им автономный пробег на некоторое расстояние. Говорить об автономном движении электрического транспорта с аккумуляторными батареями даже по городским маршрутам, а тем более пригородным, не приходится.

И только с появлением новых современных накопителей электрической энергии (суперконденсаторов - ионисторов) стало возможным обеспечение автономного движения троллейбуса, которые стали называть электробусами, на требуемое расстояние. Так, в 2007 году на линии городского транспорта вышел белорусский троллейбус четвертого поколения модели 420 с тяговым асинхронным электродвигателем. Троллейбус способен без контактной сети проехать до 5 километров. На базе этого троллейбуса разработан сочлененный низкопольный электробус E43303 *Vitovt Max Electro* с тремя осями, из которых две ведущие. Этот электробус сочетает в себе возможности троллейбуса и автобуса одновременно. Кстати, в представленной конфигурации 18,75-метровый *Vitovt Max Electro*, оснащенный тяговым электродвигателем мощностью 160 кВт, может перевозить 153 пассажира (при 38 сидячих местах в салоне). Белорусский электробус, в отличие от других подобных машин, оснащен передовой системой накопителей электроэнергии на базе суперконденсаторов, позволяющих обеспечить движение машины по маршруту и быструю подзарядку источника электроэнергии на конечных остановочных пунктах с помощью специальных зарядных станций. Пробег на одной подзарядке может составлять и 20, и 30 километров - просто нужно добавить определенное количество суперконденсаторов. Но это приведет, как, к удорожанию электробуса (что не всегда устраивает заказчика), так и к увеличению снаряженной массы машины и, как следствие, к уменьшению ее пассажировместимости.

В настоящее время электробусы работают на городских маршрутах в Минске и Гродно. При работе на городских маршрутах электробусы движутся как по горизонтальным участкам дорог, так и преодолевают подъемы, спуски, трогаются и разгоняются в начале движения от остановок и на перекрестках после разрешающего сигнала светофора. Следовательно, при проектировании электробуса требуется подобрать тяговый электродвигатель необходимой мощности и систему его регулирования, т.е. систему, позволяющую изменять вращающий момент тягового электродвигателя в зависимости от числа оборотов его вала (ротора).

С развитием полупроводниковой техники и созданием надежных, малогабаритных статических преобразователей частоты самым эффективным и достаточно экономичным способом регулирования скорости вращения асинхронных электродвигателей является частотный способ. При выборе тягового электродвигателя и преобразователя частоты необходимо учитывать следующие параметры:

- диапазон регулирования частоты вращения вала электродвигателя с целью определения числа полюсов двигателя и номинальной частоты вращения вала двигателя;
- нагрузочную характеристику, которая определяет ограничения, связанные с охлаждением двигателя и выходом в зону ослабленного поля, т.е. на частоту вращения вала двигателя выше его номинальной частоты по техническим условиям на двигатель;
- требуемый вращающий момент тягового электродвигателя с целью определения мощности двигателя;
- тип и мощность преобразователя частоты должен учитывать будет осуществляться управление одним двигателем или группой двигателей.

Мощность тягового электродвигателя $P_{дв}$ должна быть больше мощности нагрузки (сопротивления движению электробуса) $P_{нагр}$, т.е. $P_{дв} > P_{нагр}$. Мощность преобразователя частоты выбирается так, чтобы номинальный ток двигателя ($I_{дв}$) был меньше или равен току на выходе преобразователя частоты ($I_{пч}$), $I_{пч} \geq I_{дв}$.

Частотное регулирование обычно применяют в тех случаях, когда требуется изменять частоту вращения и электромагнитный момент двигателя в широких пределах. Такие условия возникают, например, в транспортных машинах (автомобилях, троллейбусах, электробусах) с электрической трансмиссией.

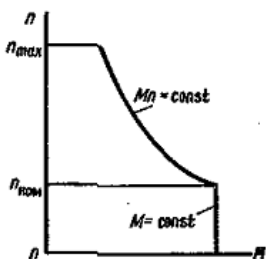


Рисунок 1. Механическая характеристика электродвигателя для транспортной машины с электрической трансмиссией

После определения потребной мощности и выбора тягового электродвигателя, строят его механическую характеристику. Под механической характеристикой принято понимать зависимость частоты вращения вала (ротора) n в функции от электромагнитного момента (M), $n = f(M)$. Эту характеристику можно получить, используя зависимость вращающего момента двигателя от скольжения, пересчитав частоту вращения ротора при различных значениях скольжения. На рисунке 1 приведена механическая характеристика тягового электродвигателя,

требуемая для машины с электромеханической трансмиссией. На начальном участке механической характеристики, т. е. в период разгона машины от $n = 0$ до $n = n_{\text{ном}}$, необходимо поддерживать постоянный момент ($n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения вала двигателя). Затем при изменении частоты от $n_{\text{ном}}$ до n_{max} нужно работать при постоянной мощности, т. е. постепенно уменьшать момент двигателя с возрастанием частоты вращения, выполняя условие $M_{\text{дв}} n_{\text{дв}} = \text{const}$.

Чтобы получить требуемую характеристику двигателя, следует изменять не только частоту питающей сети, но и значение напряжения, подводимого к двигателю. Они должны иметь определенную зависимость, при которой обеспечивается устойчивая работа тягового электродвигателя, не происходит его чрезмерной нагрузки по току и магнитному потоку и т. п. Выбранный закон управления тяговым электродвигателем необходимо реализовать посредством достаточно простого и надежного автоматического устройства.

Одной из тенденций в области энергосберегающих технологий последних лет является применение частотно-регулируемых приводов на основе асинхронных короткозамкнутых электродвигателей и полупроводниковых преобразователей частоты, снижающих потребление электрической энергии, повышающих степень автоматизации, удобство эксплуатации электропривода.

Асинхронный двигатель общего применения сконструирован так, что оптимальная плотность электромагнитного потока достигается у него при номинале питающего напряжения $U = 200$ В и частоте $f = 50$ Гц. Если изменяется частота питающего напряжения, то одновременно требуется изменять напряжение питания электродвигателя. Это необходимо для поддержания постоянной величины скольжения. Управление асинхронным электродвигателем с изменением частоты вращения называется управлением с постоянным отношением напряжения к частоте U/f . На практике применяют линейные и квадратичные отношения U/f .

Отношение U/f - линейное. Напряжение на тяговом электродвигателе растет линейно с увеличением частоты вращения вала двигателя. Номинальное напряжение подается на двигатель при номинальной частоте. Линейное отношение U/f используется в электроприводах с постоянным моментом сопротивления на валу (не зависящим от скорости рабочего органа).

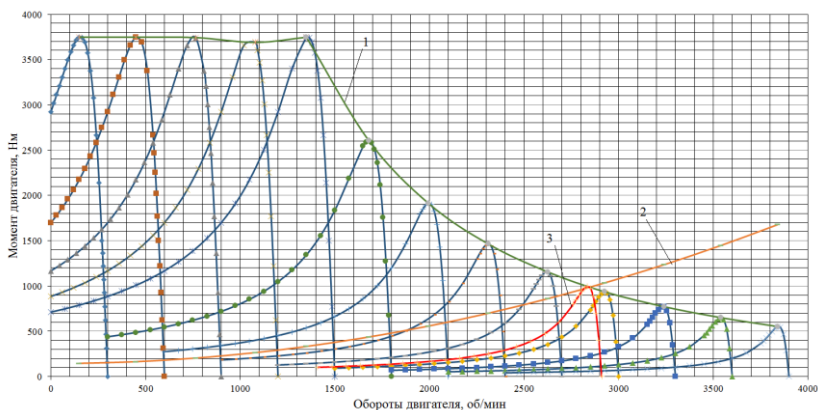
Отношение U/f - квадратичное. Напряжение электродвигателя изменяется по квадратичной зависимости по мере возрастания частоты вращения вала от $f = 0$ Гц до номинальной частоты $f_{\text{ном}}$ питающего напряжения двигателя. При этом на двигатель подается номинальное напряжение при номинальной частоте. Электродвигатель работает с уменьшенным магнитным потоком на частотах ниже номинальной

частоты. Он имеет меньший критический вращающий момент, чем при линейном отношении U/f , и создает меньше шума. Квадратичное соотношение U/f используется для приводов, в которых требуемый вращающий момент (момент сопротивления) пропорционален квадрату скорости. Таковым является аэродинамический момент сопротивления движению транспортной машины.

Из сказанного следует, что система управления тяговым асинхронным электродвигателем транспортной машины с электромеханической трансмиссией, в нашем случае электробусом, должна регулировать отношения U/f как по линейному, так и по квадратичному законам. Однако при движении в городских условиях скорости движения невелики и в первом приближении аэродинамическим моментом сопротивления пренебрегают, а момент сопротивления движению принимают постоянным.

Исследовался гипотетический электробус на 153 пассажира снаряженной массой 1,76 т с асинхронным электродвигателем ДТА-1У1, номинальная мощность которого равна 180 кВт, с тиристорно-импульсной системой управления. Расчеты выполнялись при движении электробуса по маршруту с номинальным заполнением салона пассажирами.

Закон управления асинхронным электродвигателем получим, дополнив график механических характеристик тягового асинхронного электродвигателя при регулировании по частоте, кривыми динамического фактора и изменением сопротивления движению (рисунок 2).



1 – динамический фактор; 2 – момент сопротивления движению;
3 – подобранная частота

Рисунок 2 – К выбору закона управления тяговым асинхронным электродвигателем ДТА-1У1

На семействе механических характеристик электродвигателя отмечаем точки пересечений нисходящих ветвей характеристики на каждой частоте с кривой момента сопротивления, что позволяет определить скорость движения электробуса в зависимости от частоты преобразователя (таблица 1, рисунок 3).

Таблица 1 – Данные для определения закона управления двигателем

f , Гц	$M=M_c$, Н·м	n , об/мин	ω , сек ⁻¹	v , км/ч
0	0,000	0,000	0,000	0,000
10	156,000	297,000	31,086	5,482
20	158,000	597,000	62,486	11,018
30	234,000	896,000	93,781	16,537
40	311,000	1194,000	124,972	22,037
50	387,000	1493,000	156,267	27,555
60	480,000	1793,000	187,667	33,092
70	575,000	2080,000	217,707	38,389
80	730,000	2375,000	248,583	43,834
90	885,000	2663,000	278,727	49,149
97	980,000	2840,000	297,253	52,416

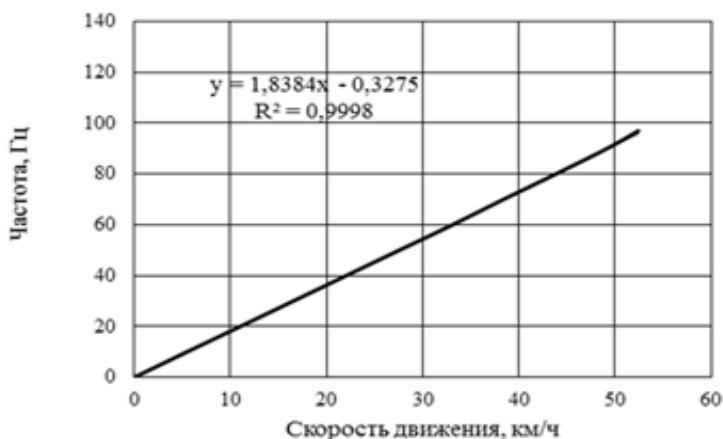


Рисунок 3 – Зависимость частоты преобразователя от скорости электробуса

Учитывая условия эксплуатации, приведенный момент сопротивления движению M_c , полученные характеристики электродвигателя (рисунок 2) и статистические методы, было найдено аналитическое выражение,

определяющее значения частоты f преобразователя для управления асинхронным тяговым электродвигателем электробуса в зависимости от скорости электробуса:

$$f = 1,8384v - 0,3275; \quad (1)$$

где v – скорость движения электробуса, км/ч.

Отметим, что частота преобразователя равная 97 Гц (таблица 1), подобрана так, чтобы при этой частоте было максимально приближены точки пересечения кривых динамического фактора и механической характеристики электродвигателя при данной частоте с кривой момента сопротивления движению. Эта частота является наибольшей для регулирования тяговым электродвигателем, так как задавать более высокую частоту питающего напряжения преобразователем нецелесообразно, поскольку в дальнейшем *вращающий момент тягового электродвигателя меньше приведенного момента сопротивления движению.*

Управление асинхронным электродвигателем по предлагаемому закону позволит обеспечить требуемые тягово-скоростные свойства электробуса. Применение частотно-регулируемого электропривода на электробусе позволяет обеспечить снижение потребляемой мощности до 30% по сравнению с контакторно-резисторной системой управления.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Технический справочник по городскому электротранспорту. Том 3./ Под ред. А. Н. Трофимова. – М.: Министерство коммунального хозяйства РСФСР, 1963. – 723 с.

2. Минский городской исполнительный комитет. УП «Белкоммунмаш». Троллейбусы моделей 321, 32102 [Электрон. ресурс] - Мн., 2008. - Режим доступа: http://www.minsk.gov.by/cgi-bin/org_ps.pl?k_org=103&mode=doc&doc=1031_3

УДК 378.147.227

ИНТЕРАКТИВНОЕ ОБУЧЕНИЕ В ДИЗАЙНЕ ТРАНСПОРТА

В.Н. Лукьянчик, В.П. Бойков

Аннотация: Рассмотрены методики обучения промышленному дизайну, выявлены направленности и содержания интерактивных методов обучения на основе зарубежного опыта, разработана модель методики интерактивного обучения с использованием модульных технологий в процессе изучения дисциплины «Компьютерное проектирование», разработан электронный образовательный ресурс.

Анализ потребительских качеств машин, производимых на территории РБ, показал, что имеют место недоработки эстетического дизайна МГиКМ, что существенно влияет на позицию во внутренних и внешних транспортных рынках РБ. В связи с этим в 2013 г. в БНТУ на кафедре «Тракторы» была открыта в структуре направления «Транспортного дизайна» специальность 1-37 05 01 «Дизайн гусеничных и колесных машин».

Одним из основных направлений модернизации промышленного комплекса и машиностроительных предприятий РБ является автоматизированное управление всеми производственными процессами и качеством производства в целом на основе комплексной системы на базе информационно-коммуникационных технологий поддержки жизненного цикла изделий. Подобные технологии лежат и в основе современных процессов проектирования мобильных машин.

В этой связи корректируются и подходы в образовательной сфере, что связано с новыми требованиями к качеству подготовки и компетенциям инженерного состава предприятий.

Вузы республики и, в частности, Белорусский национальный технический университет, адекватно реагируют на изменения требований к специалистам, своевременно корректируя образовательные методики.

Одним из таких направлений является разработка и внедрение в учебный процесс интерактивных методов обучения, которые способствуют повышению качества изучения технических дисциплин.

С целью повышению качества подготовки студентов БНТУ специальности 1-37 05 01 «Дизайн гусеничных и колесных машин», их лучшей адаптации в последующей профессиональной деятельности, для глубокого изучения инструментов дизайн – проектирования в условиях ограниченной материально – технической базы вуза разработан комплекс информационных и программных средств методики интерактивного обучения по дисциплине «Компьютерное проектирование».

Комплекс предназначен для индивидуального обучения и контроля знаний, направлен на повышение качества образования путем сочетания теоретических знаний и практических навыков. Конечный продукт направлен на объективную оценку знаний студентов за счет использования интерактивных методов обучения.

Разработанный электронный образовательный ресурс включает в себя следующие этапы:

1. Концептуальную модель. Он заключается в использовании стандартных средств пакета Microsoft Office. Встроенные средства создания html-страниц во Writer позволяют создавать гипертекстовые учебники, пригодные для размещения в сети - Web-сайта. Экспорт в PDF позволяет создавать оффлайн-учебники, снабженные

иллюстрациями, ссылками и переходами, а также позволяет реализовать даже всплывающие подсказки. При экспорте Web-сайта в html-формат получаем на выходе максимум текстографический материал с гиперссылками.

2. Разработка сценариев электронных учебных модулей. Для автоматизации выполнения дизайн – проектов определена структура Web-сайта.

3. Учебные модули: информационный (лекционный) модуль; практический (лабораторный, интерактивный) модуль; К – контролирующий (тестовый) модуль.

4. Завершающий этап - программная реализация сценариев и сборка модулей.

Таким образом, основными этапами создания сайта являются:

- выбор темы и информационного наполнения;
- проектирование логической структуры;
- проектирование физической структуры;
- создание отдельных страниц и установка связей между ними;
- тестирование; - внедрение в учебный процесс.

Разработанная html-страница ориентируется на удобство, учитывает возможные ограничения аппаратных и программных средств, стремиться к минимальному объему страниц, а также использует корректный дизайнерский стиль (рисунок 1).

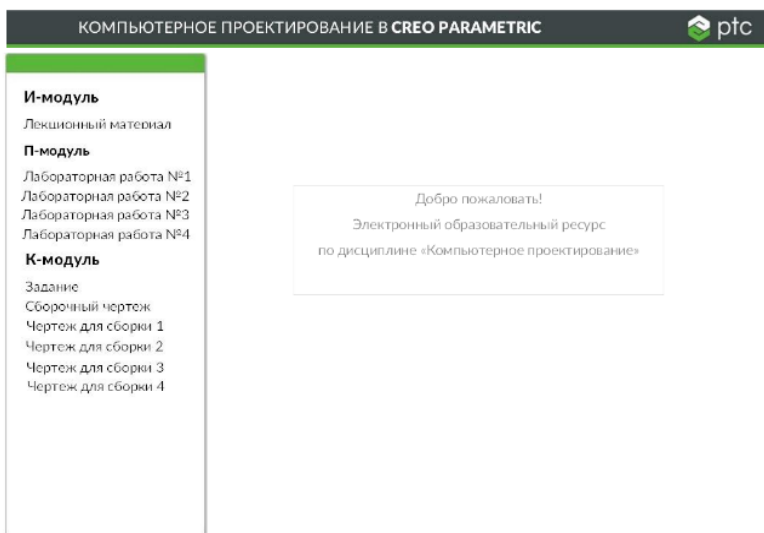


Рисунок 1 – Электронный образовательный ресурс в виде html-страницы

Для внедрения в учебный процесс конечного продукта требуется установка программного продукта на рабочую станцию и наполнение учебно-методическими материалами специально разработанных электронных форм изучаемой дисциплины.

Структура, выверенный логический маршрут и современный дизайн Web-страницы обеспечивают минимальные временные затраты на освоение электронных учебных модулей для глубокого изучения инструментов дизайн – проектирования в условиях ограниченной материально – технической базы вуза и способствуют повышению качества подготовки специалистов. Разработанный электронный образовательный ресурс также возможно использовать в работе с учащимися ВУЗов инженерно-технических специальностей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голованова Ю. В. Модульность в образовании: методики, сущность, технологии. Молодой ученый / Ю.В. Голованова, 2013. — 478 с.
2. IBM [Электронный ресурс] / Создание ЭОР (электронных образовательных ресурсов). IBM. – 2012. - Режим доступа: https://www.ibm.com/developerworks/ru/library/1-edu_Linux_1/index.html.
3. Robert I. Modern information technologies in education: didactic problems; Perspectives of use. - М: School-Press, [2001. - 292 p.](#)

УДК 629.114.2

ВЛИЯНИЕ УГЛА ПОПЕРЕЧНОГО СКЛОНА НА ТЯГОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОЛЕСА

Г.А. Таяновский

Аннотация: Рассмотрено влияние на тяговое свойство вертикально нестабилизированного ведущего колеса угла поперечного склона при движении машины по косогору, выполнен расчетный эксперимент, получены графики потенциала эффективности ведущего колеса.

Научные основы движения крутосклонных машинно-тракторных агрегатов (МТА) с системами вертикальной стабилизации колес сформированы во многом отечественной научной школой [1].

При изысканиях вариантов средств обеспечения достаточных тягово-сцепных качеств колесных тракторов для работы на косогорах путем изменения общей компоновки ходовой системы серийной машины

необходимы удобные адекватные расчетные выражения для тягового усилия и силы сопротивления качению вертикально нестабилизированного колеса. С целью оценки показателей тягового свойства ведущего колеса мобильной машины при эксплуатации в специфических условиях горного земледелия, выполнен анализ влияния на это свойство угла поперечного склона, получены расчетные выражения касательной силы, силы сопротивления качению и потенциала тяговой эффективности, учитывающие упомянутый угол.

Практика расчетов показателей тягового свойства различных машинных тракторных агрегатов (МТА) показывает, что для определения касательной силы тяги ведущего колеса F_k , при его движении по деформируемому грунту, обычно используют известные выражения:

$$F_k = F_{k\varphi} (1 - e^{-k\delta})$$

а, при более подробном учете конструктивных особенностей шины и деформационных характеристик опорного грунта,

$$F_k = \frac{f_{ck} k_\tau G_k}{\delta l_k} \left[\ln ch \frac{\delta l_k}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta l_k}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2 \tau_{cp} \frac{h_r l_k}{t} = A(\delta),$$

где $F_{k\varphi}$ - сила тяги колеса по сцеплению; k - коэффициент показателя степени; δ - буксование ведущего колеса; f_{ck} - коэффициент трения скольжения; k_τ - коэффициент деформации; G_k - нормальная нагрузка на колесо; l_k - длина пятна контакта; f_{np} - приведенный коэффициент трения; τ_{cp} - модуль среза грунта; h_r и t соответственно высота и шаг грунтозацепов [1].

При движении колеса по поперечному склону предыдущее выражение примет вид: $F_k = (\cos^2 \beta) \times A(\delta)$

где β - угол поперечного склона опорной поверхности движения трактора. Первое из выражений аппроксимирует кривую буксования ведущего колеса на заданном рабочем фоне экспоненциальной зависимостью. Применяя второе выражение, можно расчетом получить, при движении ведущего колеса по плотным грунтам, локальный максимум кривой буксования в зоне максимума тягового КПД трактора, что более точно отражает реальный процесс.

Так как, при буксовании ведущих колес полноприводного трактора более 30 процентов, его тяговый КПД существенно падает, то такие эксплуатационные режимы не должны быть основными штатными при работе МТА. Поэтому первое более простое выражение обычно используют для определения касательной силы тяги ведущего колеса при исследовании динамики движения тракторного агрегата, если учесть, что восходящие ветви кривой буксования, рассчитанные по обоим выражениям одинаковы.

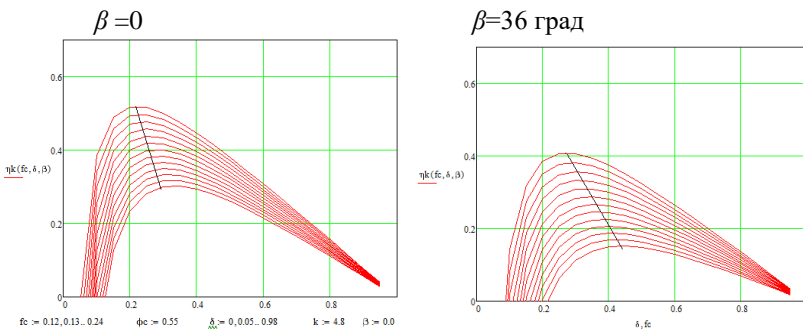
Аппроксимация экспериментальных зависимостей силы сопротивления качению пневматика, по деформируемой поверхности на поперечном склоне в зависимости от изменения нормальной к опорной поверхности силы, действующей на ось колеса, по сравнению с некоторым ее начальным значением G_{k0} может быть выражена с достаточным приближением эмпирической зависимостью вида:

$$P_{fi} = \frac{f_{ck}^{\nu}(\Delta G_{k0}) \times G_k}{(\cos \beta)},$$

где ν – показатель степени, при этом, чем более деформируемый грунт опорной поверхности, тем меньше значение показателя, то есть $\nu < 1$ и значения для тракторных колес при качении на различных почвогрунтах лежат в пределах 0,98..0,96.

Как видно из выражений, увеличение угла поперечного склона приводит к уменьшению окружного тягового усилия колеса, так как уменьшается нормальная сила прижатия колеса с шиной к опорной поверхности и уменьшается возможная для реализации доля от общего коэффициента сцепления с опорной поверхностью, потому, что часть его расходуется на создание боковой силы трения колеса с опорной поверхностью, за счет которой не происходит сползания моста вниз по склону, до регламентированного для таких машин угла в 36° .

Графики зависимости потенциала тяговой эффективности колеса $\eta_{ki}(f, \delta, \beta)$ от угла поперечного склона приведены на рисунке.



$$\eta_{ki}(f, \delta, \beta) = \left[1 - \frac{fc_i}{\varphi c_i \cdot (\cos^3 \beta) \times (1 - e^{-k_i \delta_i})} \right] \cdot (1 - \delta_i) = \eta_{pi} \cdot \eta_{\delta} ,$$

где φc_i , fc_i - коэффициент сцепления и условный коэффициент сопротивления качению i-го колеса с опорной поверхностью;
 k_i - параметр аппроксимации зависимости $F_{ki}(\delta_i)$.

Как видно из рисунка потенциал тяговой эффективности колеса имеет максимум при некотором значении буксования, который уменьшается и сдвигается с ухудшением дорожных условий в сторону больших буксований. Причем с ростом угла поперечного склона максимум потенциала тяговой эффективности существенно снижается и наступает при больших буксованиях колеса.

Предложенные выражения позволяют выполнить расчетно-теоретический анализ тяговых свойств вариантов разрабатываемого МТА при движении на уклонах рабочего гона в случае отсутствия вертикальной стабилизации колес.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гуськов, В.В. Тракторы. Теория / В.В.Гуськов, Н.Н.Велев, Ю.Е.Атаманов, Н.Ф.Бочаров, И.П.Ксенович, А.С.Солонский - М.: Машиностроение, [1988. - 376 с.](#)

УДК 622.232 (075.8)

ПРЕДЕЛЬНЫЕ СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ РОЛИКООПОР ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

В. Н. Плищ, Г.А. Таяновский

Аннотация: Рассмотрены особенности процесса поддерживающего ролика в составе гусеничного движителя, предельные состояния ролика и их причины, процедурная схема прогнозирования структурной надежности поддерживающих роликоопор гусеничного хода.

Поддерживающие ролики предназначены для направления движения гусеничного обвода и предотвращения схода с направляющих. Использование упругих роликовых направляющих позволяет снизить нагрузки на оси поддерживающих роликов и шарниры звеньев гусеницы за счет поглощения амортизирующим элементом толчков и ударов, возникающих в системе. В то же время на с.-х. тракторах чаще используют стальные поддерживающие ролики без упругих элементов.

Регулировка роликовых направляющих, если она конструктивно предусмотрена, позволяет соблюдать зазоры в боковых направлениях в системе “ролик – звенья гусеницы” в необходимых пределах.

Особенности динамического взаимодействия направляющих элементов звеньев гусеницы с роликоопорами приводят на практике к необходимости контроля усилия натяжения гусеничной цепи, с целью снижения вероятности схода гусеницы из-за износа проушин звеньев и пальцев гусеничного обвода, бандажей опорных и поддерживающих роликов. Отмеченные процессы изменяют надежность движителя в целом и, среди прочего, определяют материальные и трудовые затраты на поддержание эксплуатационного состояния гусеничного хода.

Обеспечение требуемой ходимости поддерживающих роликов гусеничного хода предполагает проведение еще на стадии проектирования новых опор прогнозного анализа надежности различных вариантов их конструктивного исполнения. При этом производят прогнозирование структурной надежности по показателям безотказности, используя формулы структурной надежности для каждого из альтернативных вариантов конструктивного исполнения поддерживающе-направляющих опор, а также выполняют анализ динамики исчерпания ресурса роликоопор, рассматривая физические процессы приближения их элементов к предельным состояниям.

Основные причины выхода из строя, характеристики предельных состояний и причины для замены роликовых направляющих состоят в следующем:

- предельный износ бандажа ролика, возникает вследствие истираемости или старения материала бандажа. Износ бандажа приводит к заклиниванию оси, вытеканию масла через щели колец уплотнения;
- ось поддерживающего ролика со временем приходит в негодность из-за износа шеек под подшипники или вследствие разбивания вначале посадочных поверхностей в ступице под наружные кольца подшипников;
- невозможность регулировки роликовой направляющей, если таковая регулировка предусмотрена, возникает вследствие выхода из строя системы регулировки или из-за предельного износа бандажа ролика;
- отсутствие вращения роликовой направляющей, возникает из-за несвоевременной запрессовки смазки в подшипниковую опору;
- при слишком тугом проворачивании поддерживающего ролика на оси, особенно в зимних условиях, когда загустевает смазка и он покрывается грязью, льдом и снегом, происходит полное торможение, что приводит к одностороннему износу обода ролика и сквозному протиранию ступицы. Последнее вызывает поломку осей, подшипников и других деталей поддерживающего ролика.

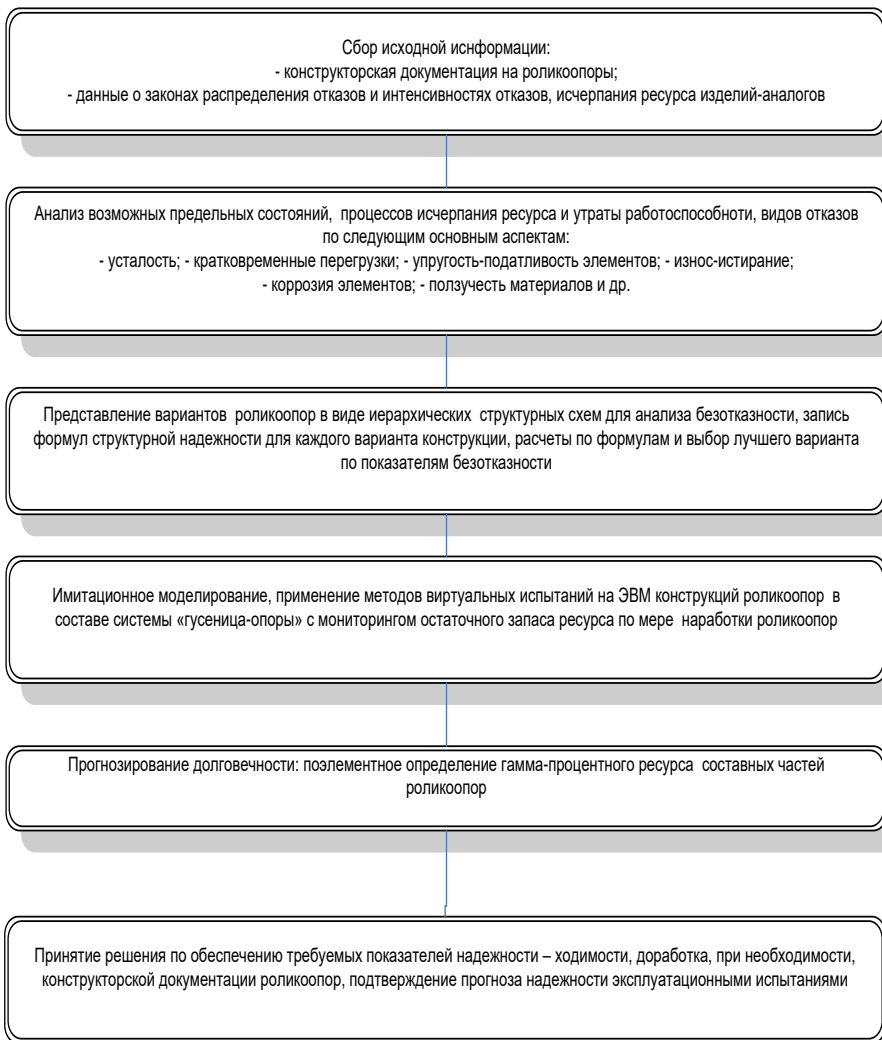


Рисунок 1

Как следует из опыта эксплуатации, максимальный износ комплекта из четырех поддерживающих роликов гусеничных тракторов класса 3 по массе составляет 8 кг, а интенсивность изнашивания составляет 3,63-4,0 мкм/ч [1]. То есть практическое обеспечение работоспособности поддерживающих роликов представляет важную и трудоемкую задачу, требует существенных материальных, трудовых и финансовых затрат.

Поэтому научные изыскания, с целью повышения надежности поддерживающих роликов, являются актуальными и для создаваемых тракторов представляют до сих пор научный и практический интерес.

На этапе расчетно-теоретического обоснования гусеничного хода нового трактора, когда имеются только первоначальные сборочные чертежи, его структурно-параметрическая оптимизация требует получения прогнозной оценки безотказности будущей конструкции методами анализа структурной надежности.

Процедурная схема прогнозирования надежности поддерживающих роликоопор гусеничного хода включает последовательность этапов, краткое содержание которых представлено на рисунке 1.

Создание конкурентоспособной гусеничной техники в настоящее время невозможно без ресурсного проектирования и динамического анализа в рамках информационной технологии инженерного обоснования проектных решений (САЕ) как составной части САПР данного вида [техники](#).

УДК 631.372:622.232

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ АКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ПЕЗДОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОТОРНОГО ТОРМОЗА-ЗАМЕДЛИТЕЛЯ

Г.А. Таяновский, А.И. Рахлей

Аннотация: В статье приведены основные аналитические выражения закономерностей торможения колесного трактора при работе в сцепе с активным прицепом при использовании моторного тормоза замедлителя.

Ключевые слова: активный тракторный поезд, привод колес прицепа, динамика торможения с моторным тормозом

Рациональное использование тракторных поездов в широком спектре дорожных условий достигается применением прицепов с ведущими мостами. С ростом грузоподъемности тракторных прицепов необходимо обеспечивать требования их безопасной эксплуатации и при торможении. При этом для любой загрузки прицепа и коэффициента сцепления тормозных колес тракторного поезда с опорной поверхностью должно обеспечиваться одинаковое использование сцепного веса, приходящегося на его оси при торможении [1].

Оценочным показателем распределения тормозных сил является соотношение удельных тормозных сил оси и транспортного средства в целом.

$$\gamma = \frac{F_i}{N_i}, \gamma_{T(n)} = \frac{F_{T(n)}}{m_{T(n)}g},$$

где $\gamma_{T(n)}$ - удельные тормозные силы 1-й оси трактора (прицепа); N_i , F_i - нормальная реакция и тормозная сила на 1-й оси тракторного поезда;

$m_{т(п)}$ - масса трактора (прицепа); g - ускорение свободного падения; $F_{т(п)}$ - тормозная сила трактора (прицепа).

Оптимальное распределение тормозных сил по осям предполагает в любых дорожных условиях соблюдение равенства удельных тормозных сил [1]

$$\gamma_i = \gamma_{п} = \gamma_{т}$$

При полном использовании сцепного веса, т.е. при торможении с максимальной эффективностью, будет справедливо следующее равенство:

$$\gamma_i = \gamma_{п} = \gamma_{т} = \nu,$$

где ν - коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

Реальные тормозные системы тракторов и прицепов, имеют постоянное распределение тормозных сил и не позволяют обеспечить рациональное распределение тормозных сил во всем диапазоне изменения нормальных реакций на осях поезда и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Это приводит к одновременному блокированию колес тягача и прицепа и наличию усилий сжатия в тягово-сцепном устройстве, что снижает эффективность торможения и ухудшает устойчивость движения тракторного поезда.

При торможении значительных масс большегрузных тракторных поездов актуально снижение энергонагруженности колесных тормозных механизмов за счет вспомогательной тормозной системы (ВТС) - моторного тормоза-замедлителя (двигателя) [2]. Эффективность ВТС определяется по величине замедления тракторного поезда либо по значению угла наклона дороги, на котором моторный тормоз-замедлитель обеспечивает его спуск с постоянной скоростью движения.

Эти параметры можно определить из общего уравнения движения тракторного поезда, в котором поглощение кинетической энергии осуществляется тормозными силами моторного тормоза-замедлителя.

Инерционная сила вращающихся деталей, колес тракторного поезда и трансмиссии трактора может в зависимости от режима движения иметь разный знак и определяется выражением

$$P_{jвр} = \left[\frac{1}{r_{1,2}^2} \left(\frac{J_q i_{тп}^2}{\eta_{т}} + n_1 J_1 \right) + \frac{n_2 J_2}{r_3^2} \right] \frac{dV}{dt}, \quad (1)$$

где J_q , J_1 , J_2 – моменты инерции маховика двигателя совместно с деталями трансмиссии, колес трактора и прицепа; n_i - число колес трактора и прицепа; $i_{тп}$ и $\eta_{т}$ - передаточное число и КПД трансмиссии.

Из уравнения (1) следует, что при установившемся движении инерционные силы равны 0. При замедленном движении тракторного поезда и работе ВТС инерционные силы будут способствовать снижению эффективности торможения, а при ускоренном, наоборот, - увеличению.

Основной силой, препятствующей движению тракторного поезда, является тормозная сила моторного тормоза-замедлителя, которая у существующих ВТС реализуется на задних ведущих колесах тягача. Прицепной состав подтормаживается рабочей тормозной системой, что

приводит при длительном торможении на затяжных спусках к перегреву его тормозных механизмов и, как следствие, быстрому их износу.

Для активных прицепов целесообразно при торможении ВТС тягача подключать ведущий мост прицепа. В этом случае тормозной момент двигателя, распределяясь между ведущими мостами, будет осуществлять подтормаживание прицепа.

Приведенная на рисунке 1 схема тракторного поезда при торможении двигателем с включенным передним мостом прицепа отражает распределение силового потока между мостами трактора и прицепа. Тормозные силы на заднем мосту трактора F_2 и переднем мосту

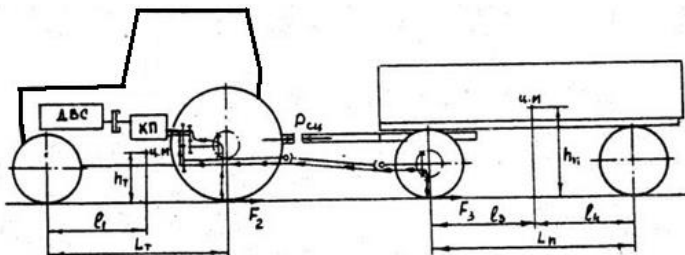


Рисунок 1 - Схема распределения тормозных сил между ведущими мостами тракторного поезда при торможении двигателем

прицепа F_3 определяются из выражений

$$F_2 = \frac{\gamma_2 m_T g l_1}{L_T + \gamma_2 h_T}; \quad (2)$$

$$F_3 = \frac{\gamma_3 m_n g l_4}{L_n + \gamma_3 h_n}; \quad (3)$$

Для автоматического подключения в тяговом режиме колес прицепа при соответствующем буксовании колес тягача между ними конструктивно заложено отрицательное кинематическое несоответствие [1]. Следовательно, реализация тормозного момента двигателя с учетом выражений (2)-(3) будет определяться следующей зависимостью:

$$M_T = M_2 + M_3 = \frac{\gamma_2 m_T g l_1 r_2 \eta_T}{i_{Tp}(L_T + \gamma_2 h_T)} + \frac{\gamma_3 m_n g l_4 \eta_n r_2 i_3}{i_n(L_n - \gamma_3 h_n)(1 - K_{H2})i_2}, \quad (4)$$

где η_T , η_n – КПД трансмиссии трактора и прицепа; i_n – передаточное число от двигателя до передних ведущих колес прицепа; M_2 , M_3 – моменты, приводимые к двигателю от задних колес трактора и ведущих колес прицепа.

Из выражения (4) следует, что на распределение моментов между мостами трактора и прицепа влияет соотношение масс трактора и прицепа, передаточные числа трансмиссии и кинематическое

несоответствие. При этом в зависимости от использования сцепного веса трактора и прицепа будут определяться знак и величина усилия в тягово-сцепном устройстве.

Для определения усилий в тягово-сцепном устройстве составляются уравнения движения каждого звена поезда, из которых при равенстве ускорений трактора и прицепа получим формулу для определения усилия в тягово-сцепном устройстве при жесткой беззазорной сцепке

$$P_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{т}}m_{\text{п}}}{m_{\text{т}}+m_{\text{п}}}(\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{т}})g. \quad (5)$$

Удельные тормозные силы трактора и прицепа, выраженные через соответствующие удельные тормозные силы их мостов, будут равны

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{т}} &= \frac{l_1\gamma_2}{L_{\text{т}}-h_{\text{т}}\gamma_2}; \\ \gamma_{\text{п}} &= \frac{l_3\gamma_3}{L_{\text{п}}-h_{\text{п}}\gamma_3} \end{aligned} \quad (6)$$

Для решения полученных уравнений необходимо выразить удельные тормозные силы γ_2 и γ_3 через скольжение колес (вследствие кинематической связи заднего моста трактора и переднего моста прицепа).

Взаимосвязь скольжения колес заднего ведущего моста трактора и ведущего моста прицепа при торможении с заблокированным приводом

$$S_3 = \frac{S_2 - K_{H2}}{1 - K_{H2}}.$$

Натурные исследования показали, что при торможении двигателем с увеличением кинематического несоответствия удельные тормозные силы на ведущем мосту прицепа пропорционально возрастают, а на заднем мосту трактора - убывают. Так как эффективность торможения прицепа с увеличением кинематического несоответствия возрастает, а по абсолютной величине выше, чем у трактора, эффективность торможения которого падает, то в тягово-сцепном устройстве действуют усилия растяжения и способствуют устойчивому движению трактора.

Значительное увеличение кинематического несоответствия может привести при торможении двигателем, особенно при груженом прицепе, к возникновению на задних колесах трактора тяговой силы, т.е. его колеса перейдут в ведущий режим. Для исключения этого выбирают рациональную величину кинематического несоответствия путем её регулирования или перераспределяют часть веса прицепа на трактор за счет применения полуприцепов или полунавесных прицепов. Повышение тормозного момента двигателя и увеличение передаточного числа трансмиссии также снижают возможность перехода задних колес трактора в ведущий режим.

Полученные аналитические выражения закономерностей торможения трактора с активным прицепом, при использовании тормоза-замедлителя для обеспечения достаточной динамики их торможения, необходимы при обосновании новых разработок средств активизации тракторных прицепов, эксплуатирующихся в тяжелых условиях движения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория/ В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с
2. Атаманов Ю.Е., Плищ В.Н., Поварехо А.С., Равино В.В., Таяновский Г.А. Моделирование характеристик дизельного двигателя. Минск, БНТУ, [2014. – 134 с.](#)

УДК 629.114.2

К МЕТОДИКЕ ОЦЕНКИ УРОВНЕЙ КОЛЕБАНИЙ ВОДИТЕЛЯ И ПАССАЖИРОВ ТРОЛЛЕЙБУСА

К.О. Артименя, Г.А.Таяновский

Аннотация: Рассмотрен методический подход к оценке уровней колебаний частей тела водителя и пассажиров троллейбуса при виртуальных испытаниях машины на математических моделях.

Троллейбус представляет собой сложную многомерную колебательную динамическую систему. При установившейся средней скорости движения возмущающие воздействия на его колеса от микропрофиля дороги описываются случайными стационарными функциями. Эти воздействия приводят к возникновению, как известно, случайных стационарных низкочастотных колебаний рамы машины, водителя и пассажиров на сиденьях, а также людей, стоящих на полу пассажирского салона. Высокие уровни колебаний неблагоприятно сказываются на здоровье человека, поэтому предельно допустимые значения их ограничиваются законодательно.

При разработке новой машины и подвески ее колес необходимо на этапе выбора параметров общей компоновки, схемы и параметров подвески убедиться в обеспечении допустимых санитарных норм колебаний человека, находящегося в машине. С учетом особенностей планировки пассажирского салона, числа и размещения пассажиров изменится распределение нагрузок на колеса машины, что изменяет картину пространственных колебаний людей в машине. К тому же характер воздействия колебаний на человека, находящегося на сиденье и стоящего на полу салона существенно разнятся. Поэтому в стандартные

методики исследования уровней колебаний людей в машине всегда необходимо вносить доработки. В частности, при рассмотрении колебаний человека в машине, по мнению Международной организации по стандартизации ISO, целесообразно определять их с учетом структуры тела человека, так как для разных частей тела безвредные уровни колебаний существенно отличны и по амплитуде и по частоте.

Разработанная расчетная динамическая система троллейбуса состоит из инерционных масс, взаимодействующих между собой посредством упругих и диссипативных элементов, моделирующих физические свойства механизмов подвески кузова и сидений. Эта модель имеет шесть степеней свободы механической системы и позволяет моделировать продольно-вертикальные колебания рамы машины в продольной и поперечной вертикальных плоскостях, вертикальные колебания пола салона, либо подушки сиденья водителя и пассажиров. Математическое описание движения масс расчетной динамической системы выполняется по методике, изложенной в работе проф. А.А. Силаева [1]. Взаимодействие инерционных масс колес с пневмошинами динамической системы троллейбуса с дорогой моделируется с учетом их упругих и диссипативных характеристик. Микропрофиль поверхности дороги описывался экспоненциально-косинусной корреляционной функцией. Такие функции определены по результатам либо натурных измерений с помощью теодолита ординат выбранных характерных участков городских дорог с последующим удалением тренда матожидания, либо брались ординаты из рекомендуемых стандартами таблиц тестовых дорог, либо по известным из научной литературы корреляционным функциям дорог находились реализации ординат высоты микропрофиля по алгоритму проф. Р.И. Фурунжиева. Шаг дискретизации времени при определении статистических оценок вероятностных характеристик колебаний определяется по теореме Котельникова-Шеннона и по опыту подобных исследований принят равным 0,025 с. Параметры низкочастотных колебательных процессов определялись в диапазоне частот до 28,3 Гц, в котором регламентированы санитарные нормы виброскоростей и виброускорений в октавных и третьоктавных полосах частот, и в которых чаще всего лежат значения собственных частот колебаний динамической колебательной системы.

Скорость движения троллейбуса существенно влияет на характер колебаний и при моделировании дискретно изменяется от 10 до 60 км/ч, чтобы выявить возможные зоны проявления статистических резонансов, которые характеризуются значительным увеличением амплитуд и ускорений колебаний. Оценочные параметры колебаний определяются с помощью вычисленной корреляционной функции, позволяющей рассчитать ординаты спектральной плотности в функции частоты

колебаний, а затем, интегрируя график спектральной плотности в полосах частот, определить интересующие среднеквадратические отклонения либо виброскоростей, либо виброускорений. Спектральные плотности вычисляются на основе ординат корреляционных функций, для сглаживания которых используется корреляционное окно Тьюки. При машинном исследовании колебаний троллейбуса должны быть получены графики зависимостей упомянутых оценок колебаний пола салона троллейбуса в характерных точках в зависимости от коэффициентов жесткостей упругих элементов и коэффициентов сопротивлений диссипативных элементов подвески троллейбуса и пассажирских сидений. Охарактеризованный процесс исследования колебаний колесной машины методически хорошо отработан отечественными учеными. Однако возросшие требования к показателям плавности хода машины, комфортности и безопасности для здоровья человека усложняют задачу исследования.

Так Международная организация по стандартизации ISO рекомендует определять более подробную картину уровней колебаний, воздействующих на человека на основе двухмассовых и четырехмассовых моделей тела человека, так как достижения медицины показали, что для различных частей тела опасны различные значения уровней и частот колебаний. Например, в многомассовых моделях человеческое тело, усаженное на сиденье представлено четырьмя отдельными массовыми сегментами, связанными пятью наборами пружин и демпферов, с полной человеческой массой 60.67 кг 55,2 кг. Эти четыре массы представляют следующие сегменты тела: голова и шея, верхняя часть туловища, нижняя часть туловища, бедра и таз (смотри топологические динамические модели на рисунке 1,а и 1,б). Биомеханические параметры моделей 1а и 1б приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

<i>Биомеханические параметры модели</i>		
<i>Масса (кг)</i>	<i>Демпфирование (кг/с)</i>	<i>Жесткость (Н/м)</i>
<i>голова и шея $m_1 = 4.17$</i>	<i>$c_1 = 250$</i>	<i>$k_1 = 134400$</i>
<i>верх туловища $m_2 = 15$</i>	<i>$c_2 = 200$</i>	<i>$k_2 = 10000$</i>
<i>низ туловища $m_3 = 5.5$</i>	<i>$c_3 = 909.1$</i>	<i>$k_3 = 192000$</i>
<i>бедра и таз $m_4 = 36$</i>	<i>$c_4 = 330$</i>	<i>$k_4 = 20000$</i>
<i>подушка сиденья</i>	<i>$c_5 = 2475$</i>	<i>$k_5 = 49340$</i>

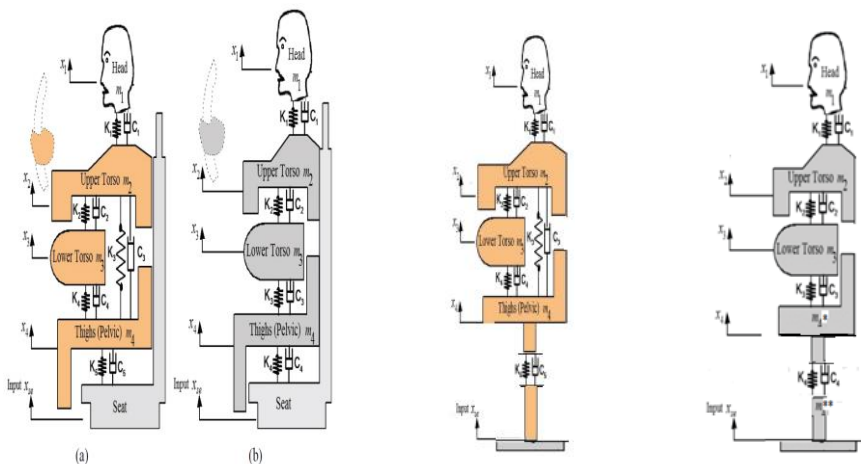


Рисунок 1 – многомассовые модели тела человека для исследований его колебаний при нахождении в машине

Таблица 2

Биомеханические параметры модели		
Масса (кг)	Демпфирование (кг/с)	Жесткость (Н/м)
голова и шея $m_1 = 5.31$	$c_1 = 400$	$k_1 = 310000$
верх туловища $m_2 = 28.49$	$c_2 = 4750$	$k_2 = 183000$
низ туловища $m_3 = 8.62$	$c_3 = 4585$	$k_3 = 162800$
бедрa и таз $m_4 = 12.78$	$c_4 = 2064$	$k_4 = 90000$
подушка сиденья	$c_5 = 2475$	$k_5 = 49340$

Для учета структуры тела человека в рассматриваемом исследовании целесообразно применять прием последовательного рассмотрения связанных локальных моделей. Суть приема состоит в определении, на первом этапе, на математической модели характеристик колебаний транспортного средства в процессе имитационного моделирования. В результате определяются значения ординат, скоростей и ускорений колебаний в любой точке подрессоренной массы несущей системы машины, зная значения перечисленных величин в ее центре масс, в соответствии с известными выражениями [1].

На втором этапе используются математические модели, разработанные на основе приведенных биомеханических расчетных моделей человека в машине в сидящем или стоящем положении. Причем

входным воздействием являются соответствующие величины, определенные в результате выполнения первого этапа виртуальных исследований, например, текущие ординаты перемещения либо рамы сиденья, либо точки пола пассажирского салона, над которой размещается стоящий пассажир. Далее, в результате моделирования на биомеханической модели также определяются спектральные плотности виброскоростей или виброускорений низкочастотных колебаний каждой из структурных частей тела человека, вычисляются среднеквадратические их значения в третьоктавных или октавных полосах частот спектра колебаний и сравниваются с допустимыми уровнями по медицинским нормам, которые не вызывают негативного влияния на здоровье человека, находящегося в данной машине.

По результатам описанного анализа делается вывод о приемлемости параметров машины, обуславливающих такие уровни колебаний. Все исследования проводятся для различных скоростей движения, обеспечиваемых моторно-трансмиссионно-двигательным агрегатом троллейбуса. Вычислительный эксперимент параметрической оптимизации подвески по предложенному подходу позволяет найти требуемые рациональные параметры подвески машины. Изложенный подход с использованием набора локальных моделей удобен тем, что на модели человека можно подавать в качестве входных и воздействия, определенные по результатам натуральных испытаний, поскольку замеры параметров низкочастотных колебаний на теле человека и внутренних органах до сих пор в широкой практике затруднительны. Кроме того, составление, отладка программных приложений и проведение виртуального имитационного моделирования в таком случае существенно проще, чем на одной общей сложной модели.

Доработанные методические положения позволяют выполнить расчетно-теоретический анализ лимитирующей возможности работы троллейбуса параметров подвески и режимов движения по критериям плавности хода, выбрать рациональные параметры общей компоновки и планировки салона.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А.А. Силаев. - М.: Машиностроение, 1972. — 192 с
3. Дженкинс Г. Спектральный анализ и его приложения / Г. Дженкинс, Д. Ваттс. - М.: Мир, 1971. - [Т.1,2. - 314 с.](#)

К ОБЕСПЕЧЕНИЮ УСТОЙЧИВОСТИ И ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ САДОВОГО ТРАКТОРА НА СКЛОНАХ

Г.А.Таяновский, А.П.Антыменюк, М.В. Шавердо

Аннотация: Рассмотрены средства обеспечения требуемых показателей тяговых свойств, устойчивости против опрокидывания и сползания на склоне садового трактора в случае эксплуатации в зонах горного земледелия, выполнен расчетный эксперимент, определены необходимые параметры общей компоновки трактора.

Минский тракторный завод выпускает две модели тракторов для садоводства – «Беларус 921.3» и «Беларус 921.4», как модификации универсально-пропашного трактора «Беларус 922.3», с шириной 1600 мм и высотой 2380 мм, с мощностью двигателей, соответственно, 66,7 и 68,6 кВт. Исследуемый садовый трактор предназначен для работы в условиях горного машинного земледелия и комплектуется на основе базовой модели из 900-й серии модельного ряда отечественных тракторов.

С целью обеспечения требуемых показателей устойчивости и тягово-сцепных свойств такого трактора в специфических условиях эксплуатации выполнен анализ возможных компоновочных схем, с учетом отечественного опыта по исследованиям, разработке и производству крутосклонных, низкоклинренсных и садовых тракторов, а также садовых машин зарубежных фирм: *Joh Deere, Fendt, Deutz Fahr, Massey Ferguson, CLAAS, Case IH, Гольдони, Landini*. В результате выбрано техническое решение, в наибольшей степени унифицированное с базовой моделью, компьютерная модель компоновочной схемы трактора показана на рисунке 1. Необходимо было установить ее целесообразные параметры, которые обеспечат требуемую функциональность садового трактора в соответствии со структурой штатного для него набора технологических операций и агрегатируемых машин и орудий при работе в хозяйствах.

Специальные требования к тракторам для садоводства обусловлены малыми размерами междурядий и высотой плодовых растений при интенсивном садоводстве, необходимостью привода энергоемких активных рабочих органов большого числа навесного оборудования для ухода за деревьями и почвой в приствольных полосах, а в предгорьях с разрешенным машинным земледелием на уклонках до 8⁰ (16%) - еще и необходимостью достаточных показателей устойчивости, управляемости, маневренности и тягово-сцепных свойств.

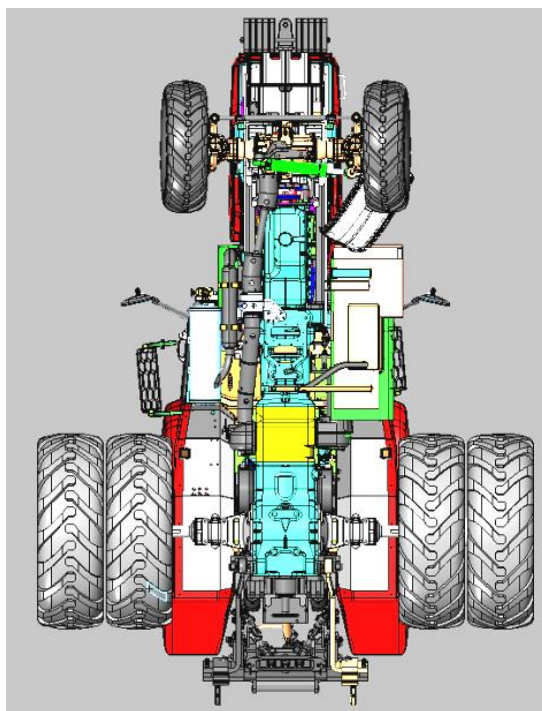


Рисунок 1

Выбор схемы установки шин, базы, распределения нагрузки по мостам оценивались с использованием программного приложения, вид одной из экранных страниц которого приведен на рисунке 2. Программное приложение в технологии электронных таблиц MS Office Excel позволяет получить расчетные, допустимые по требованиям руководящих документов, и действительные для рассматриваемого варианта комплектования агрегата численные значения нагрузок шин, мостов, навесных устройств, а также - вывод («нельзя» или «можно»), с учетом всех перечисленных на рисунке 2 критериев, о допустимости эксплуатации рассматриваемого садового машинно-тракторного агрегата с рассматриваемыми машинами или орудиями (см. рисунок 3).

Тягово-динамические характеристики МТА на базе садового трактора строились с учетом движения вдоль поперечного склона, на котором распределение нагрузок по бортам не одинаково: нижние колеса по склону нагружены большими нормальными силами.



Рисунок 2

Наименование показателя навесоспособности трактора	Расчетн. доп.значения	Фактич. значения	Вывод
масса задней навески по доп. нагрузке на задний мост (ГОСТ 7463-80) и при заданной допустимой эксплуатационной массе агрегата $m_{зад.доп}$			
масса передней навески по доп. нагрузке на задний мост (ГОСТ 7463-80) и при заданной допустимой эксплуатационной массе агрегата $m_{зад.доп}$			
масса задней навески по доп. нагрузке на передн. мост (ГОСТ 7463-80) и при заданной допустимой эксплуатационной массе агрегата $m_{перед.доп}$			
масса передней навески по доп. нагрузке на передн. мост (ГОСТ 7463-80) и при заданной допустимой эксплуатационной массе агрегата $m_{перед.доп}$			

Рисунок 3

В данной работе рассматривались поперечная устойчивость садового колесного трактора с учетом специфики его работы в садах на предгорных склонах местности (рисунок 4). Как следует из рисунка 4, установка на задний мост сдвоенных колес несколько понижает высоту расположения центра масс и увеличивает вес трактора, то есть $h^*_u < h_u$ и $G^*_m > G_m$, что к тому же благоприятно сказывается на увеличении устойчивости против поперечного опрокидывания. Кроме того, при этом значительно возрастает критический угол склона, на котором трактор продолжает быть устойчивым, то есть

$$\beta^*_{lim} \gg \beta_{lim} \Rightarrow \beta^*_{lim} = ((\pi/2) - \arctg(h^*_u / 0,5B^*)) \text{ а } \beta_{lim} = ((\pi/2) \arctg(h_u / 0,5B)).$$

Из последних выражений следует, что для обеспечения поперечной устойчивости садового трактора на регламентированных инструкцией по эксплуатации предельных значениях уклонов в 36 градусов, в первом приближении, минимально необходимо при сдвоенных колесах, чтобы их колея отвечала соотношению:

$$B^* \geq 2 h_{\text{ц}}^* \text{ctg}((\pi/2) - (\pi * 36/180)) \geq 1,453 * h_{\text{ц}}^*$$

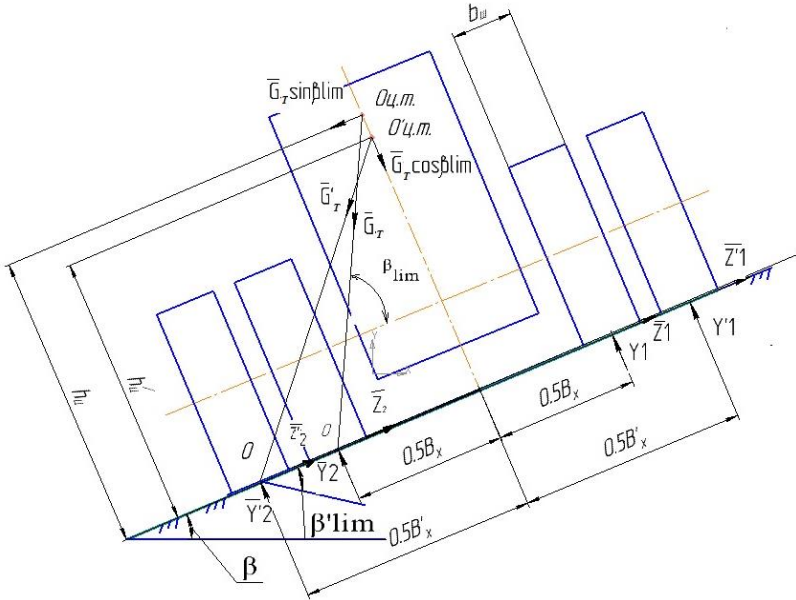


Рисунок 4

Исследования поперечной и продольной устойчивости трактора выполнялось с использованием программируемой электронной таблицы для различных вариантов агрегатирования с рабочими орудиями.

Доработанные методические положения позволили выполнить расчетно-теоретический анализ лимитирующих возможностей работы МТА свойств садового трактора при движении на уклонах рабочего гона и выбрать рациональные параметры [компоновочной схемы](#).

УДК 622.232 (075.8)

**К ВЫБОРУ ПРИВОДНОГО ДИЗЕЛЯ И СХЕМЫ ПРИВОДА
ВОМ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ШАССИ С
НАВЕШИВАЕМЫМ МОДУЛЬНЫМ РАБОЧИМ
ОБОРУДОВАНИЕМ**

Г.А. Таяновский

Аннотация: Предложена структура методики проектного выбора параметров привода рабочих органов технологических модулей МТА на базе шарнирно-сочлененного шасси.

В создании современных машинных тракторных агрегатов (МТА) различного назначения доминируют принципы блочно-модульного построения и быстросъемного агрегатирования технологических модулей, монтируемых на базовое колесное шасси высокой проходимости. Условия эксплуатации МТА для лесоразработок обусловили создание и развитие шарнирно-сочлененных колесных шасси на базе колесных тракторов МТЗ, изначально как лесохозяйственных под использование в качестве форвардеров и харвестеров на сводке леса и перевозке сортиментов, а затем и для других сфер использования. Существенно расширить линейку моделей модульных МТА на базе таких шасси возможно, среди прочего, при их оснащении передним и задним механическим ВОМ. В числе таких МТА многозвенные торфовозы большой общей грузоподъемности, агрегаты разведочного шнекового бурения на глубины до 100 метров, комбайн для уборки быстрорастущих древесных растений на топливную цепу, МТА для транспорта специальных грузов в осеннюю и весеннюю распутицу по бездорожью со сменными платформами, самоходные рубильно-транспортные МТА с оборотными кузовами, агрегаты с навесными разбрасывателями удобрений, с крановым оснащением, с передвижным электрогенератором и многие другие. Тягово-приводной потенциал шарнирно-сочлененных шасси МТЗ для использования в геологических изысканиях в малонаселенных и труднопроходимых местностях, на строительстве трубопроводов, в качестве землевозов и для многих других специализированных МТА значителен, но, к сожалению полностью не раскрыт, что надо рассматривать как упущенную выгоду и не использование возможностей активного продвижения фирменного бренда в этом сегменте перспективных и конкурентоспособных машин.

Создание любого из перечисленных МТА на базе шарнирно-сочлененного шасси МТЗ требует проведения согласования рабочего оборудования с приводным двигателем шасси.

В случае привода активных рабочих органов навешиваемого технологического оборудования, которое предназначено для работы при

неподвижном шасси, целесообразно разработать вариант заднего механического ВОМ, который будет приводиться от штатной карданной передачи к заднему ведущему мосту, на период стационарной работы, и отключаться при движении МТА. Такой принцип при реализации существенно снижает затраты на специализацию машины под конкретные технологии применения.

Другой пример: при использовании на торфопредприятии самоходной рубильной машины необходимо учесть специфику сырья, которая окажет влияние на рабочий процесс рубильной машины и динамическую нагруженность рабочих органов, муфты сцепления и двигателя, скажется на выборе их рациональных параметров. Поэтому необходимы исследования динамики рабочего процесса и методика выбора параметров и режимов работы перечисленных элементов таких машин, в связи с отсутствием таких методик.

Основная проблема применения рубильной машины на торфопредприятии состоит в невозможности достичь паспортной производительности из-за несоответствия приемных портов выпущенных машин размерам значительной части скорчеванных пней. На загрузке машины используют до семи человек, что приводит к крайне низкой эффективности труда.

Поэтому одна из задач состоит в разработке соответствующих технических решений доработки приемных портов, существенно повышающих загрузку машин исходным материалом.

Структура разрабатываемой методики инженерного обоснования приводов рубильных машин приведена на рисунке.

Методика включает достаточно много этапов работ, включая анализ исходного материала, схем переработки, загрузки рабочих органов, процесса измельчения при статическом расчете и динамическом моделировании, частотный анализ нагруженности при случайной стационарной подаче материала методами теории автоматического управления, лабораторные и натурные испытания, разработку критериев развития-оптимизации и алгоритма выбора рациональных параметров рубильных машин для торфопредприятий, установление числовых значений таких параметров с учетом сравнения результатов моделирования на механико-математических электронных моделях и экспериментальных [исследований](#).

Структура методики обоснования дизельного двигателя и параметров привода передающей рубильной машины (РМ) с барабанной многорезцовоной дробилкой



СТИЛИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ АНАЛОГОВ В УЧЕБНОМ ДИЗАЙН-ПРОЕКТИРОВАНИИ В ИНДУСТРИАЛЬНОМ И ТРАНСПОРТНОМ ДИЗАЙНЕ

Г.Л. Иванова.

Аннотация: Рассмотрены основные проблемы, связанные со стилистическим анализом аналогов в учебном проектировании в области индустриального и транспортного дизайна, методы описания аналогов, их достоинства и недостатки, направления проведения анализа, применимые в предпроектном анализе и собственно в ходе проектирования.

В существующей культурно-экономической ситуации проектирование ведётся в большинстве случаев на основе ретроспективного моделирования, изучения имеющихся аналогов и их свойств, а задача дизайнера состоит в изменении стилистики без существенного вмешательства в морфологию объекта. Стилистический анализ аналогов, таким образом, становится основным направлением дизайнерского исследования.

Процесс этот никаким образом не нормируется, не существует также общепринятых рекомендаций по его проведению. Для сложившихся профессионалов, особенно для приверженцев эвристических методов проектирования, такая ситуация скорее благоприятна. Но для учащихся отсутствие способов описания, критериев оценки, готовых схем и методов проведения стилистического анализа оказывается очень серьёзной проблемой, не решив которую студент ограничивается случайным перебором вариантов, останавливаясь уже на первом удовлетворительном решении. Методы определения стилей, применяемые в архитектуре, искусстве, арт-дизайне в нашем случае малоприспособлены из-за большей вариативности форм, привязки к историческим периодам, отдельным авторам. Формообразование в транспортном дизайне связано с жесткими и довольно стабильными технологическими, морфологическими и эксплуатационными требованиями, изменения осуществляются за счет небольших изменений кривизны поверхности, которые с трудом поддаются описанию и анализу. Поэтому есть необходимость создать перечень совместимых с нашими задачами методов, применяющихся в разных сферах, для описания и оценки визуально-стилистических качеств объекта, чтобы у студентов и преподавателей была возможность выбрать наиболее подходящий.

Классифицировать аналоги можно по разным принципам: используя историческую последовательность, морфологические

особенности, визуальную привлекательность, успешность продаж, вариативность форм, выразительные возможности материалов и технологий, соотнесённость со стилистикой известных производителей, основными тенденциями формообразования в выбранной и смежных отраслях производства, традициями предприятия, предполагаемыми запросами потенциального покупателя и т.д. Выбор основания для классификации зависит от конкретной проектной задачи. Например, если проектируется принципиально новый объект, анализ прямых аналогов невозможен и есть смысл рассматривать основные тенденции формообразования на примерах объектов со сходной функцией и рассчитанных на ту же потребительскую группу. Если проектирование предполагается в рамках уже существующего фирменного стиля, целесообразно будет рассматривать историческую последовательность изменения стилистики, возможности технологий и материалов и продукцию конкурентов или ведущих производителей.

Описание стилистических особенностей рассматриваемых аналогов может вестись двумя способами: вербально и визуально.

К вербальным методам можно отнести :

1.Свободные ассоциации. В этом случае фиксируются все случайные ассоциации, без оценки их значимости для дальнейшей работы, например: объект - скорость, престиж, агрессивно, большие фары, акула и т.д. Позже из этого набора можно при необходимости составить приемлемое для текста проектного анализа описание.

2. Ассоциативные ряды. Разворачиваются исходя из каких-либо качеств, например: функция, действие, ситуация. Этот метод менее вариативен, но получаемая картина изначально структурирована.

3. Межмодальные связи. Визуальные качества описываются категориями других модальностей, например: громкий, скользкий, звонкий, сладкий.

При использовании ассоциативных методов нужно иметь в виду, что далеко не все ассоциации статистически значимы и на стадии проектного предложения необходима корректировка с учетом особенностей восприятия предполагаемой потребительской группы.

4.Использование категорий визуального мышления. В словесном описании используются категории: ритм, статика, динамика, динамические потоки, вертикаль, горизонталь, доминанта, контраст, нюанс, масштаб, гармония, симметрия, распределение масс ,пропорции, структура, объём, сложность, характер кривизны и т.д.

5. Методы психосемантики. Свободное шкалирование может быть использовано, если нужна количественная оценка наиболее существенных визуальных качеств. Метод стандартных шкал более удобен для оценки большого количества аналогов по заранее выбранным

признакам. Наиболее универсальной и доступной можно считать оценку по базе Осгуда. Главным недостатком применения методов психосемантики в стилистическом анализе является то, что они требуют предварительного изучения, но они же способны дать объективную оценку образных характеристик изучаемых аналогов.

6. Соотнесение с уже известными фирменными стилями, стилистическими направлениями или историческими периодами, например: конструктивизм 30х годов, браунстиль, современный японский дизайн. Наиболее очевидный способ описания, требующий, однако, эрудиции и не являющийся сам по себе инструментом анализа.

Графические методы описания:

1. Формальный образ. Композиция на основе наиболее существенных визуальных признаков без элементов изобразительности. Может служить основой для дальнейшего анализа или использоваться в проектной презентации.

2. Определение характерных пропорций, взаимного расположения и площадей больших и малых элементов, поверхностей разных цветов и с разными отражающими качествами: прозрачных, глянцевых, матовых, фактурных. Может выполняться как прорисовка на фотографии или в виде отдельной схемы. Удобнее использовать боковой, передний и задний вид.

3. Определение основных диагоналей и характера кривизны. Также могут использоваться прорисовки по фотографии или отдельные схемы, показывающие направления основных контуров, переломов формы, углы, радиусы кривизны и сопряжения.

Данный перечень содержит только наиболее очевидные методы работы с аналогами, которые используются или могут быть использованы в учебном дизайн-проектировании и не претендует на полноту.

В ходе стилистического анализа кроме описания и систематизации визуальных признаков аналогов может проводиться их оценка по критериям, выбранным в качестве оснований для классификаций, а также по тем, которые были найдены в процессе работы по другим направлениям предпроектного анализа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Забалуева, Т.Р. История архитектуры и строительной техники. / Т.Р. Забалуева. – М. Эксмо, 2007. -736с.
2. Петренко, В.Ф. Введение в экспериментальную психосемантику. Исследование форм репрезентации в обыденном сознании. / В.Ф. Петренко. – М. Издательство Московского [университета, 1983](#).

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА

А.С.Поварехо, П.В.Радченко

Аннотация: Как правило, универсально-пропаиные тракторы «Беларус» имеют тормозные механизмы только на заднем мосту, а межосевой привод тормозится в качестве регулирующего элемента, перераспределяющего тормозные моменты с заднего моста на передний в соответствии с приходящей на них нагрузкой и коэффициентом кинематического несоответствия трансмиссии. При этом обеспечение синхронного срабатывания элементов тормозной системы и системы включения переднего моста позволит получить высокое качество управления эффективностью процесса торможения.

Целью математического моделирования электрогидравлического привода переднего ведущего моста (ПВМ) полноприводного трактора являлась оценка параметров переходных процессов, возникающих при включении муфты включения ПВМ, в частности его быстродействия.

Для составления математической модели реальный привод заменяется расчетной схемой (рисунок 1 а, б).

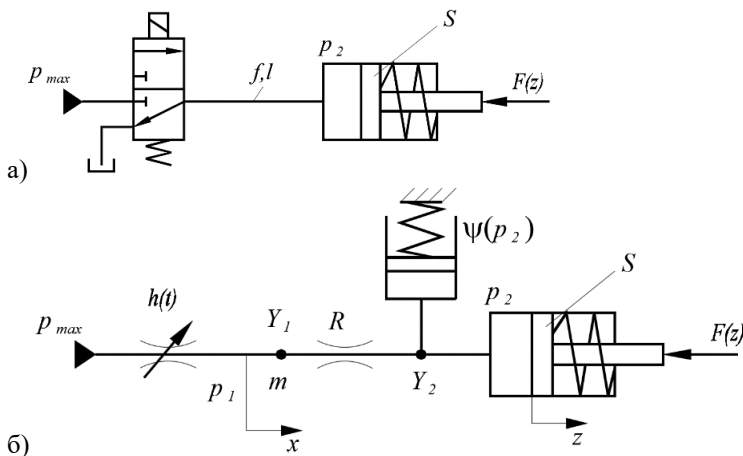


Рисунок 1 – Схема электрогидравлического привода ПВМ

При составлении математической модели использовалась методика расчета динамических характеристик гидропривода, приведенная в [1].

Воспользовавшись уравнением течения жидкости в трубопроводе на участке Y_1 и Y_2 и составив уравнения расходов для узлов Y_1 и Y_2 получаем математическую модель, соответствующую расчетной схеме (рисунк 1 б):

$$\begin{aligned}\frac{d^2x}{dt^2} &= b_0 - b_1 \cdot p_2 - b_2 \cdot \frac{dx}{dt} - \left[b_3 + \frac{b_6}{h^2(t)} \right] \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt}; \\ \frac{d^2z}{dt^2} &= b_7 \cdot p_2 - b_8 \cdot \frac{dz}{dt} - b_9 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} - (b_4 + b_5 \cdot z); \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{b_{11} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{dz}{dt}}{b_{10} + z} \cdot (b_{12} + b_{13} \cdot p_2)\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}b_0 &= p_{max}/a_1; \quad b_1 = 1/a_1; \quad b_2 = a_2/a_1; \quad b_3 = a_3/a_1; \quad b_4 = F_0/m_n; \\ b_5 &= c_{np}/m_n; \quad b_6 = a_4/a_1; \quad b_7 = S/m_n; \quad b_8 = K_T/m_n; \quad b_9 = F_{тр}/m_n; \\ b_{10} &= f \cdot l/S + z_{min}; \quad b_{11} = f/S; \quad b_{12} = E_{aa} - a_{ta} \cdot (t - t_0); \quad b_{13} = a_{pa}; \\ a_1 &= \rho \cdot l; \quad a_2 = 27,5 \cdot \rho \cdot v \cdot l/f; \quad a_3 \\ &= 0,5 \cdot \xi \cdot \rho + 0,443 \cdot k_e \cdot \rho \cdot l/\sqrt{f}; \\ a_4 &= \rho \cdot f^2/(2 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot D)^2).\end{aligned}$$

Параметры, входящие в вышеприведенные выражения определяются следующим образом: E_{aa} , a_{ta} , a_{pa} – параметры, определяющие динамический модуль объемной упругости (при температуре t_0 и $p=0,1$ МПа); z_{min} – расстояние между корпусом и поршнем в начальном положении поршня; t – текущее значение температуры рабочей жидкости; m_n – масса подвижных частей, приведенная к поршню; K_T – коэффициент вязкого трения о стенки цилиндра; $F_{тр}$ – сила сухого трения; p_2 – давление рабочей жидкости в поршневой камере; S – площадь поршня; p_{max} – давление настройки предохранительного клапана); $h(t)$ – закон перемещения исполнительного элемента распределителя; D – диаметр золотника распределителя; μ – коэффициент расхода для распределителя.

В качестве характеристики объекта управления (силового поршня муфты ПВМ) $F(z)$ принимаем линейную характеристику:

$$F(z) = c_{np} \cdot z + F_0,$$

где c_{np} – жесткость эквивалентной пружины; F_0 – начальная нагрузка.

При определении динамических характеристик гидравлического привода включения муфты ПВМ в качестве электрораспределителя рассматривались гидрораспределители системы управления типа ЗСУ с двумя значениями условного прохода 5 мм и 8 мм.

На рисунке 2 приведены результаты моделирования привода муфты ПВМ. С качественной точки зрения характеристики имеют типичный вид для исполнительных частей гидросистем с насосным приводом. В начальный период времени имеет место незначительное повышение давление и задержка его дальнейшего роста, связанная с заполнением соединительных трубопроводов и полости нажимного механизма фрикционной муфты. После заполнения полостей происходит резкое увеличение давления, которое приводит к замыканию пар трения.

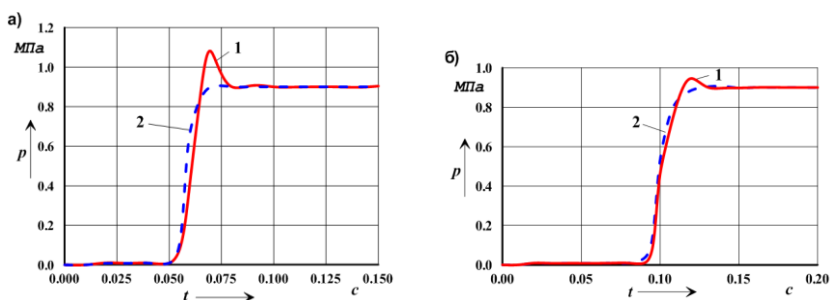


Рисунок 2 – Динамические характеристики электрогидропривода муфты ПВМ для гидрораспределителей с условными проходами: а) 8 мм; б) 5 мм

Быстродействие привода, как показали расчеты, существенно зависит от условного прохода гидрораспределителя. Для условного прохода 8 мм оно составило 0,07 с, а для условного прохода 5 мм – 0,12 с. Приведенные на графиках зависимости под номером 2 соответствуют расположению распределителя непосредственно на входе в муфту ПВМ. В этом случае имеет место более плавное изменение давления без заброса его максимального значения. С точки зрения времени срабатывания существенной разницы для кривых 1 и 2 не отмечено, что объясняется небольшой разницей заполняемых в системе объемов при изменении длины соединительных трубопроводов.

Приведенная математическая модель показала свою работоспособность и может быть использована как составная часть общей математической модели торможения полноприводного трактора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - [М.: Машиностроение, 1980.](#)

УДК 629.017

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ТОРМОЗНЫЕ КАЧЕСТВА ДВУХОСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Л.А.Авласенкова, А.С.Поварехо

Аннотация: Разработана математическая модель процесса торможения двухосного транспортного средства и исследовано влияние эффективности тормозных механизмов (развиваемого тормозного момента) на основные показатели процесса торможения.

Скорость и безопасность движения автомобиля в значительной степени определяется его тормозными свойствами. Актуальность исследования обусловлена тем, что при достижении максимального тормозного момента (тормозная сила оказывается больше силы сцепления колеса с дорогой) колесо блокируется и переходит на «юз», что ведет к снижению эффективности торможения. При блокировке колес автомобиля тормозной путь увеличивается на любом покрытии, а также может возникнуть занос, сопровождающийся изменением направления движения автомобиля.

Рассматриваемым объектом исследования является двухосный автомобиль категории N, оборудованный рабочей тормозной системой, состоящей из четырех тормозных механизмов и гидравлического привода.

Оценочными показателями эффективности рабочей и запасной тормозных систем при дорожных испытаниях автотранспортных средств категорий N является установившееся замедление, соответствующее движению автомобиля при постоянном усилии воздействия на тормозную педаль, и тормозной путь – расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль до остановки.

При разработке расчетной схемы из всех действующих на автомобиль сил учитывались те, которые оказывают наиболее существенное влияние на динамику его торможения, и были приняты допущения, которые позволили перейти от пространственной модели к плоской (рисунок 1):

- машина симметрична относительно вертикальной продольной плоскости, проходящей через центр масс;
- торможение осуществляется на горизонтальном участке дороги;
- условия движения колес левого и правого бортов идентичны.

Для принятой расчетной схемы имеем три обобщенные координаты: x , ω_1 , ω_2 – соответственно перемещение автомобиля, угловые скорости передних задних колес соответственно.

На расчетной схеме использованы следующие обозначения: F_{T1} , F_{T2} – тормозные силы на колесах переднего и заднего мостов, реализуемые в пятнах контакта шин с дорогой; F_{c1} , F_{c2} – силы сопротивления качению колес мостов; N_1 , N_2 – нормальные реакции дороги на колеса переднего и заднего мостов соответственно; a , b , h – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс автомобиля; mg – вес машины; r_{k1} , r_{k2} – радиусы колес.

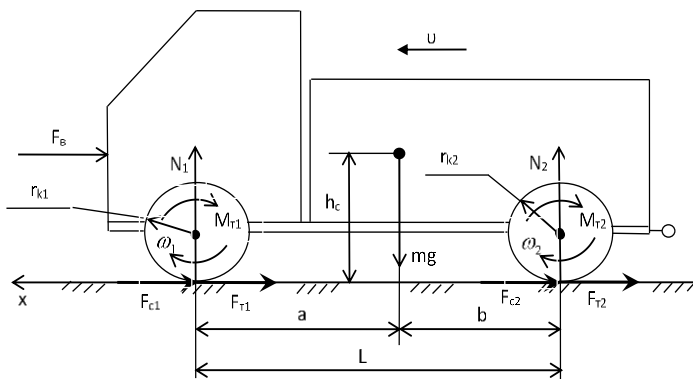


Рисунок 1 – Расчетная схема объекта исследования

В качестве законов изменения тормозных моментов на осях M_{Ti} были приняты экспоненциальные зависимости, учитывающие время запаздывания t_{3i} и время срабатывания тормозного привода мостов автомобиля.

$$M_{Ti} = M_{Ti \max} \cdot (1 - e^{-k \cdot (t - t_{3i})}).$$

Значение тормозных сил, реализуемых в пятнах контакта шин с дорогой F_{T1} , F_{T2} определяются через скольжение соответствующего колеса следующим образом:

$$F_{Ti} = \varphi_i(S_i) \cdot N_i, \quad i = 1, 2.$$

где S_i – скольжение соответствующего колеса.

При этом значения $\varphi_i(S_i)$ определяются с помощью кривых скольжения для соответствующего фона (рисунок 2), которые можно аппроксимировать зависимостями вида:

$$\begin{cases} \varphi_i(S_i) = \varphi_{i \max} \cdot (1 - e^{-k_{si} \cdot S_i}) & \text{при } S_i \leq S_i, \\ \varphi_i(S_i) = \varphi_{i \min} & \end{cases}$$

где $\varphi_{i \max}$ – потенциально возможный коэффициент сцепления; $\varphi_{i \min}$ – коэффициент сцепления при блокировке колеса; k_{si} – аппроксимационный коэффициент кривой скольжения.

Как показал анализ проведенных ранее исследований, при превышении скольжением значения $S_{i \text{ опт}}$ происходит практически мгновенная блокировка колес, что соответствует принятым зависимостям $\varphi_i(S_i)$.

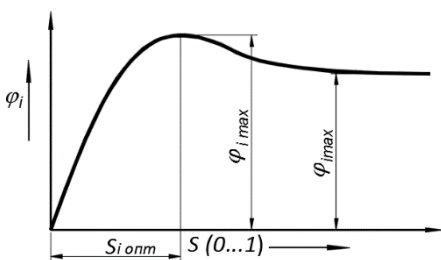


Рисунок 2 – Кривая скольжения

В процессе моделирования производилось варьирование значениями максимальных тормозных моментов на колесах мостов автомобиля и были получены зависимости изменения тормозного пути в зависимости от начальной скорости торможения при различных значениях максимальных

тормозных моментов).

Значения тормозных моментов на переднем и заднем мостах выбирались из условия равенства скольжений колес переднего и заднего мостов, что обеспечивало одинаковую степень использования тормозных качеств мостами, т.е. $\varphi_1 = \varphi_2$.

Анализируя изменения тормозного пути в зависимости от максимального тормозного момента установлено, что при тормозном моменте, обеспечивающем значение скольжения, близкого к $S_{\text{опт}}$ обеспечивается наиболее эффективное торможение.

Таким образом, при проектировании тормозных систем выбор эффективности тормозных механизмов следует осуществлять с учетом реальных характеристик скольжения колес, и для обеспечения наилучшей эффективности торможения нет необходимости рассчитывать тормозные механизмы из условия блокировки колес (возможно, в качестве критерия принимать нормативные требования). Значения максимальных тормозных моментов должны соответствовать максимуму кривой скольжения для соответствующего дорожного фона при максимальной загрузке транспортного средства. При частичной загрузке требуемую

эффективность торможения при сохранении динамической устойчивости автомобиля можно достичь путем регулирования давления в исполнительных элементах [привода](#).

УДК 629.025

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРА

А.С.Поварехо, С.А.Кривицкий

Аннотация: Важным вопросом при исследовании эффективности процесса торможения трактора является оценка рационального соотношения тормозных сил на его мостах, а также их сравнение с реальными значениями при имеющихся параметрах тормозной системы, что позволяет оценить потенциальные возможности совершенствования тормозной системы. Объектом исследований в данной работе является полноприводный колесный трактор "Беларус 3023".

С точки зрения безопасности дорожного движения наилучшим является режим торможения, при котором достигается максимальная эффективность и обеспечивается устойчивость движения. В этом случае должно реализовываться распределение тормозных сил между мостами с учетом изменяющихся нормальных реакций на колесах и дорожных условий, определяемых сцепными качествами колес с дорогой.

Тормозная система, применяемая на рассматриваемом тракторе, имеет постоянное распределение тормозных сил, что позволяет потенциально обеспечить идеальное торможение только в установившемся режиме торможения при определенном значении коэффициента сцепления колес с дорогой φ_0 .

В связи с тем, что невозможно в реальных условиях одновременно довести все колеса до грани блокирования во всем диапазоне изменения коэффициента сцепления, отдается предпочтение первоочередному блокированию колес передней оси. Однако коэффициент распределения тормозных сил должен быть таким, чтобы обеспечивалась управляемость при служебных торможениях на криволинейном участке дороги с малым коэффициентом сцепления.

Торможение трактора сопровождается изменением нормальных реакций на его мостах, т.е. происходит перераспределение веса с заднего моста на передний, которое зависит от величины суммарной тормозной силы, конструктивных параметров трактора и условий движения.

С учетом полного использования сцепного веса распределение тормозных сил по мостам трактора должно соответствовать следующим выражениям:

$$F_1 = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_2 + h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}; F_2 = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_1 - h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}$$

где m – масса трактора; l_1, l_2, h – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс; φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; замедление трактора в процессе торможения.

По данным зависимостям построены графики идеального распределения тормозных сил между мостами машины для различной загрузки и разных значений вертикальной координаты центра масс (рисунок 1).

Идеальное соотношение тормозных сил изменяется по параболическим кривым, кривизна которых увеличивается при увеличении высоты центра масс трактора. Штриховые линии, пересекающие характеристики распределения тормозных сил, соответствуют различным значениям коэффициента сцепления колес с дорогой и позволяют для реальной и идеальной характеристики определить соответствующую величину коэффициента сцепления.

На данные графики можно нанести реальные, полученные в результате экспериментальных исследований характеристики. Если какая-либо точка реальной характеристики находится выше идеальной характеристики, то происходит недотормаживание передних и перетормаживание задних колес. При расположении точки соотношения тормозных сил ниже идеальной характеристики происходит недотормаживание задних и перетормаживание передних колес. Оба случая нежелательны, так как происходит снижение эффективности торможения и возникает возможность потери устойчивости или управляемости.

Как видно из графиков идеального распределения тормозных сил, при увеличении вертикальной координаты центра тяжести возрастает доля тормозной силы, реализуемой на колесах переднего моста в общем балансе торможения и уменьшается доля тормозной силы на колесах заднего моста.

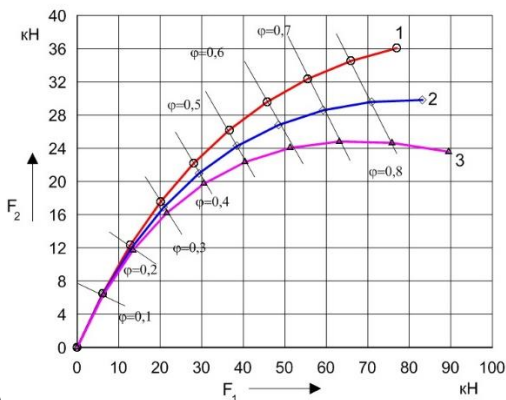
В частности, при массе трактора 12800 кг, для $h=0,8$ м и $\varphi=0,65$ соотношение $F_{T1}/F_{T2}=1,63$, а для $h=1,2$ м - $F_{T1}/F_{T2}=2,34$.

В качестве расчетных значений тормозных моментов, подводимых к колесам мостов, целесообразно принять во внимание их значения для $\varphi=0,65$ (наиболее характерный фон для эксплуатации трактора) и $h=1$ м (координата центра масс базовой модели).

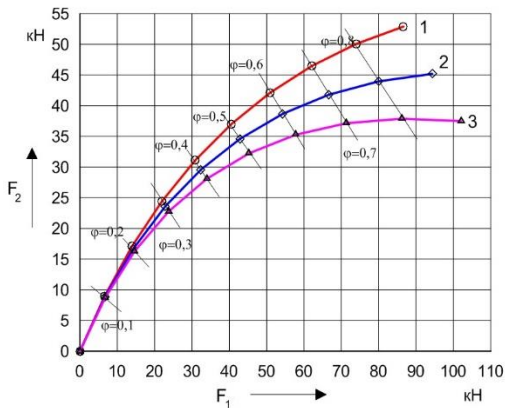
Тогда эффективность тормозных механизмов вычисляется согласно выражения:

$$M_{Ti} = \frac{F_i r_i}{u_i n_i \eta_i}$$

где n_i - число тормозных механизмов i -го моста; η_i , u_i - КПД и передаточное отношение участка трансмиссии от тормозных механизмов до колес соответствующего моста.



а)



б)

а) масса трактора 12600 кг;

б) масса трактора 15800 кг;

1 – $h=0,8$ м; 2 – $h=1,0$ м; 3 – $h=1,2$ м

Рисунок 1 – Рациональное распределение тормозных сил по мостам «Беларус-3023»

В результате получаем, что с учетом установки тормозных механизмов только на заднем мосту, подключения переднего ведущего моста и приведенных зависимостей требуемая эффективность каждого тормозного механизма заднего моста:

- при эксплуатационной массе 12800 кг $M_T=3,88$ кН·м;
- при максимально допустимой массе 15800 кг $M_T=4,8$ кН·м

Для оценки тормозных качеств трактора, согласно нормативным требованиям, необходимо использование математических моделей тормозного привода, привода управления муфтой подключения ПВМ, силовой передачи трактора и процесса непосредственно торможения.

Приведенная методика также может быть использована при проектировании тормозных систем полноприводных тракторов, оборудованных тормозными механизмами на обоих мостах, в том числе и при блокировании при торможении межосевого [привода](#).

УДК 629.025

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ФРИКЦИОННЫХ ПАР ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ, РАБОТАЮЩИХ В МАСЛЕ

Д.В.Татур, А.С.Поварехо

Аннотация: Рассмотрены особенности работы пар трения дисковых тормозных механизмов, работающих в масле, приведена математическая модель для определения толщины масляной пленки при сжатии дисков, представлены графические результаты расчетов.

Одной из важных проблем, с которыми сталкиваются разработчики тормозных механизмов, работающих в масле, заключается в том, что переходные режимы их работы зависят от вязкостно-температурной характеристики применяемого для охлаждения пар трения масла, нажимного усилия и некоторых конструктивных параметров. В связи с этим интерес представляет оценка характеристик процесса выдавливания масляной пленки при замыкании фрикционных пар для определения влияния температуры масла, размеров дисков и условий нагружения на его выходные характеристики.

При исследовании переходных процессов, связанных с выдавливанием масла из зазора между сжимаемыми дисками, использовалось уравнение Рейнольдса [1] в котором учитывается влияние масляного клина и растяжения жидкости на процесс сближения дисков. В случае параллельного расположения сжимаемых дисков уравнение имеет вид:

$$\nabla^2 = \frac{12 \cdot \mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt},$$

где p – местное давление внутри масляной пленки; μ – коэффициент динамической вязкости масла; h – толщина пленки; t – текущее время.

Усилие, действующее на диски, уравнивается силами давления и его можно определить:

$$F = \int_S p \cdot dA$$

где S – площадь диска.

Решая совместно приведенные выше уравнения получаем, что изменение толщины пленки описывается следующим выражением:

$$h = h_0 \cdot L^2 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot \mu}{64 \cdot F \cdot h_0^2 \cdot t + \pi \cdot \mu \cdot L^2}}$$

где h_0 – начальная толщина сдавливаемой пленки; L – характерный линейный размер диска; F – усилие сжатия пакета дисков.

Для кольцевого диска характерный линейный размер диска может быть определен по выражению:

$$L = D_H \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{D_B}{D_H} \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{D_B}{D_H} \right)^3 - \left(\frac{D_B}{D_H} \right)^4 \right]^{1/4}$$

где D_B , D_H - внутренний и наружный диаметры фрикционного диска.

Как показал анализ результатов проведенных исследований, процесс замыкания фрикционных пар тормозного механизма можно представить состоящим из трех этапов.

Первый этап – этап сжатия масляной пленки. После того как диски начинают входить в контакт друг с другом толщина масляной пленки составляет $50 \cdot 10^{-6}$ м [2] и происходит ее быстрое уменьшение. При этом имеет место гидродинамический режим трения.

После первого тапа наступает этап граничного трения. При этом толщина масляной пленки составляет не более $0,25 \cdot 10^{-6}$ м [2]. При обеспечении оптимальных условий функционирования узла этап граничного трения определяет наибольшую часть процесса торможения. Трение на этом этапе носит смешанный характер. В зависимости от толщины пленки граничное трение может быть полужидкостным или полусухим. Полусухое трение характеризуется возможностью "схватывания" микровыступов трущихся поверхностей, склонностью к задирам и эрозивному изнашиванию.

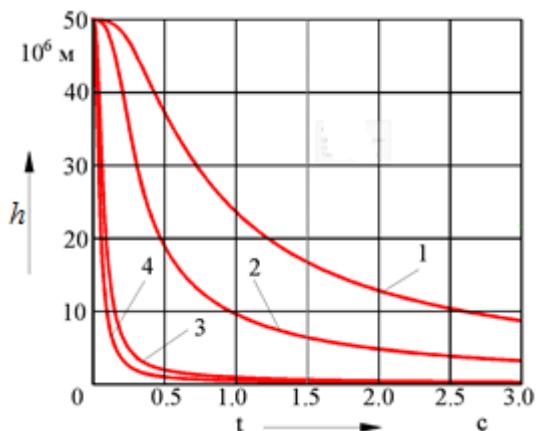
Третьим этапом работы пар трения является этап адгезионного контакта. На этот этап приходится небольшая доля времени цикла торможения и здесь осуществляется переход к трению без смазочного материала.

Этапы полусухого трения и адгезионного контакта сопровождаются высокочастотными вибрациями («скрипом») тормозных механизмов. Для обеспечения гарантированного граничного полужидкостного трения следует применять специальные масла, пористые материалы пар трения, обеспечивающие длительную сохранность масляной пленки за счет выдавливания масла из пор фрикционных материалов. Кроме того, необходимы конструктивные

мероприятия, связанные с выбором формы масляных канавок на поверхности фрикционных дисков, обеспечивающих, с одной стороны, быстрое выдавливание масла из зоны трения и исключение гидродинамического режима, а с другой – гарантированное граничное трение.

Для анализа динамики изменения толщины масляного слоя между парами трения были проведены расчеты для тормозных механизмов трактора «Беларус-3023». При расчетах принимались размеры фрикционного диска $D_n = 285\text{ мм}$; $D_s = 224\text{ мм}$.

На рисунке 1 приведены характеристики изменения толщины масляной пленки при сжатии фрикционных дисков для различных значений давления на поверхностях трения и начальной температуры охлаждающего масла.



1 – $T = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $T = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; 4 – $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 1 – Изменение толщины масляной пленки при сжатии дисков тормозного механизма трактора «Беларус-3023» для различных значений температуры масла (T) и усилия на педали 400Н

Полученные зависимости свидетельствуют о существенном влиянии на фрикционные характеристики пар трения вязкостных характеристик применяемого масла, размеров дисков и нажимного усилия. В частности, при температуре масла $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ не наблюдается перехода к граничному трению на протяжении всего цикла торможения. Это следует учитывать при моделировании динамики торможения трактора путем варьирования значением коэффициента трения от 0 до максимального значения 0,08 при переходе к режиму граничного трения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Мур Д. Основы и применения трибоники. - М.: Мир, 1978. - 487 с.
2. Oil-immersed Brakes and Clutches. – Institution of Mechanical Engineers. Conference Publications, 1977, [№ 2, III, p. 1...101](#).

УДК 629.025

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА

П.А.Шишко, А.С.Поварехо

Аннотация: Рассмотрены конструкции передних ведущих мостов тракторов, оборудованных тормозной системой, проведен выбор рационального конструктивного исполнения тормозных механизмов для переднего ведущего моста тракторов «Беларус».

На тракторах устанавливаются тормозные системы различных конструктивных исполнений, однако рабочие тормозные механизмы подавляющего большинства тракторов дисковые, работающие в масле, встроенные в задний мост и расположенные перед конечной передачей. Вследствие увеличения максимальной скорости движения тракторов, ужесточения требований к безопасности движения целесообразно использовать при торможении весь сцепной вес трактора, когда в процессе торможения участвуют все колеса.

Целью данной работы является повышение тормозных качеств трактора путем установки тормозных механизмов в передний ведущий мост (ПВМ).

Для выбора рационального конструктивного решения проведен анализ существующих и запатентованных конструкций, который позволил выявить различные варианты установки тормозных механизмов на ПВМ.

1. Тормозной механизм располагается на ведущей шестерне главной передачи (рисунок 1) или в приводе до ПВМ (рисунок 2).

При таком решении тормозной момент механизма может быть меньше в соответствии с передаточным отношением главной передачи, что позволяет снижать габариты тормозных механизмов. Кроме того, конструкция отличается простотой и обеспечением лёгкого доступа.



Рисунок 1 – ПВМ фирмы *Carraro*

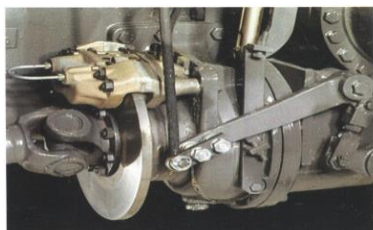


Рисунок 2 - Установка тормоза в приводе ПВМ трактора *Fendt* грязи и влаги.

Однако такие схемы усложняют процесс управления дифференциалом ПВМ для обеспечения высокой эффективности торможения и сохранения устойчивости движения трактора при торможении. Имеет место плохая

защищенность пар трения открытого тормозного механизма от попадания

2. Установка тормозных механизмов на входе колёсных редукторов ПВМ (рисунки 3, 4). При торможении не нагружается привод ПВМ, однако усложняется конструкция и повышается плотность компоновки редукторов, увеличивается длина управляющих магистралей тормозного привода.

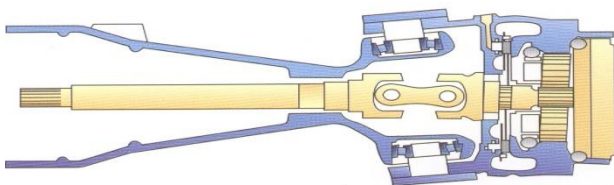


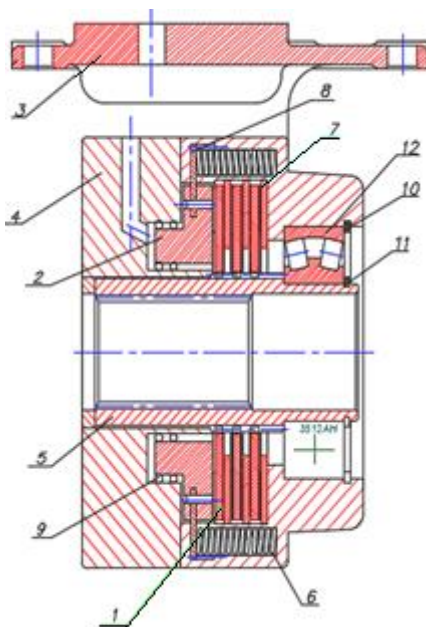
Рисунок 3 – Дисковый тормоз в планетарной передаче переднего моста *DEUTZ FAHR Agropius*



Рисунок 4 – ПВМ фирмы Landini

В результате проведенного анализа тормозных систем ПВМ тракторов различных производителей, а также конструкции ПВМ тракторов семейства «Беларус» с двигателем мощностью 60 кВт была выбрана конструкция многодискового тормозного механизма прямого действия, работающего в масле, устанавливаемого внутри корпуса ПВМ. Устанавливается два тормозных механизма на полуоси ПВМ по обе стороны дифференциала.

Конструкция тормозного механизма приведена на рисунке 4



- 1 – нажимной диск; 2 – поршень;
- 3 – корпус; 4 – крышка; 5 – втулка;
- 6 – пружина; 7 – фрикционный диск; 8 – пластина отводного устройства; 9 – уплотнительные кольца; 10, 11 – стопорные кольца; 10 – подшипник

Рисунок 6 – Тормозной механизм прямого действия

В качестве нажимного устройства используется кольцевой поршень 2, обеспечивающий равномерное распределение давления по поверхностям трения, приводимый в действие с помощью гидравлического привода.

Данное техническое решение упрощает управление торможением, так как отпадает надобность в принудительной блокировке дифференциала, а также не нагружается коробка передач и карданный вал.

Кроме того, использование тормозного механизма прямого действия позволит обеспечить хорошее следящее действие тормозной системы по управлению.

УДК 631.372:629.114.2:658.512

СИСТЕМА РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ ТРАКТОРОВ НА ТРАНСПОРТЕ

Таяновский Г.А.

Аннотация: Рассмотрены алгоритм принятия решения и структурная организация автоматизированной системы по согласованию агрегатирования тракторов на транспорте.

В связи с разработкой высокоэнергонасыщенных тракторов «Беларус» с двигателями мощностью 150...500 л.с. особую актуальность представляет обеспечение агрегатирования таких тягачей на транспорте.

При этом необходимо решать задачи как о наилучшем использовании разрабатываемых тракторов в составе тракторных поездов с существующими колесными тракторными прицепами, так и о наилучших составах, схемах и параметрах новых прицепов и сцепных устройств к данным тракторам.

Анализ проблем агрегатирования разрабатываемых тракторов “Беларус” и мобильно-энергетических средств (МЭС) на их основе в составе транспортных и транспортно-технологических агрегатов показал, что значительно усложняет их разрешение отсутствие комплексной универсальной информационной технологии обоснования агрегатирования, согласованных баз данных по параметрам и характеристикам звеньев разрабатываемых агрегатов, а также недостаточная разработка комплекса прикладных программных приложений анализа агрегатирования, увязанных между собой и в автоматизированную подсистему функционального проектирования в рамках САПР “Белорусский трактор”.

В данной статье, с целью разработки практического инженерного инструментария для решения задач агрегатирования, изложены основные принципы функционирования и организации структуры

автоматизированной подсистемы анализа агрегатирования тракторов и МЭС “Беларус”.

Согласование транспортного агрегата осуществляют по видам агрегатирования: конструктивно-геометрическому, силовому, энергетическому, агротехническому и эксплуатационному.

Решение всего спектра задач агрегатирования позволяет проанализировать и оценить на соответствие требованиям нормативно-технической документации и достигнутому в мире уровню свойства и параметры создаваемого транспортного агрегата.

При удовлетворительных решениях по каждой из проверок или оценок транспортного агрегата делается положительное решение о допустимости совместной эксплуатации звеньев и устанавливаются их параметры, обеспечивающие наилучшую эффективность транспортного агрегата в эксплуатации. В противном случае дорабатываются звенья и процесс повторяется.

Традиционный подход заключается в основном в сопоставлении паспортных параметров звеньев агрегата и экспериментальной проверке в характерных условиях и на типичных для создаваемого агрегата режимах эксплуатации [1].

Решение задач согласования агрегатирования, требующих исследования и оценки свойств транспортного агрегата на математических моделях и в натурном эксперименте, выполняется после начального конструктивно-геометрического и энергетического согласования по конструкторской и эксплуатационной документации звеньев и их техническим характеристикам. При этом сопоставляются конструктивная, силовые и энергетические возможности трактора, указанные в его технической характеристике, с соответствующими «потребностями» согласовываемого на агрегатирование прицепа. Проверяется в первом приближении допустимость полной массы прицепа при работе с данным трактором в дорожных условиях, принятых за расчетные, и рекомендуемых скоростях движения на основе статистических эксплуатационных данных по аналогам.

В случае высокоэнергонасыщенных тракторов тяговых классов 2 и выше реализовать в достаточной мере потенциал трактора в агрегате с одним штатным транспортным прицепом в более легких, чем принятые при разработке прицепа, дорожных условиях за счет скорости не удастся. В таком случае рассматривается состав, включающий два и более прицепа. Если прицепы разных моделей, то согласование агрегатирования проводится для всех прицепов конкретного состава.

Алгоритм принятия решения по согласованию агрегатирования трактора с транспортным прицепом складывается из полученных решений

по совокупности отдельных задач-проверок и в общем виде может быть представлен следующим образом.

Пусть x_{ijk} – значение i -го параметра j -го модуля k -го звена агрегата; y_{ijk} – нижнее граничное или допустимое значение i -го параметра j -го модуля k -го звена агрегата; Z_{ijk} – верхнее значение, аналогичное предыдущему; $f(\bar{x}, \bar{q})_l$ – значение l -ой функции вектора параметров агрегата \bar{x} и вектора условий движения \bar{q} ; $\Phi(\bar{x}, \bar{q})_l$ – допустимое граничное значение l -ой функции $f(\bar{x}, \bar{q})_l$; $P(a)_l$ – l -ое переменное высказывание, истинность которого зависит от значений аргумента a ; $Q(\bar{x}, \bar{q})$ – переменное высказывание о результате согласования агрегатирования рассматриваемого агрегата в спектре штатных условий его работы.

Проверка каждой из m позиций на успешность согласования при оценке агрегатирования выражается неравенствами вида

$$Z_{ijk} \geq x_{ijk} \geq y_{ijk}, \quad x_{ijk} \leq y_{ijk} \quad \text{или} \quad x_{ijk} \geq Z_{ijk}, \quad (1)$$

$$f(\bar{x}, \bar{q})_l \geq \Phi(\bar{x}, \bar{q})_l \quad \text{или} \quad f(\bar{x}, \bar{q})_l \leq \Phi(\bar{x}, \bar{q})_l, \quad (2)$$

на основании которых делается окончательное заключение о положительном результате согласования агрегатирования

$$\exists \bar{X} \left(\bigcup_{l=1}^m (P(a)_l = True) \right) \rightarrow Q(\bar{x}, \bar{q}) = True, \quad (3)$$

где a – одно из выражений (1), (2), если в выражении (3) вариации \bar{X} соответствуют только конструктивным возможностям и наладкам, настройкам звеньев реального тракторного агрегата, которые при этом фиксируются в рекомендациях по агрегатированию. В противном случае $Q(\bar{x}, \bar{q}) = False$ и задача нахождения положительного результата переходит в задачу улучшения проекта транспортного агрегата, что сопряжено с конструктивными доработками звеньев одним из перечисленных ранее способов «малого вмешательства в конструкцию», о которых составляются соответствующие документы в форме дополнений к протоколу согласования агрегатирования. Если и в последнем случае положительное решение согласования агрегатирования недостижимо, то используют известные более радикальные способы улучшения проекта транспортного агрегата, например, изменения базовых размеров и конструктивной схемы прицепа, его ходовой системы, системы поворота-маневрирования, числа платформ, способа разгрузки и др.

Документальное оформление протокола согласования агрегатирования транспортного агрегата сопряжено с разработкой специальных табличных форм и их заполнением на основании решений по каждой из позиций согласования агрегатирования. В связи с разработкой в перспективе автоматизированной подсистемы агрегатирования тракторов «Беларус» со всем набором машин и орудий, а не только с транспортными прицепами, имеет смысл формы приложений к типовому протоколу согласования агрегатирования изначально разрабатывать как универсальные. Тем более, что при использовании ПЭВМ в качестве средств автоматизации согласования агрегатирования сами формы приложений будут существовать как электронные таблицы, инвариантные по отношению к составу агрегата.



Рисунок 1

В результате обобщения опыта формирования упомянутых приложений по тракторным агрегатам различного назначения, приемлемые и достаточно исчерпывающие по структуре формы были разработаны и реализованы как элемент автоматизированной подсистемы согласования агрегатирования тракторов «Беларус» на транспорте.

Эти приложения заполняются по мере решения отдельных задач согласования в процессе работы автоматизированной подсистемы.

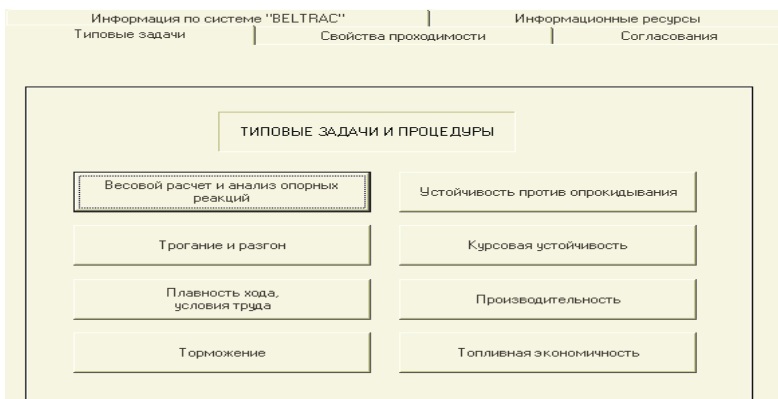


Рисунок 2

Для выполненных полностью согласований, по которым подписан протокол, результаты поступают в компьютерную базу данных, наращивая ее конкретными вариантами агрегатов и повышая тем самым ее информационную ценность как для разработчиков, так и для эксплуатирующих организаций.



Рисунок 3

На рис. 1, 2, 3, 4 показаны диалоговые окна основных меню экранного интерфейса программного продукта “BELTRAC”, который представляет собой систему расчета и оценки агрегатирования тракторов “Беларус”, выполненную в виде пакета прикладных программ (ППП).



Рисунок 4

Подсистема позволяет выполнять типовые процедуры согласования агрегатирования, моделировать и рассчитывать параметры тракторных поездов на базе тракторов «Беларус» с различным прицепным составом. Рисунки в совокупности дают представление и о структуре решаемых задач и о возможностях автоматизированной подсистемы агрегатирования.

Таким образом, представленная технология организации согласования агрегатирования тракторов «Беларус» на транспорте обеспечивает ее развитие в подсистему, относящуюся ко всем видам тракторных агрегатов, и позволяет реализовать ее в виде информационной компьютерной технологии с элементами автоматизации принятия решений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Амельченко П.А. и др. Агрегатирование тракторов «Беларусь». – Мн.: Ураджай, 1993. – 302 с.

УДК 629.433.2

ПРИНЦИПЫ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЭКСТЕРЬЕРА ТРАМВАЯ, ХУДОЖЕСТВЕННЫЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ

Мурог К.А., Таяновский Г.А.

Аннотация: Рассмотрены аспекты и принципы формообразования трамвая, отражено взаимодействие технических и художественных составляющих, сочетание которых помогает создать формообразующий объект, определяет, среди прочего, влияние на потребителя и функциональные свойства машины.

Развитие дизайна как науки позволило выделить и сформулировать основные принципы формообразования, а применительно к объектам мобильной наземной техники – уточнить специфику их проявления. Принципы формообразования являются методологическим фундаментом при проектировании мобильной машины, с использованием которого и создается ее экстерьер. Форма новой машины - это результат творческого процесса, следствие авторского интегрирования лучшего из прогрессивного опыта дизайн-проектирования, конструирования, технологии изготовления, создания новых материалов и т.п. Форма отражает представление разработчика и способ реализации упомянутых принципов, а также индивидуальное отличие технико-художественной структуры машины как сложной материальной системы, ее техническую и художественно-эстетическую новизну. Последняя определяется по доминирующим в текущий момент критериям технического уровня, качества изготовления и, в наибольшей степени, по статистически значимым субъективным по природе и математически крайне сложно формализуемым критериям совершенства и современности дизайна. Именно в таком ракурсе рассматриваются промышленные образцы мобильных машин при процедурах защиты авторских прав разработчиков, например при получении патента на промышленный образец, при различных формах продажи лицензий и т.п.

Внешняя обвеска машин постоянно совершенствуется. Причина этого в стремления соответствовать запросам потребителя, предложением нового в форме получить конкурентные преимущества на рынке данных машин, что задает темп развитию и смены формы машин, опосредованно отражает эпоху времени, форсирует развитие технологий в производстве, обеспечивая финансовый успех разработчика. Иначе сформированная нужда общества в красивом, удобном, прочном не может преобразоваться в потребность, подкрепленную финансовыми возможностями это приобрести.

Современные мегаполисы в экономически развитых странах отличаются выразительной индивидуальностью. Они отражают прогресс конкретного общества через многообразие форм, с его культурными традициями, историей и догмами, вкусами, устоями и стилем жизни. Поэтому мобильные наземные объекты формообразования выполняют роль символа успешного развития, становятся частью городской инфраструктуры и объектами ежедневного использования.

Образность формы часто становится притягательным символом, своим воздействием на людей формирует образы и типы поведения, даже поклонения, так как несет в себе некоторый смысл, который заложен в ней разработчиком. Конкурентность в дизайне, как вершина айсберга конкуренции между фирмами, порождает многообразие форм, их стиля,

которые, интегрируясь с техническими инновациями, в результате образуют сложные произведения технического дизайна. Экстерьер транспортного средства, в частности трамвая, постоянно появляется перед глазами людей. Он неотъемлемая часть среды и присутствует в жизни каждого человека. Поэтому при создании внешней формы трамвая обязательно принимают во внимание потребительские аспекты восприятия формы пассажирами и водителями. В связи с этим различают следующие аспекты формообразования трамвая: обзорность, в том числе при климатических осадках; внешние световые приборы; элементы пассивной безопасности; габаритную проходимость и вписываемость; скорости движения; специфику путевого пространства и ракурсов восприятия машины людьми и др., которые, как и действующие регламенты, оказывают на экстерьер существенное влияние.

Все эти аспекты в значительной части относятся к обеспечению формообразованием технических функций трамвая. Обеспечение выигрышного структурно-эстетического восприятия экстерьера трамвая достигается авторским видением и реализацией принципов формообразования: рациональности, тектоничности, структурности, гибкости, органичности, целостности, системности, модульности, динамичности. То есть здесь принцип означает специфику устройства чего-то в объекте, который дифференцирован по комплексу признаков, а степень проявления специфичности объекта исследования во взаимодействии его с внешней средой, в том числе и с человеком, по каждому из признаков как раз и характеризует упомянутый комплекс свойств дизайна экстерьера, то есть сложное качество – дизайн экстерьера, которое отличается длительностью стабильного существования и которым один объект отличается от другого. Далее приведены характеристики принципов формообразования на основе следующих источников [1, 2, 3]:

1) Рациональность - логическая обоснованность, целесообразность формы. Соблюдение данного принципа связывается с выполнением двух главных условий: во-первых, установление тесной связи формы с её функциональным содержанием, во-вторых, необходимость чёткой рациональной разработки собственно художественной формы.

2) Тектоничность - композиционно-пластическое средство формообразования состояния некоей целостности, иллюстрирующей логику и устойчивость его конструктивной, функциональной или визуальной структуры. В своей основе этот принцип означает соответствие формы и конструкции. Тектоника в дизайне как художественное средство дизайн-проектирования есть синтез трёх начал: выражения в форме изделия работы материала и конструкции, отражения

в творческом методе автора культурно-исторических представлений о выразительности языка тектонических форм, понимание тектоники как символа целостности формы изделия.

3) Структурность. Цель структурного формообразования – нахождение гармоничной связи между элементами, составляющими форму. Такая связь выражается в соподчинённости элементов, чёткости, ясности, слаженности внутреннего строения формы.

4) Гибкость. Форма должна быть способна к развитию, сохраняя при этом целостность.

5) Органичность. Этот принцип определяет собой построение композиции с учётом закономерностей формообразования, проявляющихся в природе. Осмысление форм природы может идти путем анализа и сопоставления в нескольких направлениях: морфологии, то есть строения так называемых биоформ, как функциональных организмов; закономерностей тектонического (конструктивно-пластического) формообразования в природе; особенностей движения биоструктур; пластики живых организмов; их окраски; пропорционального строения.

6) Образность. Данный принцип отражает чёткое и глубокое раскрытие в композиции определённой художественной идеи. Образная форма оказывает на зрителя более сильное и глубокое эмоционально-эстетическое воздействие, чем простая утилитарная форма.

7) Целостность. Это всеохватывающий и объединяющий принцип композиционно-художественного формообразования в дизайне. Он предполагает установление самой тесной связи между всеми средствами и приёмами построения композиции. В результате такого установления выявляется общий характер формы.

Непосредственно к особенностям формообразования относят: выразительность формы для субъективной человеческой чувственности, положительного художественно-эстетического восприятия.

8) Принцип художественно-эстетического формообразования в дизайне объединяется в единое целое через композицию. [2] В этом принципе отображается многогранность объекта, исследование уже существующих форм и последующее создание новой идеи, вкладывая в новую форму целостность, гармоничность, эстетическую целесообразность и художественную выразительность.

Объективной основой гармонии в живой природе и дизайне является взаимодействие функции и формы. Проблема их сочетания – обеспечение соответствия формы, технических средств формообразования удовлетворению определенной социальной потребности человека.

Развитие и использованию принципов формообразования в практике создания экстерьера трамвая – это залог наилучших результатов

деятельности дизайнера, так как форма это самый первый и основополагающий аспект в эмоциональном восприятии мобильной машины в целом. Форма является первым этапом в постижении объекта, продуцирует вполне определенную эмоциональную реакцию понимания смысла формы человеком, только после восприятия формы он обращает внимание на цвет, фактуру и другие свойства внешнего облика машины.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гамов А.Е. Проектные принципы формообразования в дизайне высокоскоростных поездов: автореф. дис. ... канд. искусствоведения: 17.00.06 / Гамов А.Е.; кафедра «Дизайн Санкт-Петербургской Государственной Художественно-промышленной Академии», Гос. Ун. Техн. и дизайна. – Санкт-Петербург, 2005. – 96 с.
2. Голубева О.Л. Основы композиции \ Издательский дом «Искусство». Москва 2004. 120 с.
3. Евграфов А.Н. Основы эргономики и дизайна автомобиля и трактора: Учебное пособие, 3-е изд., стереотипное. – [М.: МГИУ, 2007. – 74 с.](#)

УДК 629.433.2

АЛГОРИТМ ЭКСПЕРТНОГО ВЫБОРА ЭКСТЕРЬЕРА ТРАМВАЯ ДЛЯ ЗАДАННОЙ СРЕДЫ МЕГАПОЛИСА

Нечай О.И., Таяновский Г.А.

Аннотация: Сформулированы основные положения методики экспертной оценки коррелированности характеристик среды мегаполиса и экстерьера трамвая, разработан компьютеро-реализуемый алгоритм экспертной оценки.

Для проведения исследования влияния среды мегаполиса на экстерьер и свойства трамвая целесообразно использовать виртуальное моделирование движения трамвая конкретного дизайн-облика в реалистичной среде конкретного микрорайона мегаполиса, где планируется эксплуатировать трамвай, в рамках процедуры экспертной оценки художественно-эстетической согласованности окружающей среды, экстерьера и общей компоновки вариативного ряда обликов трамваев типажа, разрабатываемого конкретным производителем. Такая методика и алгоритмы для ЭВМ числовой оценки неформализуемых математически эстетических восприятий экспертов разработана. Далее приведены основные методические положения процедуры экспертного оценивания-выбора наилучшего в статистическом понимании экстерьера

разрабатываемого трамвая, соответствующего в наибольшей степени заданной среде современного мегаполиса. Сделана попытка преодолеть сложность математической формализации процессов субъективной по природе оценки художественно-эстетического образа экстерьера трамвая, с учетом окружающей среды, путем статистически значимого превалирующего экспертного мнения коллектива экспертов по рассматриваемой проблеме, с помощью модифицированного рейтингового дифференцирования уровня комплекса свойств экстерьера трамвая, с использованием приемов нечеткой логики для получения экстремума многокомпонентной оценки, которую предлагает принять в качестве наиболее вероятного прогноза ожидаемой оценки по результатам натурного исследования после выхода трамвая в эксплуатацию..

Рассматривается система высшего уровня: «среда (местность)-машина-человек-общество».

Под внешней формой-экстерьером транспортной машины понимаем динамическую модель пространственной системы, как части машины, обладающей:

- многоуровневой структурой связей между своими элементами;
- связями с шасси машины;
- связями со средой;
- связями с человеком и обществом через их восприятие машины, и выполняющей заданную определённую эксплуатационную функцию в соответствии с назначением машины.

Основной смысл формообразования экстерьера – это структурное дифференцирование и интегрирование (членение и объединение) единичных форм с целью создания сложной, многоуровневой, целесообразной по комплексу критериев пространственной структуры, которая представляет собой экстерьер транспортного средства.

Конструктивный принцип – основная особенность в структуре, определяющая действие и свойства устройства.

Оценку эстетических и функциональных качеств дизайн-концепта трамвая можно осуществить, например, двумя видами оценок:

- 1) средней балльной оценкой с учетом критериальных значений параметров;
- 2) комплексным обобщенным по блокам качеств дизайн-концепта показателем.

Средняя балльная оценка с учетом критериальных значений параметров определена следующими значениями:

5 баллов – результат по данному параметру превосходит или не ниже критериального значения;

4 балла – результат в целом приближается к критериальному значению;

3 балла – результаты в целом ниже критериальных;

2 балла – результаты заметно ниже критериальных.

Формула для вычисления средней балльной оценки имеет вид:

$$P = \frac{1}{m \times n} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{ij}$$

где m – число членов экспертной комиссии; n – число установленных критериев оценки; P_{ij} – оценка i -го критерия, данная j -м членом.

Такой подход близок к процедуре стандартного определения показателя технического уровня и качества изготовления, а также соответствует стандарту СНГ на потребительские качества машины.

Комплексный обобщенный по блокам качеств дизайн-концепта трамвая показатель определяется по формуле:

$$P_k = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^q (k_i \sum_{l=1}^{S_i} k_{ij} \times \frac{p_{jil}}{100})$$

где q – число блоков качеств; S_i – число показателей в i -ом блоке качеств; m – число присутствовавших экспертов; k_i – удельный вес i -го блока в общей оценке; k_{ij} – удельный вес j -го показателя i -го блока в оценке внутри данного блока качеств; p_{jil} – оценка l -го показателя i -го блока j -м экспертом.

Условия-ограничения на отдельные показатели или на комплексный показатель качеств для дизайн-концепта в заданном варианте среды мегаполиса

$$p_{jil} > [p_{jil}]_{\text{доп}} \quad P_k \geq [P_k]_{\text{доп}}$$

Алгоритм расчетов по выражению для комплексного показателя построен таким образом, что коллектив экспертов сначала вырабатывает, сидя за экраном компьютера, с помощью интерактивного дружественного интерфейса разработанной программы, список структуры групп-блоков рассматриваемых свойств экстерьера, затем вырабатывает шкалы оценок по каждому свойству каждого блока оценки, с учетом нижних допускаемых пределов для текущего времени, и вид функции принадлежности в рамках каждой шкалы, затем определяют статистическое соглашение о коэффициентах весомости каждого свойства в каждом блоке и каждого блока в комплексной обобщенной оценке экстерьера. Далее, просматривая любое число раз, в любой

последовательности набор симуляций движения или расположения трамвая внутри структурных элементов заданного или заданных вариантов среды современных мегаполисов, например, вероятных для экспорта трамваев или использования внутри страны, расставляют, или подправляют по ходу углубления рассмотрения, свои оценки по каждому свойству экстерьера с учетом функции принадлежности и коэффициентов весомости. В результате определяется комплексная обобщенная оценка отдельного эксперта, а затем вычисляется статистически значимая единая для данного сообщества экспертов оценка и все концепты экстерьера выстраиваются на общем экране против заданной среды мегаполиса по местам в соответствии с определенной оценкой.

Охарактеризованный алгоритм отличается гибкостью в отношении особенностей, в том числе квалификации, собираемых экспертов, степени глубины дифференциации свойств экстерьера и др. аспектов сложной динамической системы, какой является экстерьер трамвая, что способствует большей объективности коллективной субъективной по природе оценки.

УДК 631.03.072

ЗАВИСИМОСТЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВЫ ПРИ ПАХОТЕ ОТ СКОРОСТИ АГРЕГАТА

В.П. Бойков, Ч.И. Жданович, А.С. Поварехо

Аннотация: Рассмотрены агротехнические требования к качеству пахоты, проведен анализ и выбрана зависимость для определения прироста удельного сопротивления почвы при увеличении скорости пахотного агрегата

Вспашка почвы отвальными плугами — самая энергозатратная операция, на которую расходуется до 15-20% всех энергозатрат на производство сельскохозяйственной продукции. Вспашка предназначена для рыхления и оборота пласта почвы.

Для всех видов вспашки с оборотом пласта должны соблюдаться следующие требования: допустимое отклонение средней глубины пахоты от заданной $\pm 5\%$ (± 1 см) на ровных участках и $\pm 10\%$ (± 2 см) на неровных; отклонение величины захвата от конструктивной - не более 10%; борозды должны быть прямые с одинаковыми по ширине и глубине пластами, поднятыми каждым корпусом; непрямолинейность рядов пахоты ± 1 м на 500 м длины гона; пласт почвы должен быть полностью перевернут, а сорные растения, пожнивные остатки и

удобрения полностью запаханы; поверхность вспаханного поля должна быть ровной, слитной, без открытых и скрытых огрехов [1, 2].

Высокое качество вспашки можно получить при определенной скорости движения трактора. Качество рыхления и крошения почвы улучшается при увеличении скорости агрегата, но при этом наблюдается беспорядочная укладка пластов почвы, резко увеличивается распыление почвы, особенно слегка пересохшей. При малой скорости обработки ухудшается крошение пласта и увеличивается количество крупных глыб. От скорости движения агрегата зависит полнота заделки растительных остатков. Отклонения, как в сторону замедления, так и в сторону ускорения пахоты приводят к неполной заделке органики. Скорость вспашки должна соответствовать скорости, установленной для используемых корпусов: 1,4...2,2 м/с для обычных и 2,2...3,3 м/с для скоростных [1, с. 63].

Трактор и плуг работают совместно в составе МТА и создаются для определенного уровня рабочих скоростей “...сельскохозяйственные машины одного уровня скоростей движения не могут работать с тракторами другого уровня рабочих скоростей по агротехническим, энергетическим, экономическим и прочностным соображениям” [3, с. 8].

Плуг полунавесной оборотный ППО - 8 - 40К предназначен для гладкой пахоты старопахотных, слабокаменистых и среднекаменистых почв с удельным сопротивлением до 0,09 МПа. Его рабочая скорость движения 7...10 км/ч [4].

Удельное сопротивление почвы при вспашке изменяется в широких пределах и зависит от физических свойств почвы (механического состава, структуры, влажности, степени уплотненности, задерненности и др.), конструкции плуга, скорости его перемещения и др. Почвы с удельным сопротивлением до 30 кН/м² считаются легкими, от 30 до 50 кН/м² – средними, от 50 до 70 кН/м² – среднетяжелыми и от 70 до 120 кН/м² – тяжелыми.

Влияние конструкции плуга и скорости его перемещения на удельное сопротивление почвы при вспашке учитывают, используя формулу Киртбая Ю.К. и таблицу 3 [5, с. 81]:

$$k_v = k_0 [1 + \Delta k_c (v_a^c - v_0^c)], \quad (1)$$

где k_0 – удельное сопротивление почвы при скорости движения плуга v_0 ; $v_0=5$ км/ч – скорость плуга при которой в справочниках приведены значения удельное сопротивление почвы; Δk_c – прирост тягового сопротивления в долях от исходного сопротивления k_0 (кН/м²) на 1 км/ч увеличения скорости движения плуга; v_a – действительная скорость движения; c – показатель степени. Их значения приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значение Δk_c и c , входящих в формулу (1)

Тип плугов	Значения Δk_c	Значения c
Серийные	0,006	2,0
Скоростные	0,005	1,5

Также нашла широкое распространение формула [6]:

$$k_v = k_0 \left[1 + \frac{\Delta c}{100} (v_d - v_0) \right], \quad (2)$$

где Δc – коэффициент, характеризующий темп прироста тягового сопротивления при повышении скорости движения на 1 км/ч от начального значения v_0 , %, его значения приведены в таблице 2.

Таблица 2. Увеличение тягового сопротивления плуга при повышении скорости движения на 1 км/ч [6, с. 26]

Тип плугов	Прирост тягового сопротивления плуга, Δc , %	
	При скорости от 5 до 9 км/ч	При скорости от 9 до 15 км/ч
Серийные	4...5	5...8
Скоростные	2...4	4...5

В таблице 3 и на рисунках 1, 2 показан прирост удельного сопротивления почвы при увеличении скорости МТА с 7 до 10 км/ч, рассчитанный по формулам (1) и (2) при различных значениях Δk_c , c , Δc .

Таблица 3. Прирост удельного сопротивления почвы при увеличении скорости МТА с 7 до 10 км/ч

№ кривой на рис. 1...2	№ формулы	Значение Δk_c	Значение c	Прирост удельного сопротивления почвы при увеличении скорости МТА с 7 до 10 км/ч, %
1	(1)	0,005	1,5	11,71
2		0,006	2,0	39,86
		Значение Δc при скорости от 5 до 9 км/ч	Значение Δc при скорости от 9 до 10 км/ч	
3	(2)	4	4	11,11
4		4	5	12,78
5		5	8	17,82
6		2	4	8,0

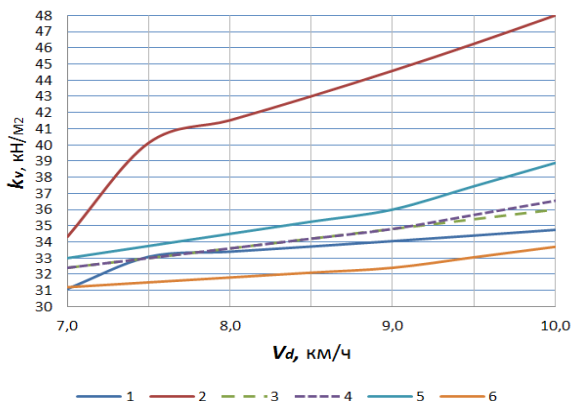


Рисунок 1. – Изменение удельного сопротивления почвы при увеличении скорости при $k_0 = 30 \text{ кН/м}^2$

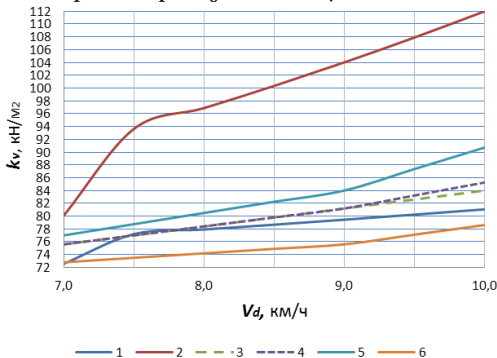


Рисунок 3. – Изменение удельного сопротивления почвы при увеличении скорости при $k_0 = 70 \text{ кН/м}^2$

В расчетах по определению прироста удельного сопротивления почвы при увеличении скорости целесообразно использовать формулу (2) и значения $\Delta_c = 4 \%$ во всем диапазоне скорости, как дающие средний результат, а плуг относится к скоростным. Исходное сопротивление k_0 не влияет на интенсивность прироста удельного сопротивления почвы при увеличении скорости МТА.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Оськин С.В. Эффективные комплексы почвообрабатывающих агрегатов: Монография / Оськин С.В., Тарасенко Б. Ф. – Краснодар: ООО «Крон». 2016 – 381 с.

2. Технология проведения вспашки: Методическое пособие для трактористов-машинистов сельскохозяйственного производства / А.В. Казаков, В.Ю. Логинов, Д.В. Гутовский, А.Н. Кузьмичев. - Н. Новгород: НГСА, 2013. – 58 с.
3. Справочник по скоростной сельскохозяйственной технике / А.Я.Поляк, А.Д.Щупак, Н.М.Антышев и др. – М., 1983. - 257 с.
4. Плуг полунавесной оборотный ППО - 8 - 40К - Режим доступа: <http://mrz.by/state/АС:-1.180003630480/>
5. Киртбая Ю.К. Резервы в использования машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Колос, 1982. – 319 с.
6. Иофинов С.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Э.П. Бабенко, Ю.В. Зуев; Под общ. ред. С.А. Иофинова. – М.: [Агропромиздат, 1985. - 272 с.](#)

УДК 631.03.072

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ НА КАЧЕСТВО ПАХОТЫ

Ч.И. Жданович, В.П. Бойков, А.С. Поварехо

Аннотация: Рассмотрены высотный, позиционный, силовой, по буксованию способы регулирования глубины обработки почвы, проведены расчеты и анализ влияние системы автоматического регулирования на качество пахоты.

Для всех видов вспашки с оборотом пласта должны соблюдаться следующие требования: допустимое отклонение средней глубины пахоты от заданной $\pm 5\%$ (± 1 см) на ровных участках и $\pm 10\%$ (± 2 см) на неровных [1- 3].

Регулирование глубины пахоты в современных пахотных агрегатах обеспечивает электрогидравлическая навесная система трактора [4]. Применяются высотный, позиционный, силовой, по буксованию способы регулирования глубины обработки почвы. Регулирование глубины пахоты передних корпусов полунавесного плуга [5] осуществляется следующим образом (рисунок 1): сигналы обратной связи от датчика поступают на вход контроллера, далее от контроллера посредством управляющих сигналов, на электромагниты регулятора, выход которого сообщен с силовым гидроцилиндром, а вход - с гидронасосом. В зависимости от поступающего сигнала в гидроцилиндр либо нагнетается рабочая жидкость, осуществляется подъем навески (глубина пахоты уменьшается)

или сливается с гидроцилиндра, осуществляется опускание навески (глубина пахоты увеличивается).

Способы регулирования глубины обработки почвы отличаются в основном используемым датчиком. Применение того или иного режима регулирования определяется агротехническими требованиями к обработке почвы, состоянием почвы, назначением и техническими особенностями агрегируемой машины (орудия).

При использовании позиционного регулирования навешенная на механизм навески сельскохозяйственная машина удерживается в заданном положении относительно остова трактора. В этом случае используется датчик определяющий положение механизма навески, он может быть связан с рычагом цилиндра, верхней тягой и т.д.

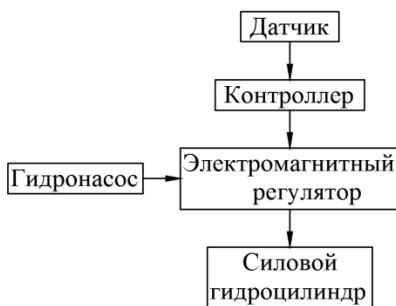


Рисунок 1. – Структурная схема системы регулирования глубины обработки почвы

Силовое регулирование отличается от позиционного тем, что сигналом для контроллера является не перемещение элементов навески, а усилие на датчиках, расположенных в шарнирах нижних тяг и измеряющих силу тягового сопротивления. Работа гидронавесной системы при использовании силового регулирования основана на том, что тяговое сопротивление машины поддерживается постоянным. А так как тяговое сопротивление на полях с постоянной плотностью почвы в достаточной степени пропорционально глубине обработки почвы при постоянной ширине захвата, то система силового регулирования обеспечивает и заданную глубину хода рабочих органов навесной машины.

От тягового сопротивления машины зависят возникающие при работе агрегата усилия в тягах механизма навески трактора. В частности, в нижних тягах в зависимости от глубины и ширины обработки, плотности и влажности почвы значение усилия также изменяется в широких пределах.

Способ регулирования по буксованию аналогичен силовому способу регулирования. Отличие в том, что на вход контроллера поступает сигнал не от датчиков усилия, а от датчика числа оборотов ведущих колес определяющего теоретическую скорость трактора и от радара, который дает информацию о действительной скорости. Далее в контроллере рассчитывается буксование и в зависимости от его величины подаются управляющие сигналы на электромагниты регулятора. Буксование же зависит от тягового сопротивления агрегируемой машины, а также сцепных условий трактора. В этом случае буксование поддерживается постоянным.

На вспашке полей с резко переменной плотностью почвы вдоль гона и с неровным рельефом (если силовое или смешанное регулирование не обеспечивает выполнения требований агрономических норм по глубине обработки почвы) рекомендуется использовать высотное регулирование (по опорному колесу). В настоящее время разработаны системы высотного регулирования, в которых вместо опорного колеса используется датчик высоты, который позволяет обеспечивать заданную глубину пахоты используя систему регулирования (рисунок 1).

Непостоянство физических свойств почвы в пределах даже одного поля и неровности микрорельефа вызывают варьирование в широких пределах величины, направления и точки приложения сил сопротивления действующих на плуг. Даже на ровных участках поля, обычно выбираемых для проведения опытов, коэффициент вариации величины слагающих тягового сопротивления может составлять до $\pm 50\%$ от среднего значения измеряемых величин [6]. При максимальной глубине вспашки ($a = 0,27$ м) плугом ППО - 8 - 40К неравномерность тягового сопротивления может достигать $\pm 30\%$ от среднего значения [7].

Рассмотрим вспашку на глубину $a = 0,27$ м поля с удельным сопротивлением $k_0 = 40 \text{ кН/м}^2 \pm 30\%$ (рисунки 2 - 4).

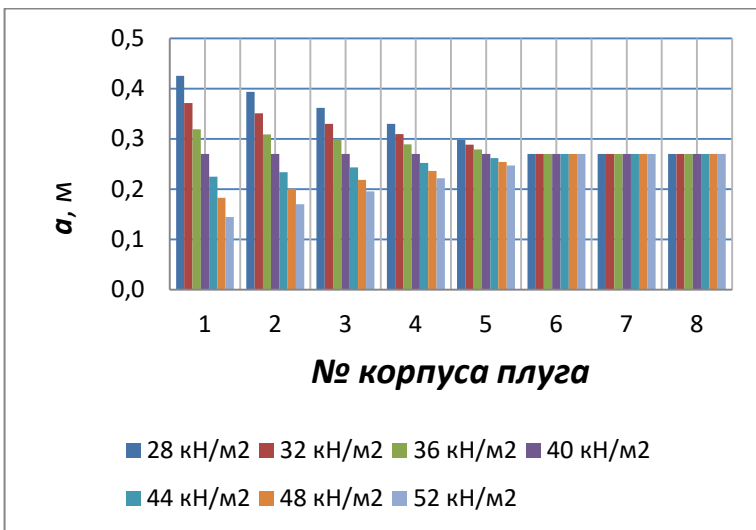


Рисунок 2. – Гистограмма, характеризующая качество пахоты при силовом регулировании глубины обработки почвы

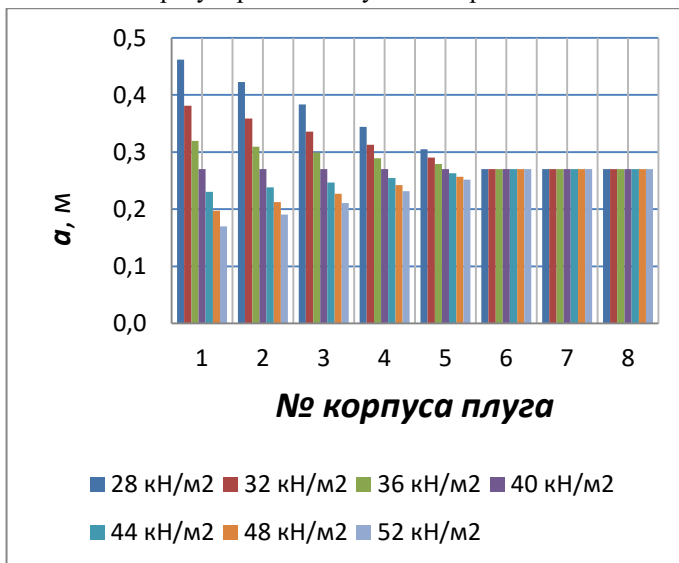


Рисунок 3. – Гистограмма, характеризующая качество пахоты регулировании глубины обработки почвы по буксованию

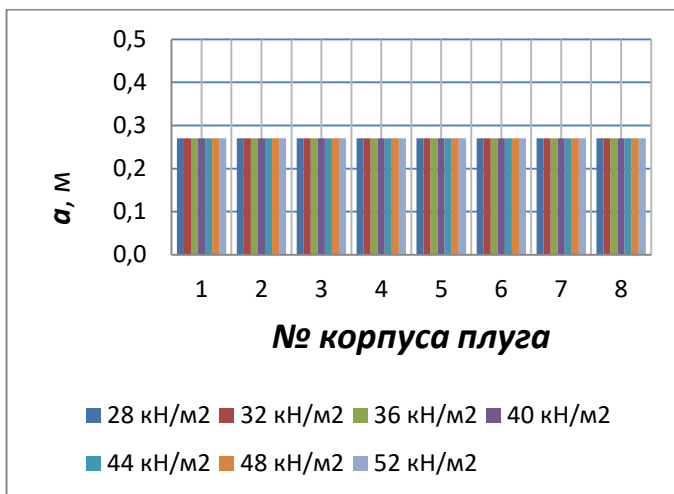


Рисунок 4. – Гистограмма, характеризующая качество пахоты при высотном регулировании глубины обработки почвы

Позиционный способ регулирования следует применять на полях с ровным рельефом. Изменения рельефа приводит к изменению глубины обработки почвы. Силовой способ регулирования и регулирование по буксованию следует применять на полях с постоянным удельным сопротивлением почвы. При переменном удельном сопротивлении почвы – нестабильная глубина обработки почвы. При высотном способе регулирования достигается хорошее копирование рельефа поля и стабильность глубины обработки почвы. Эффективен на полях с постоянным удельного сопротивления почвы, где имеются участки с малой плотностью. При повышении удельного сопротивления почвы – большие энергопотери, высокое буксование, остановка трактора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Оськин С.В. Эффективные комплексы почвообрабатывающих агрегатов: Монография / Оськин С.В., Тарасенко Б. Ф. – Краснодар: ООО «Крон». 2016 – 381 с.
2. Технология проведения вспашки: Методическое пособие для трактористов-машинистов сельскохозяйственного производства / А.В. Казаков, В.Ю. Логинов, Д.В. Гутковский, А.Н. Кузьмичев. - Н. Новгород: НГСА, 2013. – 58 с.

3. СТБ 1388-2003 Плуги тракторные лемешные общего назначения. Общие технические условия. - Минск: Госстандарт, 2009– 13 с.
4. Снижение буксования пахотного агрегата при силовом регулировании / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, Т.Л. Александрова, А.А. Ананчиков // Актуальные вопросы машиноведения. 2016. Выпуск 5. – С. 135 – 138.
5. Плуг полунавесной оборотный ППО - 8 - 40К - Режим доступа: <http://mrz.by/state/АС:-1.180003630480/>
6. Синеоков, Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н.Синеоков, И.М.Панов. — М.: Машиностроение, 1977. — 328 с.
7. О совершенствовании конструкции полунавесных плугов для повышения эффективности использования системы автоматического регулирования / В.Я. Тимошенко, А.В. Новиков, Д.А. Жданко, Н.Д. Лепешкин, В.А. Зубок // Агропанорама, 2015, № 6. – С. 10 – 14.

УДК 631.03. 072

КАЧЕСТВО ПАХОТЫ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ГЛУБИНЫ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Ч.И. Жданович

Аннотация: Рассмотрен комбинированный высотно - по буксованию способ регулирования глубины обработки почвы, проведены расчеты и анализ влияние системы автоматического регулирования на качество пахоты при неравномерном тяговом сопротивлении.

Высококачественная вспашка – фундамент будущего урожая. При высоком качестве вспашки требуется меньше дополнительных обработок, обеспечиваются условия для высокопроизводительной работы машинно-тракторных агрегатов при выполнении всех последующих полевых работ, создаются лучшие условия для развития растений. Вспашка с оборотом пласта выполняется, как правило, на глубину 20...35 см. Для всех видов вспашки с оборотом пласта должны соблюдаться следующие требования: допустимое отклонение средней глубины пахоты от заданной $\pm 5\%$ (± 1 см) на ровных участках и $\pm 10\%$ (± 2 см) на неровных [1- 3].

Регулирование глубины пахоты в современных пахотных агрегатах обеспечивает электрогидравлическая навесная система трактора [4]. Применяются высотный, позиционный, силовой, по буксованию способы регулирования глубины обработки почвы, а также комбинированный –

сочетающий несколько способов, как правило, двух. Для получения отклонений глубины обработки в пределах агротребований на почвах с переменной плотностью и ровным рельефом рекомендуется применять смешанный способ регулирования - силовой и позиционный.

Это означает, что при отклонении тягового сопротивления плуга или его позиции относительно остова трактора от заданных, система автоматического регулирования гидравлической системы трактора путем подъема или опускания продольных тяг заднего навесного устройства трактора проводит коррекцию глубины вспашки, т.е. приподнимает (выглубляет) или опускает (заглубляет) плуг. Однако каждый из датчиков (позиционный и силовой) подаёт свой сигнал, которые складываются и усредняются, т. е. ослабляется сигнал от каждого из датчиков. На полях с ровным рельефом колебания глубины пахоты будет несколько меньше чем при силовом регулировании, но при увеличении удельного сопротивления почвы и ухудшении сцепных условий трактор будет буксовать.

На вспашке полей с резко переменной плотностью почвы вдоль гона и с неровным рельефом (если силовое или смешанное регулирование не обеспечивает выполнения требований агрономических норм по глубине обработки почвы) рекомендуется использовать высотное регулирование (по опорному колесу). В настоящее время разработаны системы высотного регулирования, в которых вместо опорного колеса используется датчик высоты, который позволяет обеспечивать заданную глубину пахоты, используя систему регулирования.

При высотном способе регулирования достигается хорошее копирование рельефа поля и стабильность глубины обработки почвы. Эффективен на полях с постоянным удельного сопротивления почвы, где имеются участки с малой плотностью. При повышении удельного сопротивления почвы – большие энергопотери, высокое буксование, остановка трактора.

Непостоянство физических свойств почвы в пределах даже одного поля и неровности микрорельефа вызывают варьирование в широких пределах величины, направления и точки приложения сил сопротивления действующих на плуг. Даже на ровных участках поля, обычно выбираемых для проведения опытов, коэффициент вариации величины слагающих тягового сопротивления может составлять до $\pm 50\%$ от среднего значения измеряемых величин [5]. При максимальной глубине вспашки ($a = 0,27$ м) плугом ППО - 8 - 40К [6] неравномерность тягового сопротивления может достигать $\pm 30\%$ от среднего значения [7].

Рассмотрим вспашку на глубину $a = 0,27$ м поля с удельным сопротивлением $k_0 = 40 \text{ кН/м}^2 \pm 30\%$ при комбинированном высотном - по буксованию регулировании глубины обработки почвы (рисунки 2 - 5).

Причем регулирование при допустимом буксовании осуществляется только по высоте, при превышении допустимого буксования - только по буксованию.

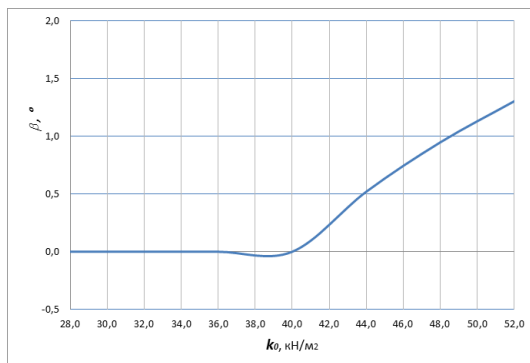


Рисунок 1. – Зависимость угла поворота передней несущей балки в продольно-вертикальной плоскости от удельного сопротивления почвы

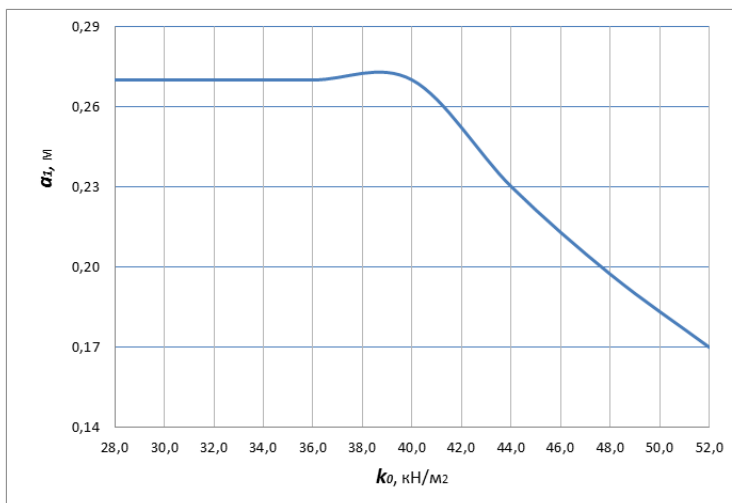


Рисунок 2. – Зависимость глубины вспашки первым корпусом плуга от удельного сопротивления почвы

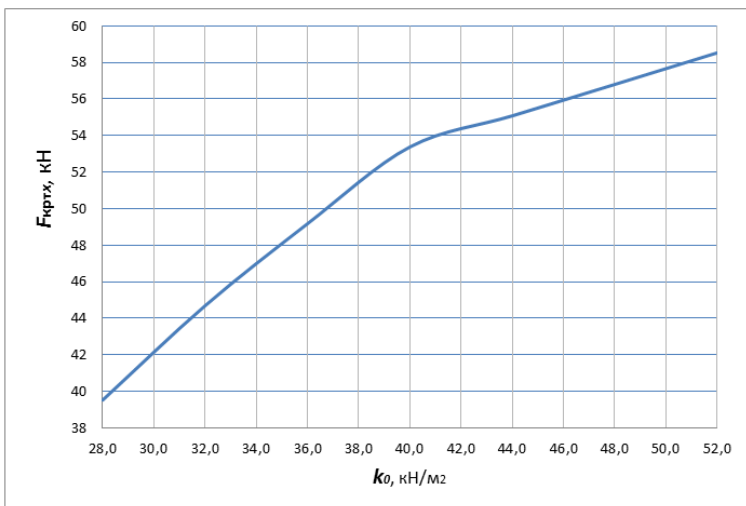


Рисунок 3. – Зависимость горизонтальной составляющей силы тяги от удельного сопротивления почвы

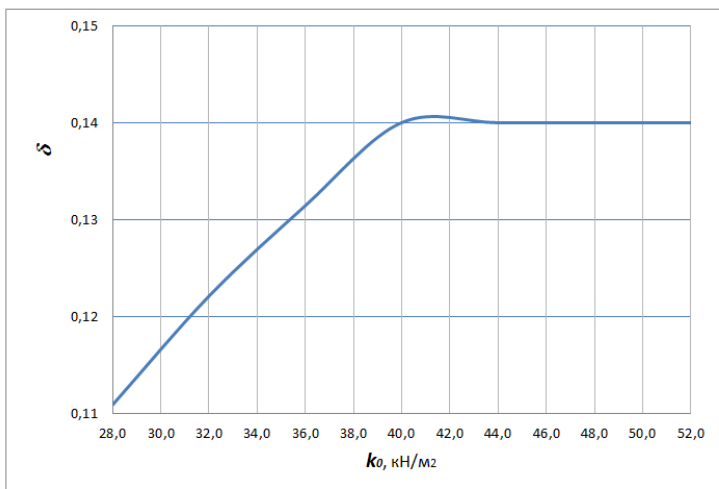


Рисунок 4. – Зависимость буксования трактора от удельного сопротивления почвы

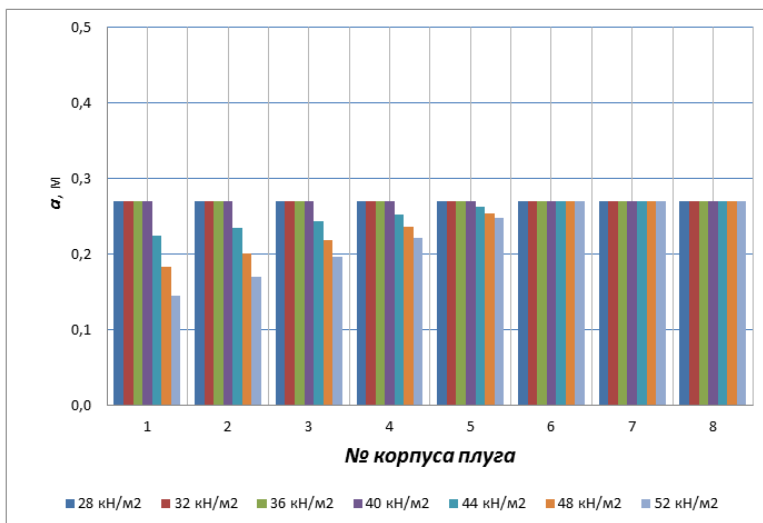


Рисунок 5. – Гистограмма, характеризующая качество пахоты при комбинированном регулировании глубины обработки почвы

Наиболее эффективно применение высотного способа регулирования в комбинации с регулированием по буксованию. Будет хорошее копирование рельефа поля и стабильность глубины обработки почвы, а при увеличении удельного сопротивления почвы и ухудшении сцепных условий будет обеспечено допустимое буксование

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Оськин С.В. Эффективные комплексы почвообрабатывающих агрегатов: Монография / Оськин С.В., Тарасенко Б. Ф. – Краснодар: ООО «Крон». 2016 – 381 с.
2. Технология проведения вспашки: Методическое пособие для трактористов-машинистов сельскохозяйственного производства / А.В. Казаков, В.Ю. Логинов, Д.В. Гутковский, А.Н. Кузьмичев. - Н. Новгород: НГСА, 2013. – 58 с.
3. СТБ 1388-2003 Плуги тракторные лемешные общего назначения. Общие технические условия. - Минск: Госстандарт, 2009– 13 с.
4. Снижение буксования пахотного агрегата при силовом регулировании / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, Т.Л. Александрова,

- А.А. Ананчиков // Актуальные вопросы машиноведения. 2016. Выпуск 5. – С. 135 – 138.
5. Синеоков, Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н.Синеоков, И.М.Панов. — М.: Машиностроение, 1977. — 328 с.
 6. Плуг полунавесной оборотный ППО - 8 - 40К - Режим доступа: <http://mrz.by/state/АС:-1.180003630480/>
 7. О совершенствовании конструкции полунавесных плугов для повышения эффективности использования системы автоматического регулирования / В.Я. Тимошенко, А.В. Новиков, Д.А. Жданко, Н.Д. Лепешкин, В.А. Зубок // [Агропанорама, 2015, № 6. – С. 10 – 14.](#)

Научное издание

НАУЧНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАЗВИТИЯ
ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ,
МНОГОЦЕЛЕВЫХ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ
МАШИН, ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ,
ПОСВЯЩЕННЫЙ 65-ЛЕТИЮ
КАФЕДРЫ «ТРАКТОРЫ»

Под общей редакцией д.т.н., проф. Бойкова В.П.

Технический редактор _____

Компьютерная верстка _____

Подписано в печать 17.12.2018.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. ____ . Усл. изд. л. ____ . Тираж 50. Заказ ____

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № _____ от _____.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.