



Министерство образования
Республики Беларусь

Белорусский национальный
технический университет

Автотракторный факультет

Кафедра «Тракторы»

**НАУЧНЫЕ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМ РАЗВИТИЯ
ТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ, МНОГОЦЕЛЕВЫХ
КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН,
ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА**

**СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ
МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ,
ПОСВЯЩЕННОЙ 65-ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ «ТРАКТОРЫ»
20-21 января 2019**

Минск 2019

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

Редакционно-рецензионная коллегия:
Зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д-р техн. наук, профессор
В.П.Бойков (отв. редактор),
Профессор каф. "Тракторы", д-р техн. наук, профессор
В.В.Гуськов,
Зам. ген. конструктора ОАО «МТЗ», гл. конструктор по
специальной технике, д-р техн. наук, профессор В.А. Коробкин,
Зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
БНТУ, д.т.н., профессор А.И.Бобровник,
Зам. декана по научной работе АТФ БНТУ, канд. техн. наук,
доцент А.С. Поварехо

В сборник включены научные труды, посвященные решению актуальных проблем современной науки о мобильной наземной технике, изложены теоретические подходы, результаты расчетно-экспериментальных исследований в области разработки видов мобильных наземных машин, их дизайна, рассмотрены прогрессивные научные направления создания и применения мобильных машин с агрегируемым оборудованием различного назначения.

Регистрационный № БНТУ/АТФ14-70.2019

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

Содержание

Преподавателям кафедры «Тракторы» БНТУ

Капский Д.В., Бойков В.П.

Кафедра «Тракторы» БНТУ - 65 лет по пути в будущее

Жданович Ч.И., Калинин Н.В.

Универсальный график для отображения характеристик трактора с электромеханической трансмиссией

Żółtowski Mariusz

The implementation of new software in modal analysis bricks walls degradation measurements

Таяновский Г.А., Атаманов Ю.Е., Артименя К.О.

К определению уровней колебаний пассажиров троллейбуса 6К4

Żółtowski Bogdan, Żółtowski Mariusz

Description on destruction machines and constructions using vibration diagnostics

Wojciechowski Hubert, Żółtowski Bogdan

Problems of balancing turbochargers of automotive vehicles

Атаманов Ю.Е., Плищ В.Н.

Построение механической характеристики тягового асинхронного электродвигателя мобильной машины по паспортным данным

Żółtowski Bogdan, Żółtowski Mariusz State changes in vibration diagnostic and methods of modal analysis

Гуськов В.В., Бойков В.П., Поварехо А.С., Павлова В.В.,

Дзема А.А., Лысанович П.В., Сушнев А.А.

К вопросу создания системы автоматического регулирования давления в шинах мобильных машин

Д.В. Горбачёв, А.И. Рахлей

Обеспечение устойчивости торможения тракторного поезда

Бойков В.П., Шаплыко П.В., Поздняков Н.А.

Энергетический анализ тангенциального механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС)

Таяновский Г.А., Мурог К.А., Нечай О.И.,

К методике разработки экстерьера трамвая

Нечай О.И., Таяновский Г.А.

Организация исследования влияния среды мегаполиса на
выбор экстерьера трамвая
Мурог К.А., Таяновский Г.А.

К методике формообразования и определения характеристик
аэродинамики трамвая
Нечай О.И.

Аспекты корреляции заданной среды мегаполиса, назначения
трамвая и его экстерьера
Кисель Н.И., Прокопович Д.А., Симаков Е.С., Таяновский Г.А.

Изыскание рационального токосъема электробуса
Таяновский Г.А.

Об изменении концепции и общей компоновки с.-х.
тракторов
Бойков В.П., Попов В.Б.

Формирование динамической модели машинно-тракторного
агрегата для режима транспортного переезда
Мурог К.А.

Взаимосвязь потребительских свойств и принципов
формообразования трамвая
Жданович Ч.И., Дзёма А.А., Булатовский В.С.

Исследование поворачиваемости колесного шасси с
подруливающим задним мостом
Таяновский Г. А., Танась В., Ширяев Д.А.

К выбору модульного тягового привода объединенной
ходовой системы машинного тракторного агрегата
Попов В.Б., Жданович Ч.И.

Способ определения закона движения поршня
гидроцилиндра подъемно-навесного устройства мобильного
энергетического средства
Попов В.Б.

Определение ускорений, приобретаемых характерными
точками машинно-тракторного агрегата в процессе
транспортного переезда
Зантария Е.В.

Специфика обучения рисунку студентов специальности
«Дизайн гусеничных и колесных машин»
Гончарова Е.А., Бойков В.П.

Выбор метода конструирования при проектировании

интерьера пожарного автомобиля

Асатрян Д.С., Бойков В.П.

Цветофактурные решения интерьера наземного транспорта,
причины воздействия

Бойков В. П., Гуськов В. В., Гринцевич Л. В., Павлова В. В.,
Зезетко Н. И., Близнюк О. С.

Метод функционально-стоимостного анализа и его
возможности при проектировании мобильных машин

Басалай Г.А., Казаченко Г.В.

Особенности приводов гусениц машин для подземных
горных работ

*Преподавателям кафедры «Тракторы» БНТУ
Юбилеи идут один за одним –
Это вехи на нашем пути,
И подарком судьбы для нас
дорогим
Они стали уже с двадцати*

*По ним время сверяем и ценим
плоды
И желаем себе и друзьям,
Чтоб в реке нашей жизни
хватало воды
И чтоб влаги хватало полям,*

*Что засеяли мы, бросив в почву
зерно,
Знаний, творчества, добрых
надежд,
Пусть даст всходы
и в радость пусть будет жнивьё
В красоте всех цветов и одежд*

*Поздравляем всех Вас
в славный день от души,
С Юбилеем на долгом пути,
Будет жизнь пусть светла,
ну а дни хороши,
И с победами дальше идти!*

*Поколенья сменялись уже и не
раз,
Но очаг знаний ширился, рос,
Помним всех, их в работе
мастерский класс
И чьей мудростью
бренд наш встал в рост*

*Нынче кафедра смело смотрит
вперед,
Открывая путь в завтра
сейчас,
Пусть хватает вам сил,
чтоб всегда или на взлет,
И легенды пусть сложат о
Вас!*

20.01.2019 Таяновский Г.А.

УДК 629.113

**КАФЕДРА «ТРАКТОРЫ» БНТУ - 65 ЛЕТ ПО ПУТИ В
БУДУЩЕЕ
THE DEPARTMENT "TRACTORS" BNTU - 65 YEARS ON THE
WAY TO THE FUTURE**

Д.В. Капский, декан автотракторного факультета

В.П. Бойков, зав. кафедрой «Тракторы»

Белорусский национальный технический университет

г. Минск, Беларусь

Kapsky D.V., Boykov V.P.

Belarusian national technical University,

Minsk, Belarus

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 «Амкордор», 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 Гуськов;

- 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 Отливщиков, 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., Ксеневиц 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 Ксеновича 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-регистрационным комплексом.

В развитии материально-технической базы кафедры принимают посильное 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 высокотехнологического 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 политехникой, 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 гидропневмопривод», 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 известные 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 «Амкор» - 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 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 Ксенович. 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-х 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.Ф. 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 629-33

**УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ГРАФИК ДЛЯ ОТОБРАЖЕНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРА С
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ
THE UNIVERSAL GRAPHIC FOR MAPPING OF
CHARACTERISTICS OF THE TRACTOR EQUIPPED WITH
ELECTROMECHANICAL POWER TRAIN**

Ч.И. Жданович, канд. техн. наук, доцент,
Н.В. Калинин, старший преподаватель,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
Zhdanovich C.I., Associate Professor, PhD in Engineering,
Kalinin N.V., Senior Lecturer,
Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

В статье предложен способ построения в Delphi XE универсального графика для отображения зависимостей, полученных при расчёте тягово-скоростных свойств трактора с электромеханической трансмиссией.

The paper considers a dependence for creation of dependences received during calculation of high-speed properties of the tractor equipped with electromechanical power train by means of Delphi XE.

ВВЕДЕНИЕ

Для расчёта момента на роторе тягового асинхронного электродвигателя (ТАД), момента на колёсах и других параметров составлена программа, результаты работы которой представлены в [1, 2 и 3], а расчётные зависимости и их вывод — там же и в [4, 5]. Были построены графические зависимости с использованием компонента TChart и кривых TLineSeries, THorizLineSeries и TPointSeries (работа с графиками описана, например, в [6]).

Далее была добавлена модель для построения тяговой характеристики, что потребовало строить графики силы тяги, силы тяги на крюке и т.д. Число колонок расчётных значений, по которым строятся графики, увеличилось более чем до 70. Чтобы обеспечить возможность проанализировать вообще все возможные зависимости графически, нужно либо создать очень большое количество компонентов Chart с кривыми Series, что потребует

очень много времени и делает программу очень громоздкой и неудобной в использовании, либо каждый раз при возникновении нестандартного случая добавлять Chart с Series и программировать построение графика, на что потребуется время и необходимость вмешательства программиста. Программой предусмотрено сохранение таблицы результатов расчёта в Microsoft Excel, средствами которого можно построить нужный график. Однако это тоже потребует много времени. Покажем, как можно обеспечить пользователю возможность не выходя из программы и не пользуясь Microsoft Excel указать, какую величину нужно отложить по оси x , а какую — по оси y , а также самостоятельно дать название графикам, чтобы затем при использовании ножниц Windows или комбинации клавиш Alt+Print Screen можно было скопировать построенный график и затем вставить его в требуемый документ не используя графические редакторы для изменения подписи осей.

ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО ГРАФИКА

Для построения графика используем компонент Chart, положим 4 Series для построения графиков при номинальном режиме работы ТАД [1, 2] и 4 — при предельном. По 4 кривых для каждого режима взяты из расчёта, что в тракторе с электромеханической трансмиссией не более четырёх передач; если число передач меньше четырёх или рассматривается работа только на одной из них, то часть кривых не будет задействована.

Далее дадим возможность пользователю выбирать, какие именно кривые отображать на графике, использовав флажки CheckBox (рисунок 1). Первый флажок запрограммируем так, что если он включён, то соответствующая ему кривая будет отображаться на графике, а если выключен, то не будет:

```
procedure TForm1.CheckBox11Click(Sender: TObject);  
begin Series72.Visible:=CheckBox11.Checked; end;
```

Аналогично и с остальными флажками.

Это в Delphi XE можно сделать и без создания флажков CheckBox, выбрав CheckBoxes в стиле легенды, но тогда в легенде будут отображаться кривые всех графиков: и тех, которые показаны, и тех, которые отключены.

Для подписи всех 8 графиков (четырёх графиков 1-ой группы и четырёх графиков второй группы) используем компонент ValueListEditor (на рисунке 2 видны только 5 из 8 строк) и кнопку "Подписать", которую запрограммируем так:

```
Series71.Title:=ValueListEditor8.Cells[1,1];
Series72.Title:=ValueListEditor8.Cells[1,2];
<...>
Series78.Title:=ValueListEditor8.Cells[1,8];
```

Если часть строк оставить пустыми (подписать не все графики или оси), то программа не выдаст ошибку. Поэтому если нужны только два графика, а не все 8, то подписи можно сделать аналогично рисунку 2.



Рисунок 1 — Флажки для кривых

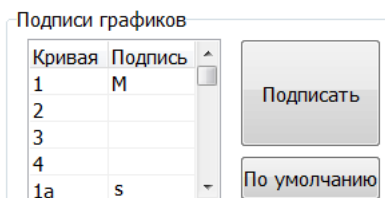


Рисунок 2 — Компоненты для подписи кривых

Подписи осей должны соответствовать изменяемым параметрам. Для этого используем блоки редактора LabeledEdit и кнопки BitBtn (рисунок 3). Пользователь введёт в LabeledEdit название подписей осей, щёлкнет по соответствующей кнопке — и подписи осей будут установлены. Процедура OnClick кнопки "Установить для левой и нижней":

```
Chart15.LeftAxis.Title.Caption:=LabeledEdit12.Text;
Chart15.BottomAxis.Title.Caption:=LabeledEdit13.Text;
```

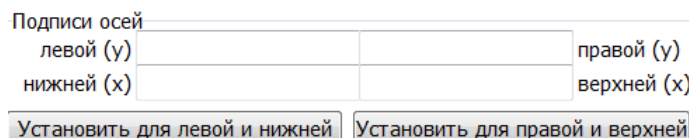


Рисунок 3 — Компоненты для подписи осей графика

Сделаем так, чтобы можно было не только построить значение одного параметра от другого для номинального и предельного

режимов, но и две графические зависимости для какого-либо из режимов по выбору.

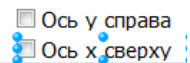


Рисунок 4 —
Флажки для осей

Для этого может возникнуть необходимость графики по разным параметрам привязать к разным осям. Для графиков по умолчанию будет левая ось y и нижняя ось x . Чтобы привязать вторую группу графиков к другим осям, положим для второй группы графиков флажки "Ось y справа" и "Ось x сверху" (рисунок 4). Если флажок "Ось y справа" будет включён, то вторая группа графиков (1а-4а) будет привязана к правой оси, а первая (1-4) — к левой. Если флажок будет выключен, то обе группы графиков будут привязаны к левой оси. Запрограммируем флажок "Ось y справа" так:

```

if CheckBox8.Checked then begin
Series75.VertAxis:=ARightAxis;
Series76.VertAxis:=ARightAxis;
Series77.VertAxis:=ARightAxis;
Series78.VertAxis:=ARightAxis;
end else begin
Series75.VertAxis:=ALeftAxis; Series76.VertAxis:=ALeftAxis;
Series77.VertAxis:=ALeftAxis; Series78.VertAxis:=ALeftAxis;
end;

```

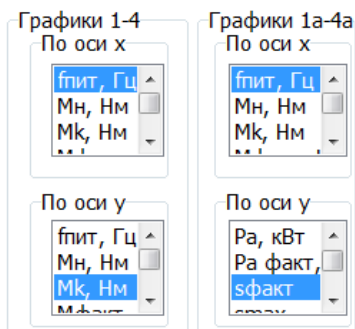


Рисунок 5 — Списки выбора
вторые — для второй (рисунок 5). Таблица результатов расчёта StringGrid3 состоит из множества столбцов (рисунок 6). Перепишем из неё названия столбцов в списки выбора ListBox в процедуре, выполняющей расчёт:

```

ListBox1.Items.Clear;  ListBox2.Items.Clear;

```

ARightAxis — это привязать к правой оси, а ALeftAxis — к левой [6]; VertAxis — вертикальная ось.

Аналогично запрограммируем и флажок "Ось x сверху" (только там будет: ABottomAxis ATopAxis, HorizAxis).

Используем 4 списка выбора ListBox. Первые два будут для первой группы графиков (первый — для оси x , второй — для оси y),

```

ListBox3.Items.Clear; ListBox4.Items.Clear;
for itle := 1 to 46 do begin
  ListBox1.Items.Add(StringGrid3.Cells[itle,0]);
  ListBox2.Items.Add(StringGrid3.Cells[itle,0]);
  ListBox3.Items.Add(StringGrid3.Cells[itle,0]);
  ListBox4.Items.Add(StringGrid3.Cells[itle,0]);
end;

```

Исходные данные	Таблица	M=f(vk)	M=f(Pa)	s(v)	КПД	График			
Диапазон	пит, Гц	Mн, Нм	Mк, Нм	Mфакт, Нм	vk, км/ч	Pa, кВт	Pa факт, кВт	sфакт	
1	180	424,400390	11323,0024	424,400390	44,28009104	159995,1778	159995,1778	0,010273972	

Рисунок 6 — Таблица результатов расчёта StringGrid3 (фрагмент).

Таким образом, при запущенной программе списки ComboBox будут выглядеть аналогично рисунку 5. При этом значения будут одинаковыми; в четвёртом списке несколько сдвинута полоса прокрутки, поэтому отображается на экране более нижняя его часть. Положим на форму кнопки "Графики 1-4" (BitBtn) для построения графиков 1-ой группы и "Графики 1a-4a" — второй. Приведём программу кнопки "Графики 1-4" (BitBtn20Click) и процедуры grstr для построения графика, которую она вызывает. Программа кнопки "Графики 1a-4a" выполнена по тому же алгоритму.

```

Procedure grstr(dnst,xst,ysr:extended);
begin
  if dnst=1 then Form1.Series71.AddXY(xst,ysr);
  if dnst=2 then Form1.Series72.AddXY(xst,ysr);
  if dnst=3 then Form1.Series73.AddXY(xst,ysr);
  if dnst=4 then Form1.Series74.AddXY(xst,ysr);
  {если для абсциссы xst и ординаты ysr для построения
  графика показано, что они относятся к передаче 1 (номер
  передачи определяет переменная dnst), то точка строится на
  первом графике и т.д.; значения передаются из процедуры
  BitBtn20Click}
end;

procedure TForm1.BitBtn20Click(Sender: TObject);
  Var grp,grnx,grny,dn:integer; grp1,grp2:extended;
  itn,itn2:string;
  {значение itn будет приравниваться имени параметра,
  выбранного в списке для x; например, если выбрана скорость
  vk, то itn=vk; аналогично itn2 — для y}
begin

```

```

Series71.Clear;   Series72.Clear;           Series73.Clear;
Series74.Clear; {очистка графиков}
itn:=ListBox1.Items.Strings[ListBox1.ItemIndex];
{определяется, какое значение itn выбрано из списка для оси
x}
    for grp := 1 to StringGrid3.ColCount-1 do
        if StringGrid3.Cells[grp,0]=Itn then grnx:=grp;
            {определяется, название какого столбца соответствует
названию выбранного индекса ListBox для оси x, и
присваивается значение переменной grnx его номера}
            itn2:=ListBox2.Items.Strings[ListBox2.ItemIndex];
            {определяется, какое значение выбрано из списка для оси
y}
                for grp := 1 to StringGrid3.ColCount-1 do
                    if StringGrid3.Cells[grp,0]=Itn2 then grny:=grp;
                        {определяется, название какого столбца соответствует
названию выбранного индекса ListBox для оси y, и
присваивается значение переменной grny его номера}
                            for grp:= 1 to StringGrid3.RowCount-1 do
                                begin {цикл выполняется для всех строк таблицы }
                                    dn:=StrToInt(StringGrid3.Cells[0,grp]);
                                    { dn – номер передачи; для каждого расчётного значения
таблицы указано, к какой передаче оно относится}
                                        grp1:=StrToFloat(StringGrid3.Cells[grnx,grp]);
                                        grp2:=StrToFloat(StringGrid3.Cells[grny,grp]);
                                        { grp1 и grp2 – текущие значения для абсциссы и ординаты
точки на графике; grnx и grny – номера столбцов таблицы
StringGrid3, в которых они находятся }
                                            grstr(dn,grp1,grp2);
                                            {в процедуру grstr передаётся номер передачи (dn) и
значения по x (grp1) и по y (grp2); процедура grstr строит
точку на графике по координатам (grp1, grp2) }
                                                end; {конец цикла}
                                end;
                            end;
                    end;
                end;
            end;
        end;
    end;

```

Проведём расчёт для одной передачи. Исходные данные возьмём аналогично [1, 2, 4].

Выставим согласно рисунку 5 значения параметров. Поскольку расчёт производим только для одного диапазона, то будет по одному графику из группы 1–4 и группы 1а–4а. Для графиков по оси *x* откладывается частота, а по оси *y* — момент для графика 1 и скольжение для графика 1а. Если и момент, и скольжение откладывать на нижней оси, то результат будет аналогично рисунку 7: кривая скольжения будет снизу графика, поскольку длина шкалы по *y* рассчитывается исходя из максимального значения

откладываемых по y параметров, т.е. больше 30.000, в то время как скольжение не превысило 0,01.

Включим флажок "Ось y справа" для второй группы графиков. Тогда отсчёт скольжения будет вестись по правой оси от минимального до максимального его значения, а кривая зависимости скольжения от момента будет растянута по всему полю TChart (рисунок 8). Назовём графики согласно рисунку 2.

Проведём теперь расчёт зависимости момента на колёсах от скорости для номинального и предельного режимов работы ТАД. Для этого выберем в списках ListVox соответствующие значения параметров и щёлкнем по кнопкам построения графиков, установим подписи осей и легенды. Поскольку момент и номинального, и предельного режимов работы измеряется в одних и тех же величинах, привяжем оба графика к левой оси y. График представлен на рисунке 9.

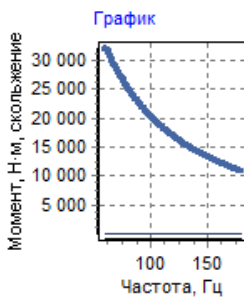


Рисунок 7— График при использовании общей оси y для двух параметров

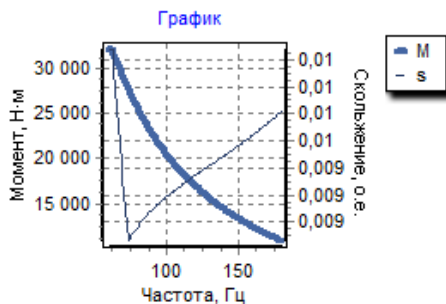


Рисунок 8— График при использовании левой оси y для одного параметра и правой оси y — для другого

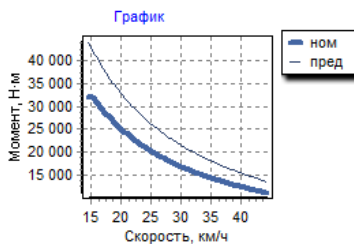


Рисунок 9 — График зависимости момента на колёсах от скорости движения трактора

Следует отметить, что графики аналогично рисунку были построены в [1, 2], но там это выполнялось быстрее по той причине, что для графика зависимости момента от скорости была отдельная вкладка и не требовалось выбирать из списка параметры и подписывать оси: они уже были подписаны. Т.е. если нужно часто строить определённые зависимости, то тогда уже целесообразно создавать отдельную вкладку и график, который можно будет только для их построения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Был предложен способ построения в Delphi универсального графика для отображения зависимостей, полученных при расчёте тягово-скоростных свойств трактора с электромеханической трансмиссией, позволяющий пользователю самому задавать, какой параметр брать по оси x , какой — по оси y , и подписать оси и кривые графика средствами Delphi без необходимости использования Excel и графических редакторов; также дана возможность пользователю построить графики сразу для двух разных зависимостей, привязав их к разным осям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович, Ч. И. Определение передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Наука и техника. – 2016. – № 1. – С. 29–36.
2. Жданович, Ч. И. Анализ эффективности использования накопителей энергии на тракторе с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Наука и техника. – 2017. – № 1. – С. 73–82.
3. Жданович, Ч. И. Зависимость характеристик трактора с электромеханической трансмиссией от температуры обмоток тягового электродвигателя / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ,

Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / редкол.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович. – Минск, 2013. – С. 60–67

4. Жданович, Ч. И. Выбор способа регулирования тягового асинхронного электродвигателя трактора и построение механической характеристики / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Наука и техника. – 2015. – № 3. – С. 60–64.

5. Жданович, Ч. И. Определение максимального момента на колесах трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / редкол.: В. П. Бойков, Ч. И. Жданович. – Минск, 2013. – С. 54. – 59.

6. Архангельский, А. Я. Приёмы программирования в Delphi / А. Я. Архангельский. — М.. ООО "Бином-Пресс, 2004. – 848 с.

THE IMPLEMENTATION OF NEW SOFTWARE IN MODAL ANALYSIS BRICKS WALLS DEGRADATION MEASUREMENTS

dr ing. Mariusz ŻÓŁTOWSKI

University of Technology and Life Sciences in Bydgoszcz

mariusz.zoltowski@utp.edu.pl

Abstract - The recommendation of the Polish law shows a need of control the production quality of wall elements which should provide in straight lines diagnostic tools. Requirement of this norm in range establishing the partial coefficients of wall safety of wall treats to settlement the category of works realization on building (A or B). They would support qualification " suitably qualified person controls" straight lines diagnostic methods indispensable the searches of new methods of opinion.

It recognizes the need of improvement the methods of investigation of wall building quality, and construction. In this article wall elements tests were made using the modal analysis and the delimitation of passage function FRF.

Key words: the modal analysis, function of passage the FRF temporary course of trembling's.

1. INTRODUCTION

Existing constructions, such as: buildings, high poles, chimneys, foundations under machines, and roofs are subject to the environment and to trembling processes as well. The dynamics caused by wind, earthquakes, machines work, railway and road movement, explosions, and sea waves are important in the process of projecting constructions and influence safety and durability. Trembling in buildings decreases comfort of living, can have an influence on people working there, and can also threaten the safety level of the construction. The trembling can cause dynamic burden and even catastrophic destruction.

The previously mentioned recognizes the need of improving the methods for investigating the quality of wall building constructions, their diagnostic and the assessment of wall safety coefficients (PN - B-03002). The test used to determine the level of destruction of chosen materials was the experimental modal analysis and the concurrent procedure of this method - the trembling estimators.

The new tools in this area of investigations concern the possibility of using modal analysis methods, and also modern logging and the processing of trembling to opinion the quality of wall elements. Practically it can be used for better understanding the behavior of constructions, which allows optimizing the projection and assessment of dangerous states.

The task of this study is to check the usefulness of new LMS Software and Matlab programs on the creation of stabilization diagrams and the calculation of function areas. The objective is to test if the state of materials can be shown in the size of these areas.

2. MEASUREMENT SOFTWARE

To measurements of temporary courses of the extortion and the answer, also the qualification of FRF and COH function the most modern measuring apparatus, named LMS TEST. XPRESS, was used. This software makes possible in easy way to conduct the modal analysis of wall elements and many different building constructions.



Fig.1. Internet Shop window of manufacturer of software[www.ects.pl.]

The program possesses an easy and friendly user interface. After the program is started a new project must be created by clicking on the **new project** icon. From this moment all measurements will be automatically recorded in the active project.

Defining all the necessary data for the calibration of the measuring track is the next step. Then, for the investigations to be conducted at this stage the quantity of active measuring channels must be defined. The number of channels depends on the measuring card and the number of slots it contains.

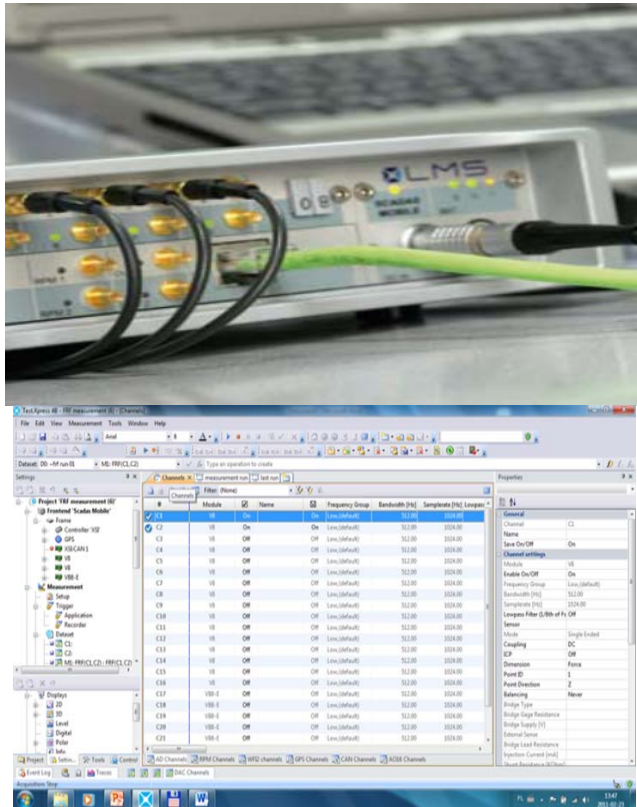


Fig.2. Example measuring segment and calibration window [www.ects.pl]

For the measurement of temporary courses of strength two channels should be used. First calibrate the modal hammer (strength input), and second the output of trembling accelerations (signal passage through element). With measurements obtained from this channel calibration allows developing the FRF function. The calibration window that is shows all the sensors that can be used to make the measurements, from which two must be selected: C1 and C2. This article shows that using the LMS program it is possible to make measurements FRF function in wall elements and to obtain a graphic visualization of the FRF function. The measurements were made for different kind of materials in all directions.

III. GETTING THE STABILIZATION DIAGRAMS< AND FRF FUNCTIONS DIAGNOSTICS

To get the stabilization diagrams from the **LMS TestXpress 4A software** it is necessary to proceed in the way that is shown below. The program records the time courses in **xdf files** (Test Xpress Date File).

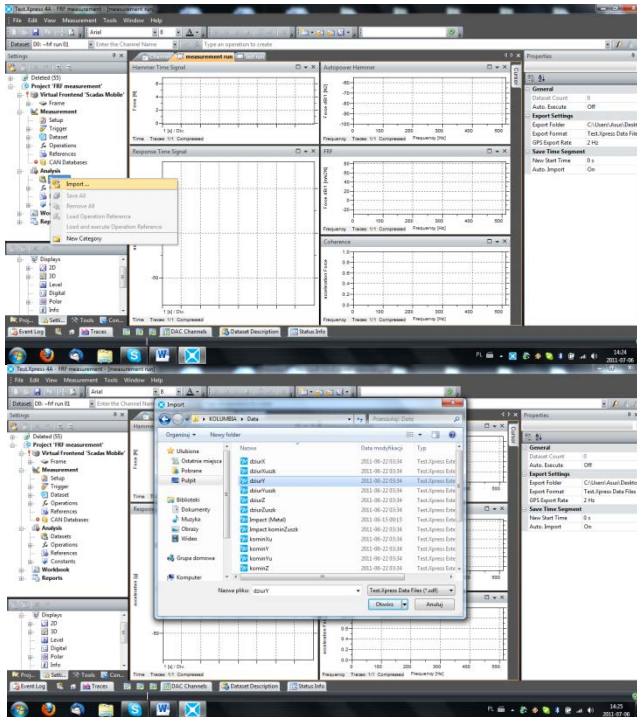


Fig.3. Importing the files of recorded measurements

With the files open in Vioma, it is possible to generate the stabilization diagram thanks to the **LSCE function**. A new window will appear which contains data that will be used to create the stabilization diagram by clicking on **Estimate poles**.

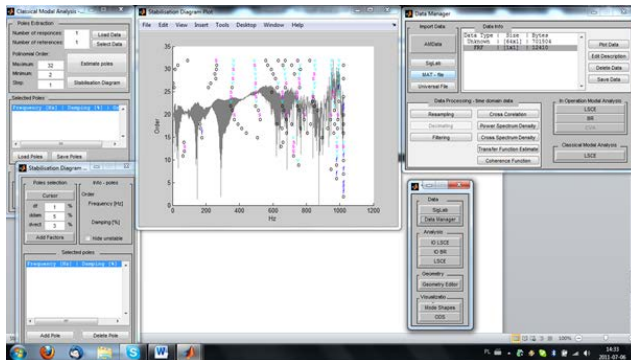


Fig.4. Stabilization diagram generated in VIOMA

The stabilization diagram provides information on the state of materials; however it is not comprehensive of all that is taking place within the material in the destruction process. For this purpose, a FUNCTIONS ANALYSIS program was created to give further information about the material state based on the coherence function and its areas, which will mark the difference between good and bad materials.

The programs open the unv files that were create earlier by selecting them and clicking on the Import date icon. The program opens a new window that shows all the recorded data the file contains. From this data, the program creates the drawing of the selected function.

Thanks to the slider located below the drawing it is possible to mark the function areas which will be counted. The marked area is shown in red. For this investigation, the whole range of values was considered, explaining why the whole area shown in Fig. 5 is in red, and considered the FRF and cohesion functions.

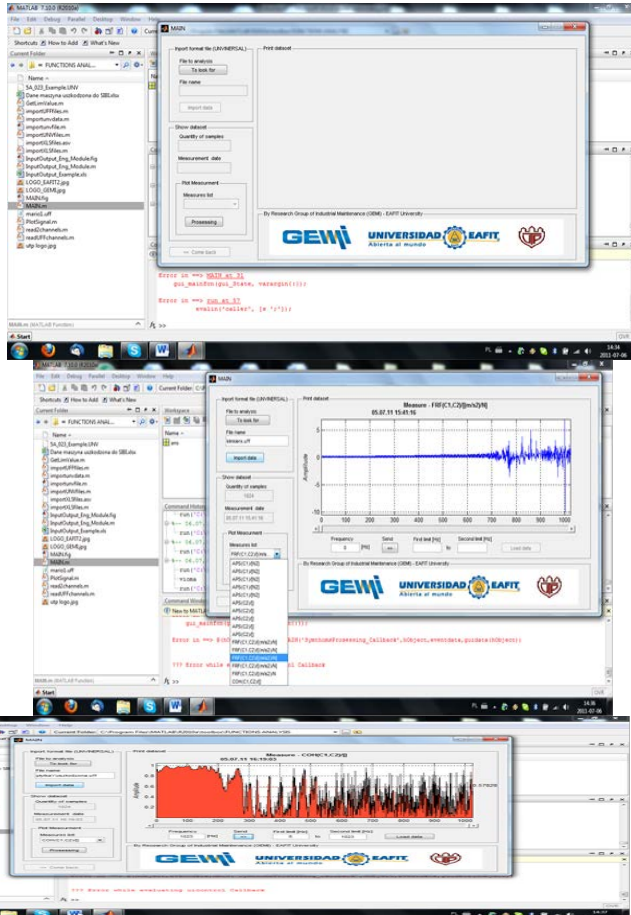


Fig. 5. The main screen of the FUNCTIONS ANALYSIS program

3. MEASUREMENTS RESULTS

The results of measurements for wall brick are illustrated below. These results are introduced by comparing the calculations of three items in the axles X, Y, and Z: stabilization diagrams, the counted area of the FRF function, and coherence function (Fig. 6 - 7).

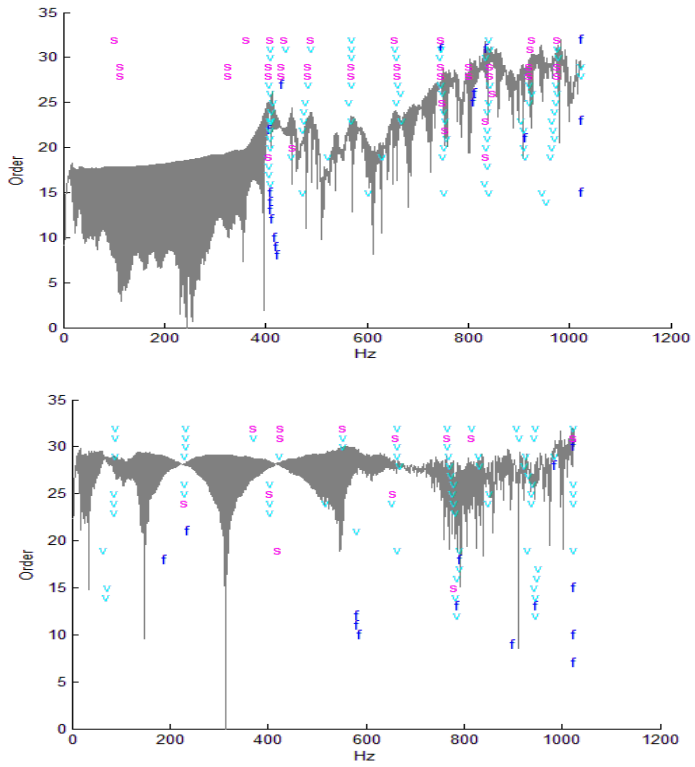


Fig. 6. Outline.13. Stabilization diagrams for good and destroyed brick in axel X

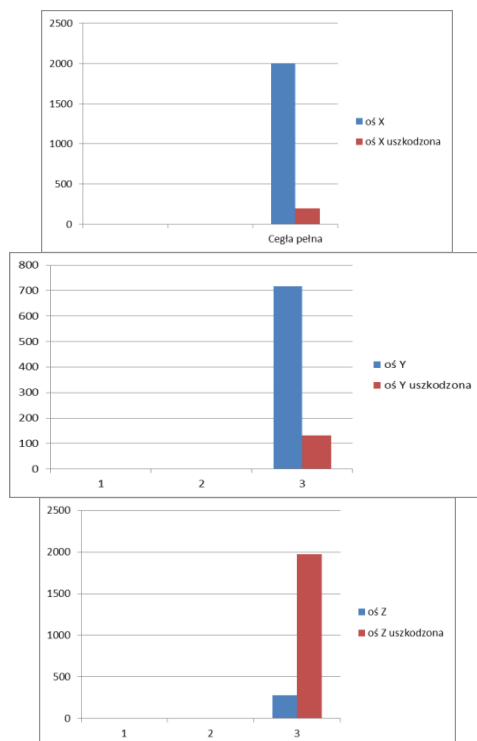


Fig. 7. The visualization of the calculation areas for axels X, Y, and Z
 4. SUMMARY

The introduced results of this investigation show the existing possibility of distinguishing changes of material properties that influence the properties of materials. The investigation confirmed that the application is useful as it makes possible to create stabilization diagrams and area counting of functions in Matlab. The data obtained from the stabilization diagrams and area counting of the functions allows assessing the state of materials by comparing their fitness. From the results obtained, the following statement can be made:

For a full fit brick, a stable pole can be generated in the X axle at the level of 420Hz of the stabilization. In case of a damaged brick, it is not possible to generate a stable pole in the stabilization diagram. The situation is the same when comparing X and Y stabilization diagrams. This means that for a full fit brick a stable pole can be generated in the X axle at the level of 790Hz of the stabilization. In case of a damaged

brick, it is not possible to generate a stable pole in the stabilization diagram.

For axle Z, it was not possible to generate stabilization diagrams neither for good or bad materials. The studies performed in this axle did not provide any answers and therefore further investigation should only be performed in the first to axles, X and Y.

By comparing the area of functions, it was possible to notice that the field of the FRF function for fit materials is many times larger than for damaged units. The situation is similar when studies the results of the coherence function, in which fit units have a larger function area than damaged ones.

REFERENCES

1. Ameliańczyk A.: Optimization in problems steering and management. Ossolineum, Wrocław 1984.
2. Bendat J. S., Piersol A. G.: Method of analysis and measurement of random signals. PWN, Warszawa, 1996.
3. Bishop R. D., Gladwell G. M., Michaelson S.: Matric analysis of tremblings. PWN, Warszawa, 1972.
4. Broch J. T.: Mechanical Vibration and Shock Measurements. Brüel & Kjaer, 1980.
5. Cempel C.: Practical Wibroakustyka. Warsaw of, PWN, 1989.
6. Eykhoff P. : Identification in dynamic arrangements. BNInż. Warsaw.1980.
7. Giergiel J., Uhl T.: Identification of mechanical arrangements. PWN, Warszawa, 1990.
8. Giergiel J. : Mechanical trembling. AGH, Kraków 2000.
9. Kaczmarek J.: Basis of theory of trembling and dynamics of machines. Higher Morska Szkoła, Szczecin 1993.
10. Morrison F.: Art of modelling of dynamic arrangements. WNT, Warszawa, 1996.
11. Paczkowski W. M.: Chosen problems of discreet evolutionary optimization. Papers PS of, Nr 554, Szczecin 1999.
12. Tylicki H.: Optimization of process of forecasting of technical state of motor vehicles. Qualifies for professorship trial of No. 86, ATR Bydgoszcz, 1999.
13. Uhl T., Lisowski W.: Practical problems of analysis of modal construction. CCATIE, Kraków, 1996.

14. Uhl T.: By computer helped identification of models of mechanical constructions. WNT, Warszawa 1997.
15. Żółtowski M., Orłowicz R.: Chosen questions of acoustic isolation of wood ceilings. Ogólne building, ZN ATR, Bydgoszcz 2005, s.367-374.
16. Żółtowski M.: Identification of the vibration threats of building objects., ZN ATR, Bydgoszcz 2005, s.375-382.
17. Żółtowski M.: Measurements of property of acoustic materials. DIAGNOSTICS, PTDT of, PAN, vol.33, 2005.

УДК 629.114. 2

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ УРОВНЕЙ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРОВ
ТРОЛЛЕЙБУСА 6К4**

**TO DETERMINATION OF THE LEVELS OF THE
OSCILLATIONS OF PASSENGERS OF THE TROLLEYBUS 6K4**

Таяновский Г.А., к.т.н., доцент, Атаманов Ю.Е., к.т.н., доцент,
Артименя К.О., инженер,

Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

Tayanousky G.A., Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Atamanou J.E., Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Artimenya K.O., engineer,
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Рассмотрен методический подход к оценке уровней колебаний пассажиров троллейбуса при виртуальных испытаниях машины на математических моделях.

A methodical approach to assessing the oscillation levels of trolleybus passengers during virtual testing of a machine on mathematical models is considered

ВВЕДЕНИЕ

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, как известно, приводят к возникновению 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.

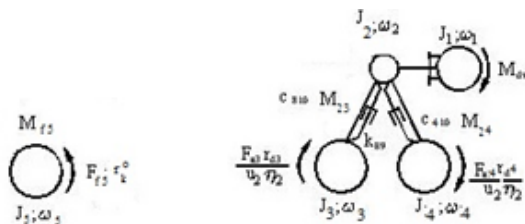
При разработке новой машины и подвески ее колес необходимо на этапе выбора параметров общей компоновки, схемы

и параметров подвески убедиться в обеспечении допустимых санитарных норм колебаний человека, находящегося в машине. С учетом особенностей планировки пассажирского салона, числа и размещения пассажиров изменяется распределение нагрузки 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.

К МАТЕМАТИЧЕСКОМУ ОПИСАНИЮ КОЛЕБАНИЙ ТРОЛЛЕЙБУСА

Расчетная схема динамической системы троллейбуса 6К4 может быть представлена в следующем виде.

а)



б)

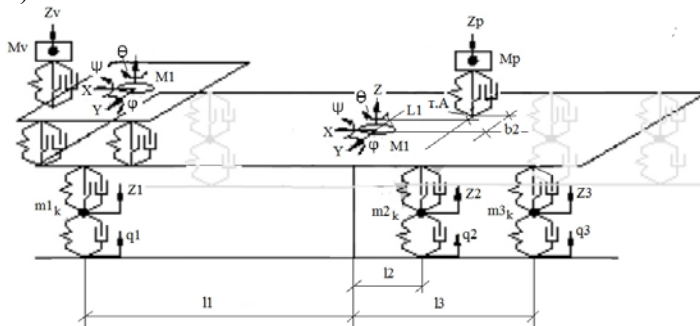


Рисунок 1а,б – Расчетная схема троллейбуса 6К4

На рисунке 1 обозначения M_v , z_v соответствуют подрессоренной массе и вертикальному перемещению машины и водителя, сидящего на подрессоренной подушке сиденья, а M_p , z_p – то же для стоящего пассажира в салоне.

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 с колесной формулой 6К4 (рисунок 1) состоит из инерционных масс, взаимодействующих между собой посредством упругих и диссипативных элементов, моделирующих физические свойства механизмов подвески кузова и сидений. На рисунке 1а показана динамическая крутильная подсистема привода колес балансирной ведущей тележки троллейбуса от одного тягового электродвигателя, на рисунке 1б – пространственная динамическая колебательная система троллейбуса 6К4 для исследования интересных нас низкочастотных колебаний упомянутых масс в продольной и поперечной вертикальных плоскостях.

Математическое описание движения масс M и m_{il} расчетной динамической системы выполнено в соответствии с методическими рекомендациями, изложенными в работе [1]. Фазовые координаты модели указаны на рисунке 1. Взаимодействие инерционных масс колес, оборудованных пневмошинами, с дорогой и подрессоренными массами динамической системы троллейбуса моделировалось с учетом их упругих и диссипативных характеристик.

$$Mz'' + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 P_{jil} = 0,$$

$$I_y \ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} = 0, \quad (1)$$

$$I_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} = 0,$$

$$I_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=6}^7 l_{il} P_{jil} = 0,$$

$$m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} = 0,$$

$$l = 1, 2; \quad i = \overline{1 \ 3}; \quad j = 1.2.3$$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$x|_{t=t_0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=t_0} = \dot{x}_0, \quad z|_{t=t_0} = z_0, \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0, \quad \varphi|_{t=t_0} = \varphi_0, \quad \dot{\varphi}|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0, \quad \psi|_{t=t_0} = \psi_0, \\ \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0, \quad \theta|_{t=t_0} = \theta_0, \quad \dot{\theta}|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0, \quad z_{il}|_{t=t_0} = z_{il0}, \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{il0},$$

где M – подрессоренная масса троллейбуса; m_{il} – неподрессоренная масса il -й колесной опоры; I_x , I_y , I_z – моменты инерции подрессоренной массы относительно осей тангажа, крена и рысканья при изменении углов Эйлера: φ , ψ , θ ; i – порядковый номер колесной опоры по борту, $i=1, 2, 3$; j – условный индекс упруго-диссипативных элементов в модели троллейбуса, $j=1$ – упругий элемент подвески, $j=2$ – амортизатор, $j=3$ – элемент «сухое трение», $j=4$ – элемент «упругость шины в нормальном направлении», $j=5$ – элемент «рассеяние энергии в шине при вертикальной деформации», $j=6$ – упругое сопротивление повороту платформы троллейбуса при рыскании по углу θ , $j=7$ – рассеяние энергии при рыскании платформы троллейбуса по углу θ ; l – условный индекс номера борта троллейбуса, $l=1, 2$; P_{jil} – нелинейная характеристика с переменным значением жесткости) восстанавливающей силы условного элемента il подвески в модели; P_{4il} , P_{5il} – соответственно, восстанавливающая упругая и диссипативная нормальные силы il -й шины в модели троллейбуса;

l_{il} – расстояние по горизонтали вдоль оси X от центра масс троллейбуса до оси il -го колеса; b_{il} – расстояние по горизонтали вдоль оси Y от центра масс троллейбуса до оси упругого и диссипативного элементов подвески il -го колеса.

Для вычисления значений сил в уравнениях системы (1) определяются относительные перемещения и их скорости в элементах каждой подвески по следующим выражениям:

$\Delta_{il}=z+l_{il}\varphi+b_{il}\psi-z_{il}$, $\dot{\Delta}_{il}=\dot{z}+l_{il}\dot{\varphi}+b_{il}\dot{\psi}-\dot{z}_{il}$. Аналогично для упруго-диссипативных сил в шине il -го колеса для $j=4, 5$ относительные перемещения и их скорости равны: $\delta_{il}=z_{il}-q_{il}$, $\dot{\delta}_{il}=\dot{z}_{il}-\dot{q}_{il}$. Приведенные выражения являются аргументами соответствующих сил в системе уравнений (1), причем эти характеристики для подвесок и шин троллейбусов, чаще всего нелинейны, поэтому выражения для них обычно аппроксимируют полиномом второй и выше степеней относительно аргументов.

Эта модель позволяет моделировать колебания рамы и пола салона троллейбуса в месте расположения стоящих пассажиров, либо подушки сиденья в месте расположения водителя.

Применительно к трехмостовой колесной машине подробное математическое описание ее колебаний в продольно-вертикальной плоскости при движении по неровностям случайной стационарной дороги для изучения плавности хода разработано авторами данной статьи в работе [4], поэтому здесь развернутое математическое описание не приводится.

Микропрофиль поверхности дороги описывался экспоненциально-косинусной корреляционной функцией. Такие функции определялись по результатам: 1) либо натуральных измерений с помощью теодолита ординат выбранных характерных участков городских дорог с последующим удалением тренда матожидания; 2) либо брались ординаты из рекомендуемых стандартами таблиц тестовых дорог; 3) либо по известным из научной литературы корреляционным функциям дорог находились реализации ординат высоты микропрофиля по алгоритму проф. Р.И. Фурунжиева [2], при этом можно использовать наиболее общее выражение корреляционной функции вида:

$$Rq(\tau)=A_1*\sigma^2 e^{-\alpha_1 e^{*|\tau|}}+ A_2*\sigma^2 e^{-\alpha_2 e^{*|\tau|}}*\cos\beta_e*\tau.$$

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 определяются в диапазоне частот, в котором регламентированы санитарные нормы низкочастотных виброскоростей и виброускорений в октавных и третьоктавных полосах частот, и в которых чаще всего лежат значения собственных частот колебаний динамической колебательной системы троллейбуса.

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, с учетом структуры его тела, усложняют задачу исследования.

ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕЛА ПАССАЖИРА

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 известных многомассовых моделях [5] человеческое тело, усаженное на сиденье, может быть представлено четырьмя отдельными массовыми сегментами, связанными пятью либо четырьмя наборами пружин и демпферов (см. рисунок 2).

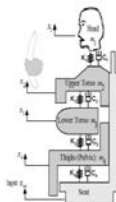


Рисунок 2 – топологическая динамическая 4-х массовая модель тела сидящего человека для исследований его колебаний при нахождении в машине

Эти четыре массы на рисунке 2 представляют следующие сегменты тела: голова и шея, верхняя часть туловища, нижняя часть туловища, бедра и таз. На рисунке 3,а показана шестимассовая модель тела пассажира, стоящего на полу салона троллейбуса, а на позиции б) рисунка – упрощение ее до 2-х массовой модели, которые необходимы для оценки уровней параметров колебаний частей тела стоящего пассажира в салоне троллейбуса.

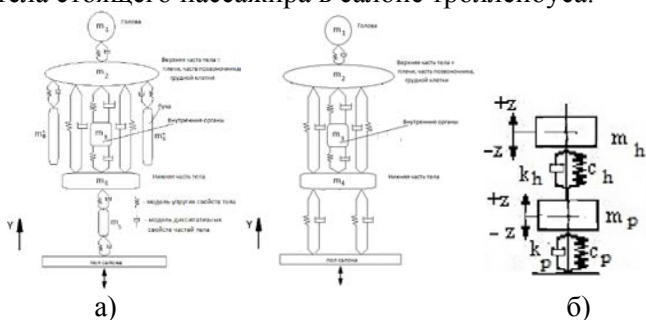


Рисунок 3а, б – Динамические модели стоящего пассажира с разным числом масс, воспринимающего вертикальные колебания от пола троллейбуса

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 методическим подходом [1], изложенным далее применительно к рассматриваемой задаче. А затем на отдельной математической модели тела человека исследуем влияние колебаний пола салона в точке стояния пассажира на параметры колебаний частей тела и сравниваем с допустимыми по медицинским ограничениям для этой части тела.

Собственные частоты колебаний тела стоящего пассажира для двухмассовой динамической модели (рисунок 3б) и амплитудно-фазовые частотные характеристики перемещений и ускорений масс тела, выраженные через параметры модели, определяются по известным выражениям [1, 4].

Как известно из спектрального анализа колебаний [3], при воздействии на объект с передаточной функцией $\Phi(p)$ входного сигнала с известной функцией спектральной плотности $S_{вх}(\omega)$ спектральная плотность колебаний на выходе из объекта равна

$$S_{Z_{вых}}(\omega) = S_{Z_{вх}}(\omega) \times |\Phi(i\omega)|^2,$$

а дисперсия ускорений определяются, для рассматриваемой задачи, из выражения

$$\sigma_Z^2 = \frac{1}{\pi} \times \int_0^{+\infty} S_{Z_{вых}}(\omega) d\omega.$$

В приведенном ранее математическом описании колебаний троллейбуса (1) рассматривались ускорения центра масс машины. Ускорение точек, находящихся на некотором расстоянии от центра масс, вследствие наличия продольно-угловых, поперечно-угловых колебаний часто превышают ускорения центра масс в разы. Возьмем для примера точку A на полу пассажирского салона троллейбуса (смотри рисунок 1), находящуюся от центра масс машины на расстоянии L_1 от поперечной и на расстоянии b_2 от

продольной осей, проходящих через центр масс машины. Из геометрических соображений и принципа суперпозиции колебаний справедлива следующая запись

$$Z_A(t) = z(t) + \varphi(t)l_1 + \psi(t)b_2, \quad (2)$$

где

$Z_A(t)$ – вертикальное перемещение пола салона в точке A ;
 $z(t)$ – вертикальное перемещение центра масс троллейбуса;
 $\varphi(t)$ и $\psi(t)$ – соответственно продольно-угловые и поперечно-угловые колебания пола пассажирского салона троллейбуса.

Следует учесть, что в выражении (2) величины $\varphi(t)$ и $\psi(t)$ взяты со знаком плюс, так как нам необходимо определить максимальные значения перемещения и ускорения точки A .

Перейдем от оригиналов перечисленных величин к их операторным изображениям по Лапласу, тогда после функционального преобразования уравнение (2) запишется следующим образом:

$$Z_A(p) = z(p) + \varphi(p)l_1 + \psi(p)b_2,$$

где p – оператор прямого преобразования Лапласа. Используя приемы теории автоматического регулирования, после замены p на $i\omega$, получим частотную характеристику перемещений точки A через частотные характеристики трех простых колебаний остова троллейбуса в центре его масс:

$$Z_A(i\omega) = z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2, \quad (3)$$

где i – мнимая единица; ω – частота колебаний.

Уравнение (3) отражает зависимость частотной характеристики перемещения точки A от частотных характеристик продольно-угловых и вертикальных линейных колебаний пола пассажирского салона в центре масс троллейбуса. Далее, по частотной характеристике перемещения точки A и спектральной плотности воздействия $S_{вх}(\omega)$ в точке пола пассажирского салона, соответствующей центру масс остова троллейбуса, определяют энергетический спектр перемещений при колебаниях точки A :

$$S_{zA}(\omega) = |z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2|S_{вх}(\omega). \quad (4)$$

Взяв вторую производную по времени от величины $Z_A(t)$ в выражении (2) получим уравнение, определяющее вертикальное ускорение точки A :

$$\ddot{Z}_A(i\omega) = \ddot{z}(t) + \ddot{\varphi}(i\omega)l_1 + \ddot{\psi}(t)b_2. \quad (4)$$

Однократное дифференцирование в вещественной области соответствует умножению на $i\omega$ в комплексной области, поэтому частотная характеристика вертикального ускорения точки A кузова, полученная из выражения (3), примет вид [1]:

$$\ddot{Z}_A(i\omega) = -\omega^2 [z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2]. \quad (5)$$

Уравнение (5) позволяет определить частотную характеристику ускорения точки A кузова по частотным характеристикам вертикальных, продольно-угловых колебаний и поперечно-угловых колебаний в вертикальных плоскостях. Энергетический спектр вертикальных ускорений точки A кузова – спектральная плотность ускорений точки A :

$$S_{\ddot{z}_A}(\omega) = \omega^4 |z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2|^2 S_{z_A}(\omega). \quad (6)$$

Учитывая формулу (6), выражение спектральной плотности ускорения можно записать в виде

$$S_{\ddot{z}_A}(\omega) = S_{z_A}(\omega)\omega^4. \quad (7)$$

Если спектральная плотность перемещения определена, то в данном случае для определения спектральной плотности ускорения используют уравнение (7). Чтобы получить спектральную плотность ускорения, достаточно для каждого значения ω умножить величину спектральной плотности перемещения на ω^4 .

Если энергетический спектр перемещения не был определен, то для определения энергетического спектра ускорения следует пользоваться уравнением (6). Дисперсия вертикального ускорения точки A кузова

$$\sigma_{\ddot{z}_A}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\ddot{z}_A}(\omega) d\omega. \quad (8)$$

Как уже упоминалось, этот интеграл определяют по площади, заключенной между кривой спектральной плотности ускорения и координатной осью частот. А среднеквадратические ускорения в октавных полосах частот, соответственно, определяются по площади под той же кривой и осью абсцисс, в

пределах между граничными значениями частот конкретной октавной полосы.

О СИСТЕМЕ ЛОКАЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРА ТРОЛЛЕЙБУСА

Таким образом, на втором этапе исследования используются математические модели, разработанные на основе биомеханических расчетных моделей человека в машине в сидячем или стоячем положении, аналогичные приведенным. 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 (см. рисунок 1а).

Вычислительный эксперимент параметрической оптимизации подвески по предложенному подходу и критериям-регламентам позволяет найти требуемые рациональные параметры подвески машины. Изложенный подход с использованием набора локальных моделей удобен также тем, что на модели человека можно подавать в качестве входных и воздействия, определенные по результатам натурных 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.

Расширенные вариативные возможности изложенной общей структуры исследования позволяют также выполнять структурную оптимизацию планировки пассажирского салона троллейбуса, рассматривая влияние заполняемости салона и схемы случайного размещения пассажиров по площади салона на нагруженность несущего остова, ходовой системы и уровни колебаний остова и пассажиров.

Представленные доработанные методические положения позволяют выполнить расчетно-теоретический анализ лимитирующих возможность работы троллейбуса параметров подвески и режимов движения по критериям плавности хода, выбрать рациональные параметры как подвески, так и общей компоновки, и планировки салона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Силаев А.А. *Спектральная теория подрессоривания транспортных машин* / А.А. Силаев. - М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
2. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем/ Р.И. Фурунжиев. – Минск: Вышэйш. Шк., 1971. – 318 с.
3. Дженкинс Г. Спектральный анализ и его приложения / Г. Дженкинс, Д. Ваттс. - М.: Мир, 1971. - Т.1,2. - 314 с.
4. Таяновский Г., Атаманов Ю., Танась В.
Имитационная модель сельскохозяйственного тракторного агрегата для исследования динамических нагрузок в трансмиссии и плавности хода. (Modeling of the diesel engine in researches of dynamics of machine tractor units). *Jornal of research and application in agricultural engineering*, 2013;1:178-184. (In Russ.).
5. Баглайчук С.В. Математическое описание колебаний системы «человек-машина»/ С.В. Баглайчук, В.А. Нехаев, В.А. Николаев. – Вестник СибАДИ, вып. 6(40), 2014. – с. 87-92.

DESCRIPTION ON DESTRUCTION MACHINES AND CONSTRUCTIONS USING VIBRATION DIAGNOSTICS

Bogdan Żółtowski, Mariusz Żółtowski
UTP University of Science and Technology
Bydgoszcz, Poland
bogzol@utp.edu.pl, mariusz.zoltowski@utp.edu.pl

Abstract. This paper presents selected problems connected with automation of procedures involved in assessment of machine degradation degree using vibration method with special emphasis on the machine state prognosis. The current knowledge of these problems is not sufficient and needs further research on data processing, analysis of efficiency of diagnostic and prognostic procedures, collection and selection of diagnostic parameters and development of automatic procedures for recognition and prognosis of a machine state. New solutions and different aspects of diagnostic prognosis based on the proposed partial procedures focus on factors determining automation of procedures for identification of technical systems states. New automated procedures for acquisition and processing of symptoms indicating the machine state provide better possibilities of control and supervision of technical systems operation and maintenance through identification of their current states, and its good prognosis.

It is possible with the use of many original solutions in the field of automation including methods and procedures of computer aided research, modeling of degradation degree of engineering objects, system supporting decision making, classification and standardization.

Keywords: assessment of the state, forecasting of the state, diagnostic symptoms, the optimization procedure.

1. Introduction

Increasing demand for methods and means of technical diagnostics, that is tools for assessment of technical systems degradation states, meets the needs of contemporary entrepreneurs who use a variety of technical appliances to run their businesses. Destruction processes affecting technical systems have a direct influence on their operation

safety and therefore it is necessary to monitor their technical state [1,10,23]. Methods and means of modern technical diagnostics are tools for diagnosing states of technical systems which provides the basis for making operational decisions [4].

Constantly changing demands and new possibilities have generated new categories of research problems, highlighted others and disqualified some issues which have lost their importance in terms of application due to [15,22]:

- access to advanced world technologies;
- availability of the newest generation research equipment;
- possibilities of the latest computer applications in the field of hardware and software;
- access to databases , capital market and vast possibilities of cooperation.

All this have diametrically changed the views and achievements in the area of automation of detection and control of technical object state changes by methods of technical diagnostics, especially in the field of shaping the current and predicted safety of technical objects. This provides the possibility of computerization of the processes connected with an object operation, supervision of the state changes, location of faults and minimization of damage effects and safety threats [12,21,24].

Technical diagnostics of mechanical engineering is based on utilization of information about the machine changes which enables identification of safety threats and progressing destruction of a machine throughout its life cycle. Changes of the state, reflected by methods of technical diagnostics, prevent from occurrence of causes and effects of damage [2,3,16]. A factor which boosts development of machine diagnostics is the responsibility of the function it performs, in particular, reduction of the following threats: threat to human life and health, threat to natural and technical environment, threats to operation quality and economic risks [8,20,25]. The need to assess the technical condition of a machine results from the necessity of making decisions on the machine quality and its further operation. It can be a decision concerning its further use, taking preventive actions or altering its structure, use of technologies or maintenance methods.

This work deals with selected problems connected with the machine state control and monitoring in time, focusing the machine operation process and the final product quality shaping, diagnostic

modeling and control of a machine usability in its operation and maintenance by means of prognosis methods – in terms of developing faults. Computer aided modeling of an object lifetime, degradation processes, operation states, operation control and decision support systems – are the main issues to be addressed in order to provide technical systems with efficient operation.

2. Description of the machine wear process

Occurrence of faults is one of events that accompany the process of machine operation and maintenance and determines its reliability, efficiency and the way it is operated. After being damaged a machine (assembly, component) becomes unusable. A usable machine is able to perform tasks it is designed with simultaneous maintenance of parameters specified in its technical documentation. Due to the impact of the environment and performance of the assigned tasks the object initial properties can be changed in the following way [26]:

- in result of irreversible aging and wear processes that take place in the machine ;
- in result of occurrence of reversible processes with different intensity , caused by exceeding permissible values of one or more forcing factors;
- in a step - like manner which is manifested by a non-constant transition of one or two features beyond the limits accepted for a given machine.

The major causes of damage occurrence are classified as follows:

- a) structural - faults due to design and construction errors, most often when extreme loads are neglected;
- b) production related (technological) - faults which occur due to errors and imperfections of technological processes (no dimensions tolerance, insufficient surface smoothness, thermal treatment, etc.) or faults of materials used in the object or its structural components;
- c) operational - faults which occur in effect of failing to observe respective rules of operation or due to the impact of external factors unexpected for the object service conditions;
- d) due to aging and wear - always accompany operation of objects and are caused by irreversible changes that impair strength and cooperation of particular components.

In the energy based approach the object damage occurs under the influence of energy transmitted by it. Depending on the kind of energy prevailing in given conditions can be divided into:

- a) mechanical — static stresses, creeping, fatigue, pitting, friction wear;
- b) chemical — metal corrosion, rubber, paint and insulation aging, wood rotting;
- c) electrical — electro-corrosion;
- d) thermal — hyper melting, intensification of occurring phenomena.

The process of wear and degradation of functional qualities is not homogenous and can be divided into four physically different degradation processes. In the first place, it is fatigue wear that should be mentioned as it leads to loss of cohesion of the structure components, and is caused by too high dynamic stresses – oscillatory, that is vibrations. The second is friction wear in all forms which occurs in kinematic pairs and leads to losses in mass – backlashes. Rheological properties of construction materials cause the third degradation process involving creeping (floating) leading to changes in the size and shape of the structure stressed elements. The fourth way of erosive wear of machine components involves physical (cavitation) or chemical (corrosion) degradation resulting in the material mass loss.

This work takes advantage of the basic assumption, already proven in many studies, that knowledge of relations between the machine model described by parameters: m , k , c (m – mass, k – stiffness, c – damping), and quantities a , v , x (a – acceleration, v – velocity, x – displacement) describing the vibration process provides big possibilities and vast applications of vibration based diagnostics.

Tribology deals with all the phenomena connected with a machine wear. It is based on the assumption on proportionality of vibrations D to the wear processes advancement [4,5]. Creation of a mathematical model of a machine with regard to all the acoustic and wear phenomena is a tribology approach. Advanced wear of a machine – tribological E_z is best measured by energy lost for irreversible wear processes - tribological. Having in mind that a new machine (with no wear) is already characterized by some level of rated vibration D_n , the constitutive relations of diagnostics can be expressed as follows:

$$D = D_n + \gamma E_z \quad (1)$$

where: D - amplitude measurement of vibration – e.g. acceleration, velocity etc.; D_n - level of rated vibration of a new machine, E_z – energy

lost for irreversible processes of wear, y – coefficient of tribovibroacoustic lossiness (TWA) depicting correlation between tribological processes and vibrations [4].

Knowing the machine mechanical efficiency η it is possible to estimate lost energy E_z , as:

$$\eta = \frac{N_{uz}}{N_{zas}} = \frac{N_{zas} - N_z}{N_{zas}} = \frac{E_{zas} - E_z}{E_{zas}} \quad (2)$$

where: N_{uz} – is useful power, N_{zas} – feed power, E - respective energies.

Tribological processes which most frequently accompany machine motion include fatigue and friction, whereas their energy is generated proportionally to the fatigue crack length l and the volume of the worn material U . Focusing on the two phenomena it can be accepted:

$$E_z = E_{\text{tarcia}} + E_{\text{zmeęczenie}} + \dots \cong al + bU \quad (3)$$

whereas: a and b – certain coefficients of proportionality, l - computed from Paris formula [12], U - from Archard formula [17].

Computing fatigue crack length from Kocanda formula [8] is:

$$l = C_3(\sigma_0 + \sigma_a)^n N = C_3(\sigma_0 + \sigma_a)^n \cdot f \cdot \theta = C_3(\sigma_0 + eD)^n \cdot f \cdot \theta \quad (4)$$

where: e – coefficient of vibration proportionality, D - to variable stresses σ_a , θ – time of their operation, f – vibration frequency .

When dynamic component of thrust $p = p_0 + gD$ with coefficient of proportionality to vibration amplitude g is introduced into Archard [17] equation we receive:

$$U = \frac{k_0 \cdot v \cdot \theta}{R_e} (p_0 + gD) \quad (5)$$

Substituting E_z to expression (3) describing energy of wear processes, and this in turn to constitutive relation (1) we receive:

$$D = D_n + \gamma \left[aC_3(\sigma_0 + eD)^n \cdot f + \frac{bk_0v}{R_e}(p_0 + gD) \right] \cdot \theta = D_n + \gamma N_z \theta$$

$$N_z = aC_3(\sigma_0 + eD)^n \cdot f + \frac{bk_0v}{R_e}(p_0 + gD) \quad (6)$$

into which the power of wear processes $N_z = E_z/\theta$ depending on vibration amplitude D is introduced.

Using these dependencies for final determination of the machine vibration amplitude in a function of its operation time we can find:

$$D = \frac{\gamma N_z^0 \cdot \theta}{1 - \gamma \theta \left. \frac{dN_z}{dD} \right|_{D=D_n}} + D_n \quad (7)$$

Analysis of the final formula of this tribovibroacoustic model involves identification of two characteristic points. For time $\theta = 0$, the above formula yields $D = D_n$, that is the amplitude of rated vibrations for a new object, whereas for:

$$\theta = \theta_{aw} = \left(\gamma \left. \frac{dN_z}{dD} \right|_{D=D_n} \right)^{-1} \quad (8)$$

we have $D = \infty$, which can be interpreted as a failure. Value of time to failure:

$$\theta_{Aw} = \left(\left. \frac{dN_z}{dD} \right|_{D=D_n} \right)^{-1} \quad (9)$$

is inversely proportional to tribo-vibro-acoustics loss γ , and sensitivity of wear to vibrations: dN_z/dD .

The value of vibration amplitude D and the rate of their changes during operation θ depend on these characteristics as well as on the total power of machine tribological processes. Qualitative image of these changes is shown in fig.1, according to which both time of failure θ_{aw} and velocity of the vibration symptom growth ($tg\alpha$) are functions of tribo-vibro-acoustic lossine γ , sensitivity and total power of wear processes N_z .

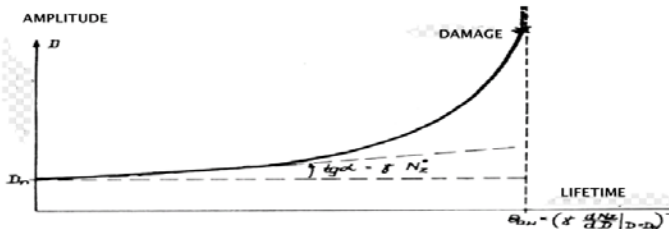


Fig.1. Graphic presentation of vibration amplitude changes a tribo-vibro-acoustic model [4]

Both the model and the insight into vibration feedback of wear processes it provides are very valuable. This model shows that the time of failure Θ_{Aw} can be predicted for a new machine knowing only the vibration gradient of lost power:

$$\frac{dN_z}{dD} \Big|_{D=D_n} \quad (10)$$

and its lossine TWA γ . Sequential utilization of the model for prediction of a machine state and its vibrations is possible as well [6,9].

In practice however the current state of a machine can be identified by observing the object functioning, that is, its main output of converted energy (or a product) and dissipation output where residue processes e.g. thermal, vibratory, acoustic, electromagnetic are observed

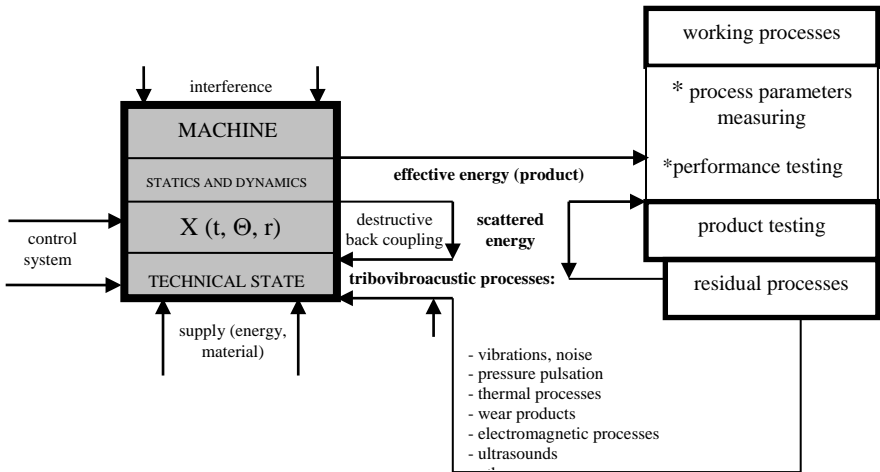


Fig.2. Possible three ways of a machine state monitoring

Observation of these outputs provides a vast range of possibilities of machine diagnosis through:

*observation of operational processes by continuous monitoring their parameters or by testing the machine efficiency on special test stations (power, speed, pressure etc.),

* studying of its product quality, consistence of measurements , pasowań, links, etc, as generally speaking the better the machine technical state the better the production quality,

* observation of residual processes which provide the basis for many attractive diagnostic methods based mainly on symptom based models.

The above presented problems should be solved with the use of the newest technologies. This is an area for wide application of computer aid and automation of procedures in the field of: holistic and symptom based modeling, inference, planning and performance of tests, utilization of artificial intelligence encompassing counselling systems and neuron networks with fuzzy logic [7,10,19].

Physics of phenomena accompanying operation of a machine based on a model of signal generation is the basis for good diagnostics (fig.3) and involves knowledge of a machine dynamics which facilitates smooth transition to the field of diagnostics.

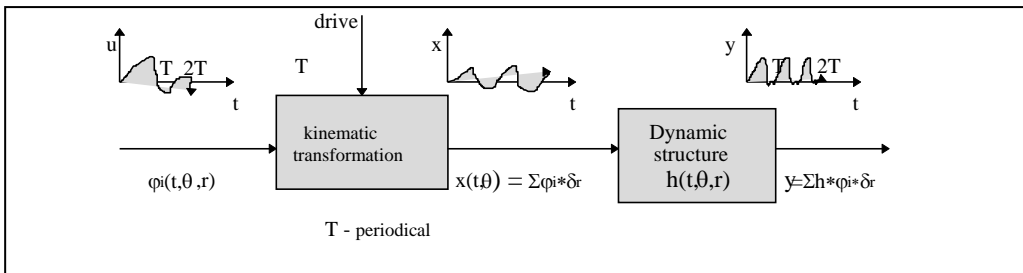


Fig.3. Model of machine diagnostic signal generation [7]

Knowledge and technology of diagnosis are always connected with the kind of diagnostic model that can be developed for a given object.

Depending on the type of features included in the object it can be of symptom or structural character (fig.4). In dependence on the possibility of compensation of interference the model can be deterministic, probabilistic or fuzzy. For assessment of the object condition both kinds of diagnostics can use the same pack of inference methods, starting with deterministic ones and finishing with artificial intelligence [13,14,18].

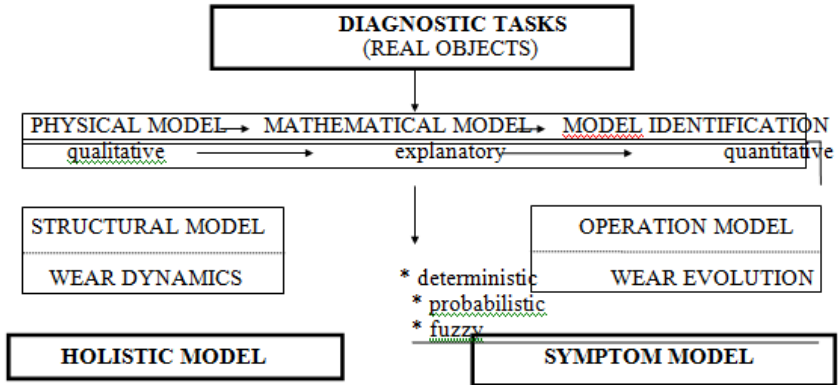


Fig.4. Possibility of diagnostic modeling of objects

Reduction of destructive influence of an object physical aging and fatigue wear is necessary in all stages of its existence. Desirable effects of the number of reductions in the number of technical object failures can be achieved in:

- * the field of construction – by appropriate selection of materials and their shapes to withstand the loads, shaping unit compressions, choice of adequate materials and substances for friction pairs, elimination of dry friction, wide application of appropriate tightening, providing appropriate temperature;
- * in the field of technology - by choosing optimal treatment, shaping an optimal surface layer, choice of appropriate thermal and thermal-chemical treatment, proper installation and adjustments;
- * in the field of operation – by complying with frequencies and scope of services (smearing, regulation, protection from corrosion), avoiding overloads and abrupt speed changes, monitoring of technical condition.

Inappropriate operation and maintenance causes intensive impact of wear processes leading to premature failures and threats to safety.

3. Machine diagnostics throughout its lifetime

Each machine undergoes four stages of its existence: validation, design, manufacturing and operation. Increasing requirements from

machines provide a set of criteria which are studied in each of these stages [9,22,24]. Methods and means providing such possibilities of control of quality of machines – fulfilment of these criteria – are the included in the field of technical diagnostics [fig.5].

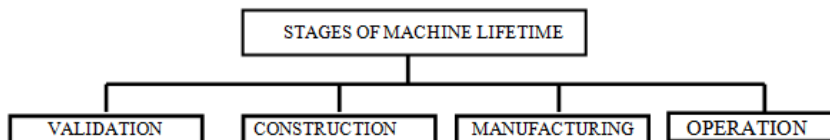


Fig.5. Stages of machine existence in terms of diagnostics

Looking synthetically at all the possible applications of diagnostics in each stage of an object existence it is possible to distinguish the following fields and the range of knowledge indispensable for appropriate development of this area. These are: knowledge of technical objects, their modeling, identification, behavior simulation, science of signals and symptoms, theory of experiments, theory of decision and computer aided diagnostic research [23].

Technical diagnostics covers the following activities: assessment of the state, genesis and prognosis of the state. These activities are performed by intelligent and often automated diagnostic systems (mobile software and hardware with self-learning loop and risk assessment). The set of diagnostic parameters is identified from a set of input parameters accompanying the machine operation. Determination of a set of damage sensitive diagnostic parameters should take into consideration:

- ability of reflect the machine state changes in time during its operation and maintenance.
- amount of information on technical state of the transmission,
- sensitivity to parameters value during operation.

Methods for determination of diagnostic symptoms include [22]:

- method of maximal sensitivity of a parameter to change in technical state,
- method of maximal relative change of diagnostic parameter;
- method of maximal information capacity of a diagnostic parameter;
- method of maximal variability of a diagnostic parameter.

An advantage of the above presented methods is that they provide the possibility to choose, from a set of output parameters, both the one-element and multi - element sets of diagnostic parameters.

Criteria for optimization of the set of parameters include:

- parameters should characterize the destruction process and be closely related to it;
- parameters should be sensitive to changes in the object degradation process;
- the number of diagnostic parameters cannot be too big as too many of them make it difficult to identify the process of devastation and sometimes it becomes even impossible;
- diagnostic parameters should be measurable;
- there must exist reliable statistical and analytical data of the distinguished parameters.

The diagnostic system becomes a subject of separate considerations and diagnostic features of such systems require elaboration and description (with mathematical formalization). A diagnostic system is a set of diagnostic agents, set of methods and means for obtainment, processing, presentation, generation and collecting information and a set of engineering objects, their models and algorithms for diagnostics, generation and prognosis of states as well as relations between these elements. It is intended to support making reliable decisions on an object's belonging to a respective class of states. The structure of a diagnostic system proposed in fig.6 shows the basic relations between the test object and its diagnostic model as well as the system of its state identification and decision making.

Diagnostic systems belong to a class of automated computer systems and are characterized by:

- the goal of their operation is identification of the state of other objects (or systems), actually they do not affect this state,
- this goal involves generating a diagnose by converting information on the object properties into information on its state.

For these reasons, the attention must be focused on the informative structure of the diagnostic system and it needs to be designed, optimized and evaluated in terms of the information flow possibility. Different forms of components and their different functions provide the possibility

of creation of diagnostic systems with different structures and with diversified automation degree.

A. Un-automated diagnostic systems include a human (group of humans) who perform all operations using measuring equipment, instructions concerning methods for collection and processing information on the test object to work out a diagnosis which if necessary is registered (e.g. in protocol). Such a system includes a measuring tool, a diagnostic technician and a manual with data. Such systems are still quite common in industry.

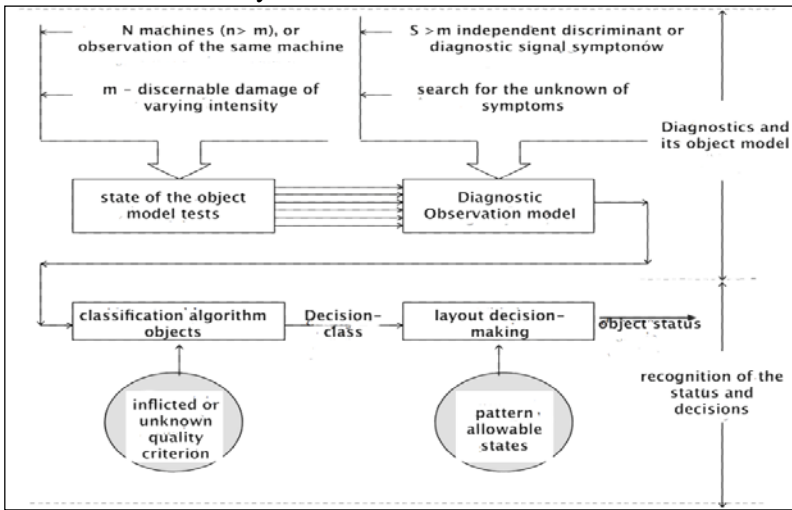


Fig.6. Structure of a diagnostic system

B. Automated diagnostic system which uses an array of technical devices performs the diagnostic process according to the respective program. There is little participation of a human and is usually reduced to activation of the system. Automatic diagnostic systems are usually self-controlled and failures are signaled. Then back - up components can be turned on and the controlled object is turned off. Particular results of control or only those exceeding the set limits are registered automatically.

The process of a machine handling is as follows:

a) for a usable machine: testing the state – performance of necessary servicing activities – prognosis of the machine state – scheduling the next survey;

b) for an unusable machine: assessment of the machine state – finding causes of its failures (maladjustment, damage, poor quality of repairs or liquidation) – removal of failure – assessment of a repair quality – performance of servicing activities – prognosis of the state – date of the next diagnosis.

Problems connected with diagnostics are usually addressed by a diagnostic team. They define the scope, methods and means necessary to supervise machine operation and maintenance (critical, important, unimportant). The tasks are performed in cooperation with the departments of the chief mechanic, production supervisor and manager of marketing department and accountancy department. Particular departments of a company are interested in different information items on the condition of machines, depending on the specificity machine use and production.

4. Examples of practical diagnosis of the state

The machine technical state prognosis process can be carried out by different methods [5,7,14]: forecasted symptom value, times of a machine operation or other prognoses the states of machine (e.g. extrapolation trend methods and adaptive methods) [16,20].

The selected problems of diagnosing the state of machines using forecasting methods have been validated in a number of different studies on operation and maintenance, and some examples of the issues and their solutions are presented selectively below.

Schematic diagram of the predictive diagnosis consists of: selection of the optimal set of diagnostic parameters, choice of the optimal method of forecasting, and assessment of predictive quality of the diagnosis. The optimal set of diagnostic parameters guarantees:

1. the minimum number of points needed to run the time prediction;
2. changes in units of the machine during operation resulting from replacement or adjustment of teams and variable operating conditions (road conditions, climate, quality of handling) that cause abrupt changes in the value of diagnostic parameters;
3. the maximum value of the time step;

4. the cardinality of the set of relevant parameters to the application.

The choice of a forecasting method is conditioned by: the forecast horizon; the minimum number of points needed to run the time prediction; the number of measurements before time t_b to calculate the predictive diagnosis; the variable degradation bands, causing abrupt changes in symptoms. Evaluation of the quality of diagnosis prognostic prediction error is determined.

Studies of the procedures of machine prognosis state in the aspect of determining methods for forecasting damage, examining the influence of horizon prognoses in the recognition of damage, and studies of the influence of the number of diagnostic parameters on the damage prognosis, were carried out on the basis of: determination of a set of prognosis methods for values of diagnostic parameters, and prediction of the next time of diagnosis - according to the process presented in [25].

For the set of diagnostic parameters $Y_2 = \{P_{wtr}, P_{ol}\}$ (of highest weighing of values), visualizations of their prognoses value was obtained for different models (linear model, exponential, Brown-Mayer model, Holt's model), and two methods of determining dates of the next diagnosis term (Θ_{b1}, Θ_{b2}), for three values of horizon prognoses ($\tau = \Delta\Theta$, $\tau = 2\Delta\Theta$, $\tau = 3\Delta\Theta$). The analysis of the research results for the combustion engine type UTD-20 showed that:

(1) different (according to the minimum value error the prognosis of damage) prognosis methods of diagnostic parameters values can be accepted:

- for P_{wtr} – Holt's method ($\alpha = 0.1$, $\beta = 0.1$), prognosis error: 3.02%,
- for P_{ol} – Holt's method ($\alpha = 0.1$, $\beta = 0.1$), prognosis error: 3.39%.

(2) different values for the next diagnosis term are obtained in terms of the prognosis horizon and the size of the diagnostic parameters set:

- for P_{wtr} – Holt's method ($\alpha = 0.1$, $\beta = 0.1$), examination dates: $\Theta_b(\tau = \Delta\Theta) = 8775.62$, $\Theta_b(\tau = 2\Delta\Theta) = 8693.23$, $\Theta_b(\tau = 3\Delta\Theta) = 8610.85$;
- for P_{wtr} – Holt's method ($\alpha = 0.1$, $\beta = 0.1$) and P_{ol} – Holt's method ($\alpha = 0.1$, $\beta = 0.1$) weighed examination dates $\Theta_{bw}(\tau = \Delta\Theta) = 8740.03$, $\Theta_{bw}(\tau = 2\Delta\Theta) = 8622.07$, $\Theta_{bw}(\tau = 3\Delta\Theta) = 8504.11$.

Summing up the research performed for the state prognosis method, it can be stated that:

- considering low values of the curvilinear correlation coefficient (< 0.8), high values of prognosis of damage, and negative values for the next operation dates of the objects examined in analytical models (linear model, exponential model, model Brown-Mayer, and Holt model), for potential applications it is necessary to use the Brown–Mayer model and the Holt model;
- the accepted optimization criteria, and the presented algorithm identify unambiguously the prognosis methods and the method of estimating the next diagnosis term. This confirms the appropriateness of the formulated procedure, and will provide the basis for methodology to be used for the machine state recognition and in the field of state prognosis for other objects.

The analysis of results of the research on the machine state prognosis methodology allows of formulate conclusions in the areas of: diagnostic parameters optimization and state prognosis. After appropriate verification the presented conclusion can provide the basis for application of dedicated software for a machine state recognition system in an online (board system) and off–line (for a stationary system) modes.

Determining the next term of diagnostics

Evaluation of state changes on the basis of change monitoring of diagnostic parameters (Θ_{b1} determination) was carried out for a vehicles STAR 200, for the results of tests of peripheral clearance of the main shaft - shown in Table 2.

This procedure uses the already approved method of determining the limit value of the symptom [8,22]:

$$S_{jgr} = s + \sigma_s \sqrt{\frac{P_g}{2A}} \quad (11)$$

where: P_g – repair policy of the works, $A = k(1 - P_g)$, $k = \{1-9\}$.

The presented relationship allows determine the term of the next diagnostics in relation (11) to the current value of a measured symptom, its relation to the value symptoms of limiting with taking into account the repair policy of the works [22]:

$$\Theta_{bl} = \frac{(1 - P_r)(S_{gr} - S_j)}{S_j} \Theta_j \quad (12)$$

Determination of this value (12) based on the value of data on a circumferential backlash of the main shaft of t STAR 200 vehicle in operation is shown in Table 1.

Table 1. Measuring data of peripheral clearance of examined main shaft.

Clearance- S_j [mm]	6,6	7,5	8,1	9,5	10,5	14,2	15,7	16,5	16,9	17,1
Mileage Θ_j [$\times 10^3$ km]	2	24	48	72	96	120	144	168	192	216

In accordance with relations (11) [7,10,15] it was evaluated: $S_{jgr} = 18,99$, accepted in (17) $k = 4$, $P_g = 0,95$, $A = k(1 - P_g) = 0,2$. Evaluating further values Θ_{bl} according to (12) for accessible measuring data (Table 2) there was fixed a trend of transmission gear clearance changes (state symptom) in the following form:

$$S^*_j = 6,0091 e^{0,1189\Theta_j} \quad (13)$$

Thus, in table 2 there are presented values S^*_j (calculated according to (13) for determined mileages Θ_j , which allowed to determine forecast error e^*_p , defined as [24]:

$$e^*_p = (S^*_j - S_j) / S^*_j \quad (14)$$

Table 2. Calculations of results.

Mileage Θ_j [10^3 km]	2	24	48	72	96	120	144
S_j	6,6	7,5	8,1	9,5	10,5	14,2	15,7
Θ_{bl} [km]	488	4560	7776	7776	7644	720	Reversal of sign
S^*_j	7,27	9,75	10,4	13,19	11,16	11,36	X
e^*_p [%]	10	30	29	37	6	20	X

The average forecast error of a symptom value (S_j) for mileages Q_j accepted in the measurements is 20%. A relatively big forecast error of the proposed method may be decreased by optimising activities undertaken in the area of measuring accessible data from servicing. The performed analytical studies, testing conformity of the measured values of symptoms for the determined mileages (table 2) by means of the proposed methods [22], allow of propose the following actions:

- S_{jgr} should be maximised in the procedure of step-by-step determination by periodical changes of P_g and k [22];
- good approximations are obtained for an increase of P_g , and k in a half of the vehicle operational time (according to data from table 2).

For S_{jgr} accepted from standard (or from operator's manual), results of theoretical calculations are well represented by operational data:

- approximation of Θ_j evaluated from operational data is satisfactory for relation (12);
- presentation of frequency the examination with registrations of exponential trend of the examined symptoms.

The results of the experiments allow to shows a way of reasoning and inference in terms of the future diagnostic agent, an intelligent system monitoring critical technical systems. On fig.7 shows the general idea of an agent system to be used for diagnosis and observation of critical systems as well as for information flow handling in the future of diagnostics. We can also see a need to provide some other information concerning the system operation including: load, current time of system life, and also some previous records on the system history contained in the maintenance data base.

If such an agent is added to hardware properties in the form of sensorimotor transducers and actuators - it is possible to implement the concept of the Independent Agent Diagnostic (SAD). Such an entity supporting the application of innovative technical systems must have an array of intelligent sensors embedded in the phenomenal facility, where the SAD collects all the information about the evolution of the state. The provided symptoms have independent status which enables creation of Vector Diagnostic Observation and symptoms observation matrix for the next life time value of an object. After each reading, an observation vector is derived from generalized damage symptoms as well assessment

of the current intensity of damage is provided. In cooperation with the local knowledge base enriched with information and environmental control the damage classification and the final diagnosis of the object is possible.

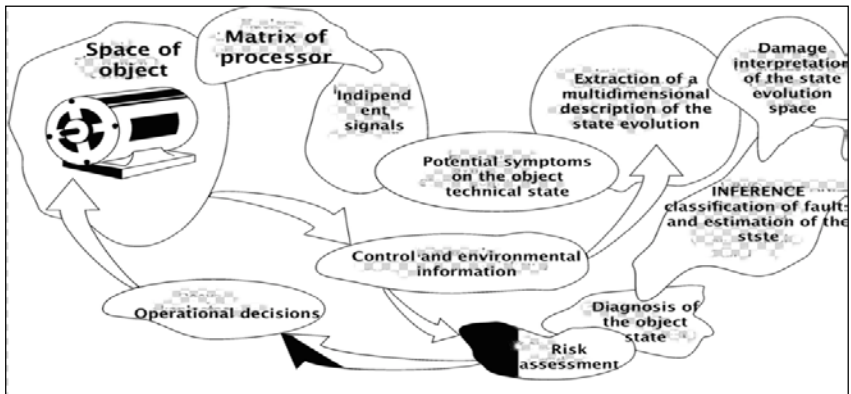


Fig.7. The information flow and processing of intelligent monitoring system [7]

The last step of SAD is to develop a measure of further operation risk and make other decision of service type / repair resulting from the assessment of the status and information about the object and the environment. Thus it can be implemented, as shown graphically, and as you can see, for innovative objects which lack experience in operation and have no operating history there is only one chance to fulfill this mission by using a self-learning mode.

4. Conclusions

Apart from tribology, reliability, security theory and the theory of operation technical diagnostics is one of the fundamental issues connected with rational operation and maintenance of objects. Understanding the physical phenomena occurring during the operation of the machine allows determine of the qualitative relationships taking place between destructive processes and the machine state. The growing demand for diagnostics goes hand-in-hand with applications of new inventions in microelectronics, computer technology, fractal theory,

neural networks and artificial intelligence - effectively support diagnostics capabilities.

As for application of the prognosis methods in maintenance of real industrial machines (vehicles, combustion engines) it allows to confirm the following technical observations:

- the accepted optimization criteria identify unambiguously sets of parameters values with a large amount of information on the technical state, variable usable lifetime of the engine, which confirms advisability of formulating of optimization procedures for sets of diagnostic parameters;
- for the combustion engine, the order of parameters $\{P_{wtr}, P_{ol}, P_{spr}, P_{sil}\}$ is not maintained, which indicates that the accepted criteria for determination of sets of parameters identify unambiguously changes occurring during the machine lifetime, but having the largest amount of information on the technical state.

The basic condition for these considerations to achieve success is to establish a uniform wear of machinery, or provide knowledge of the measured symptoms trend (knowledge of intensity of damage). The phenomena that cause wear of assemblies are very complex and their formation is usually affected by a number of factors, so including them all in the forecasting process is impossible. Among them the most important are:

- the minimum number of times of symptoms measurement are required for prediction the object condition;
- variable degradation of the machine components during its operation, resulting in e.g. replacement or adjustment of the assemblies and changing service conditions (road conditions, climatic conditions, the quality of handling), cause abrupt changes in the value of diagnostic parameters;
- the maximum value of the time step in measurements;
- significance of diagnostic parameters contained in a set.

The issue of machine tests for the process of prognosis to be used for estimation of the technical state, as well as legal acts related to safety of the user and the environmental protection, are a stimulus to search for new prognostic methods, determining new measures and tools that can describe the current state in the machines specific work condition. This paper attempts to summarize basis mathematical rules to be used for

machine condition forecasting based on multi-symptom prognostic methods.

The presentation of the procedures for machine state prognosis allows of determine the parameters, according to the accepted criteria: diagnostic parameters set, diagnostic parameters values prognosis and machine operation date estimation.

References

1. R. Ahmad, S. Kamarudin, An overview of time-based and condition - based maintenance in industrial application, *Computers & Industrial Engineering*, 2012, (63), pp.135–149.
2. I.A. Birger, *Technical diagnostics*. Nauka, Moscov, 1978 (p.32, in Russian).
3. C. Cempel, *Basics of vibroacoustic diagnostics of machines*, WNT, Warszawa, 1982.
4. G. Box & G. Jenkins, *Time series analysis, forecasting and control*, London, 1970.
5. L. Bowerman, R.T. O'Connel, *Forecasting and Time Series*, USA, Doxbury Press, 1979.
6. C. Cempel, H.G. Natke, An introduction to the holistic dynamics of operating systems, *Progress Report*, No.2, CRI - B - 2/92, 1996.
7. C. Cempel, M. Tabaszewski, Multidimensional condition monitoring of machines in nonstationary operation, *Mechanical Systems and Signal Processing* (21), 2007.
8. N.R. Draper, H. Smith, *Regression analysis of used*, BNInż., Warszawa 1973.
9. P. Eykhoff, *Identification in dynamical systems*, BNInż., Warszawa 1980.
10. W. Findeisen ii, *System analysis - base and methodology*, PWN, Warszawa 1985.
11. K. Mańczak, *Methods for identifying the multidimensional of control objects*, WNT, Warszawa 1971.
12. S. Niziński, R. Michalski, *Diagnosis of technical objects*, ITE, Radom 2002.
13. T. Uhl, J. Giergiel, *Identification of mechanical systems*, PWN, Warszawa 1990.
14. A.K.S. Jardine, D. Lin, D. Banjevic, A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based

- maintenance, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20, 2006, pp.1483–1510.
15. J. Luo, M. Namburu, K. Pattipati, L. Qiao, M. Kawamoto, Model-based prognostic techniques, in: *Proceedings of the IEEE, Systems Readiness Technology Conference*, 2003, pp. 330–340.
 16. Ł. Muślewski: Study and assessment of transport system operation efficiency. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 17, No. 4, Warsaw 2010.
 17. V.T. Tran, B.S. Yang, M.S. Oh, Machine condition prognosis based on regression trees and one-step-ahead prediction, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22, 2008, pp.1179–1193.
 18. J. Qu, M.J. Zuo, An LSSVR - based algorithm for online system condition prognostics, *Expert Systems with Applications*, 2012, 39 (2): 6068–6102.
 19. H. Tylicki, B. Żółtowski, Determination methods of the next diagnosis term of transport vehicle, *Archives of Transport*, Warszawa, 2001.
 20. A. Zeliaś, Prognosis theory (in Polish), PWE, Warszawa, 1984.
 21. B. Żółtowski, The methods of virtual engineering in the research risks status, safety and environmental operated machines, UTP, Bydgoszcz 2012.
 22. B. Żółtowski ii: The study of environmental risks losing the suitability of technical systems, UTP w Bydgoszczy, 2013. ISBN 978-83-64235-05-4.
 23. M. Żółtowski, Management information systems in engineering and manufacturing, Publishing ITE - PIB, Radom, 2011 (in polish).
 24. Żółtowski M.: Investigations of harbour brick structures by using operational modal analysis. *Polish Maritime Research*, No. 1/ (81), vol.21, ISSN 1233-2585, 2014, pp. 42-54.
 25. Żółtowski M.: Assessment State of Masonry Components Degradation. *Applied Mechanics and Materials* Vol. 617(2014), *Trans Tech Publications*, Switzerland 2014, ISSN 1662-7482. pp. 142-147.
 26. Żółtowski B., Żółtowski M.: Vibrations in the Assessment of Construction State. *Applied Mechanics and Materials* Vol. 617(2014), *Trans Tech Publications*, Switzerland 2014, ISSN 1662-7482. pp. 136-141.

PROBLEMS OF BALANCING TURBOCHARGERS OF AUTOMOTIVE VEHICLES

Hubert WOJCIECHOWSKI*, Bogdan ŻÓŁTOWSKI**
UTP University of Science and Technology, Bydgoszcz, Poland

Summary. In order to increase the filling of the cylinder in the engine, a so-called charge is applied, which consists in increasing the amount of air input under increased pressure and at an unchanged temperature. This increases the density of that air and increases the mass in the engine cylinder. In most cars, the charging is carried out by an exhaust gas turbocharger or a mechanical compressor. This paper presents the issues that concern the failure of turbochargers resulting from their balance by weight reduction method. Selected aspects concerning consequences of incorrect balancing and methods of reducing unbalanced rotor mass. A key part of the work includes a proposal to balance turbochargers of automotive vehicles using the "weight-adjustment" method. In this scope, preliminary studies were presented and conclusions observed during their implementation were described.

Keywords. dynamics, turbo-charging, turbocharger, mass adjustment, balancing

1. INTRODUCTION

Modern internal combustion engines are characterized by the downsizing (decrease in engine capacity, while maintaining high engine power) and aim to achieve the best overall efficiency [4].

These trends can be met by using mainly a turbo-charging system in the drive unit. The principle of the engine charging system is relatively simple and consists in injecting more air into the cylinder in order to burn the petrol-blend more efficiently. The turbocharger or compressor is responsible for this process. In this way, the engine produces more power, which improves vehicle performance.

Car companies use mechanical turbo-charging in their models - compressors, as well as turbocharging. The second option is much more commonly used because of its universality. They are installed in compression ignition engines, spark ignition engines and hybrid cars.

The turbocharger is the basic and at the same time the main element in the system of turbo-charging [1,3,8]. It consists of three basic elements [3]: centre hull, in which there is a bearing turbocharger rotor, turbine hull and compressor hull.

The basis of the efficiency of the turbines is the fact that they are able to pump a very large amount of air into the cylinder, and in addition they are powered by exhaust gas energy, which is not used in any way in naturally aspirated engines. The turbo-charging system has a significant influence on performance, so a noticeable power decrease can be one of the symptoms of turbocharger damage, especially if the problem is mainly related to the rotational range in which the turbine is most active. The technical sources are usually rotor damages, bearing damage and, in the case of turbines with variable geometry, hydraulic steering wheels.

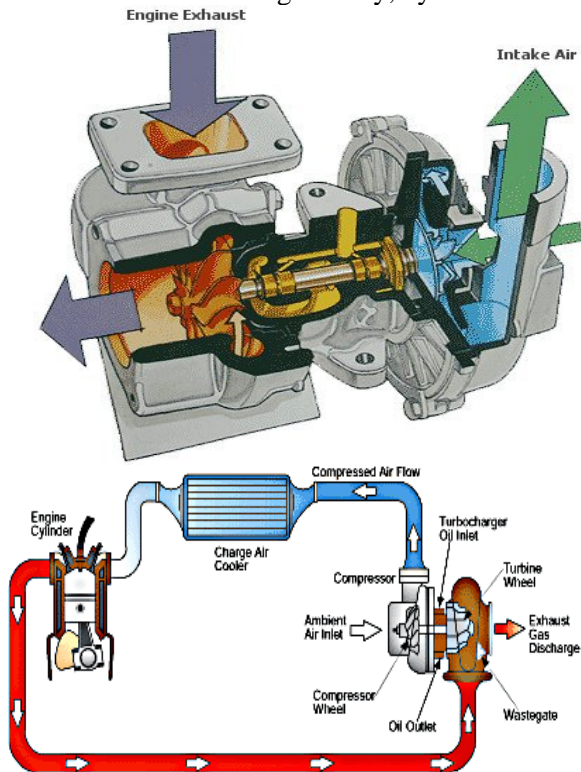


Fig. 1. Working principle of the turbocharger [2]

The turbocharger principle is based on the exhaust gas drive of the turbine rotor. The turbine is connected by a common shaft with a compression wheel, on which the air is aspirated. The compressed air is supplied to the combustion chamber of the engine cylinder under pressure - Fig. 1. To increase the efficiency of the turbocharger, an air cooler (intercooler) is used. Cooled air increases its density, which results an increase in the mass delivered to the combustion chamber.

Publications and scientific articles in this area of research discuss outside the typical operational defects of turbochargers do not focus on their faults, which are result from the methods of turbo-charging equipment regeneration [10,12]. Despite the huge popularity of engine turbo-charging systems for modern motor vehicles, manufacturers of turbochargers do not reveal the materials from which given components are constructed and do not provide information about theirs mechanical and physical properties[4]. Defects of the turbochargers components have a negative impact on the emission of harmful exhaust gases to the environment [13,15]. Description and modelling of the dynamic state, methods of diagnosing the state as well as the application of modern information techniques in turbochargers' research is so far hardly recognized and requires immediate improvement [14,16,17]. Literature describing the dependence of the method of regeneration and mainly balancing the turbocharger components -on the operation of the turbo-charging system is still very insignificant in this field. Existing publications so far describe mainly the balancing of turbochargers by means of a reduction method - taking off unbalanced mass and focusing mainly on damage to turbochargers resulting from improper operation of the turbo-charging device. Examples of this are the following articles: Balancing of turbocharger rotor [10], Damage analysis of turbocharger compressors [12], Analysis of the impact of operating conditions on the technical condition of turbocharger turbochargers of combustion engines [11]. Under heading [1] engine turbo-charging, general information can be found on, inter alia, balancing turbochargers using the ' mass capturing' method.

This article presents the main causes of turbocharger damage, emissions in motor vehicles. The present methods of verifying the condition of charging devices have also been described and an innovative method of balancing turbochargers by "adding mass" has been proposed. For the turbochargers regeneration, apart from the

correct replacement of worn parts and the cleaning of other parts, the most important thing is the precise dynamic balancing of the rotating parts of the turbine.

2. DIAGNOSTIC TESTER - VERIFICATION OF ACTUAL PARAMETERS

In order to eliminate the undesirable condition of the turbocharger such as its failure, it is necessary to correctly identify and evaluate in detail the technical condition of the turbo-charger by available ways. The simplest and at the same time lowest effective method of diagnosing turbocharger is organoleptic. Turbo-charging devices are evaluated with human senses. An oiled turbocharger may indicate a broken housing, damaged seals or a worn out suction section of the turbocharger. The organoleptics make it possible to hear disturbing sounds from the device. The damaged turbocharger is characterized by rustling, whistle. This can be indicated damaged, broken turbocharger rotor and a clogged cable between the inlet and intake manifold [1,3,7].



Fig. 2. Fracture of the outer part of the housing

The colour of the exhaust gas coming out of the exhaust system may also indicate the condition of turbo-charging device. The blue or black colour of the exhaust gases can indicate a turbocharger failure. This defect may indicate a cracked compression wheel or a defective oil

system in the turbocharger. The presented method is one of the simplest, but in case of its credibility it becomes questionable because it does not ensure accuracy and insight in its assessment [10].

The parameter that characterizes turbo-charge system and can indicate its condition is the pressure of turbo-charging. The vehicle directive that has been drawn up stipulates that cars manufactured after 2000 must have 16-pin diagnostic connector. This makes it easier to diagnose any drivers emissions in a vehicle and the reading of operating parameters in any time unit.



Fig. 3: DASHBOARD application in IDC5 software [5]

The key information in the turbo-charging circuit is the actual data, which is stored by signals from sensors in the circuit. The evaluation of the above parameters is possible through additional functions, which are used as applications in diagnostic testers. An excellent example of this solution is the dashboard function in IDC5 software in the TEXA

TXT's Tester. The turbo-charge pressure is checked here depending on [5]:

- rotor speed,
- compressed air pressure,
- exhaust gas temperatures,
- the blade angle of inclination in the variable geometry system.

One of the main reasons of failure of turbochargers is unbalance of its rotating parts. To measure the balancing quality of the turbocharger's rotor we use two types of devices:

- quick-rotating turbocharger core correction machines (fig.4),
- slow rotating devices for balancing the turbocharger shaft (Fig. 5).



Fig.4. Core correction machine Fig.5. Rotor balancing machine

The presented devices verify turbochargers in the context of unbalance measurements of rotor masses and correct the balance of turbine wheel and compression wheel with turbocharger shaft. Unbalanced weight is reduced with an accuracy of 0,01 mg/mm² and the unbalance tolerance value is assigned to a given type of turbocharger and stored in the internal memory of the device. Unquestionably, the above method is one of the most accurate, precise methods of verifying turbo-charging devices.

3. Methods of identifying the condition of turbochargers

Due to higher and higher operating speeds of turbochargers, even a minor unbalance causes an increase of vibrations, which in consequences may lead to a quicker damage of the whole component. The effect of its use is subsequent vibrations of rotors, causing much faster wear of bearings, rings and other parts of turbochargers.

Balancing is the process of checking the distribution of the rotor mass and correcting it, if necessary, until residual unbalance is obtained within the set tolerances. The aim is to achieve an even weight distribution of the rotor with respect to its geometric axis of rotation. In theory, the unbalance of rotating elements can be divided into three basic types: static, momentary and dynamic. In practice, we are dealing with all of them simultaneously, but the division applied makes it easier to understand the essence of the phenomena taking place and to choose a rational method of limiting their negative results.

3.1. DYNAMIC BALANCING OF THE ROTOR BY THE 'MASS REDUCTION' METHOD

The main reason for damage and failure of turbo-charging devices is unbalance of turbocharger's rotor. Rotor unbalance creates excessive vibrations which are transmitted to the machine body, which leads to damage to the roller bearings. A characteristic feature of the rotor unbalance is a regular increase in bearing vibration amplitude, which depends on the rotational speed of the rotor of the turbo-charging device. These are always harmonic vibrations, the frequency of which is equal to the frequency of rotor rotation. Rotational speed of turbocharger rotor oscillates around 200 000 rpm, so the problem of natural frequency is particularly important. The absolute condition of the turbocharger's usefulness is not showing a tendency to any vibrations, whether the drive unit rotates or not [2,6,16].

Unbalance of basic components of the turbocharger may lead to various damages and even serious failures [3,9]:

- damage to the turbine wheel blades and compression,
- cracks in the turbocharger shaft,
- damage to radial contact ball bearings and thrust bearings,
- jamming and damage of turbocharger's rotor,
- variable geometry system failure.

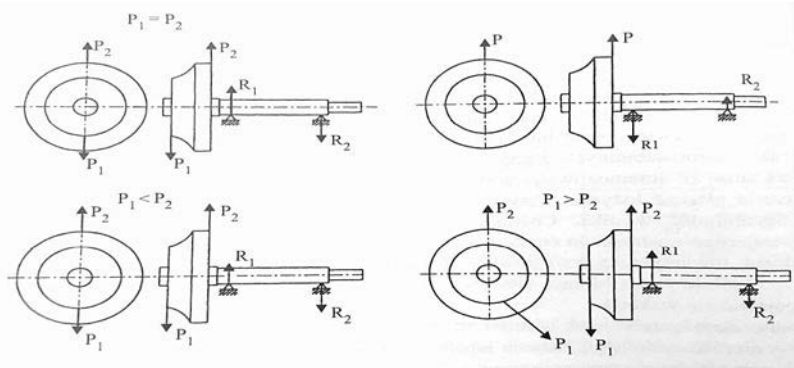


Fig.7. Illustrates the dynamic balance of the turbocharger's rotor [1]

The force pair P_1 and P_2 as shown in Fig. 7 is in the same mode of working as the axis of the rotor. On a bearing-mounted balancing station, the reactions R_1 and R_2 are generated, which are in the same position as the above forces. They have equal values but opposite directions ($R_1 = -R_2$). The location of the rotor, as well as the value of unbalanced mass, is used to verify the place and mass of the material, which has to be removed for proper dynamic balancing of turbocharger rotor [1].

The turbocharger of vehicle is balanced in two stages:

- stage I - Balancing the shaft with the turbine wheel and the compression wheel with nuts and spacers and seals (Fig. 8),
- stage II - balancing of the bearing-mounted turbocharger rotor in the compressor housing with oil system connected (Fig. 9).



Fig. 8. Balancing the turbocharger shaft
Balancing the core of the turbocharger

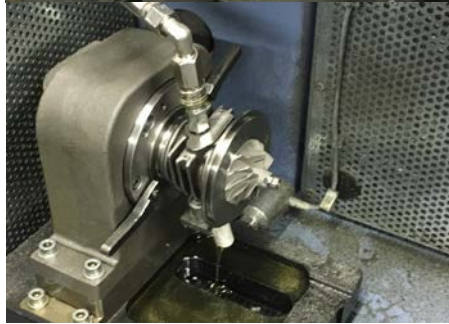


Fig. 9.

This type of balancing is the result of the recommended stricter requirements imposed by companies manufacturing turbo-charging devices. Correction of unbalance of turbochargers by "reduction of mass" certainly affects the structure of the balanced element, because excessive removal of material from the compression wheel or turbine wheel make them weak, which often causes cracking of these elements.

The following figures (10 and 11) show the points on the compression wheel from which the mass has been reduced and the resulting wheel crack at the point where the unbalanced mass was gathered.



Fig.10. Mass reduction points on the compression wheel

Fig.11. Cracked compression wheel

3.2 DYNAMIC BALANCING OF THE ROTOR BY THE 'MASS ADDITION' METHOD

Most of the damage to turbochargers is caused by breakage of the compression wheel; turbine; and also by breakage of the turbocharger shaft. Such defects are caused by improper exploitation of turbocharged combustion engines and incorrect regeneration of turbocharger components. Incorrect balancing of basic components has a negative impact on the construction and mechanical properties of turbocharger components. In order to prevent damage to materials which result from improper regeneration of turbocharger components, innovative tests are carried out in order to minimize the above problem. The method of 'mass addition' is carried out in two stages:

- first stage concerns the correction of the unbalanced mass of the turbocharger rotor including sealants and spacer nuts,
- second stage is based on balancing the rotating element (core of turbocharger) with bearings in the body of the device.

Two types of devices were used to perform these tests:

- Schenck TB Comfort slow-running balancing machine for the first stage of balancing,
- the second stage was carried out on a high-speed Schenck MBRS 110 machine.

Disassembly of balanced components and input of data of turbochargers into the system is the identical as in the traditional method using balancers for rotors and cores of turbochargers. The difference is in the way of correcting unbalanced masses of rotating parts. The process of unbalanced mass correction was carried out by using a special thermo-resistant mass, which is designed, among other things, for the removal of exhaust gases and liquids whose temperature exceeds 1000°C. Characteristic feature of this substance is a high adhesion coefficient and short time of mass fixation. During the reading of the value of the unbalanced mass of the rotating element, the heat-resistant mass is applied to the outside of the turbine wheel and compressed via an insulin syringe. Before application, the rotor surfaces were thoroughly cleaned and the amount of mass applied was verified on an electronic scale with an accuracy of 0.01mg.

When the adhesive mass was bound, the turbocharger rotor was mounted in the core, which was subjected to strength tests on a device allowing to accelerate the rotating element to the speed of more than 200 000 1/min.

The above method has been used for turbocharger number 038145702E, which is used in vehicles of Volkswagen brand with engine capacity of 1900cm³ and after removal of main components of turbocharger was verified its rotor in terms of balance.

In the first stage, the basic dimensions of the rotor, which are necessary for the test to be carried out correctly, were entered into the TB COMFORT balancing system. The following dimensions have been set:

- diameter of the compression wheel,
- height of the compression wheel,
- turbine wheel diameter,
- turbine wheel height,
- turbocharger shaft length,
- distance between turbocharger shaft and balancing sensors placed in supports.

Then the rotor of the turbocharger was rotated in order to verify its level of unbalance. The obtained value of unbalance correction was reduced by application of thermo-resistant mass with the use of insulin syringe (Fig. 12 and 13).

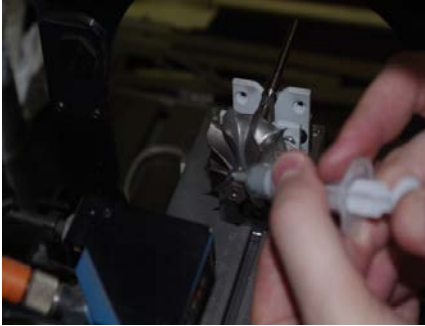


Fig. 12. Imposition of mass on the turbine wheel
13. Imposition of mass on the turbine wheel

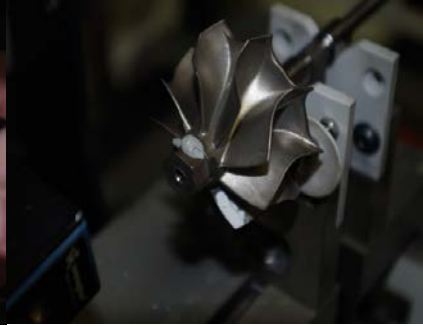


Fig.

After the process of balancing the turbine wheel had been completed, the compression wheel was verified. The procedure was the same as in the case of the turbine wheel. The unbalance of the compression wheel was reduced by overlapping the same mass as that of the turbine wheel. The procedure of balancing the turbocharger rotor was carried out in a correct way, the size of unbalance was within the tolerance limits.

After the process of balancing the turbocharger's rotor, the balanced element was placed in the core of the turbocharger and mounted in the high speed Schenck MBRS110 balancing machine. During this process, the rotational speed of the rotating component exceeds 200 000 rpm. At this stage of the test, the high rotational speed strength of the mass of the rotor, which is common during the daily operation of the turbocharged drive unit, has been verified. During this test, it was observed that at a rotational speed of 200 000 rpm, the heat-resistant mass remained on the turbine wheel (Fig. 14), but broke out of the compression wheel (Fig. 15).



Fig.14. Mass on the turbine wheel after compression test
 Fig.15. Ripped wheel masssss

Turbochargers of properly operated car engines do not require frequent repairs and reach mileages from 100 000 to 300 000 km. They run reliably on heavy commercial vehicles, achieving mileages up to 500,000 kilometres and more. The reason of their possible earlier failures are usually mistakes in the exploitation and service of engines or damage to other systems cooperating directly with the turbochargers.

4. RATIONAL USE OF THE TURBOCHARGER

Turbocharger is an exhaust-driven compressor used for turbocharging combustion engines, which is used to increase engine power by increasing the amount of oxygen supplied to the combustion chamber - Fig. 16. The construction of the turbocharger is designed in such a way that it can cooperate with it without any problems during the engine lifetime. The turbocharger does not need any specialist maintenance and its examination should be limited to a few basic steps included in the instructions for use of the turbocharger provided by the manufacturer. Typical damages to turbochargers are:

- damages caused by foreign material,
- Insufficient oil pressure,
- temporary delays in oil delivery,
- contaminated oil,
- overheating,
- construction faults in the process of turbocharger manufacturing.

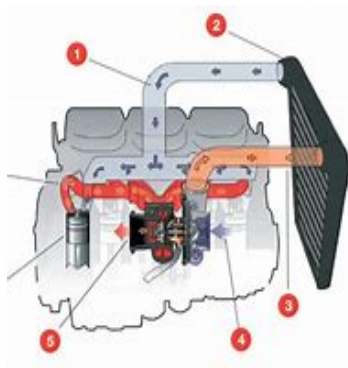
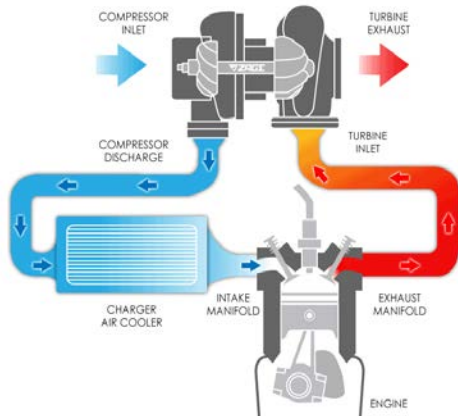


Fig.16. Diagram of turbo-diesel system [3]

There are obvious symptoms of turbocharger worn out:

- sudden loss of power;
- much louder operation (whistling);
- blue exhaust smoke combined with rapid oil loss in the lubrication system;

- oiling of the area around the turbocharger and in the air inlet ducts;
- („check engine”) error and low engine rpm.

Approximately 90% of damages of turbochargers are caused by their incorrect operation (use and maintenance). The main causes of turbocharger damages are following:

overheating of the turbocharger (after a long period of use, it is recommended to leave the unit cooled down, lubrication decays, charring of the lubricating oil, wear of bearings, clogging of oil ducts);

- excessive load on the cold engine (cold oil is dense, the bearings are not lubricated);
- use of not recommended oil by the manufacturer (preferably synthetic, for high operating temperatures);
- exceeding the recommended oil change intervals (loss of lubricating properties);
- low oil level (bearings, tilting in the sloping);
- damaged air filter (sand, dust, high speed – wear);
- defective turbocharger control (worn actuator and valve);
- damage to the turbocharger seals (pumping oil into the engine, increase in rotation, uncontrolled damage).

Only the manufacturer of the turbocharger or authorized repair companies have the tools and personnel specialized in repairs of these devices.

The rational use of engines and turbochargers requires certain habits and simple maintenance to ensure the reliable operation of these units. The basic recommendations in this area are:

- avoiding sudden engine stop after prolonged use;
- do not use the full power of the engine immediately after it has been started up;
- use of recommended oil, resistant to high temperatures and carbonization;
- compliance with the timeliness of the oil change and the oil filter;
- regular inspection of the engine oil;
- on-time replacement of air filters;
- application of CERAMIZER (protective layer for shafts, rings, sleeves).

5. Summary

It is difficult to imagine a modern motor vehicle that is not equipped with an engine turbocharging system. The most common charging device is the turbocharger, which has gained its popularity thanks to its universality and flexibility. It is used both in internal combustion engines and in innovative hybrid drive units.

The most common cause of failure of turbochargers is unbalance of turbocharger's rotor. A characteristic feature of this problem is a linear increase in the amplitude of bearing vibrations, which depends on the rotational speed of the rotor. Incorrect balancing of the basic turbocharger-impeller element is caused by the following damages: cracked wheel of turbine or compression, damage to the turbocharger shaft, damage to thrust bearings and variable geometry system failure.

Analysing the proposed innovative method of balancing the rotor of turbocharger by adding heat-resistant mass we can conclude that the presented method is an interesting alternative to the current method of balancing turbochargers. Certainly, the probability of turbocharger failure during the reduction of unbalanced mass is minimized. Correction of the unbalanced mass of the rotor by the "mass addition" method does not affect the mechanical properties of the material and does not affect its structure. Thus, it does not cause cracks of rotating elements in the turbocharger.

Further research on this issue should identify the phenomenon of the loss of added mass from the compression wheel at a rotation of 200,000 min⁻¹. In the initial analysis, this can be explained by the incorrect selection of glue for the material mass.

The proposed method aims to remove the problem of incorrect reduction of unbalanced weight. This problem appears in the form of cracks, i.e. damage to the basic components of the turbocharger's rotor. This involves expensive repairs to the main turbo-charging unit in the turbo-charging system.

The presented first results of research of the proposed solution confirm the fact that the right balance is the key aspect for the correct, failure-free use of the turbocharger.

Briefly indicated basic recommendations for rational use of car engines and turbochargers ensure safe and reliable operation of these systems.

Literature

1. Mysłowski J.: Pojazdy samochodowe – doładowanie silników. WKŁ, Warszawa 2011.
2. Wojciechowski H. ii: Analiza metod badania turbosprężarek pojazdów samochodowych. Logistyka – nauka, nr 4/2015.
3. Bojarczuk P.: Doładowanie silników spalinowych - przegląd konstrukcji i diagnostyka. Poradnik serwisowy, nr 1/2007.
4. Fabryczne materiały reklamowe Mahle. Turbosprężarka na rynek wtórny.
5. www.texapoland.pl
6. Materiały reklamowe Daimler Chrysler Communications. Stuttgart 2003, 2004.
7. Poradnik diagnostyki samochodowej BOSCH.
8. <http://turbobygarrett.com>
9. Merkisz J., Rychter M.: System OBD II jako przyszłe sposoby diagnozowania pojazdów. Eksploatacja i Niezawodność, nr 1, s.38-51, 2002.
10. Jaskólski J., Budzik G., Marciniak A.: Balancing of turbocharger rotors. Journal of Kones 2007.
11. Idzior M., Bieliński., Borowczyk T., Karpiuk W., Analiza wpływu warunków eksploatacji na stan techniczny turbosprężarek doładowanych silników spalinowych. Logistyka 2010
12. Kaszkowiak J., Borowski S., Dulcet E., Zastępowski M., Analiza uszkodzeń turbosprężarek. Logistyka 2015
13. Żółtowski B., Cempel C.: Inżynieria diagnostyki maszyn. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej. Instytut Technologii Eksploatacji. 2004 s.1109.
14. Żółtowski B.: Badania dynamiki maszyn. ATR, Bydgoszcz 2002.
15. Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. ATR, Bydgoszcz 1996.
16. Żółtowski B., Łukasiewicz M.: Wibroakustyka maszyn w laboratorium. ATR, Bydgoszcz 2005.
17. Żółtowski M.: Informatyczne systemy zarządzania w inżynierii produkcji. ITE - PIB, Radom 2011.

*Hubert WOJCIECHOWSKI, PhD student

**Bogdan ŻÓŁTOWSKI, prof., scientific supervisor

УДК 629.31

**ПОСТРОЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ
МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ ПО ПАСПОРТНЫМ ДАННЫМ
CONSTRUCTION OF THE MECHANICAL
CHARACTERISTICS OF THE TRACTION ASYNCHRONOUS
ELECTRIC MOTOR OF THE MOBILE MACHINE USING
PASSPORT DATA**

Атаманов Ю.Е., к.т.н., доцент,
Плищ В.Н., ст. преподаватель,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
Atamanov Y.E., Ph.D.in Engineering, Associate Professor,
Plische V.N., senior lecturer,
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

В работе предложен алгоритм построения механической характеристики тягового асинхронного электродвигателя с использованием координат характерных точек

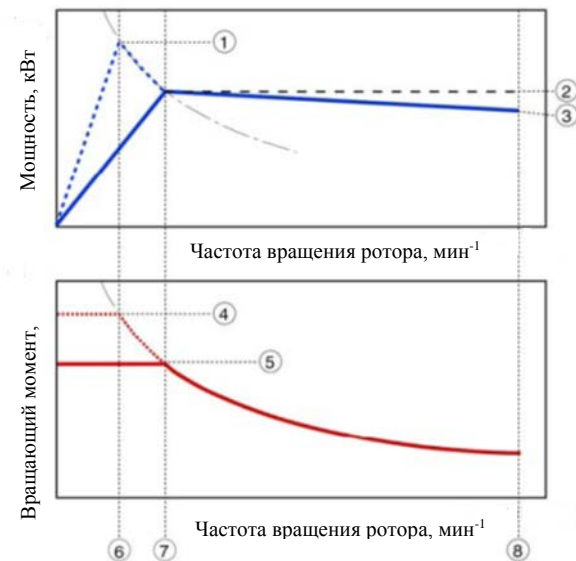
The paper proposes an algorithm for constructing the mechanical characteristics of the traction induction motor using the coordinates of the characteristic points

ВВЕДЕНИЕ

Для исследования на механико-математических моделях динамики электропривода мобильных машин (электробуса, троллейбуса, трактора и т.п.) необходимо построить механическую характеристику тягового электродвигателя, т.е. получить зависимость вращающего момента электродвигателя от частоты вращения ротора $M_{эд}=f(n_{эд})$ или угловой скорости $M_{эд}=f(\omega_{эд})$. При этом не учитываются переходные процессы в электрических машинах [1]. В настоящее время в качестве тяговых двигателей на мобильных машинах применяют асинхронные электродвигатели. Однако расчет и построение характеристики асинхронного электродвигателя – довольно сложный процесс. В работе предлагается упрощенный алгоритм построения этой характеристики.

ПОСТРОЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ ПО ПАСПОРТНЫМ ДАННЫМ

На рис. 1 приведена принципиальная характеристика асинхронного тягового электродвигателя.



1 – максимальная выходная мощность; 2 – вращающий момент; 3 – действительная выходная мощность; 4 – максимальный момент; 5 – номинальный момент; 6 – частота вращения ротора при максимальном моменте; 7 – номинальная частота вращения; 8 – максимальная частота вращения ротора

Рисунок 1 – Принципиальная характеристика асинхронного электродвигателя

Алгоритм построения характеристики тягового асинхронного электродвигателя по паспортным данным с использованием характерных точек рассмотрим на примере электродвигателя Rexroth size 312, который применяется на тракторах. Основные данные, необходимые для построения механической характеристики электродвигателя представлены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметра	Значение
Номинальный крутящий момент M_n (Н·м)	1100
Номинальная частота вращения n_n (мин ⁻¹)	850
Номинальная мощность P_n (кВт)	97,9
Максимальный крутящий момент M_{max} (Н·м)	2750
Максимальная частота вращения n_{max} (мин ⁻¹)	3400

В табл. 2–приведены частота вращения ротора и вращающий момент электродвигателя, снятые непосредственно на тракторе.

Таблица 2

$n_{эд}, об/мин$	0	297	506	746	820	905	1217	1617	2051
$M_{эд}, Н.м$	210	210	151	105	95	87	645	485	373

Сначала воспроизведем характеристику тягового асинхронного электродвигателя по данным табл. 2, используя аппроксимацию этих данных приемлемой функцией при изменении частоты вращения ротора от 297 мин⁻¹ до 2051 мин⁻¹.

Нанесем данные по вращающему моменту электродвигателя от частоты вращения его ротора, приведенные в табл. 2, на график, рис.2.

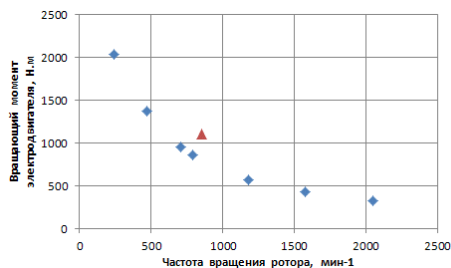


Рисунок 2 – Зависимость вращающего момента электродвигателя от частоты вращения ротора

Точка, соответствующая номинальному вращающему моменту (табл. 1) отмечена на рисунке треугольным маркером. Результаты исследований показали, что данные табл. 2 лучше всего аппроксимируются полиномом четвертой степени. Результаты воспроизведения характеристики электродвигателя полиномом показаны на рис.3 с нанесенными характерными точками.

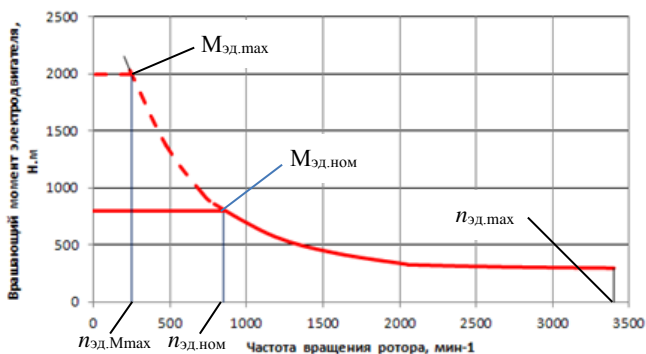


Рисунок 3 – Зависимость вращающего момента от частоты вращения ротора

В точке номинального момента ($n_{эд}=850 \text{ мин}^{-1}$) электродвигатель развивает мощность равную $P_{эд,ном} = 71,064 \text{ кВт}$. В диапазоне частот вращения ротора от 850 мин^{-1} до максимальной частоты вращения ротора 3400 мин^{-1} мощность электродвигателя почти постоянна. Однако слегка понижается с $71,064 \text{ кВт}$ при частоте 850 мин^{-1} до $67,68 \text{ кВт}$ при частоте 3400 мин^{-1} . Вращающий момент электродвигателя в начале характеристики практически мгновенно достигает номинального значения $M_{эд,ном} = 798,3681 \text{ Н·м}$ и остается постоянным в диапазоне частоты вращения ротора от 0 мин^{-1} до 850 мин^{-1} . С возрастанием частоты вращения ротора от 850 мин^{-1} до 3400 мин^{-1} вращающий момент изменяется по кривой при постоянной мощности.

Следовательно, изменение вращающего момента электродвигателя в диапазоне частот вращения ротора от нуля до

максимальных значений можно представить тремя участками: I участок от $n_{эд}=0$ мин⁻¹ до n_{Mmax} (частота вращения при максимальном моменте, когда двигатель переходит на криволинейную характеристику, значение ее пока не известно), на котором вращающий момент равен максимальному моменту $M_{эд,max}$, принятому для расчета; II участок - от n_{Mmax} до $n_{ном}$ имеет криволинейную зависимость, по которой вращающий момент уменьшается с $M_{эд,max}$ до $M_{эд,ном}$; III участок - от $n_{ном}$ до n_{max} , на котором мощность электродвигателя постоянна $P_{эд} = const$, а вращающий момент определяется по формуле $M_{эд} = P_{эд}/(\pi n_{эд}/30)$.

Теперь построим характеристику электродвигателя, воспользовавшись координатами характерных точек:

- номинальная мощность $P_{ном} = 82,048$ при $n_{ном} = 933,08$ мин⁻¹;
- максимальный момент $M_{max} = 2102$ Н·м;
- максимальная частота вращения вала, $n_{max} = 3400$ мин⁻¹

и сравним ее с действительной характеристикой, рис. 3.

Расчет и построение искомой характеристики начинаем с воспроизведения изменения мощности электродвигателя в зависимости от частоты вращения ротора. Построить эту зависимость для третьего участка не представляет никакой трудности. Поэтому подробнее рассмотрим зависимость мощности от частоты вращения на первых двух участках.

На первом участке вращающий момент постоянный, а мощность изменяется по линейной зависимости $P_{эд} = M_{эд,max} \pi n_{эд}/30$ (кривая 2 на рис. 4). Второй криволинейный участок воспроизведем, воспользовавшись зависимостью

$$P_{эд} = P_{ном} \left(1 - e^{-\frac{5}{n_{ном}} n_{эд}} \right). \quad (1)$$

На рис. 4 второй участок представлен кривой 3.

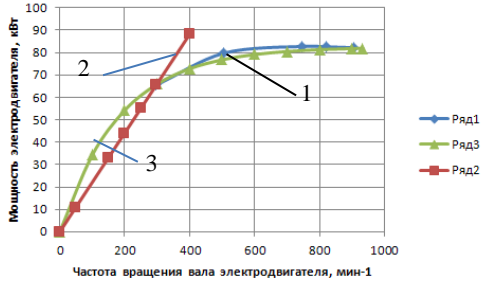


Рисунок 4 – Изменение мощности от частоты вращения на первых двух участках характеристики

Для сравнения на график нанесена кривая 1, соответствующая реальной характеристике, рис. 3. Из сравнения представленных кривых можно заключить, что изменение мощности электродвигателя на втором участке хорошо воспроизводится предлагаемой зависимостью (1).

Остается определить координаты точки пересечения прямой 3 и графика 2, т.е. определить n_{Mmax} . Для этого потребуется решить систему уравнений (2):

$$\begin{cases} P_{\text{эд1}} = P_{\text{ном}} \left(1 - e^{-\frac{5}{n_{\text{ном}}} n_{\text{эд}}} \right); \\ P_{\text{эд2}} = M_{\text{max}} \frac{\pi n_{\text{эд}}}{30}. \end{cases} \quad (2)$$

Решить систему уравнений (2) можно графически, рис. 5.

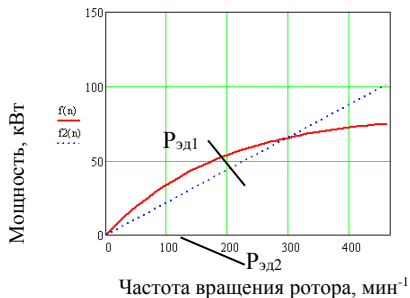


Рисунок 5 – Графическое решение системы уравнений (2)

В результате получили, что $n_{M_{\max}} = 300 \text{ мин}^{-1}$. Реальное значение частоты вращения ротора при максимальном моменте, $n_{M_{\max}} = 298 \text{ мин}^{-1}$. Если графическое решение системы не отвечает требуемой точности, то этот способ используется для отделения корней, т.е. для уменьшения отрезка исследования, а затем система (2) решается любым способом, который предпочитает исследователь.

Чтобы построить график $M_{\text{эд}}=f(n_{\text{эд}})$, необходимо на втором и третьем участках кривой $P_{\text{эд}}=f(n_{\text{эд}})$ воспользоваться зависимостью $M_{\text{эд}} = P_{\text{эд}}/(\pi n_{\text{эд}}/30)$. График $M_{\text{эд}}=f(n_{\text{эд}})$ для первого участка характеристики – прямая, соответствующая принятому значению M_{\max} . На рис. 6 показана искомая характеристика электродвигателя Rexroth size 312, построенная по координатам характерных точек, которая имеет хорошее совпадение с действительной характеристикой рис. 3.

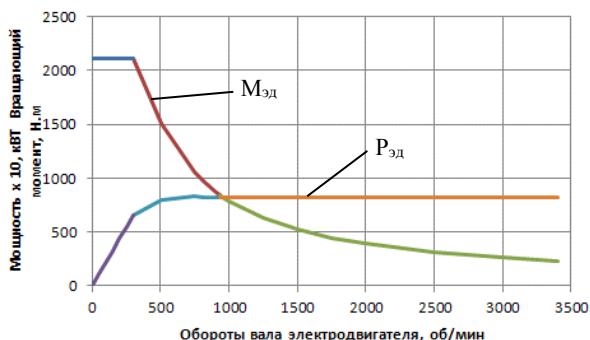


Рисунок 6 – Механическая характеристика электродвигателя Rexroth size 312

При использовании механической характеристики для исследования динамики мобильных машин следует иметь в виду, что при разгоне используется характеристика, показанная на рис. 1 пунктирной линией, а при повышении нагрузки – сплошной линией без выхода на максимальный момент. Механическая характеристика электродвигателя может использоваться и для построения тягово-скоростной характеристики мобильной машины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен алгоритм расчета и построения механической характеристики тягового асинхронного электродвигателя. Особенность алгоритма заключается в использовании только координат характерных точек (паспортных данных, представленных в заводской табличке на корпусе электродвигателя). Криволинейный участок характеристики $P_{эд}=f(n_{эд})$ рекомендуется аппроксимировать формулой (1). Для нахождения частоты вращения ротора $n_{Мmax}$ необходимо решить графически или любым математическим методом систему уравнений (2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Фираго, Б. И. Теория электропривода / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – 2-е изд. - Минск: Техноперспектива, 2007. – 585 с.

STATE CHANGES IN VIBRATION DIAGNOSTIC AND METHODS OF MODAL ANALYSIS

Bogdan Żółtowski_1, Mariusz Żółtowski_2

UTP University of Technology and Life Sciences_1, bogzol@utp.edu.pl

UTP University of Technology and Life Sciences _2,

mazolto@utp.edu.pl

Abstract. Presented considerations of this work includes selected issues in the area of statistical procedures use in vibration measures study and modal analysis methods to assess the building structures and machines state. The indicated statistical procedures are particularly important in vibration and modal research, where the multidimensionality of diagnostic signals requires a wide application of various statistical procedures at the stage of processing and decision-making. This paper presents the MATLAB program for determination of the Symptoms matrix, software tools for reading and exporting files in the .unv format, the OPTIMUM computer algorithm, the Singular Values Decomposition (SVD) computer algorithm and the state matrix analysis program using the MAC theory.

Keywords: statistical methods, exploitation, diagnostics, redundancy, product life cycle.

SELEKCJA MIAR PROPAGACJI ENERGII W DIAGNOSTYCE DRGANIOWEJ I METODACH ANALIZY MODALNEJ

Streszczenie

Przedstawione rozważania tej pracy obejmują wybrane zagadnienia z obszaru wykorzystania procedur statystycznych w badaniu miar drganiowych oraz metod analizy modalnej do oceny stanu zużycia konstrukcji budowlanych i maszyn. Wskazane procedury statystyczne są szczególnie istotne w badaniach drganiowych i modalnych, gdzie wielowymiarowość sygnałów diagnostycznych wymaga szerokiego stosowania różnych procedur statystycznych na etapie przetwarzania oraz podejmowania decyzji. W tej pracy przedstawiono program MATLAB do wyznaczania macierzy Symptomów, narzędzia programowe do odczytu i eksportu plików w formacie .unv, algorytm komputerowy OPTIMUM, algorytmu komputerowej analizy rozkładu (SVD) i programu do analizy macierzy stanu z wykorzystaniem teorii MAC.

Słowa kluczowe: metody statystyczne, eksploatacja, diagnostyka, redundancja, cykl życia produktu.

1. INTRODUCTION

The achievements presented in this work are a result from the implementation of many studies related to the description and statistical verification of the vibrational energy distribution usefulness in the state degradation assessment. Both the developed field of vibration diagnostics and applied modal analysis methods are based on the vibration process and use in the research as basic - different vibration estimators. The physical aspects of the vibration process are described in terms of time, frequency and amplitudes, giving in practice a large number of measures (often in excess) of the energy distribution containing a lot of information about the processes studied (objects). This forces the need for widespread use of statistical methods when developing research results for making rational decisions.

Diagnostic experiments should enable quantitative assessment and in-depth analysis of destructive processes occurring in constructions and machines, mainly at the stage of use and maintenance. An in-depth analysis of the results of the experiment, which is the basis for the operational decisions to be taken, should each time contain answers to users' questions [6,15,36]:

- how to successfully recognize the technical condition of a structure, in general?
- how long and under what load can the system operate for the next technical support?
- how to change or shape the system load for maintaining task ability?
- what are the most advantageous ways and means of renewing the system?
- how to protect the system against the destructive effects of external factors?

Only a comprehensive application of diagnostics and effective diagnostic procedures for the state, distinguished in dedicated diagnostic experiments, guarantee the reliable operation of technical systems in the adopted structures of exploitation [8,38,41].

Modern technical diagnostics very widely uses the possibilities offered by such a universal tool as virtual engineering. For a more effective use of these possibilities, there is a need to constantly search for new, more effective tools supporting the diagnostic process, as well as modeling phenomena whose characteristic parameters allow monitoring the increasing number of available symptoms [39].

The technical systems state analysis is compound for a set of mathematical procedures that they can be related to each other to develop analysis of superior order and to find relationships between procedures and states in different systems. There are many relationships that can be possible with the procedures, in this work is proposed only a few relations (see **Ошибка! Источник ссылки не найден.**), it is possible to formulate other relations of procedures to do another kind of methodologies or analysis.

Authors of many studies assessing the correctness of diagnostic procedures most often use single-criterion indicators, which do not consider in detail the impact of operating conditions of technical means (the changing model of destruction) on the quality of formulated decisions (diagnoses and forecasts) [4,6]. This is due to the fact that the status recognition procedures are very sensitive to the complexity of the system structure and the randomly variable wear process. There is, therefore, a need to conduct sensitivity tests of these procedures depending on factors characteristic of the actual conditions of existence in service [5, 10].

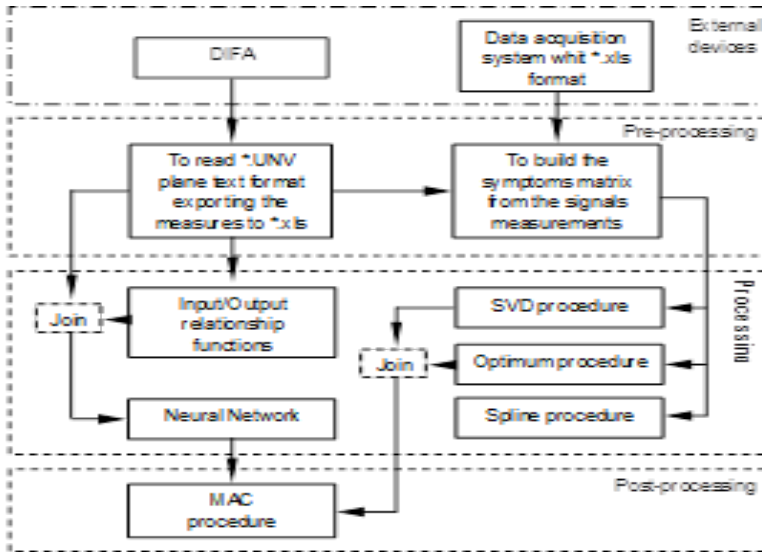


Fig.1. Diagram of the technical state analysis

In modern technical systems, considering technological advances as well as developed and available possibilities for signal acquisition and processing, it is possible to obtain a large amount of information from signals registered in various system states. This information must be processed and interpreted by the available procedures for the statistical processing of results, which is often used by technical staff to determine the status [16,25]. Recognition of the degradation status of a complex system is based on a multidimensional analysis, for which it is possible to assess the relations between variables whose values have changed as a result of the developing damage [3,14,29].

More and more often, dynamic state identification tests used to assess changes in the state of degradation, damage development and location of causes of the condition were the basis for the development of a specialized statistical software system. It enables acquisition and processing of measurement data, creation of many measures of diagnostic signals, testing their diagnostic sensitivity, statistical analysis of results and diagnostic inference [29, 33].

The subject of this work includes selected fragments of important research issues in the following areas:

- statistical procedures in the measurement of vibration energy flow measurements (acquisition, ordering, redundancy, modeling and presentation of results from tests and measurements);
- estimators of vibration diagnostics in studies of degradation of the condition of structures and construction machines (identification of needs and formulating requirements for measures, processes, products and constructions);
- rules for the use of modal analysis methods in the examination of structures and construction machines (rules and procedures for practical applications);
- maintaining the fitness of structures and technical facilities (shaping technical readiness and safety in the operation of facilities, introduction of new technologies and technical solutions, design, construction and rational use).

Studies of energy distribution measures (in vibration diagnostics and modal analysis methods) are used in many fields as a result of displacement, velocity or deformation measurements. Indirectly they serve to quantify the characteristics of material properties, e.g. functional properties, the state of destruction of the structure or the load-bearing capacity of old buildings in the field of cultural heritage. They can also be used in structural quality tests to detect damage affecting the fatigue properties of a structure. Vibration assessments of engineering structures degradation also enable assessment of the degradation status of materials, elements and structures, assessment, or delamination of composite panels used in industry.

Measurements of energy distribution used in the studies use various estimators of vibration diagnostics and modal analysis, the usefulness of which in indicated areas should be assessed by dedicated and specialized statistical procedures.

2. STATISTICAL RESEARCH SPACE

All studied mass phenomena are characterized by certain regularities, which are difficult to study and not all are detected and investigated. Statistical assessments used for this characterize the quantitative side of the studied phenomena in an inseparable connection with their qualitative side. It should be remembered that in nature there are no numbers used by statistics, but only things and processes [4, 25].

Statistical methods using a numerical description make it possible to make the necessary generalizations of a large amount of detailed information. By using generalized statistical methods to make the necessary generalizations in the statistical description, order is introduced in the apparent chaos of random events. This allows detection of regularity in the form of cause and effect relationships occurring in the studied phenomena [2,17, 23].

The massiveness of the data requires the use of computer-aided research in the field of methods and means of modeling, acquisition, processing, inference, visualization, dissemination and storage of information. The current development of science requires from engineers the use of modern computer applications, thanks to which it becomes possible to make complex calculations and to analyze the obtained results in a short time [39].

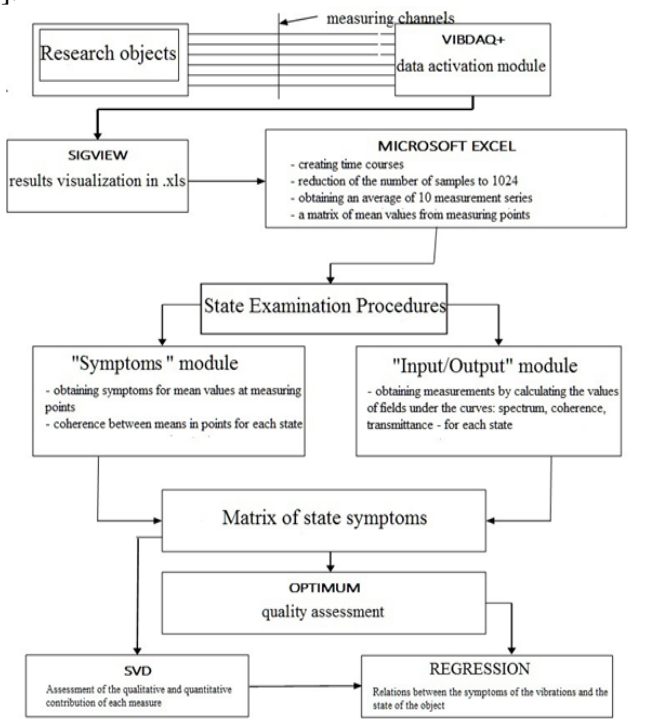


Fig. 2. Changes algorithms in the state of structural degradation

In general, the proposed methodology for studying the consumption state includes detailed procedures for the development of: a data acquisition system and their processing and statistical inference - repetitive in many different issues of testing many measures of vibration signals.

The control tools of the considerations are the proposed statistical procedures (Fig.2) that make up the measurement system of vibration energy propagation (acquisition, ordering, redundancy, modeling and presentation of results from tests and measurements) [1,3,26].

The obtained research data (uncertain, incomplete, random) are subjected to analysis and assessment of regularity in the field of mass phenomena. For the purpose of highlighting the main components of the observation matrix, the obtained results are combined into control charts, which are subjected to painstaking research in the scope of:

a) data presentation:

- statistical series: detailed, distributive, temporary;
- statistical plots: linear, bar, point;
- statistical tables: working - raw statistical material subjected to further processing.

b) use statistical tools to describe the structure of the community:

- arithmetic mean - average value,
- geometric mean - used to examine relative changes in a given feature,
- dominant - the value of which is the most probable,
- range - difference between the maximum value and the minimum value of a given feature,
- standard deviation - average deviation of the value of a given feature from its arithmetic mean,
- variance - the arithmetic mean of the squares deviations of the value of the feature from its arithmetic mean,
- coefficient of variation - determines the degree of diversification of a given feature in the whole population,
- asymmetry coefficient - determines the direction and strength of asymmetry,
- concentration factor (kurtosis).

These analyzes determine the initial and justified selection of qualitative measures, further processed to highlight the components to the main model. Statistical analysis of the acquired data is also the basis for many interesting description and trends of the events studied. Basic

statistical surveys use many methods for qualitative and quantitative analysis of the data obtained. These include: analysis of variance, correlation analysis, regression analysis, factor analysis, discriminant analysis, time series analysis, canonical analysis, others, generally available in various informational statistical procedures [11,34].

The MATLAB program is used for basic engineering applications used in the analysis of results. This program is used for computer calculations, combining data logging and processing, specialized calculations, visualization and an easy-to-use programming environment [17]. The program contains the following applications:

- mathematical algorithms and their calculation,
- the creating own calculation algorithms,
- modeling and simulation algorithms,
- data analysis and visualization,
- engineering graphics applications,
- application for creating own programs, creating their interface and graphical data analysis.

Depending on the application, the program includes specialized packages of calculation procedures from any areas of knowledge called toolboxes, for example: SIMULINK, Signal Processing Toolbox, STATGRAF, STATISTICA and others. Such packages make it possible to obtain basic knowledge in a given scope and apply this knowledge to solve problems [2,13,39]. Statistical procedures in studies of vibration energy propagation measures supports the conducted experiments and have been verified in many publications describing vibration tests, modal analyzes and ex-test systems.

To accomplish the objectives of the above tasks, an engineering application was developed: State Examination Procedures (PBS) - enabling the generation of dedicated sets of variables of independent symptoms of the degradation status of the tested structures and machines.

3. MAIN ELEMENTS OF THE DEVELOPED PBS SYSTEM

Identification tests of structures and machines used to assess changes in the condition, damage development and location of causes of the existing condition constitute the basis for creating a specialized software system for statistical procedures. Modules of the developed system enable acquisition and processing of measurement data, creation

of many signal measures, testing their sensitivity, statistical elaboration and inference.

The program modules correspond to the subsequent stages of the statistical survey of technical objects [25,31,40].

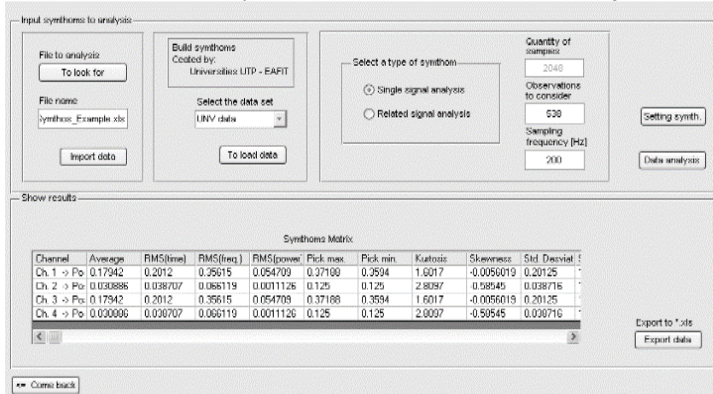


Fig. 3. Module window with the generated matrix of vibration estimators [31,38]

The processing of vibration processes to obtain the values of the vibration signal (estimators) allows you to generate own and mutual measures of the vibration signal that are used in various applications. The dialog boxes of the proposed module "Symptoms" used to generate own and mutual measures of the signal are shown in Fig.3.

The ideal point method – OPTIMUM

Measured signals represent the space of observation, and indirectly the development of damages in the structure or construction machine. Using optimization, you can characterize the sensitivity of measured symptoms to state changes based on distance measurements from the ideal point [24, 27, 33]. The algorithm presented below enables statistical evaluation of individually elaborated symptoms, resulting in the final qualitative ranking list of their sensitivity and usefulness. The next steps of this procedure and its result are shown in Fig. 4.

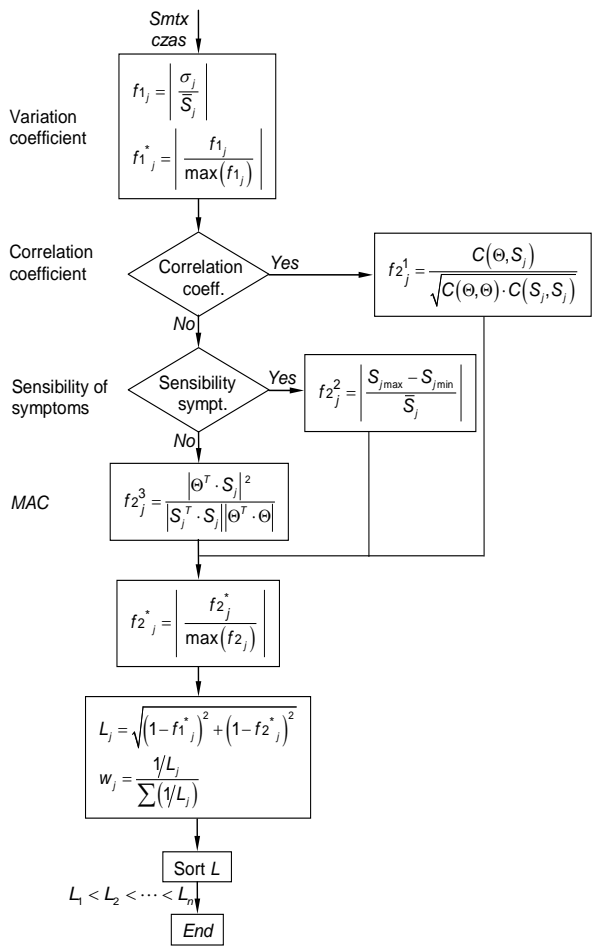


Fig. 4.1. OPTIMUM procedure algorithm and an example of its result [30]

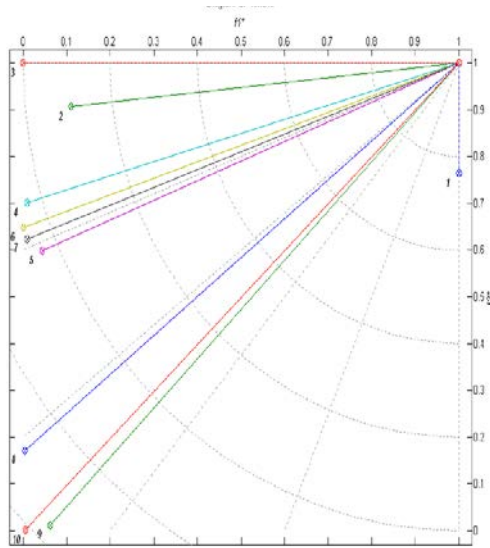


Fig. 4. 2. OPTIMUM procedure algorithm and an example of its result [30]

Having statistically significant good symptoms, it is possible to build cause and effect models on the state conclusion stage. However, the quality of the model depends on the number of measures taken, which can be indirectly estimated in the simplest regression models with the R^2 coefficient [18, 22].

Multidimensional system observation - SVD

SVD (Singular Value Decomposition) is a numerical procedure for multivariate tracking of changes in an object's degradation state. Detects evolving lesions and selects the maximum informational status symptoms (quantitative assessment) in a given research situation. The procedure uses all measured signals to assess changes in the state of the technical system under study, without losing any information possible to obtain. The algorithm of the method and an exemplary result of the applied procedure are presented in Fig.5.

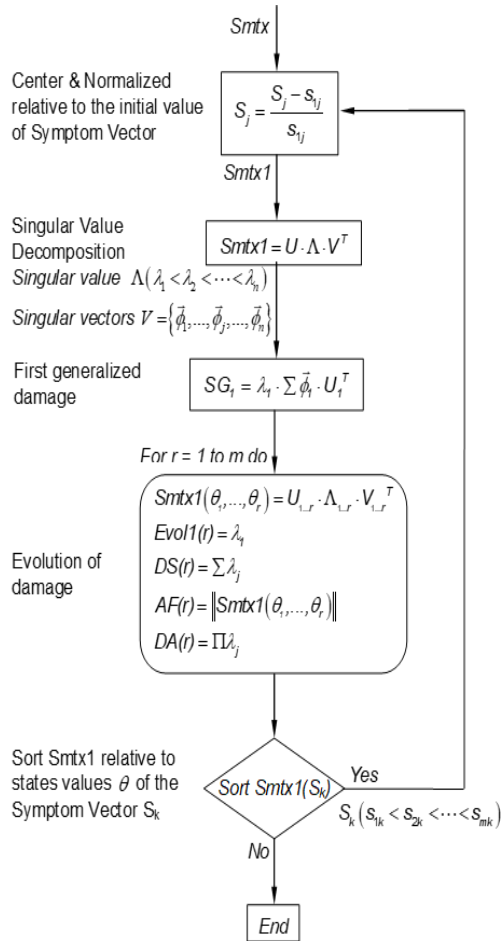


Fig. 5.1. The algorithm of the SVD procedure and an exemplary result of its operation [4,25]

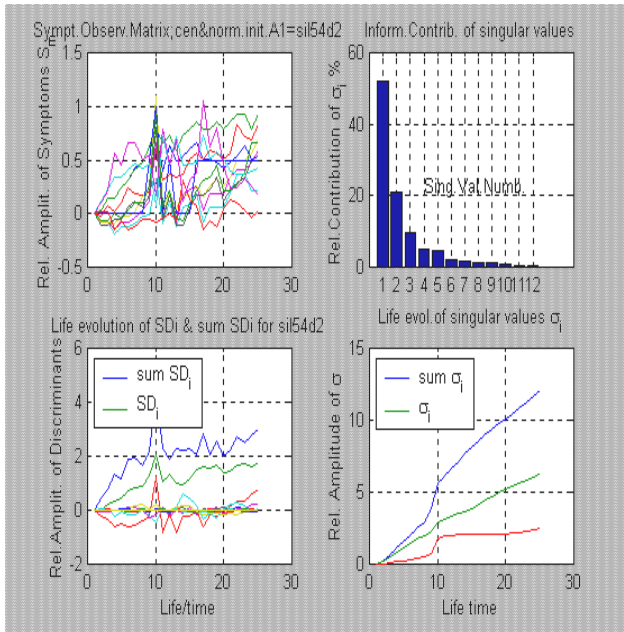


Fig. 5.2. The algorithm of the SVD procedure and an exemplary result of its operation [4,25]

The SVD procedure in the newer software implementations is modular (base) and allows further development of the algorithm, automatically searching for unnecessary measurement symptoms for a given research topic.

Information system for degradation studies

The degradation status identification tests of various technical facilities are increasingly the basis for the creation of a specialized software system. This program includes software for the needs of: vibration acquisition, processing, statistical inference and visualization. It enables the acquisition and processing of measurement data, the creation of many measures of diagnostic signals, their testing of diagnostic sensitivity, statistical elaboration and diagnostic inference.

The presented procedures of statistical surveys are the sum of experience from theoretical and experimental research of the field of

vibration and modal testing, supported by statistical procedures [5,20,29].

The program structure is a modular structure composed of the following modules (Fig.6):

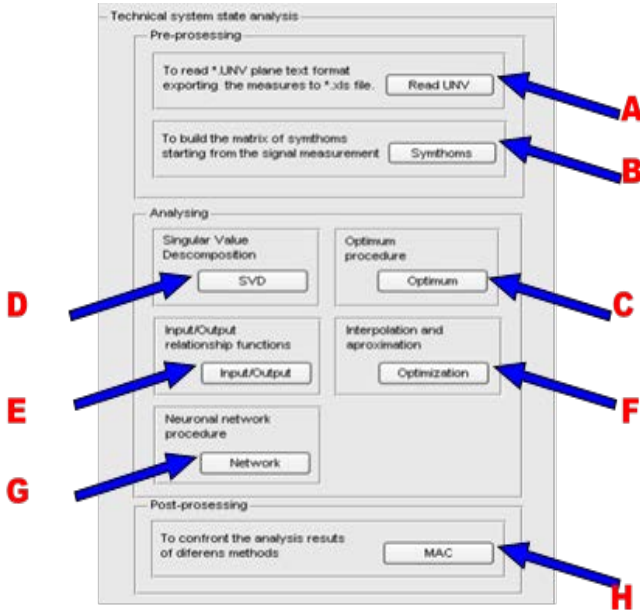


Fig. 6. Main dialog window of the proposed statistical survey system [31,32,34]

A. Read .unv module that allows processing from UNV format to XLS format.

B. Symptoms module that allows defining, determining and creating a matrix of many measures of vibration processes.

Modules A and B form part of the software responsible for acquiring and processing vibration processes in order to obtain a matrix of observations of vibration estimates.

C. The Optimum module uses the ideal point method for individual assessment of the qualitative sensitivity of the measured symptoms of vibration processes.

D. SVD module (multidimensional description of the state of the tested

object) used to quantify the generalized damage measures and to assess the damage development.

E. Input / Output module used to analyze the similarity of vibration processes and to determine various operational measures of the tested object.

F. Optimization module used to develop models and data in genesis (methods of approximation and interpolation), diagnosing and forecasting states.

G. Network module using neural networks to classify states based on the obtained results in the form of time series.

Modules C, D, E, F, G are elements of statistical inference and evaluation of cause-and-effect relations, and also serve to visualize the results obtained.

H. The MAC module is a procedure allowing the comparison of different vectors treated as a measure on the entry and exit of a system.

The exemplification of the developed solutions was carried out in the operational tests of selected objects (railway transport system, construction elements and constructions, internal combustion engines, gears, bearings) in which verification of modeling procedures and degradation status was carried out on the basis of actual signal measurements.

4. SUMMARY

More and more frequently conducted technical systems identification tests, also used to assess changes in this condition, damage development and location of the existing condition, constitute the basis for the creation of a specialized statistical survey system.

It enables the acquisition and processing of measurement data, the creation of many measures of diagnostic signals, their testing of diagnostic sensitivity, statistical elaboration and diagnostic inference.

The content of this study is the sum of experience from theoretical and experimental research in the field of vibration and modal research of various objects, supported by statistical procedures.

The implementation of the above assumptions required the use of the most modern specialized measuring equipment and programs enabling the execution of defined tasks at the required level, characterized by optimal technological, price and quality efficiency.

The proposed procedures have been verified in many studies

(compact studies and publications), indicating their original capabilities useful in many applications [32,43,44].

REFERENCES

1. Betz D.C.: Application of optical fibre sensors for structural health and usage monitoring. Dynamics Research Group, Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield. Sheffield 2004.
2. Brown D., Allemang R.: Multiple Input Experimental Modal Analysis. Fall Technical Meeting, Society of Experimental Stress Analysis, Salt Lake City, UT, November 1983.
3. Bubnicki Z., Grzech A.: Inżynieria wiedzy i systemy ekspertowe, Wyd. PW, Wrocław 1997.
4. Castaneda L., F.: Multicriterial system for evaluating the safety and comfort in railway vehicles. Ph.D. thesis, UTP, Bydgoszcz 2007.
5. Cempel C.: Ewolucyjne modele symptomowe w diagnostyce maszyn, Materiały I Kongresu Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 1996.
6. Chromiec J., Strzemieczna E.: Sztuczna inteligencja – metody konstrukcji i analizy systemów ekspertowych, Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, Warszawa 1994.
7. Ewins D., J.: Modal Testing: Theory, Practice and Application. Hertfordshire: Research Studies Press, 2000.
8. Ewins D.J., Inman D.J.: Structural Dynamics: Current Status Directions. Baldock: Research Studies Press, 2001.
9. Guillaume P.: Department of Mechanical Engineering, Vrije Universiteit Brussel, Pleinlaan 2, B -1050 Brussel, Belgium.
10. Heylen W., Lammens S., Sas P.: Modal Analysis Theory and Testing. (ISBN: 90-73802-61-X), 1998.
11. Inman D.J., Farrar C.J., Lopes V., Valder S. : Damage prognosis for aerospace, civil and mechanical systems. John Wiley & Sons, Ltd. New York 2005.
12. Jackson P.: Introduction to expert systems, Addison-Wesley Reading, Massachusetts 1986.
13. Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W.: Diagnostyka procesów. WNT, Warszawa 2002.
14. Maia N.M., Silva J.M.: Theoretical and Experimental Modal Analysis. Taunton: RS Press, 1997.
15. Michalski R.: Pokładowy system nadzoru maszyn ze sztuczną inteligencją, ART, Olsztyn 1997.

16. Moczulski W., Ciupke K.: Knowledge acquisition for hybrid systems of risk assessment and critical machinery diagnosis. ITE Radom, 2008.
17. Moczulski W.: Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyn, Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 130, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
18. Pintelon R., Schoukens J.: System Identification: A Frequency Domain Approach. IEEE Press and John Wiley & Sons (ISBN 0-7803-6000-1), 2001.
19. Peeters B., Ventura C.: Comparative study of modal analysis techniques for bridge dynamic characteristics. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011.
20. Staszewski W.J., Boller C., Tomlinson G.R.: Health Monitoring of Aerospace Structures. John Wiley & Sons, Ltd. Munich, Germany 2004.
21. Tylicki H.: The Concept of Machine State Recognition System (in Polish). XII Conference "Wibrotech", Kraków 2006.
22. Uhl T.: Computer-aided identification of mechanical structure models (in Polish). WNT (Scientific Technical Publishers), Warszawa 1997.
23. Williams R., Crowley J., Vold H.: The multivariate mode indicators function in modal analysis. Proceedings of International Modal Analysis Conference, 2015.
24. Żółtowski B., Żółtowski M.: Vibration signals in mechanical engineering and construction. ISBN 978-83-7789-350-0, ITE-PIB, Radom, 2015.
25. Żółtowski B., Żółtowski M.: The use of modal analysis to examine the bricks walls elements. JVE, ISSN 1392-8716, 2014 pp.174-186.
26. Zoltowski B., Zoltowski M.: Vibrations in the Assessment of Construction State. DYN-WIND, Applied Mechanics and Materials, Vol.617, pages: 136-141, Donovaly, SLOVAKIA, 2014.
27. Żółtowski B., Cempel C.: Engineering of diagnostics machines. PTDT, ITE – PIB, Radom, ISBN 83-7204-414-7, 2004.
28. Żółtowski B., Tylicki H.: The chosen problems of the exploitation of machine engines. PWSZ, 2004 Pila.
29. Żółtowski B., Łukasiewicz M.: Diagnostyka drganiowa maszyn. ITE-PIB, Radom 2012.
30. Żółtowski B., Landowski B., Przybyliński B.: Projektowanie eksploatacji maszyn. UTP, Bydgoszcz 2012.

31. Żółtowski B., Łukasiewicz M., Kałaczyński T.: Techniki informatyczne w badaniach stanu maszyn. UTP, Bydgoszcz 2012.
32. Żółtowski B.: Metody inżynierii wirtualnej w badaniach stanu, zagrożeń bezpieczeństwa i środowiska eksploatowanych maszyn. Wyd. UTP, Bydgoszcz 2012.
33. Żółtowski M.: Modal analysis in the investigation of building materials. ITE-PIB, Radom, 2011.
34. Żółtowski M.: The computer systems of management in the engineering of the production. ITE -PIB, Radom, 2011.
35. Żółtowski M.ii.: Truss harbour cranes modal design elements research. Polish Maritime Research No 4(88) Vol.22/2015, ISSN 1233-2585.
36. Żółtowski M.: Identification of the vibration threats of building objects., ATR, Bydgoszcz 2005, s.375-382.
37. Żółtowski M.: Investigations of harbour brick structures by using operational modal analysis. Polish Maritime Research No 1/2014, ISSN 1233-2585.
38. Żółtowski M.: Operacyjna analiza modalna w badaniach konstrukcji budowlanych. WU UTP, Bydgoszcz 2012, s.210.
39. Żółtowski M.: Informatyczne systemy zarządzania w inżynierii produkcji. ITE-PIB, Radom 2011.
40. Żółtowski M., Żółtowski B.: Vibrations signal to the description of structural damage of dynamic the technical systems. Liptowski Mikulesz, 2015, ISBN 978-83-930944-7-9, pp.44-49.
41. Żółtowski M.: Opis drganiowy konstrukcji budowlanych. Logistyka nr.6/2014, ISSN 1231-5478, Lublin 2014, s. 412.
42. Żółtowski M.: Investigations of harbour brick structures by using operational modal analysis. Polish Maritime Research, No. 1/(81), vol.21, ISSN 1233-2585, 2014, pp.42-54.
43. Żółtowski M., Liss M.: The use of modal analysis in the evaluation of welded steel structures. Studies and Proceedings of Polish Association for Knowledge Management, Tom 79, ISSN 1732-324X, Bydgoszcz 2016, pp. 233-248.
44. Żółtowski M., Martinod R.M.: Technical Condition Assessment of Masonry Structural Components using Frequency Response Function (FRF). Masonry International Journal of the International Masonry Society, Vol.29, No1, ISSN 2398-757X, 2016, pp.23-26.

УДК 629.114.01

**К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ СИСТЕМЫ
АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН
ON THE ISSUE OF CREATING A SYSTEM OF AUTOMATIC
PRESSURE CONTROL IN TIRES OF MOBILE MACHINES**

Гуськов В.В., д-р техн. наук, проф., *Бойков В.П.*, д-р техн. наук,
проф.,

Поварехо А.С., канд. техн. наук, доц., *Павлова В.В.*, канд. техн. наук,
доц., *Дзема А.А.*, ст. препод., *П.В.Лысанович*, аспирант, *А.А.Сушнев*,
студент

Белорусский национальный технический университет, г. Минск,
Беларусь

V. Guskov, Doctor of technical Sciences, Professor,

V. Boykov, Doctor of technical Sciences, Professor,

A. Pavarekha, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

V. Pavlova, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

A. Dzema, senior lecturer, *P. Lysanovich*, postgraduate, *A. Sushnev*,
student

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Исследован процесс взаимодействия колесного движителя с грунтовой поверхностью при изменении давления воздуха в шине. Установлено влияние давления воздуха на тягово-сцепные свойства колесных машин. Предложена система автоматического регулирования давления воздуха в шинах мобильных машин в зависимости от дорожных условий.

Abstract. Studies of the process of interaction of the wheel drive with the ground surface when the air pressure in the tire. As a result of researches it is established that the size of air pressure in tires renders essential influence on traction properties of wheel cars. As a result, the design of the system of automatic control of air pressure in the tires of mobile machines, depending on the road conditions.

ВВЕДЕНИЕ

Известен ряд способов повышения тягово-сцепных свойств колесных тракторов, основными из которых являются: использование полного привода, сдвигание или страивание шин, использование балласта, применение догрузателей сцепного веса, блокировка межосевых и межколесных дифференциалов.

В последнее время развивается один из способов повышения тягово-сцепных свойств и проходимости машин по грунтам со слабой несущей способностью – регулирование давления воздуха в шинах ведущих колес трактора.

Обычно последствия использования неправильно подобранного давления в шинах недооценивают. А ведь вследствие этого машина не может полностью реализовать свой потенциал. Растет коэффициент буксования и снижается тяговая мощность трактора. Чтобы снизить буксование и улучшить передачу тяговой мощности, начинают навешивать дополнительный балласт. Результаты проведенных исследований показали, однако, что это – не самый эффективный инструмент для уменьшения буксования. Увеличивая общую массу трактора, мы увеличиваем нагрузку на почву, повреждая ее, да и экономический результат вызывает сомнения.

При небольших рабочих скоростях (9...12 км/ч), например, при выполнении основной обработки почвы, тяговую мощность ограничивает пятно контакта шины с почвой.

Сама по себе почва не может «воспринять» большое окружное усилие на колесе. Вращающиеся колеса не передают полностью ту мощность, которую они через трансмиссию получили от двигателя. Основной задачей становится снижение коэффициента буксования за счет улучшения сцепления шин и почвы.

Со снижением давления в шине увеличивается пятно контакта с почвой, а значит, нагрузка распределяется по большей площади. Вследствие меньшего давления, шины в меньшей степени заглубляются в почву. Таким образом, снижается сопротивление качению и меньше мощности растрчивается на уплотнение почвы. К тому же за счет увеличения опорной поверхности улучшаются сцепные свойства шины с почвой, а значит, на нее можно передать большую мощность.

Тяговая мощность и буксование связаны воедино, и без первого не будет второго. Уровень буксования, превышающий 15%, приводит к повреждению почвы. Что же касается сопротивления

качению, то при движении по шоссе оно тем меньше, чем больше давление в шинах. В поле ситуация диаметрально противоположна: чем меньше давление, тем меньше глубина захода колеса в почву и соответственно меньше сопротивление качению.

В 2017 г. на международной выставке сельскохозяйственных тракторов и машин фирма «Fendt» (ФРГ) представила сельскохозяйственный колесный трактор тягового класса 5,0 с двигателем мощностью 360 л.с. с системой регулирования воздуха в шинах (рисунок 1).



Рисунок 1 - Трактор фирмы Fendt на полевых испытаниях по регулированию давления воздуха в шинах.

Фирма провела исследование влияния давления воздуха в шинах

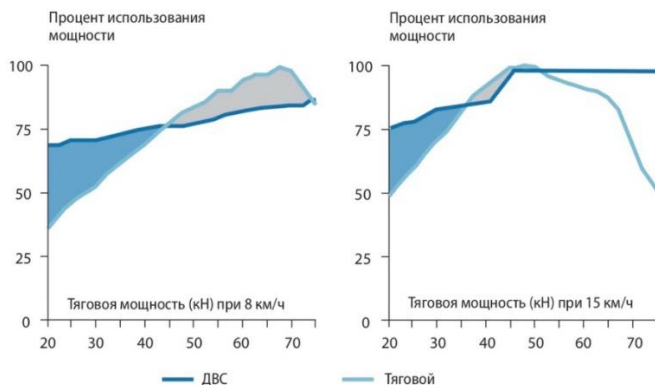


Рисунок 2 – Взаимозависимость относительных показателей тяговой мощности и мощности ДВС

этого трактора на его тягово-цепные свойства при работе на суглинке нормальной влажности ($w=14-16\%$) при различных сельскохозяйственных работах, рисунок 2

В результате исследований было выявлено существенное повышение мощности на крюке при регулировании давления.

Также существенно понижается и расход топлива при различного вида работах. Давление в шинах регулировалось согласно таблице 1.

При этом нужно отметить, что давление регулировалось водителем при остановке трактора в зависимости от сезона, категории грунтовой поверхности и вида работ, что, по нашему мнению, снижает эффективность рассматриваемого метода.

Таблица 1 – Подбор давления

Фронтальный балласт	Давление в шинах			
	Транспортные работы		Полевые работы	
	Передняя ось	Задняя ось	Передняя ось	Задняя ось
отсутствует	0,8 бар	1,6 бар	0,6 бар	0,6 бар
1250 кг	1,4 бар	1,6 бар	1,2 бар	0,6 бар
2500 кг	2,4 бар	1,6 бар	1,6 бар	0,6 бар

1 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА КОЛЕСНЫХ МАШИН С ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

1.1 ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

При воздействии ходовых органов машины на грунт в последнем возникают деформации, значение и характер которых обусловлены действием внешних и внутренних сил, вызывающих смещение частиц друг относительно друга, а также изменение среднего расстояния между частицами. Если после устранения внешнего воздействия частицы грунта вернуться в первоначальное положение, то деформация считается *упругой*, если положение частиц после снятия нагрузки отличается от первоначального, то наблюдается *остаточная* деформация. Если остаточная деформация равна

общей деформации, то речь идет о *пластической* деформации.

Реальные грунты не являются чисто упругими и пластическими. Один и тот же грунт при различных условиях деформации проявляет свойства и упругости, и пластичности. При малых нагрузках деформация прямо пропорциональна им, т.е. грунт проявляет себя как упругое тело (участок *I*, рисунок 3). При дальнейшем увеличении нагрузки относительный прирост деформации возрастает (участок *II*, рисунок 3), в этом состоянии грунт близок к упруго-пластичным средам. При какой-то предельной нагрузке происходит увеличение деформации без ощутимого возрастания напряжения (участок *III*, рисунок 3).

Деформации грунтов, находящихся в естественном состоянии, представляют собой особый вид деформаций, свойственный только полидисперсным системам при условии, что силы отталкивания приближаются к значениям сил сцепления. Поэтому даже при линейной зависимости между напряжением и деформацией (малые нагрузки) после снятия нагрузки наблюдаются большие остаточные деформации.

При взаимодействии движителей мобильных машин с грунтом последний подвергается смятию, сдвигу в разных направлениях, в результате чего в нем возникают поля *нормальных* и *касательных напряжений*, распространяющихся в глубину и в разные стороны от места приложения нагрузки. От способности грунта выдерживать указанные напряжение зависят глубина колеи, образуемой движителями машины, сила сопротивления движению за счет смятия грунта опорной частью колеса и образования колеи, а также сила сцепления. Поэтому сопротивление грунтов сжатию и сдвигу является основным показателем, влияющим на тягово-сцепные качества машин.

Известно, что тягово-сцепные и скоростные свойства мобильной машины проявляются при взаимодействии ее ходового аппарата с поверхностью движения. Поверхность движения может быть искусственной (асфальт, бетон, булыжник и др.) и естественной (целина, залежь, пахота и др.). В свою очередь, естественная поверхность может быть минерального (глина, песок и пр.) и торфяно-болотного происхождения (торфяники с остатками разного рода растительности).

Тягово-цепные свойства многоцелевых колесных машин (МКМ) зависят, с одной стороны, от параметров машины (ее движителя), с другой – от физико-механических свойств грунтовой поверхности.

Грунтовая поверхность характеризуется составом грунта (минеральные грунты, торфяники), сопротивлением ее смятию и сдвигу, влажностью, плотностью, пористостью и др.

Одним из основных свойств является сопротивление грунтов сжатию и сдвигу под действием динамической нагрузки. В механике грунтов в основном рассматриваются зависимости сжатия и сдвига от статической нагрузки. Процесс взаимодействия движителя мобильной машины характеризуется переменным неустановившимся режимом перехода относительного покоя к относительному движению.

Одними из зависимостей сопротивления сжатию и сдвигу, которые адекватно отражают динамический процесс взаимодействия ведущего и ведомого колес движителя машины с грунтовой поверхностью являются зависимости, предложенные профессором В.В.Кацыгиным [6]. На рисунке 3 показана зависимость нормальных напряжений σ от глубины погружения h , а на рисунке 4 – напряжений сдвига τ от деформации Δ .

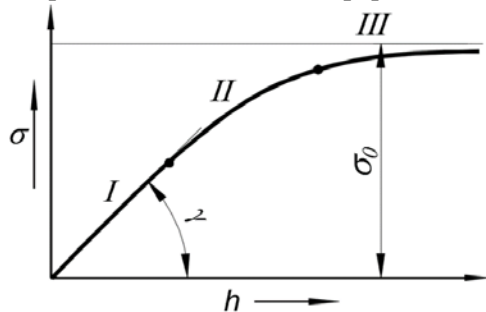
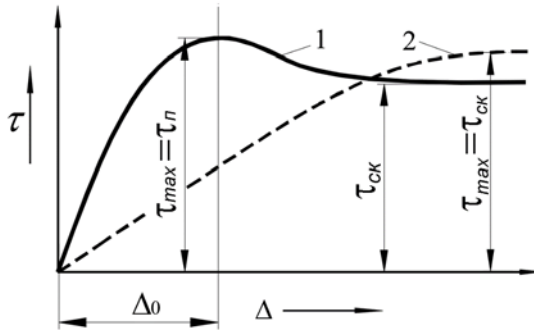


Рисунок 3 – Зависимость нормальных напряжений σ от глубины погружения h штампа

Нормальное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot th\left(\frac{k}{\sigma_0} \cdot h\right), \quad (1)$$

где σ_0 – несущая способность грунта; k – коэффициент объемного смятия грунта; h – глубина погружения штампа.



1 – плотные грунты; 2 – пластичные грунты

Рисунок 4 – Зависимость напряжений сдвига τ от деформаций Δ

Напряжения сдвига, возникающие при деформации грунта:

$$\tau = f_{ск} \cdot q_x \cdot \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\Delta}{k_\tau}} \right) \cdot th \frac{\Delta}{k_\tau}, \quad (2)$$

где q_x – давление колеса на грунт; $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения; f_n – коэффициент трения покоя; k_τ – коэффициент деформации грунта; Δ – деформация сдвига.

Особенностью этих зависимостей является то, что они имеют реальное происхождение, а коэффициент k_τ пропорционален предельной деформации сдвига Δ_0 , т.е.

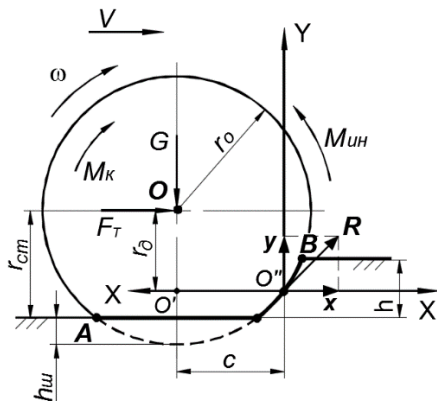
$$k_\tau = f(\Delta_0).$$

1.2 ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА КОЛЕС МКМ

Применение вышеприведенных зависимостей к процессу взаимодействия колесного движителя с грунтовой поверхностью дало возможность с большой достоверностью определить тягово-

цепные качества машины при движении по указанной поверхности [1, 4, 7].

Сила $F_{сnp}$ сопротивления движению за счет смятия грунта опорной поверхностью колеса и глубина колеи определяются на основе расчетной схемы (рисунок 5) с помощью уравнений (3) и (4).



Обозначения: r_0 , r_{cm} , r_δ – номинальный, статический и динамический радиусы колеса; c – горизонтальная координата приложения реакции грунтовой поверхности; F_T , M_K – толкающая сила и крутящий момент, действующие на колесо; h , h_w – глубина колеи и деформация шины под действием нагрузки G

Рисунок 5 – Схема сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

$$F_{сnp} = \int_0^{h_0} b \cdot \sigma_0 \cdot th \left[\frac{k \cdot r_{np}}{\sigma_0} \cdot \ln \frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right] dh; \quad (3)$$

$$G = \int_0^{h_0} \frac{b \cdot \sigma_0 \cdot (r_{np} - h)}{\sqrt{2 \cdot r_{np} \cdot h - h^2}} \cdot th \left[\frac{k \cdot r_{np}}{\sigma_0} \cdot \ln \frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right] dh. \quad (4)$$

где b – ширина колеса; r_{np} – приведенный радиус колеса.

При этом были приняты следующие допущения:

- ведущее колесо движется по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме;
- реальное ведущее колесо радиусом r_0 заменено жестким колесом большего радиуса r_{np} согласно [2, 3, 5];
- реакции грунтовой поверхности направлены нормально к опорной поверхности.

Замена номинального радиуса r_0 приведенным радиусом r_{np} жесткого колеса проводится по формуле:

$$r_{np} = r_0 \cdot \left(1 + \frac{h_{uu}}{h}\right).$$

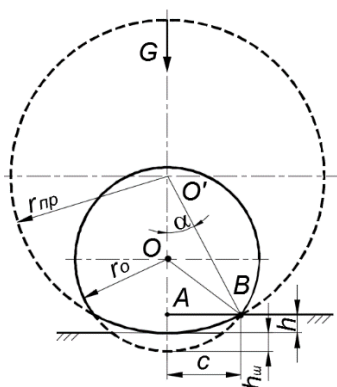


Рисунок 6 – Замена эластичного колеса радиусом r_0 жестким колесом радиусом r_{np}

Касательная сила тяги (движущая сила) определяется на основании рисунка 7 согласно выражению (5):

$$F_k = \int_0^{L_{np}} b \cdot f_{ск} \cdot q_x \cdot \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\delta_x \cdot L}{k_\tau}}\right) \cdot th \frac{\delta_x \cdot L}{k_\tau} dL, \quad (5)$$

где L_{np} – приведенная длина опорной части колеса (AB, рисунок 6); q_x – давление движителя на грунт.

$$L_{pr} = r_0 \cdot \arctg \sqrt{\frac{2 \cdot r_0 \cdot h - h^2}{r_{np} - h}} + \sqrt{2 \cdot r_0 \cdot h}.$$

где δ – буксование колеса ($0 \leq \delta \leq 1$).

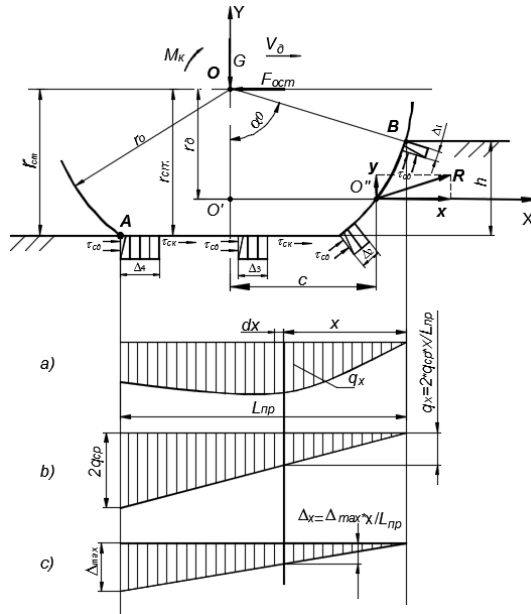


Рисунок 7 – Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью

1.3 БУКСОВАНИЕ ВЕДУЩИХ КОЛЕС КОЛЕСНЫХ МАШИН

Рассмотрим процесс возникновения буксования колеса используя расчетную схему, представленную на рисунке 7 [2, 3].

Как уже указывалось выше, тягово-сцепные свойства мобильных машин, в частности колесных тракторов, зависят от буксования колес машины, которое определяется силами трения и сдвигом грунта почвозацепами в сторону, обратную направлению движения последней.

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса перемещается как

бы на соответствующее расстояние назад. В этом, главным образом, заключается физическая сущность буксования ведущих колёс на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости. Дополнительное незначительное снижение поступательной скорости ведущих колёс обуславливается тангенциальными деформациями шин. Благодаря эластичности шин в окружном направлении участки её, приближающиеся при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается. Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счёт сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и силы сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При движении колеса ($v=const$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит в основном в период выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта (рисунок 7). В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигают и срезают грунт на одинаковую величину причём первый сдвигается на величину Δ_1 , второй на величину $\Delta_1+\Delta_1=2\cdot\Delta_1$, третий на $\Delta_1+\Delta_1+\Delta_1=3\cdot\Delta_1$ и т.д. Поскольку первый грунтозацеп пройдёт все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из него, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления равен $\Delta_{max}=n\cdot\Delta_1$ (здесь n - число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом).

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса L_{np} , т.е. $\Delta_{max} = \delta \cdot L_{np}$.

При движении по грунтовой поверхности движущая сила растёт в зависимости от буксования δ до определенного предела δ_{om} , а затем начинает снижаться (рисунок 8).

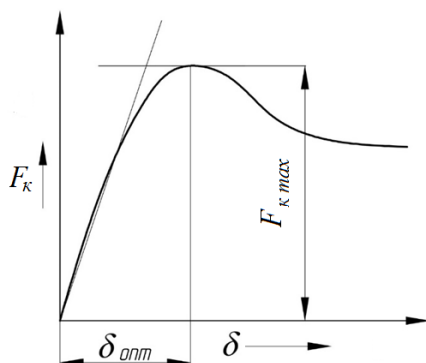


Рисунок 8 – Зависимость движущей силы от буксования при работе колесной машины на стерне суглинка нормальной влажности

Это объясняется тем, что при взаимодействии шины, имеющей грунтозацепы, с грунтовой поверхностью последние сдвигают грунт в направлении, обратном движению машины и на участке от 0 до δ_{opt} движущая сила пропорциональна усилиям сдвига T_{cd} .

При достижении буксования δ_{opt} грунтозацепы срезают грунтовые «кирпичи» и образуется «земляное» колесо, т.е. трение сдвига T_{cd} заменяется трением скольжения $T_{ск}$. Известно, что $T_{cd} \geq T_{ск}$.

Таким образом, при буксовании колеса имеется два режима буксования (рисунок 8):

- сила тяги растет с увеличением буксования;
- сила тяги падает и стремится к постоянной величине, обусловленной силами трения «земляного» колеса с грунтовой поверхностью.

2 ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ КАЧЕСТВА МАШИНЫ

Результаты исследований процесса взаимодействия колесного движителя с грунтовой поверхностью, проведенные сотрудниками кафедры «Тракторы» БНТУ [1, 2, 3] показали, что при снижении давления p_w воздуха в шинах ведущих колес трактора увеличивается сила тяги F_k и уменьшается сила сопротивления движению за счет образования колеи $F_{сnp}$ и наоборот (рисунок 9).

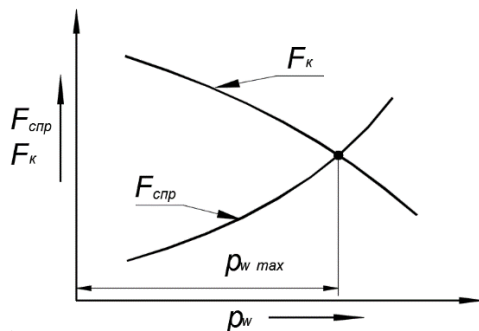


Рисунок 9 – Зависимость тягово-цепных свойств колесного трактора от давления воздуха в шине при работе на стерне суглинка нормальной влажности

При увеличении давления воздуха в шине до $p_w \max$ наступает потеря тягово-цепных свойств машины. Особенно это явление заметно при движении трактора по грунтам со слабой несущей способностью типа торфяников или на минеральных грунтах при большой влажности.

3 АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В настоящее время регулирование давления воздуха осуществляется ручным способом при остановке машины. Такое регулирование не всегда успешно. Например, если машина при движении попадает на участок грунта слабой несущей способности, то при ручном регулировании она теряет проходимость или ухудшаются ее тягово-цепные свойства за счет увеличения буксования.

Нами предлагается создать систему автоматического регулирования давления, функционирующую в соответствии с дорожными условиями. Она основывается на том, что при достижении касательной силы тяги максимального значения и дальнейшем увеличении буксования (рисунок 8) начинает работать электронное устройство, позволяющее снизить давление воздуха в шинах машины.

В результате исследований предложено два направления оценки необходимости регулирования давления воздуха в шине.

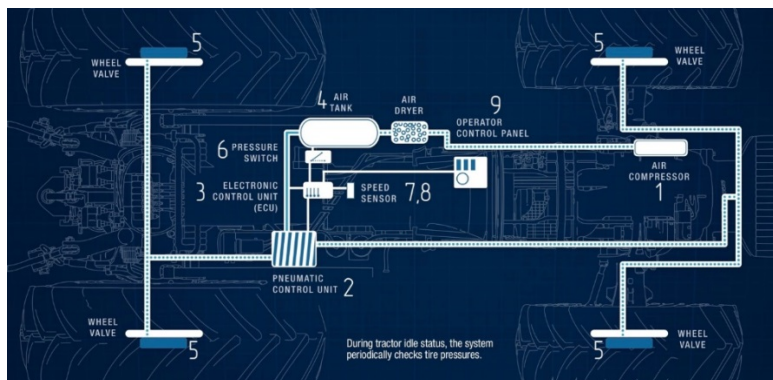
Первый путь требует установки датчиков, определяющих максимальную F_k силу, и электронного устройства, реализующего зависимость $F_k = f(\delta)$. При этом реализуется уравнение вида:

$$\partial F_k / \partial \delta \rightarrow 0.$$

Второй путь требует установки датчиков теоретической $V_T = \omega \cdot r_k$ и действительной $V_\delta = V_T \cdot (1 - \delta)$ скорости движения трактора (рисунок 8). При этом реализуется уравнение вида:

$$\partial \delta / \partial F_k \rightarrow \infty.$$

На рисунке 10 показан один из вариантов предлагаемой системы автоматического регулирования давления воздуха в шинах мобильных машин.



Обозначения: 1 – компрессор; 2 - регулятор давления; 3 – тройной защитный клапан; 4 – ресивер; 5 – шинный клапан; 6 – датчик давления; 7 – датчик реальной скорости; 8 – датчик теоретической скорости; 9 – электронный блок

Рисунок 10 – Принципиальная схема системы автоматического регулирования давления воздуха в шинах

Воздух от компрессора 1 подается в ресивер 4, из которого при помощи шинного клапана 5, управляемого электронным блоком 9, непосредственно в шину. Управление давлением воздуха в шинах осуществляется электронным блоком по сигналам от датчика реальной скорости 7, датчика теоретической скорости 8 и датчиков крутящего момента 6 путем управления шинными клапанами.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что регулирование давления воздуха в шинах мобильных машин влияет на их тягово-сцепные свойства.
2. Ручное регулирование обладает рядом недостатков при движении машины на различных грунтовых поверхностях, когда требуется быстрое изменение давления.
3. Возможно создать систему регулирования давления, которая обеспечивает автоматическое регулирование давления в шинах в зависимости от дорожных условий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981 – 232 с., ил.
2. Бабков В.Ф. Проходимость колесных машин по грунту / В.Ф. Бабков, А.К. Бируля, В.М. Сиденко. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189 с., ил.
3. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. Ч.1. Местность. Ч.II. Машина. Пер. с англ. Гуськова В.В. М.: Машиностроение. 1973. – 520 с., ил.
4. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В.В.Гуськов. – М.: Машиностроение, 1966. – 196 с., ил.
5. 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., ил.
6. Кацыгин В.В. Некоторые вопросы деформации почв. «Вопросы сельскохозяйственной механики», Т. XIII. – Минск: Сельхозгиз, 1964. – с. 117...185.

7. Колобов Г. Г., Парфенов А. П. Тяговые характеристики тракторов. М.: «Машиностроение», 1972. – 157 с., ил.

УДК 629.062

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ
ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА
ENSURING THE STABILITY OF BRAKING TRACTOR TRAIN**

Д.В. Горбачёв, магистрант,
А.И. Рахлей, канд.техн. наук, доцент
Белорусский национальный технический университет?
Минск, Беларусь

D.V.Gorbachev, master student,
A.I.Rahlej, Ph.D.in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Рассмотрен рабочий процесс схемного решения пневмопривода с электропневматической корректирующей цепью тормозной системы скоростного тракторного поезда.

The working process of the circuit design of a pneumatic actuator with an electropneumatic correction circuit of a brake system of a high-speed tractor train is considered.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время во всех развитых странах выпускаются энергонасыщенные тракторы, которые позволяют значительно повысить эффективность использования тракторных поездов для перевозки грузов. Высокие транспортные скорости делают применение тракторного транспорта эффективным не только на внутрихозяйственных, но и на межхозяйственных перевозках. С повышением транспортных скоростей и грузоподъёмности тракторных поездов, а также с выходом их на дороги с интенсивным движением, особое значение приобретает эффективность тормозной системы, обеспечивающая безопасность движения и, в частности, обеспечение устойчивости движения звеньев тракторного поезда при торможении. Под устойчивостью

тракторного поезда следует понимать его способность, без участия водителя сохранять заданное направление движения и противостоять действию внешних возмущающих сил. От тормозных свойств зависит не только безопасность движения, но и степень реализации скоростных возможностей.

Для тракторных поездов изучение явления потери устойчивости занимает специальное место в связи с тем, что имеется ряд особенностей и проблем, таких как:

1) Трактор не является грузонесущей машиной, и поэтому, в частности для большегрузных тракторных поездов, особо остро ставится проблема согласования торможения звеньев тракторного поезда, так как вес прицепов в 3-4 превосходит вес тягача, что приводит к значительным усилиям сжатия в тягово-сцепных устройствах.

2) Трактор менее устойчив при торможении, так как имеет более высокое расположение центра тяжести и меньшую базу, чем у буксируемых прицепов.

Используемый в тормозных системах прицепов однопроводный пневмопривод с управлением от тормозного крана, устанавливаемого на тракторе, не дает возможности обеспечить синхронное торможение звеньев тракторного поезда, что создает условия для возникновения сил сжатия в сцепных устройствах и как следствие, потере устойчивости при торможении, а именно складыванию звеньев или их опрокидыванию (рисунок 1).

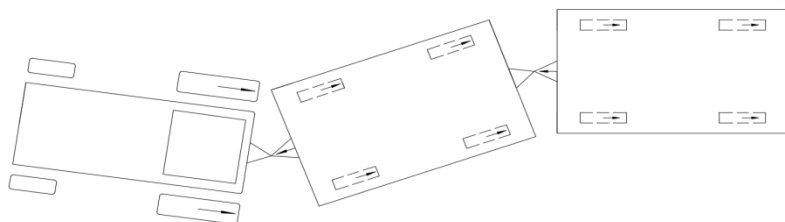


Рисунок 1 – Складывание звеньев тракторного поезда

В связи с этим задача обеспечения устойчивости при торможении является актуальной. Для решения этой задачи необходимо обеспечить высокое быстродействие и синхронность торможения звеньев тракторного поезда при одновременном

рациональном распределении тормозных сил между их мостами и следящим действием тормозного привода.

Одним из наиболее перспективных направлений совершенствования тормозных систем многозвенных тракторных поездов является применение в них следящих электропневматических тормозных приводов, с электронным управлением, которые позволяют получить близкий к оптимальному процесс торможения многозвенного тракторного поезда [2].

Однако применение следящих электропневматических системы с электронным управлением из-за наличия электронного блока управления, датчиков перемещения тормозной педали, датчиков давления, электропневмомодуляторов, усложняет конструкцию тормозной системы и ее стоимость, что нецелесообразно для решения относительно узкой задачи использования тракторного поезда для перевозки грузов.

РАБОТА СХЕМЫ ПНЕВМОПРИВОДА С КОРРЕКТИРУЮЩЕЙ ЭЛЕКТРОПНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПЬЮ

Более простым решением может быть применение не следящих корректирующих электропневматических устройств, устанавливаемых на воздухораспределительные клапаны пневмопривода тормозов прицепов тракторного поезда (рисунок 2).

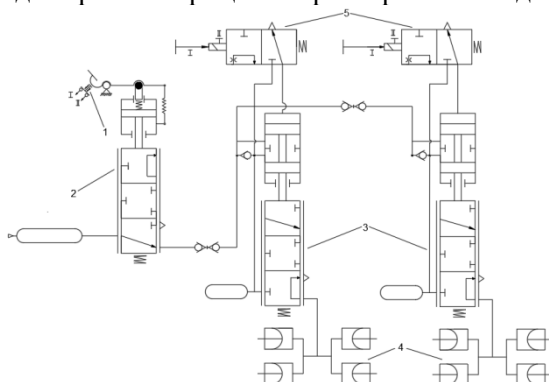


Рисунок 2 - Схема тормозного пневмопривода тракторного поезда с не следящей корректирующей электропневматической цепью

Предлагаемая схема тормозного пневмопривода тракторного поезда с не следящей корректирующей электропневматической цепью, работающей только в переходном режиме, позволяет обеспечить синхронное торможение звеньев тракторного поезда в случаях экстренного торможения, при подтормаживании на уклоне и т.д.

При использовании предлагаемой схемы тормозного пневмопривода тракторного поезда с не следящей корректирующей электропневматической цепью, воздухораспределительные клапаны 3, в первую очередь, будут срабатывать от управляющих пневматических сигналов, поступающих от электропневматических клапанов 5, которые, в свою очередь, будут срабатывать при замыкании контактного выключателя 1, связанного с тормозной педалью, а следящее действие будет поддерживаться тормозным краном 2 штатного пневмопривода [1].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для оценки работоспособности предлагаемого тормозного пневмопривода, необходимо разработать математическую модель динамики торможения тракторного поезда с учётом работы пневмопривода с электропневматической корректирующей цепью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.
2. Богдан Н.В. Перспективные электропневматические приводы в автотракторостроении / Н.В. Богдан, В.Ю.Сидоренко, Е.И.Габа, А.И. Рахлей. – Мн. : БелНИИНТИ, 1990. – 56 с.

УДК 631.3-52: 519.711.3

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО
МЕХАНИЗМА
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)
ENERGY ANALYSIS OF THE TANGENTIAL MECHANISM OF
AN AXIAL AUTOMOBILE COMBUSTION ENGINE**

В.П.Бойков, докт. техн. наук

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

V.Boykov, doctor of sciences, Belarusian national technical university,
Minsk, Belarus

П.В.Шаплыко, инженер, г. Минск, Беларусь

P. Shaplyko, engineer, Minsk, Belarus

Н.А.Поздняков, старший преподаватель,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

N.Poznjakov, professor assistant, Belarusian national technical
university,
Minsk, Belarus

Разработана функциональная механическая схема и математическая модель тангенциального механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) мобильной машины.

Formed a functional mechanical scheme and mathematical model of an axial automobile combustion engine (ACE).

ВВЕДЕНИЕ

Преобразование энергии термодинамического цикла в механическую энергию на выходном валу в современных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) традиционно происходит с помощью классического кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Его конструктивные особенности, влияющие на КПД двигателя, свойства и технология изготовления отработаны

достаточно глубоко. Это позволяет получать значения удельной мощности, характерные и приемлемые для современных поршневых ДВС, используемых преимущественно в качестве энергетических установок тягово-транспортных средств.

Однако такое конструктивное исполнение ДВС приводит и к повышенной динамической нагруженности и напряженности цилиндров и поршневой группы двигателя. В работе рассмотрен иной принцип кинематической связи поршневой группы с коленчатым валом ДВС и сделан энергетический анализ силовой схемы предлагаемого механизма.

ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Известные кинематические свойства КШМ, заключающиеся в особенностях получения тангенциальной силы T , вращающей коленчатый вал и создающий на нем крутящий момент M_k позволили оценить зависимость этой силы от угла поворота коленчатого вала, представленную на рис. 2, в. Основной особенностью КШМ четырехтактного двигателя является воздействие на величину тангенциальной силы инерционных сил P_j возвратно-поступательно движущихся масс деталей. Эти силы, в силу переменной скорости движения поршня, изменяются по величине, и четыре раза в течение полного цикла изменяют направление. В результате характер и величина тангенциальной силы, вращающий коленчатый вал имеет вид, представленный на рис. 2, в.

Другая особенность определяется параметром λ , представляющим собой отношение радиуса R кривошипа к длине l шатуна, т.е. $\lambda = R/l$. Этот параметр выбирается по компромиссному условию с учетом ограничений габаритной высоты двигателя и допустимых нагрузок на его основные детали и для большинства конструкций находится в пределах $\lambda = 0,25 \dots 0,35$. При расчетной оценке тангенциальной силы в КШМ использую зависимость

$$T = (P_r + P_j) \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (1)$$

где P_r – сила давления газов в цилиндре двигателя;

φ – угол поворота коленчатого вала;

β – угол отклонения шатуна от вертикальной оси.

Нетрудно определить, что в течение рабочего хода (когда сумма $P_r + P_j$ имеет максимальные значения от 370° до 400° п.к.в.)

множитель $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$ в формуле (1) имеет значение 0,2...0,6. А

максимального значения (0,8...1,1) этот множитель достигает в диапазоне $410^\circ \dots 470^\circ$ п.к.в., т.е. ближе к завершению рабочего хода поршня.

Таким образом, кинематические характеристики КШМ способствуют потере передачи энергии давления газов в цилиндре двигателя на полезное вращение коленчатого вала. Эти потери тратятся на трение поршня о гильзу цилиндра и в подшипниках коленчатого вала, вызывая интенсивный износ этих деталей.

Для исключения описанного негативного воздействия сил инерции и повышения эффективности использования энергии термодинамического процесса нами предложена конструкция альтернативного механизма преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала двигателя. Такая конструкция представлена на рис. 1.

В предлагаемой конструкции поршень 1 каждого из цилиндров связан с соответствующим передаточным механизмом 2, причём смежные передаточные механизмы попарно связаны между собой таким образом, что поршни перемещаются в противофазе. Для каждого цилиндра (поршня 1) посредством передаточного механизма 2 осуществляется следующая последовательность

движений (аналогичные процессы происходят параллельно в третьем из четырёх цилиндрах): поршень 1 под действие расширяющейся топливной смеси толкает вертикально вниз связанную с ним ось 4, на конце которой расположен передаточный элемент 5 (направляющая).

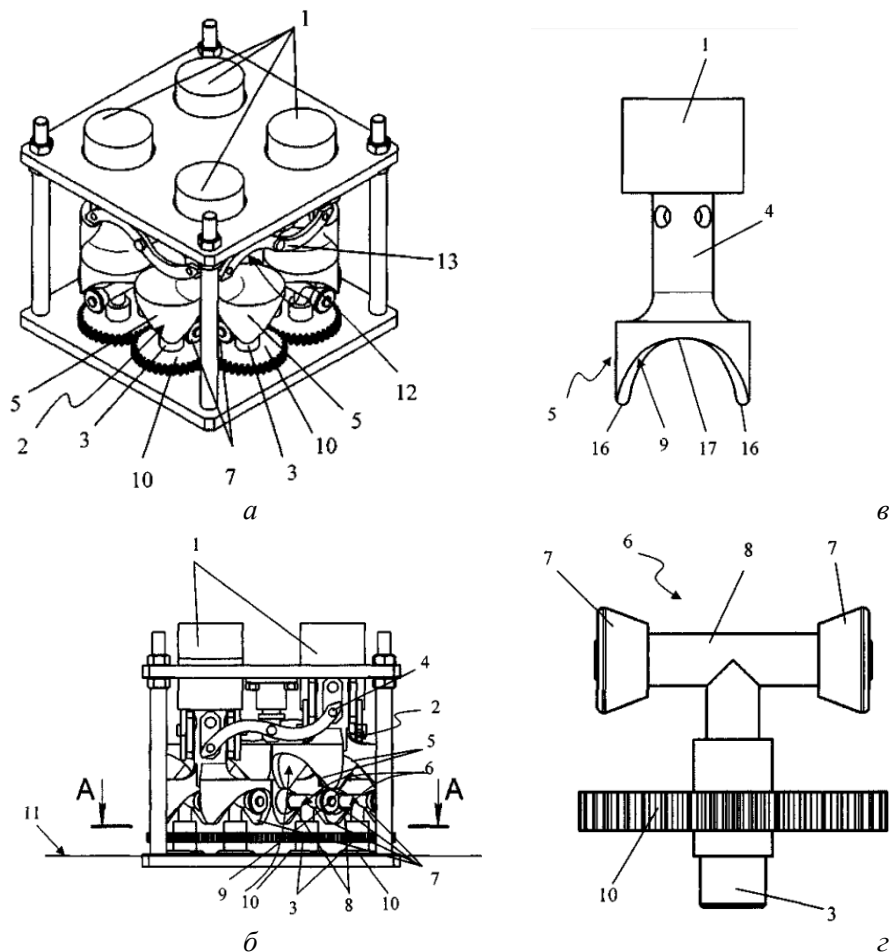


Рисунок 1 – Схема конструкции двигателя с тангенциальным механизмом:

a – общий вид двигателя; *б* – общий вид тангенциального механизма; *в* – передаточный элемент; *г* – ролик

Два непрерывных, волнообразных в вертикальном направлении направляющих пути в виде направляющей контактной полосы 9 с симметрично расположенными двумя вершинами 16 и двумя впадинами 17, в плане имеющей форму кольца; передаточный механизм 2, перемещаясь вертикально вниз, при контакте каждой из двух направляющих контактных полос 9 с соответствующим бегунком 6 обеспечивает его перемещение по непрерывному, волнообразному в вертикальном направлении направляющему пути из положения ВМТ через центральное положение в положение НМТ, но так как бегунок 6 имеет неизменное вертикальное положение, его подшипники 7, установленные на горизонтальной оси 8, жёстко связанной с суммирующим механизмом 3 отбора мощности, в процессе движения просто «описывает» окружность в одной горизонтальной плоскости. Причем движение роликов 6 осуществляется в одной фазе, но в противоположных направлениях. Таким образом на осях 8 каждого из роликов 6 образуется крутящий момент, передаваемый на суммирующий механизм 3.

Схема сил, действующих в КШМ и описанном механизмах представлена на рис. 2, а, б.

Поскольку тангенциальная сила T в предлагаемом механизме создается в плоскости вращения ролика, то такой механизм будем называть тангенциальным.

Следует отметить, что сила инерции вращающихся деталей тангенциального механизма действует вне плоскости возвратно-поступательного движения деталей и не оказывает воздействия на сопротивление движению поршня и передаточного механизма.

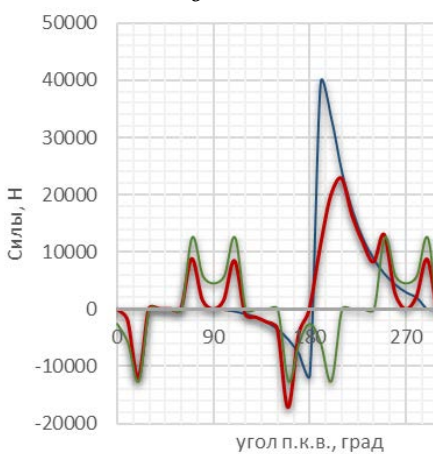
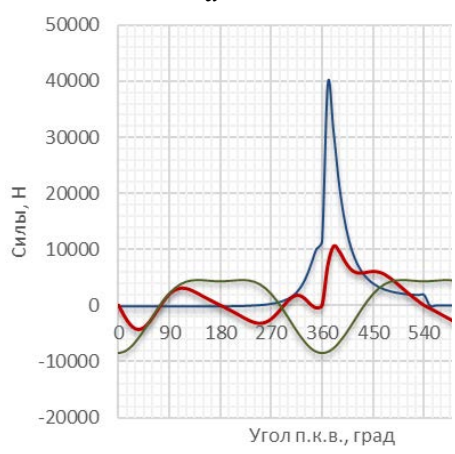
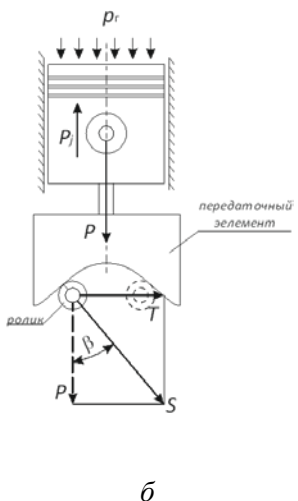
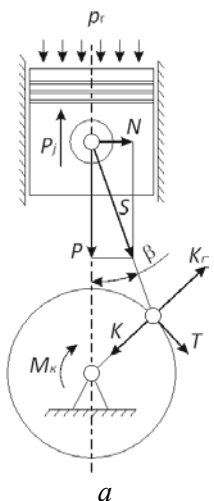
Полный рабочий четырехтактный цикл двигателя с тангенциальным механизмом совершается за один оборот ролика, т.е. за один оборот выходного вала, следовательно, для сохранения скорости движения поршня, характерного для осуществления рабочего процесса с параметрами эффективности как у двигателей с

КШМ, следуем снизить вдвое частоту вращения выходного вала двигателя с тангенциальным механизмом.

В настоящее время нами проведены предварительные исследования мощностных и экономических показателей поршневого двигателя, оснащенного тангенциальным механизмом на основе анализа его кинематических и динамических характеристик. Графики перемещения $S_{\text{п}}$, скорости $V_{\text{п}}$ и ускорения поршня двигателя с тангенциальным механизмом имеющего параметры рабочего процесса как у сравниваемого двигателя ВАЗ-21128 представлены на рис. 3.

Учитывая идентичность характера протекания рабочих процессов двигателей с обеими схемами преобразования возвратно-поступательного движения поршня, выполнено сравнение мощностных показателей на основании различий в кинематических и динамических характеристиках исследуемых механизмов. Для такого сравнения приняты идентичные параметры, определяющие рабочий процесс двигателя:

- диаметр цилиндра	$D = 82,5 \text{ мм};$
- ход поршня	$S = 84 \text{ мм};$
- число цилиндров	$i = 4;$
- степень сжатия	$\varepsilon = 10,5.$



— Сила давления газов — Тангенциальн
— Сила инерции

— Сила давления газов — Тангенциальн
— Сила инерции

б

г

Рисунок 2 – Схемы сил, действующих в КШМ (а) и тангенциальном механизме (б) и графики сил: в – действующих в КШМ, г – действующих в тангенциальном механизме

Путем теплового расчета определены показатели рабочего процесса. В соответствии с особенностями кинематики КШМ и тангенциального механизма получены силовые показатели, действующие в КШМ и в тангенциальном механизме (ТМ) (табл. 1).

Таблица 1 – Силовые показатели в механизмах двигателя

Показатели	КШМ	ТМ
Среднее значение тангенциальной силы одного цилиндра за рабочий цикл, Н	1066,5	2209,6
Суммарная тангенциальная сила четырех цилиндров, Н	4266,0	8838,2
Суммарный индикаторный крутящий момент, Н·м	179,2	564,5
Эффективный крутящий момент двигателя, Н·м	138,0	434,7

Индикаторный крутящий момент определялся как

$$M_i = T_{\Sigma} \cdot r_k,$$

где T_{Σ} – суммарная тангенциальная сила всех цилиндров двигателя, Н;

r_k – радиус кривошипа, м.

Для двигателя с КШМ радиус кривошипа определяется как $r_k = S/2$, а для двигателя с тангенциальным механизмом в качестве радиуса кривошипа выступает средний радиус направляющей части 5 (рис. 1), который в свою очередь зависит от хода поршня S и параметров кривизны направляющих участков 16 и 17. При радиусе выступа направляющей 12 мм, радиусе кривизны впадины – 52 мм и диаметре ролика – 36 мм, радиус направляющей части имеет значение 63,9 мм.

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot M_i \cdot n_n \cdot \eta_m \cdot 10^{-3},$$

где n_n – частота вращения коленчатого вала двигателя;

η_m – механический КПД двигателя.

Сравнительные результаты расчетов представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета мощностных и экономических показателей двигателя с различными механизмами.

Наименование	Значения для:	
	двигателя с КШМ	двигателя с ТМ
Диаметр цилиндра D , мм	82,5	
Ход поршня S , мм	84	
Число цилиндров i	4	
Литраж, л	1,796	
Частота вращения выходного вала n_n , об/мин	5400	2700
Максимальное давление рабочего процесса p_z , МПа	7,5	
Максимальная температура рабочего процесса T_z , К	2890	
Среднее эффективное давление p_i , МПа	1,02	
Индикаторный КПД рабочего процесса η_i	0,297	
Механический КПД двигателя η_m	0,77	
Средняя суммарная тангенциальная сила T_Σ , Н	4266,0	8838,2
Радиус кривошипа r_k , мм	42,0	63,9
Индикаторный крутящий момент M_i , Н·м	179,2	564,5
Эффективная мощность N_e , кВт	78,0	122,9
Часовой расход топлива G_T , кг/ч	22,6	

Анализируя данные табл. 2 можно сделать выводы относительно мощностных и экономических показателей двигателей оснащенных

КШМ и тангенциальным механизмами: эффективная мощность у двигателя с тангенциальным механизмом больше в 1,6 раза при сохранении одинакового расхода топлива. При этом частота вращения выходного вала двигателя с тангенциальным механизмом ниже в 2 раза, что позволит упростить трансмиссию приводимой машины. Кроме того, радиус, на котором действует тангенциальная сила у двигателя с тангенциальным механизмом больше, чем у двигателя с КШМ и не имеет однозначной «жесткой» связи с величиной хода S поршня, и может варьироваться в определенных пределах за счет подбора радиусов кривизны направляющей и диаметра ролика.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, на расчетном уровне можно обозначить преимущества тангенциального механизма по отношению к КШМ по кинематическим параметрам, позволяющим эффективнее использовать энергию рабочего хода поршня в течение рабочего процесса. Кроме того, величина крутящего момента двигателя с тангенциальным механизмом дополнительно возрастает.

ЛИТЕРАТУРА

1. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др. Рабочие процессы ДВС. – М.: Высшая школа, 1995.
2. Гергенов С.М. Кривошипно–шатунные механизмы ДВС. Восточно–Сибирский ГТУ, 2001.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.2. Динамика и конструирование: Учебник для ВУЗов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2–е изд., переработ. и доп. – М.: Высш.шк., 2005.

УДК 629.113: 72.012

**К МЕТОДИКЕ РАЗРАБОТКИ ЭКСТЕРЬЕРА ТРАМВАЯ
TO THE DEVELOPMENT TECHNIQUE OF THE TRAM
EXTERIOR**

Таяновский Г.А., к.т.н., доцент, Мурог К.А., Нечай О.И.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

Tayanousky G.A., Ph.D.in Engineering, Associate Professor,
Murog K.A., Nechaj O.I., design engineers,
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Разработана структура аппаратного и компьютерного инструментария, конкретизированы методические положения разработки экстерьера дизайн-концепта городского трамвая на масштабном макете и 3D-модели с учетом влияния характеристик формы на эксплуатационные свойства машины и внешней среды на формообразование трамвая.

The structure of the hardware and computer tools has been developed, the methodological guidelines for developing the exterior of the urban tram concept on a scale model and 3D models have been specified, taking into account the influence of shape characteristics on the operational properties of the machine and the external environment on the formation of the tram.

ВВЕДЕНИЕ

Создание трамваев новых концепций и компоновочных схем требует определения их рациональной формы и параметров, что реализуется натурными, макетными испытаниями и компьютерным моделированием динамики их движения, отработкой конструкции по многим другим аспектам. Сложность выбора экстерьера для заданной компоновочной схемы машины и структурно-параметрической оптимизации концепта нового трамвая связана с тем, что внешняя среда и назначение влияет на формообразование, а форма влияет на эксплуатационные свойства будущего трамвая. Цель оптимизации – достижение максимальных показателей потребительского качества, которое и определяется совокупностью упомянутых функциональных и потребительских свойств [1-3].

На начальных этапах обоснования создаваемого трамвая

в распоряжении разработчика-дизайнера имеются, как правило, только эскизные варианты компоновочной схемы платформы трамвая и первичные прорисовки вариантов их обвеса, возможно также - несколько масштабных макетов, выполненных из бумаги, пластичного легко деформируемого или другого материала [2].

Поэтому актуальны методические разработки по практическому решению задач изыскания и выбора рациональной формы с прогнозом ее художественно-эстетической оценки и влияния на важнейшие эксплуатационные свойства, технический уровень и качество изготовления трамвая.

Цель данной работы - формирование рациональной структуры аппаратного и программного инструментария рабочей лаборатории инженера-дизайнера, методических положений исследования экстерьера дизайн-концепта городского трамвая на масштабном макете и 3D-модели для оценки влияния характеристик формы на эксплуатационные свойства машины и отработки экстерьера по другим важнейшим аспектам методологии создания трамвая.

СТРУКТУРА МЕТОДИКИ РАЗРАБОТКИ ДИЗАЙН-КОНЦЕПТА ГОРОДСКОГО ТРАМВАЯ

Адекватность результатов анализа свойств машины до ее создания в металле предопределяет выбранная модель, разработанная методика исследования модели и переноса принятых решений и разработанных рекомендаций на полноразмерную машину с соблюдением закономерностей теории подобия [3].

Решение рассматриваемых задач предполагает наличие концепции формообразования экстерьера трамвая заданного назначения, четко очерченной специфики проявления известных принципов формообразования технического объекта, соответствующего аппаратного, расчетно-теоретического и программного инструментария. Некоторые проблемные вопросы рассматриваемой сложной технической задачи рассмотрены в работах авторов данной статьи [6, 7].

На рисунке 1 представлены структурные компоненты аспектов и последовательность их проектно-технологических

**Аспекты и проектно-технологические процедуры
отработки формообразования экстерьера трамвая**

Аэродинамическая оптимизация (аспект А)	Художественное конструирование (аспект Д)	Эргономическая отработка экстерьера (аспект Б)	Отработка на технологичность (аспект В)	Отработка на надежность (аспект Г)
Комплекс требований	Формулирование концепции экстерьера с учетом среды	Комплекс требований	Комплекс требований	Комплекс требований
Виртуальная модель	Выбор специфики реализац принципов формообразован	Анализ обзорности, освещенности, заметности	Выбор материалов	Выявление причин предельных состояний
Аэродинам оптимизация на вирт модели	Эскизная проработка экстерьера и окраски	Отработка трамвая на безопасность	Выбор технологических процессов изготовл	Анализ структурной надежности
Продувка макета в аэродинам трубе	Изготовление масштабного макета	Отработка на плавность хода,	Выбор способа крепления обвески	Анализ НДС несущей системы
Доработка и оценка макета по аэродин сопротивление	Отработка экстерьера по аспектам А и Б	Отработка формы на энергоэкономичность	Выбор технологических процессов покраски	Анализ влияния колебаний на ресурс
Выбор варианта формы и расположения на шасси	Разработка варианта вирт модели экстерьера	Отработка трамвая на вписываемость в плане	Отработка экстерьера на унификацию	Анализ влияния климат условий на ресурс
Испытан и аэродин доводка эксперимент образца	Разработка плазовых чертежей обвески	Отработка экстерьера на работу в сложн климате	Отработка экстерьера на типизаацию	Анализ сохраняемости
Разработка рекомендаций по выбору экстерьера	Изготовление макета трамвая, эксперт оценка	Отработка на удобство посадки-высадки	Анализ на технологичность сборки	Оценка ТУИК по всем аспектам

Рисунок 1

процедур в итерационном процессе отработки формообразования экстерьера трамвая.

Основная часть работ по выполнению аспектов *А, Д, Б* (рисунок 1) выполняются в бюро дизайна и общей компоновки, тогда как процедуры аспектов *В* и *Г* связаны с реализацией как в соответствующих КБ, так и в большей степени - обязательно с изготовлением и натурными испытаниями.

Последовательность выполнения процедур отработки формообразования трамвая, представленных на рисунке 1, является неизбежно итерационной. При этом проектные итерации являются многоуровневыми и содержат процедуры, которые могут относиться к любому из рассмотренных аспектов *А-Д*. Смысл любой такой итерации заключается в достижении приемлемого результата по конкретным локальным целям-критериям улучшения текущего состояния объекта проектирования. В связи с этим рациональное по затратам времени шаговое по-процедурное планирование хода проектирования возможно, на наш взгляд с наилучшими результатами, в форме сетевого планирования с корректировкой сетки после рассмотрения результатов каждой процедуры и принятия решения о процедурной стратегии и тактике дальнейшего хода процесса проектирования. Сетевые методы в проектировании давно, широко и успешно используются за рубежом ведущими машиностроительными корпорациями. В случае реализации проектирования в подразделениях, которые могут находиться в разных странах и континентах, с большим комплексом работ и исполнителей при ограниченных финансовых и временных ресурсах, благодаря компьютерным возможностям быстрой передачи громадных массивов данных и сетевому планированию, достигается значительное сокращение времени разработки машин и повышение их технического уровня и потребительских качеств. К примеру, в создании ракетной системы «Полярис» участвовало 3800 подрядчиков и выполнялось 60 тысяч операций[8].

На рисунке 2 приведена схема взаимодействия аппаратного и программного инструментария рабочей лаборатории инженера-дизайнера в реализации предлагаемых особенностей методики разработки экстерьера трамвая.

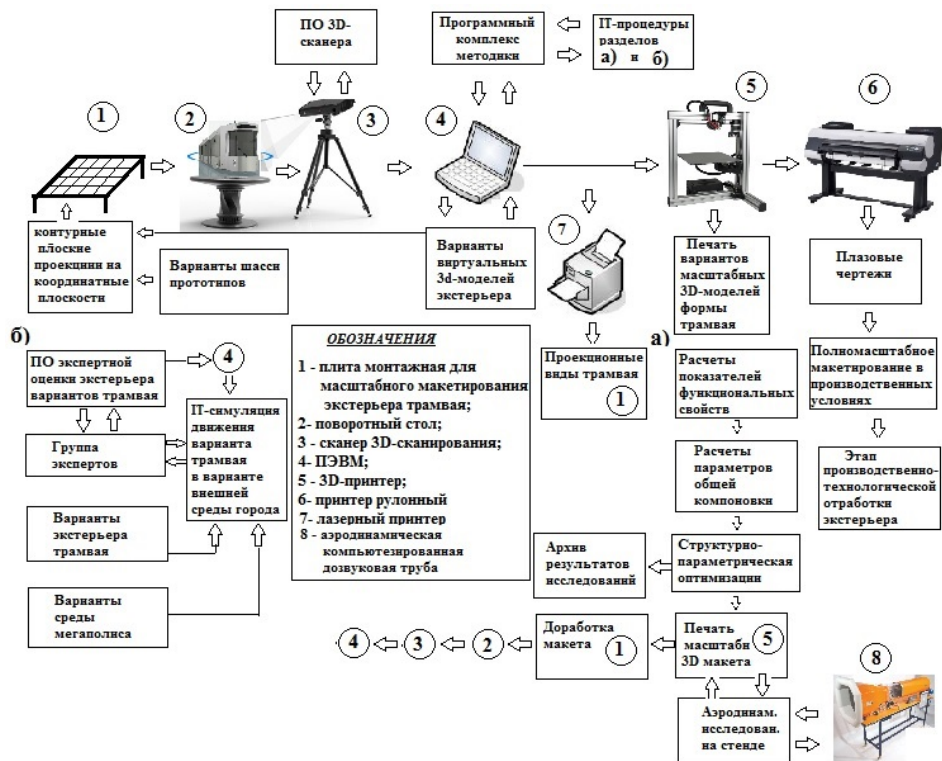


Рисунок 2

Как видно из рисунка, аппаратная часть обеспечения предлагаемой методики включает восемь наименований оборудования (см. позиции 1-8), при этом позиции 5, 6, 7 могут быть коллективными сетевыми принтерами, предназначенными для использования несколькими рабочими микро-лабораториями дизайнеров одного проектного бюро.

Для облегчения изыскания вариантов экстерьеров трамвая и их исследования используется прием создания первичной масштабной компьютерной 3D-модели концепта (поз.1), по проекциям которой на плоскости создаются первичные шаблоны для изготовления первого масштабного макета варианта трамвая. Этот макет дорабатывается и оптимизируется по аэродинамике с помощью измерительно-регистрирующего комплекса стенда - компьютеризированной аэродинамической трубы. В силу специфики влияния аэродинамики формы экстерьера на свойства и эстетическое восприятие разрабатываемого трамвая комплект оборудования как раз и включает малогабаритную компьютеризированную аэродинамическую трубу 8 для продувки масштабных макетов вариантов концептов трамвая.

Затем на поворотном столе с помощью 3D-сканера (поз. 2 и 3) выполняют 3D-сканирование отработанного варианта макета. После чего следует изготовление по сканированной 3D-модели с помощью 3D-принтера (поз. 5) натурального масштабного макета и проводится его контрольная продувка для подтверждения аэродинамических показателей.

Далее, на основе твердотельной компьютерной модели варианта концепта трамвая, с использованием методов теории подобия получают его полномасштабную твердотельную 3D-модель, которую исследуют расчетными методами на показатели важнейших функциональных и эксплуатационных свойств с помощью разработанного комплекса программного обеспечения (ПО) по двум направлениям анализа: а) и б) (см. рисунок 2). При положительных результатах расчетного исследования на рулонном принтере 6 выводятся плазовые чертежи для изготовления в производственных условиях полномасштабного макета концепта трамвая.

Изложенный методический подход к изысканию и отработке экстерьера трамвая позволяет с меньшими затратами

рассмотреть большое вариативное поле концептов, создаваемых на конкурентной основе несколькими дизайнерами в одном КБ дизайна и общей компоновки. Он также позволяет исключить на ранних этапах недостатки оценки аэродинамических свойств трамвая на чисто компьютерных моделях, а также получить экспертный прогноз художественно-эстетического облика концептов трамвая до значительных затрат на изготовление дорогостоящих полномасштабных натуральных макетов. Этот алгоритм реализует системный подход в проектировании трамвая и позволяет с большей вероятностью избежать затрат, связанных с изготовлением заведомо неудачных вариантов концептов разрабатываемого трамвая.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате разработана структура аппаратного и компьютерного инструментария, конкретизированы методические положения разработки экстерьера дизайн-концепта городского трамвая на масштабном макете и 3D-модели с учетом влияния характеристик формы на эксплуатационные свойства машины и внешней среды эксплуатации на формообразование трамвая.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технический регламент Таможенного Союза. ТР ТС 018/2011. О безопасности колесных транспортных средств.
2. Автомобили и тракторы. Основы эргономики и дизайна: Учебник для студентов вузов/ И.С. Степанов, А.Н. Евграфов, А.Л. Карунин, В.В. Ломакин, В.М. Шарипов; Под общ. ред. В.М.Шарипова.–М.: МГТУ «МАМИ», 2002.–230 с.
3. Высоцкий, М.С. Основы проектирования модульных магистральных автопоездов/ М.С. Высоцкий, С.И. Кочетов, С.В. Харитончик. – Минск: Беларус. Навука, 2011. – 392 с.
4. Евграфов, А.Н. Аэродинамика колесного транспорта/ А.Н. Евграфов, М.С. Высоцкий//Минск: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001.- 368 с.
5. ГОСТ 8769-75 «Приборы внешние световые автомобилей, автобусов, троллейбусов, тракторов, прицепов и полуприцепов. Количество, расположение, цвет, углы видимости».

6. Мурог, К.А. Принципы формообразования экстерьера трамвая, художественные и технические аспекты/ К.А. Мурог, Г.А. Таяновский// Научное обеспечение развития отечественной тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта: сборник научных трудов, посвященный 65-летию кафедры "Тракторы" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Тракторы" ; сост. Г. А. Таяновский ; под общ. ред. В. П. Бойкова. – Минск : БНТУ, 2018. – С. 74-78. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://rep.bntu.by/handle/data/48904>.
7. Нечай, О. И. Алгоритм экспертного выбора экстерьера трамвая для заданной среды мегаполиса / О. И. Нечай, Г. А. Таяновский // Научное обеспечение развития отечественной тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта: сборник научных трудов, посвященный 65-летию кафедры "Тракторы" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Тракторы" ; сост. Г. А. Таяновский ; под общ. ред. В. П. Бойкова. – Минск : БНТУ, 2018. – С. 78-81. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://rep.bntu.by/handle/data/48905>.
8. Сетевое планирование в проектировании машин. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://upr-proektom.ru/setevoe-planirovanie>.

**ОРГАНИЗАЦИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СРЕДЫ
МЕГАПОЛИСА НА ВЫБОР ЭКСТЕРЬЕРА ТРАМВАЯ
ORGANIZATION OF STUDY OF THE INFLUENCE OF THE
METROPOLIS ENVIRONMENT ON THE CHOICE OF THE
EXTERIOR**

Нечай О.И., Таяновский Г.А., к.т.н., доцент
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
Nechaj O.I., design engineer,
Tayanousky G.A., Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Описана организация исследования влияния среды мегаполиса на выбор экстерьера трамвая путем виртуального эксперимента.

The organization of a research of influence of the environment of the megalopolis at choice of an exterior of the tram by a virtual experiment is described.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследований по данной тематике, например, для такого мегаполиса как Минск и города-спутники, связана с началом реализации концепции существенного расширения скоростных трамвайных линий составами до пяти-шести секций в каждом для связи частей мегаполиса и сопряжений с другими видами транспорта «по сухому», то есть без нахождения пассажиров под открытым небом. А это неизбежно приведет к изменениям внешнего облика трамваев.

При исследовании влияния среды мегаполиса на экстерьер трамвая использовано 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 ряда обликов трамваев типажа, разрабатываемого производителем. Методические положения и

алгоритм числовой оценки неформализуемых математически эстетических восприятий экспертов разработаны авторами [4, 5].

Далее приведено описание виртуального эксперимента в процедуре экспертного оценивания наилучшего в статистическом понимании экстерьера разрабатываемого трамвая, соответствующего в наибольшей степени заданной среде современного мегаполиса.

ОРГАНИЗАЦИЯ ВИРТУАЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Задача эксперимента состоит в преодолении сложности 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, для получения экстремума многокомпонентной оценки, которую предлагается принять в качестве наиболее вероятного прогноза ожидаемой оценки по результатам натурного исследования после выхода трамвая в эксплуатацию..

Оценка эстетических и функциональных качеств дизайн-концепта трамвая будет осуществляться комплексным обобщенным по блокам качеств дизайн-концепта показателем.

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

Комплексный обобщенный по блокам качеств дизайн-концепта трамвая показатель определяется по формуле [4]:

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

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

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

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 экстерьерера, 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 экстерьерера.

Далее, эксперты просматривают 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.

В качестве примера существенно различающихся внешних сред – архитектурно-стилевых решений современных существующих и строящихся микрорайонов урбанизированных мегаполисов на рисунках 1-2 приведены фото-кадры общих видов нескольких из созданной базы видеореализаций внешних сред, предназначенных для проведения сравнительных виртуальных экспериментов.

Идеологии транспортного обустройства современных городов, удобных для жизни, посвящено значительное число научных публикаций. Среди прочего, значимым выводом в таких изданиях является утверждение о перспективности развития

мультимодальных транспортных систем с рациональной интеграцией различных видов транспорта [1-2].



Рисунок 1



Рисунок 2

В то же время, изучение упомянутых публикаций указывает на большую сложность проблем подобной интеграции при попытках встраивания систем пассажирского транспорта в старые структурные конгломераты давно существующих городов.

В данном исследовании изначально поставлена более простая задача: сделать статистически значимый прогноз для органически целостной картины системы, в границах строящихся динамичных и высокоплотных урбанизированных микрорайонов мегаполисов, в составе заданной архитектурной инфраструктуры, коррелированных с ней экстерьеров пассажирского транспорта и неотъемлемой части функционирующей системы – пользующихся транспортом людских потоков.

Для проведения исследования дизайнерами, участвующими в параллельной разработке на конкурсной основе, разрабатывается несколько вариантов дизайн-концептов трамваев, создаваемых на одном и том же шасси, подобно тому, как это принято при создании современных легковых автомобилей.



Рисунок 3



Рисунок 4

На рисунке 3 приведен пример базового трамвая [3], а на рисунке 4 – варианты концепта нового экстерьера на базе шасси этого же трамвая.

При просмотре видео-симуляций движения вариантов дизайн-концептов трамваев в вариантах внешней среды (см. рисунок 5) эксперты расставляют, или подправляют по ходу углубления рассмотрения вариантов видеорядов с движением твердотельных виртуальных моделей, свои оценки по каждому свойству экстерьера, с учетом функции принадлежности и коэффициентов весомости в комплексном показателе.

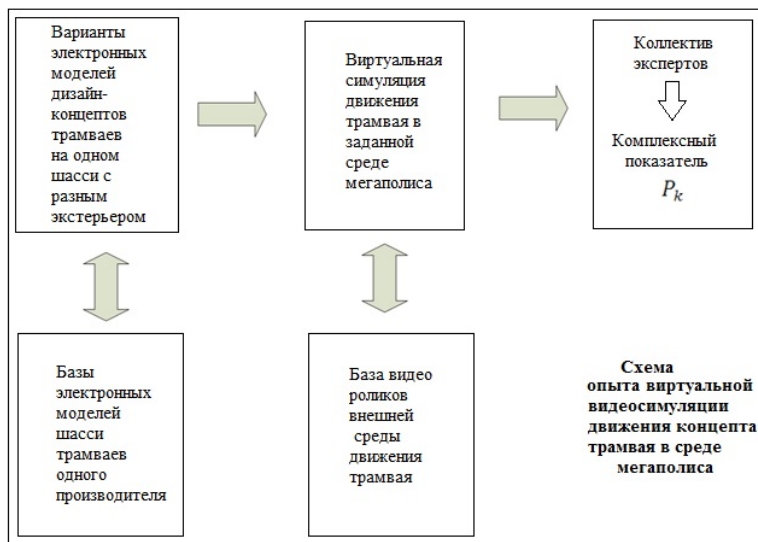


Рисунок 5

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.

Разработанная методика отличается гибкостью в отношении степени глубины дифференциации свойств экстерьера и других аспектов сложной системы, элементом которой является экстерьер

трамвая, что способствует большей объективности коллективной, субъективной по природе оценки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ развития трамвайного транспорта в республике подтверждает и актуальность исследований по данной тематике. Изложенные материалы дают наглядное представление о специфике, организации, структуре и основных методических положениях исследования влияния среды мегаполиса на выбор экстерьера трамвая путем виртуального эксперимента с экспертной оценкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Транспорт в городах, удобных для жизни / Вукан Р. Вучик, пер. с англ. А. Калинина под научн. ред. М. Блинкина.: Территория будущего; Москва; 2011, - 413 с.
2. Сафронов Э.А. Транспортные системы городов и регионов.- М.: Издательство АСВ, 2007.- 288 с.
3. Трамвай будущего запустят в Уфе. Режим доступа: <https://www.youtube.com/watch?v=x5Zk4sdoubI> .
4. Нечай, О. И. Алгоритм экспертного выбора экстерьера трамвая для заданной среды мегаполиса / О. И. Нечай, Г. А. Таяновский // Научное обеспечение развития отечественной тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта [Электронный ресурс] : сборник научных трудов, посвященный 65-летию кафедры "Тракторы" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Тракторы" ; под общ. ред. В. П. Бойкова. – Минск : БНТУ, 2018. – С. 78-81. Режим доступа: <http://rep.bntu.by/handle/data/48905> .
5. Нечай О.И. Об оценке влияния процессов развития и смены среды мегаполисов на дизайн, компоновку и эксплуатационные качества трамвая. НИРС АТФ-2018 [Электронный ресурс]: сборник материалов 74-й студенческой научно-технической конференции : секция "Тракторы" / сост.: Поварехо, А. С. . – Минск : БНТУ, 2018. с. 3. Режим доступа: <http://rep.bntu.by/handle/data/4890??> .

УДК 629.433.2

**К МЕТОДИКЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИК АЭРОДИНАМИКИ ТРАМВАЯ
TO THE METHOD OF FORMING AND DETERMINING THE
CHARACTERISTICS OF TRAM AERODYNAMICS**

Мурог К.А., Таяновский Г.А., к.т.н., доцент,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
Murog K.A., design engineer,
Tayanousky G.A., Ph.D.in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Конкретизированы методические положения формообразования, оценки аэродинамического сопротивления дизайн-концепта городского трамвая и влияния формы на эксплуатационные свойства машины.

The methodological provisions of the shaping, the estimation of the aerodynamic resistance of the design concept of the urban tram and the influence of the form on the operational properties of the machine are specified.

ВВЕДЕНИЕ

Создание трамваев новых концепций и компоновочных схем требует определения их рациональной формы и параметров по критериям различных функциональных и потребительских свойств.

По-прежнему актуальны методические разработки по теории формообразования современного городского пассажирского транспорта и по практическому решению задач изыскания и выбора рациональной формы трамвая с прогнозом ее художественно-эстетической оценки и влияния на важнейшие эксплуатационные свойства мобильной машины.

Цель данной работы - формирование методических положений сравнительной оценки аэродинамического сопротивления городского трамвая на масштабных макетах вариантов дизайн-концепта с учетом их специфики для выработки рекомендаций по формообразованию трамвая и последующего исследования влияния внешней формы на эксплуатационные свойства машины.

СРЕДСТВА ФОРМИРОВАНИЯ ЭКСТЕРЬЕРА ДИЗАЙН-КОНЦЕПТА ТРАМВАЯ

При создании экстерьера трамвая основными дизайнерскими средствами композиции являются: пропорциональность, симметрия и асимметрия, статика и динамика, ритмичность, тектоника, объемно-пространственная структура, масштабность, ритм, акцент, нюанс, цвет, фактура, контраст, стиль, информативность. В то же время при этом реализуются и различные конструкционные принципы формообразования: унификация и комбинаторика, морфологические преобразования формы на основе общемашиностроительных и объектно-ориентированных банков эвристических приемов, принцип изменения линейных размеров по одной координате на основе общего сечения, принципы секционирования, инвертирования, модифицирования элементов геометрии и материалов и др.

При этом перечисленные средства используют для достижения оптимальной внешней формы трамвая, среди прочего, и с позиции аэродинамического совершенства.

Выбор экстерьера концепта нового трамвая связан с необходимостью принятия многих компромиссных решений [1, 2], которые учитывают требования многочисленных стандартов, регламентов, специфику психосемантики оценивания художественно-эстетических и эксплуатационных качеств трамвая и другие аспекты. В таблице 1 приведена достаточно подробно дифференцированная классификация показателей художественно-эстетического свойства дизайн-решения трамвая.

Причем форма трамвая – это результат решения оптимизационной, во многом субъективно компромиссной, многокритериальной задачи обеспечения как высоких показателей художественно-эстетического свойства дизайн-решения трамвая, так и его технических эксплуатационных показателей.

Форма трамвая существенно влияет на показатели его функциональных свойств, среди прочего, и через аэродинамические характеристики. С ростом скоростей (до 90..120 км/ч) движения трамваев большой пассажироместимости на обособленных от дорожной сети линиях связи периферийных микрорайонов или крупных пригородных поселений современных урбанизированных мегаполисов аэродинамическое сопротивление подвижного состава в наибольшей степени определяет затраты энергии на движение.

Таблица 1

Классификация показателей художественно-эстетического свойства дизайн-решения трамвая	
<i>Наименование группы показателей потребительского свойства</i>	<i>Показатели, определяющие художественно-эстетическое свойство потребительского качества трамвая</i>
Информативность формы	<ul style="list-style-type: none"> - проявление в трамвае главной композиционной идеи, эксплуатационных возможностей и особенностей, коррелированности со средой эксплуатации; - узнаваемость, заметность, освещенность трамвая; - наличие и характеристики оригинальных формообразующих элементов, отличающих данный трамвай от аналогов и прототипов.
Композиционное совершенство	<ul style="list-style-type: none"> - соответствие композиции трамвая функционально-конструктивной характеристике назначения; - согласованность конструктивно-компоновочного решения с эстетической характеристикой объемно-пространственной структуры трамвая; - органичность членения на секции многосекционного трамвая для организации функционально оптимальной, эстетически целесообразной структуры трамвая; - композиционная увязка различных по структуре и функции элементов формы, единство характера элементов формы; - тектоничность конструкции, выражение формой композиционных элементов характера работы конструкции узлов и деталей трамвая; - композиционная увязка элементов графики, цветового и свето-отражательного решения со структурой формы.
Гармоничность формы	<ul style="list-style-type: none"> - логичность развития формы как продолжение композиционной целостности структуры трамвая; - соответствие формы трамвая в целом и композиционных элементов в отдельности выбранному материалу конструкции; - соответствие пластической проработки формы композиционному решению.
Совершенство производственного исполнения внешнего вида промышленного образца	<ul style="list-style-type: none"> - тщательность покрытия и отделки поверхностей; - чистота выполнения сочленений, скруглений и сопрягающихся поверхностей; - четкость исполнения фирменных знаков, указателей, других стиливых атрибутов и эксплуатационной документации трамвая.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МАСШТАБНОГО МАКЕТА ТРАМВАЯ

Современные программные средства для исследования аэродинамики мобильных машин позволяют до создания машины в металле выполнить вполне практически приемлемый прогноз ее аэродинамических характеристик. Аппаратные средства для натурного эксперимента по продувке полномасштабных макетов мобильных машин дорогостоящи и недоступны для большинства отделов общей компоновки машин в составе КБ. На этапе первичной отработки вариантов внешней формы машин на малых макетах вполне приемлемо использование простейших аэродинамических малогабаритных установок. При этом, как показал анализ подобных исследований, возможно получение адекватных по характеру протекания зависимостей показателей аэродинамического сопротивления в зависимости от геометрии масштабного макета с такими же для натурного образца машины.

Стенд для сравнительной продувки масштабных макетов вариантов трамвая показан на рисунке 1. Названия структурных частей стенда указаны на рисунке. Измерение силы сопротивления передвижению макета под действием набегающего потока воздуха от вентилятора, за вычетом сопротивления качению макета на верхнем стекле по игольчатым роликам, опирающимся на нижнее горизонтальное стекло, измеряется по увеличению длины тарированной пружины растяжения с помощью лазерного дальномера, а скорость воздушного потока – с помощью прецизионного тахогенератора ТГП -1А, на валу которого закреплены лопасти. Скорость потока воздуха изменяется плавно от системы управления вентилятором. Направление потока набегающего воздуха можно менять в плане и в вертикальной плоскости, изменяя углы поворота штатива и корпуса вентилятора. Сигналы от датчиков перемещения и скорости потока можно отсчитывать на шкалах измерительно-регистрирующего пульта. Меняя варианты макетов разрабатываемого трамвая с отличающейся формой, получают числовой материал для сравнения значений сил аэродинамического сопротивления. А затем оценивается влияние последнего на некоторые эксплуатационные свойства варианта трамвая. Проведенные опыты показали его пригодность для исследований.

**СХЕМА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ
ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ
МАСШТАБНОГО МАКЕТА ТРАМВАЯ**

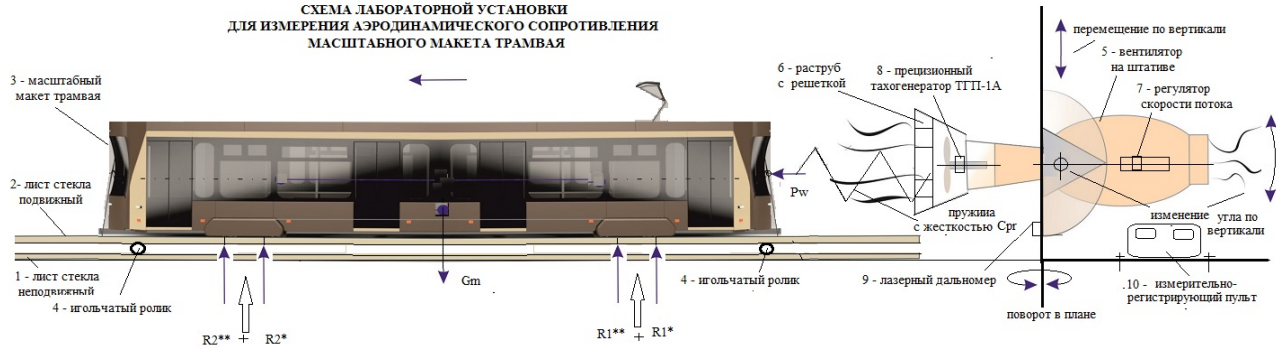


Рисунок 1

Превалирующим компонентом общего аэродинамического сопротивления трамвая является сопротивление его внешней формы. Чем больше площадь миделевого сечения, тем больше аэродинамическое сопротивление при сохранении пропорций подобия объема и контура формы. Из исследований по аэродинамике движущихся машин известно, что внешняя форма машины имеет формообразующие элементы, которые являются источниками образования турбулентных вихрей при взаимодействии с набегающим потоком воздуха, определяет месторасположение зон повышенного и пониженного и значения давлений. На образование и сход вихрей с обвески кузова трамвая затрачивается электрическая энергия, с помощью которой приводятся в тяговый режим колеса трамвая. Из этого следуют выводы: 1) форма трамвая во многом определяет затраты энергии на движение трамвая; 2) изменением формы трамвая можно влиять на его аэродинамическое сопротивление и, как следствие, на эксплуатационные свойства подвижного состава.

НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ТРАМВАЯ

Как известно, общее аэродинамическое сопротивление наземной мобильной машины состоит из пяти составляющих: сопротивление формы; индуктивное сопротивление; поверхностное сопротивление; интерференционное сопротивление; сопротивление внутренних потоков [2,3].

Общие рекомендации по уменьшению аэродинамического сопротивления мобильной машины заданного назначения включают мероприятия: по устранению зон повышенного и пониженного давления воздуха, отрывных течений и образования вихрей; по обеспечению в наибольшей степени ламинарного обтекания набегающим потоком воздуха по площади всей по длине внешней формы машины в диапазоне рабочих скоростей, с учетом воздействия боковых порывов ветра.

Практическая конкретизация приведенных общих рекомендаций включает, в зависимости от назначения и вида мобильной машины, свой набор приемов. Применительно к формообразованию внешнего обвеса трамвая можно рекомендовать следующие мероприятия.

Уменьшению турбулентного вихреобразования на лобовой и кормовой частях трамвая, определяющих характер обтекания его воздушным потоком и наличие отрывных течений воздуха, способствуют:

- увеличение углов встречи (угла между направлением вектора скорости движения трамвая и касательной к форме в плоскости, проходящей через

вектор скорости и перпендикуляр к форме в заданной ее точке) и уменьшение углов отражения от формы;

- увеличение радиусов закругления нижней, верхней и боковых кромок в месте перехода носовой и кормовой частей в часть кузова трамвая с постоянной формой и площадью поперечного сечения;

- придание носовой части формы на основе ряда кинематических поверхностей в виде параболоида, однополостного гиперboloида и цилиндроида, а кормовой части трамвая и ветровым стеклам в плане вида кинематических пространственных цилиндрических поверхностей с тремя направляющими;

- целесообразна гладкая с прямолинейной восстающей к корме на малый угол образующей (за счет обеспечения отрицательного угла тангажа при установке кузова трамвая) и с малой выпуклостью в поперечном сечении форма крыши трамвая, с целью уменьшения аэроподъемной силы, обеспечения стабильного сцепления колесных пар с рельсами и улучшения плавности и устойчивости хода трамвая;

- оправдано применение гладкого днища, закрытых специальными аэродинамическими панелями колесно-тележечных проемов с обеспечением минимального зазора между нижними кромками и рельсовым полотном, что позволяет приблизиться к безвихревому протеканию воздушных потоков в зоне под днищем корпуса трамвая;

- оптимизация контурной площади путем отказа от всех выступающих элементов конструкции, замена зеркал на камеры бокового и заднего вида, выполнение заподлицо дверных ручек и кнопок наружного открывания дверей, лючков для техобслуживания, светотехники, пакетов остекления, дверных блоков, выдвигающихся на остановках подножек микролифта для лиц с ограничениями опорно-двигательного аппарата и на инвалидных колясках, а также с детскими колясками, выполнение каплеобразной формы панели, закрывающей основание полупантографного или иной конструкции токосъема, выполнение выдвигающихся только при открывании дверей водоотводов при дождливой погоде, все это с целью уменьшения доли отрывных течений в балансе полного аэродинамического сопротивления трамвая;

- отказ от форточной системы и люков в крыше для проветривания пассажирского салона путем использования альтернативной системы организованного и дозированного забора и выброса воздуха для вентиляции и охлаждения/обогрева рабочего отделения вагоновожатого и салона, с целью уменьшения удельного веса сопротивления, создаваемого внутренними потоками воздуха, проходящими внутри трамвая для вентиляции или обогрева пассажирского салона;

- надежная герметизация мест соединения и касания формообразующих панелей внешнего обвеса трамвая, остекления, дверей с кузовом;
- в случае оборудования трамвая уловителем при столкновении с пешеходом целесообразно выполнять его навесным с закрытой легкодеформируемым пластиком зоной захвата, форма которого обладает хорошей аэродинамической обтекаемостью;
- существенное снижение аэродинамического сопротивления обеспечивает использование покрытий, композиционных панелей с очень малой шероховатостью;
- использование передних и задних спойлеров, при их пользе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в работе конкретизированы методические положения оценки аэродинамического сопротивления, формообразования дизайн-концепта городского трамвая и его влияния на эксплуатационные свойства машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аэродинамика. Учебник, (2-е издание)/ Под ред. В.Т.Калугина, кол. авторов/, -2017, 608 с.
2. Евграфов А.Н. Аэродинамика автомобиля: учебное пособие. – М.: МГИУ, 2010.- 356 с.
3. Евграфов А.Н. Метод переноса результатов модельных испытаний на натурный автомобиль // Известия МГИУ, Машиностроение. – 2007. - №2, - с. 21-24.

УДК 629.433.2

АСПЕКТЫ КОРРЕЛЯЦИИ ЗАДАННОЙ СРЕДЫ МЕГАПОЛИСА И ЭКСТЕРЬЕРА ПРОЕКТИРУЕМОГО ТРАМВАЯ ASPECTS OF THE CORRELATION OF THE PROVIDED ENVIRONMENT OF THE MEGAPOLIS AND THE EXTERIOR OF THE PROJECTED TRAM

О.И. Нечай

Белорусский национальный технический университет

г. Минск, Беларусь

O.I. Nechaj, design engineer,

Belarusian national technical University,

Minsk, Belarus

ВВЕДЕНИЕ

При создании трамвая для адресной среды эксплуатации, с целью обеспечения ее комфортности, гармонии и целостности художественно-эстетического восприятия населением динамических объектов, какими являются средства городского пассажирского транспорта, актуальной задачей является, среди прочего, выбор экстерьера таких средств, в частности, трамвая, который переживает новый этап бурного развития в связи со стремительным урбанистическим изменением облика крупных городов и мегаполисов в окружении городов-спутников. Из сказанного следует, что выбор экстерьера трамвая не свободен от облика внешней среды его использования. Поэтому в данной работе сделана попытка выделить наиболее существенные аспекты своеобразной корреляции внешней среды с экстерьером проектируемого трамвая, чтобы выработать возможные рекомендации по дизайн-проектированию его внешнего облика.

О НЕКОТОРЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ МЕГАПОЛИСОВ

К мегаполису относят большой город или городскую агломерацию, которые являются крупным экономическим, политическим и культурным центром для региона или страны в целом, и, как правило, системообразующим базисом региональной или международной инфраструктуры. В мегаполисах концентрируются промышленный, кадровый, инновационный, финансовый потенциал элементов многомодальной экономики. Этим они значительно отличаются от монопромышленных городов и поселений с.-х. периферии. Примеры мегаполисов с численностью и преобладающими видами пассажирского транспорта приведены в таблице 1.

Таблица 1. Мегаполисы (численность населения, виды транспорта)

Страна (город)	Численность населения	Основные виды транспорта
Беларусь (Минск)	1,975 млн	Метро, Автобус, троллейбус, трамвай
Польша (Варшава)	1,765 млн	Автобус, трамвай
Россия(Новосибирск)	1,511 млн	Метро, Автобус, троллейбус,

		трамвай
Чехия (Прага)	1,281 млн	метро, трамвай, автобус
Россия(Челябинск)	1,150 млн	Автобус, троллейбус, трамвай
Башкортостан (Уфа)	1,075 млн	Автобус, троллейбус, трамвай
Россия (Красноярск)	1,007 млн	метро, автобус, троллейбус, трамвай

Центральным мегаполисом в Беларуси является Минск – это развивающийся мегаполис, имеющий свои города спутники. Столица все чаще принимает международные мероприятия: от политических до культурных. В связи с этим и количество населения города постоянно растет, что привело к решению обновлять движения транспортных потоков. Это касается как внутригородских потоков, так и налаживание перевозок пассажиров до аэропорта, введением скоростных трамваев от центра до аэропорта. Так же увеличивается застройка в городах-спутниках из-за сокращения жилищного строительства в черте города, что приведет к потребности строительства ряда транспортно-пересадочных узлов. В проекте инфраструктуры Минска и городов-спутниках - вводить скоростной трамвай.

Основными городами-спутниками Минска на сегодняшний день являются Логойск, Дзержинск, Фаниполь, Заславль, Смолевичи и Руденск.

Внешняя среда для структуры системы городского транспорта – это не только статичные элементы городской застройки, но и ряд других факторов, формирующих образность среды и обусловленных социально-экономическими, дорожными, культурными, географическими, погодными, информационно-ориентирующими и другими формирующими восприятие среды жителем, пассажиром и т.п. условиями.

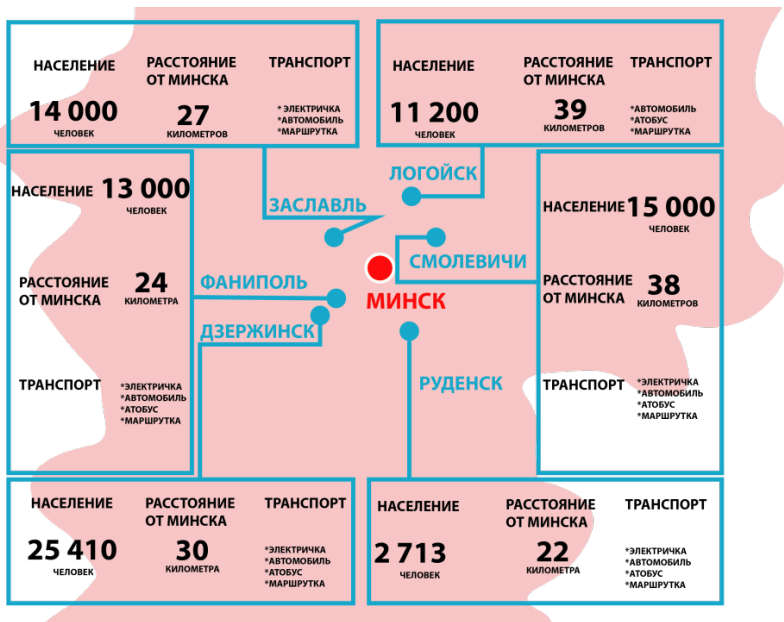


Рисунок 1. Схема городов-спутников

На основе рисунка 1 и анализа существующих средств сообщения городов-спутников мегеполиса г.Минска можно сделать вывод, что транспортное сообщение с городами-спутниками развито не лучшим образом.

К примеру, рассматривая транспортное сообщение Варшавы, в процентном соотношении по эксплуатации транспорта, мы можем обратить внимание на то, что инфраструктура с электрическим транспортом развита лучше, что упрощает населению передвижение:

- 1) Автобус 15%
- 2) Троллейбус 5%
- 3) Трамвай 15%
- 4) Метро 10%
- 5) Личный авто 30%
- 6) Пригородные электрички 25%.

«Трамвай обладает большей скоростью и провозной способностью» [5]. Кроме того, «при одинаковой доступности пользователи предпочитают автобусу трамвай в силу его визуальной заметности и привлекательности» [6].

В последней версии Генплана г. Минска существенное развитие получают новые трамвайные линии. Включая несколько соединений между центром и окраинами.

Как известно, «один трамвай может заменить собой в час пик несколько десятков автомобилей по количеству перемещаемых пассажиров. Например один низкопольный трамвай модели 84300М (Белкоммунмаш), используемый в Минске, может одновременно перевезти до 226 пассажиров, заменяя при этом как минимум 56 автомобилей. Эффект при этом оказывается не только логистический, но и пространственный: освобождается дополнительное пространство, являющееся в городе основным ресурсом, который можно использовать в том числе для общественных и зеленых зон» [4].

При создании рациональной и комфортной для городских людских масс одну из важнейших нагрузок в представлении пространственной среды играют форма, цвет, освещенность элементов и объемная наполненность среды для создания гармоничного восприятия ее системного ансамбля [5].

Специалистами качество пассажирских услуг оценивается комплексной характеристикой из совокупности неоднородных аспектов, Так ГОСТ Р 52113-2003 устанавливает комплексную характеристику качества пассажироперевозок со следующими основными группами показателей: - информационного обслуживания; - комфортности; - скорости; - своевременности; - сохранности багажа; - безопасности; - экономичности.

При исследовании влияния среды мегаполиса на экстерьер трамвая использовано 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 ряда обликов трамваев типажа, разрабатываемого производителем. Методические положения и алгоритм числовой оценки неформализуемых математически

эстетических восприятий экспертов разработаны автором и изложены в этом сборнике ранее. В соответствии с целью работы в методику оценки корреляции экстерьера трамвая с внешней средой внесены дополнения.

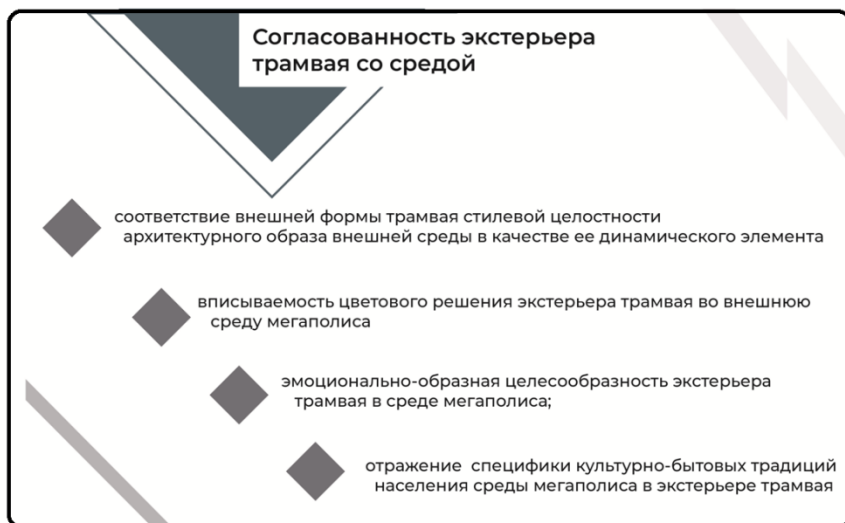


Рисунок 2

Сложность выявления и оценки влияния внешней среды на экстерьер и форму трамвая привели к необходимости расширить перечень групп оценки потребительского качества трамвая дополнительной группой, включающей несколько показателей, которые в стандартах на потребительское качество мобильных машин не учтены ни в одном из оцениваемых аспектов (см. рисунок 2).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, предложена авторская доработка структуры методики исследований влияния внешней среды эксплуатации на экстерьер и показатели художественно-эстетического свойства потребительского качества дизайн-решения трамвая в заданной внешней среде;

Разработаны варианты решаемых практических задач с помощью разработанной методики при создании новых трамваев различной концепции для заданной внешней среды.

По результатам исследований даны практические рекомендации по рациональному выбору дифференциации и измерителей согласованности экстерьера трамвая со средой, которые обеспечивают достижение художественно-эстетической корреляции пассажирских транспортных средств со средой мегаполиса. В частности, рекомендована линейка трамваев на базе создаваемых в Беларуси для различных мегаполисов,

ЛИТЕРАТУРА

- 1) Транспорт в городах, удобных для жизни / Вукан Р. Вучик, пер. с англ. А. Калинина под научн. ред. М. Блинкина.: Территория будущего; Москва; 2011, - 413 с.
- 2) Сафронов Э.А. Транспортные системы городов и регионов.- М.: Издательство АСВ, 2007.- 288 с.
- 3) Петров А. И. Город. Транспорт. Внешняя среда. Устойчивость общественного транспорта городов в условиях неблагоприятного влияния внешней среды : монография / А. И. Петров. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2013. – 356 с. Режим доступа: <http://elib.tyuiu.ru/wp-content/uploads/2014/04/%D0%93%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B4.%D0%A2%D1%80%D0%B0%D0%BD%D1%81%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82.pdf> .
- 4) Города-спутники в Беларуси. Режим доступа: <https://gohome.by/news/view/goroda-sputniki-belarus-2014>
- 5) Любимый город должен быть удобным. Режим доступа: <https://www.sb.by/articles/lyubimyy-gorod-dolzhen-byt-udobnym.html>.

УДК 629.114.2

**ИЗЫСКАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ТОКОСЪЕМА
ЭЛЕКТРОБУСА
FINDING RATIONAL DEVICE REMOVING CURRENT TO THE
ELECTRICAL BUS**

Кисель Н.И., Прокопович Д.А.,
Симаков Е.С., научный руководитель Таяновский Г.А., канд. техн.
наук, доц.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск,
Беларусь

N. Kisel, D. Prokopovich,
E. Simakov, scientific director G. Tayanovsky, Ph.D. in Engineering,
Associate Professor

Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

В работе проанализированы эксплуатирующиеся токосъемы электробусов, выявлены недостатки, уточнены требования, рассмотрены методические аспекты и результаты изысканий перспективного токосъема.

In work analyzes the operating current of electrical bus collectors, identifies shortcomings, clarifies requirements, considers methodological aspects and results surveys of prospective electrical bus collector.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие городского пассажирского дорожного беспроводного электротранспорта представляет альтернативу автобусам и троллейбусам и связано с созданием ионисторов, литий-титанатных, графеновых и др. электронакопителей большой емкости, приемлемых по габаритам и массе.

В связи с происходящей сменой доминирующих путей развития неколейного городского электротранспорта актуальна задача создания сети зарядных станций на маршрутах движения электробусов. Так как именно проблемы обустройства экономически эффективной инфраструктуры для обслуживания на маршруте новых видов техники сдерживают их быстрое распространение.

Цель работы – изыскание рациональной схемы токосъема электробуса трехосного сочлененного (рисунок 1), соответствующего стилевому дизайнерскому решению внешнего облика линейки разрабатываемых отечественных электробусов, приспособленного к зарядке на универсальных зарядных станциях будущей дорожной инфраструктуры.

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗЫСКАНИЙ

Исследования проводились путем информационно-патентного, морфологического и функционального анализа и синтеза компоновки контактного токосъема электробуса, отвечающего требованиям хорошей вписываемости в фирменное дизайн-решение экстерьера электробуса и большей функциональности, чем существующие.



Рисунок 1 – Варианты эксплуатируемых отечественных электробусов с полупантографом и телескопическим токосъемом

Технические требования к токосъему - универсальность при достаточной простоте и надежности конструкции в эксплуатации в условиях низких температур. Требования к характеру эволюции конструкции, при приведении ее в рабочее пространственное положение, состоят в обеспечении подъема контактов на требуемую высоту с контролем и возможностью автоматического регулирования усилия прижатия их к контактным проводам

станции зарядки, а также в достижении минимальных габаритов в сложенном состоянии. Регулировка нужна, в частности, в зависимости от силы зарядного тока или температуры контактов, либо по величине усилия прижатия контактов. Причем, в случае применения токосъема электробуса на универсальных станциях подзарядки, для каждой машины следует обеспечить свое время оптимального режима зарядки, объема получаемого заряда в ампер-часах, допустимый максимальный ток зарядки. Это, в свою очередь, накладывает требования на форму, площадь контактов возимого токосъема, силу их прижатия, материал контактов и др. При этом токосъем необходимо оборудовать системой автоматического контроля позиционирования контактов электробуса относительно контактов станции, контроля полярности подключения и температурного состояния контактов с устройствами защитного отключения (УЗО).

Примеры информационных ресурсов, в которых приведены описания проанализированных аналогов токосъема электробусов и других машин, приведены в списке литературы [1 - 7].



Рисунок 2



Рисунок 3

При анализе известных телескопических конструкций (рисунки 1-3) уяснены их недостатки: достаточно большая высота устройства в

сложенном состоянии из-за вертикальной установки пневмоцилиндра; необходимость пневмосистемы; отсутствие контроля за температурой в зоне контактов; контакты не защищены от налипания снега, намерзания ледяной корки при внешних осадках и т.п.; возможны значительные боковые изгибающие нагрузки, которые снижают работоспособность телескопического пневмоцилиндра.

Рассмотрены возможные новые схемы токосъёма, которые отличаются от известных структурой, схемой приведения в рабочее положение и возможностями регулирования усилия в контакте с элементами контактной сети подзарядки зарядной станции.

Предложено конкурентоспособное телескопическое техническое решение, отвечающее приведенным требованиям и не содержащее большей части из отмеченных недостатков существующих токосъёмов.

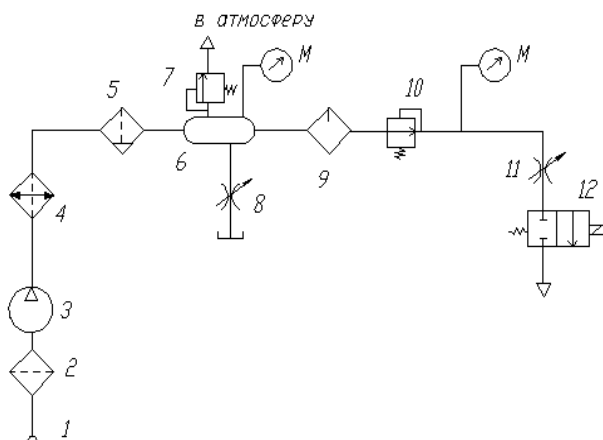
Устройство снабжено автоматической системой контроля, регулирования усилия прижатия контактов, а также отключения при превышении допустимой температуры контактной области. Такой токоприёмник является достаточно простым в обслуживании и надежным в работе зимой и летом, повышает устойчивость конструкции к боковым нагрузкам и уменьшает габариты токосъёма в сложенном состоянии.

Проведенные расчеты кинематики эволюций в пространстве и прочностные расчеты токосъёма подтвердили работоспособность и эффективность предложенного варианта системы токосъёма, конструкция является универсальной в отношении видов контактов станций зарядки.

В принципиальной схеме системы автоматического регулирования усилия прижатия, контроля и защиты контактов токосъёма электробуса (рисунок 4) могут быть использованы работоспособные стандартные схемные решения из других видов техники (рисунок 5-6) [8-10].



Рисунок 4



Обозначения: 1 – воздухозаборник; 2 – фильтр; 3 – компрессор; 4 - теплообменник; 5 – влагоотделитель; 6 – ресивер; 7 – предохранительный клапан; 8 – дроссель; 9 – маслораспылитель; 10 – редукционный клапан; 11 – дроссель; 12 – распределитель; М - манометр

Рисунок 5 – Типовая пневмосистема в приводе токосъема электробуса

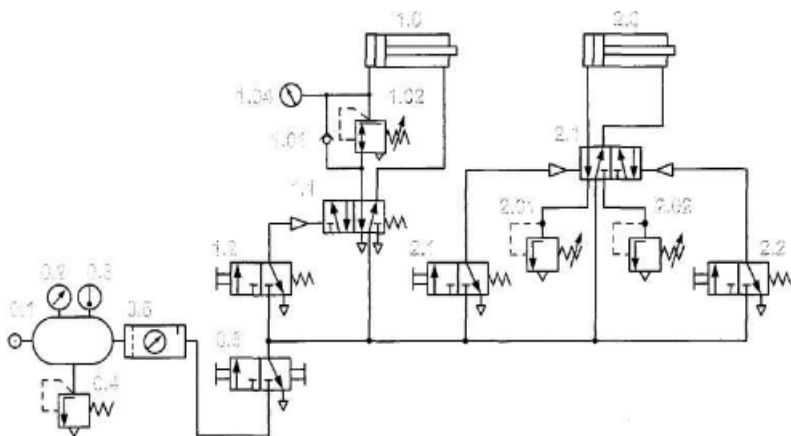


Рисунок 6 – Типовой модуль подсистемы приведения токосяема в соприкосновение с контактами зарядной подстанции

Подсистема на рисунке 6 работает следующим образом. Предохранительный клапан 0.4 ограничивает уровень давления в ресивере 0.1, а клапаны 2.01 и 2.02 создают «подпор» в рабочих полостях пневмоцилиндра 2.0. Посредством этих клапанов фактически регулируется скорость движения штока цилиндра 2.0. Подобная схема регулирования обеспечивает стабильность скоростных характеристик при изменении величины нагрузки. Редукционный клапан 1.02 поддерживает на постоянном уровне усилие, развиваемое пневмоцилиндром 1.0 при прямом ходе. Чтобы обеспечить свободный возврат пневмоцилиндра 1.0 в исходную позицию, параллельно редукционному клапану 1.02 устанавливают обратный клапан 1.01.

Алгоритмы работы программно-аппаратного обеспечения многомерной системы управления токосяемом и подзарядной станцией обеспечивают часть перечисленных ранее требований и, совместно с объектом управления, достижение цели изысканий перспективного токосяема для линейки отечественных электробусов. Получают развитие также технические решения токосяема с бесконтактной индукционной передачей электрической энергии от зарядной станции для зарядки электронакопителей

электробуса. Однако пока они не доминируют в системах подзарядки электробусов по ряду технико-экономических причин и функциональному уровню.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные изыскания, обзор и анализ функциональности рассмотренных технических решений токосъема электробуса, проведенные проработки компоновочного решения токосъема и его внешнего дизайна в сложном состоянии в рамках общего экстерьера электробуса, кинематический и силовой расчеты механизма токосъема и анализ работы возможного варианта САУ контроля, защиты и регулирования усилия прижатия контактов, подтвердили работоспособность предложенного варианта, и позволили обоснованно рекомендовать его для дальнейшей конструкторской проработки и виртуальных симуляционных испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авторское свидетельство СССР N 1163403, Н 01 R 39/62, 1985.
2. Авторское свидетельство СССР N 1365203, Н 01 R 39/64, 1988.
3. Авторское свидетельство СССР N 1081711, Н 01 R 39/00, 1984.
4. Патент РФ 2147151 , Н 01 R 39/00.
5. Патент РФ 2232686 , Н 01 R 39/00.
6. Патент РФ 2482981, Н 01 R 39/00.
7. Патент РФ 2188136, Н 01 R 39/00.
8. Гидро- пневмо- автоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи/ А.Ф.Андреев, Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан: ред. В.В. Гуськов. – Мн.: Выш. Школа, 1987. – 310.
9. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики./ Андреев А.Ф., Богдан Н.В., Метлюк Н.Ф. и др. – Мн.: ВУЗ-ЮНИТИ БГПА - ИСН, 1998.- 224 с.
10. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: Теория систем автоматического управления: учебное пособие / В.П.Автушко [и др.]; под ред. Н.В.Богдана, Н.Ф.Метлюка. – Минск: НП ООО «ПИОН», 2001. – 396 с.

**ОБ ИЗМЕНЕНИИ КОНЦЕПЦИИ И ОБЩЕЙ КОМПОНОВКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ
ON CHANGES IN CONCEPT AND GENERAL COMPOSITION
AGRICULTURAL TRACTORS**

Таяновский Г.А., к.т.н., доцент,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
Tayanousky G.A., Ph.D.in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Сформулированы выводы по анализу состояния разработок в тракторостроении, рассмотрены аспекты прогнозного представления о трансформации концепции, общих компоновочных решений и теории перспективных машинных тракторных агрегатов с новыми двигательными установками, представлен общий подход к предпроектному обоснованию тракторов новой генерации.

Conclusions on the analysis of the state of development in the tractor industry are formulated, aspects of the forecasting concept of transformation, general layout solutions and the theory of promising tractor units with new propulsion systems are considered, a general approach to the pre-design substantiation of new generation tractors is presented.

ВВЕДЕНИЕ

Обширная библиография научных работ последних лет на тему электропривода на тракторе отражает научно-практический интерес к рассмотрению вопросов, связанных с изменениями, которые электропривод приносит в структурное построение, компоновочные решения, дизайнерский облик, и того, как влияют варианты двигательной установки на свойства будущего машинного тракторного агрегата (МТА). Такая информация необходима еще на стадии принятия технического задания на проектирование машины. Содержание статьи посвящено рассмотрению отдельных аспектов этой научно-технической задачи.

АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ СОВРЕМЕННОГО ТРАКТОРОСТРОЕНИЯ

Анализ публикационной активности авторов в области прогнозов перспектив развития, расчетно-теоретических обоснований, динамики патентования и осуществленных инновационных технических решений сельскохозяйственных тягово-энергетических транспортно-технологических наземных мобильных машин (тракторов, мобильных энергетических средств, универсальных энергетических средств, шасси комбайнов под различные технологии и т.п.) за последний 15-летний ретроспективный период позволяет отметить ряд особенностей. Среди них:

- повышенное общее внимание к вопросам разработки альтернативных двигательных установок для мобильных машин, как следствие: глобальных проблем с экологией, выбросом парниковых газов; близкого по времени (по разным оценкам – 30..50 лет) истощения ископаемых природных жидких углеводородов (при изменении потребления в них по прогрессивной кривой); низкого, не более 0, 42..0,48, общего КПД; высоких удельных затрат топлива на единицу полезной мощности ДВС и практически почти достигнутого предела их совершенствования, несмотря на существенное развитие мехатронных автоматических систем управления процессом двигателя и других достижений в их системах топливоподдачи, выпуска, выпуска, охлаждения и т.п.;

- интенсивное развитие: автоматизированных и автоматических адаптивных трансмиссий, позволяющих обеспечить переключение передач без разрыва потока мощности, на основе планетарно-валовых передач с фрикционными муфтами, в основном «мокрыми» гидропожимными бустерного типа; многопоточных гидродинамических передач, либо на основе бесступенчатых во всем скоростном диапазоне гидростатических полнопоточных объемных гидropередач (ОГП); двух- и многопоточных объемных гидромеханических передач (ОГМП) с дифференциальными механическими звеньями; передач на основе электромеханических передач, состоящих из модуля: мотор-генератор плюс тяговый асинхронный электродвигатель со скалярным или векторным управлением в составе гибридной двигательной установки с ДВС,

либо на основе чисто электрических передач с асинхронными электромашинными с питанием от электроаккумуляторов, конденсаторного типа; передач на основе так называемых электрических топливных водородных элементов;

- недостаточное количество комплексных расчетно-теоретических и опытно-экспериментальных обоснований технико-экономической и социально-экономической эффективности перечисленных до этого инновационных предложений в комплексе и системе с вероятным взаимообусловленным изменением с.-х. технологий, с учетом специфики жизненных циклов новых машин, проблем развития инфраструктуры эксплуатации, ремонта, технологического обеспечения, обучения персонала и, что чрезвычайно важно, безопасности и совокупных затрат созданных человеком мировых ресурсов, а также экологических потерь в «глобальном переходе развития» от материализации того, что по отдельности представляется выгодным и перспективным;

- формулирование высказываний о необходимости развития общей теории сельскохозяйственного машинного транспортно-технологического мобильного электроприводного агрегата с управлением на основе мехатроники, в том числе роботизированного, и с производством электропитания исключительно от экологически чистых возобновляемых природных источников.

Цель данной работы – попытка представить вероятное изменение концепции, развитие типологии и системных структурных особенностей общих компоновок перспективных сельскохозяйственных машинных тракторных агрегатов на основе тракторов с альтернативными двигательными установками.

ВИДОВОЕ РАЗНООБРАЗИЕ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

Конструктивное исполнение двигательных установок наземных тяговых машин достаточно разнообразное [1]. Приведем вариант классификации двигательных установок (ДУ), необходимый в контексте рассматриваемых в работе вопросов.

Представленная выборочная таблица сформирована с учетом потенциальных достоинств и преимуществ включенных в

таблицу ДУ, приспособленности к созданию на их основе квази- и полностью бесступенчатых моторно-трансмиссионно-двигательных установок (МТДУ), обеспечивающих максимально возможные общие КПД во всем скоростном диапазоне с благоприятными тягово-динамическими характеристиками, в том числе на переходных режимах, а также защиту элементов МТДУ от пиковых динамических нагрузок в практически опасных, с точки зрения надежности, участках частотного спектра нагружения. Однако сроки появления перечисленных в таблице, избавленных от присущих им недостатков и доведенных до нужных эксплуатационных показателей образцов ранее не распространенных перспективных ДУ, зависят слишком от многих факторов.

Таблица 1 – Выборка из классификации перспективных двигательных установок для применения на современных сельскохозяйственных тракторных агрегатах

А - признак	Б - признак	В - признак
Тепловые ДУ	Дизельные ДВС	На синтетическом топливе растительного происхождения
	Газовые двигатели внутреннего сгорания	На баллонном природном газе
		На водороде высокого давления
	Внешнего сгорания	Двигатель Стирлинга альфа-типа
		Двигатель Стирлинга бета-типа
	Комбинированные	Газодизельный цикл с циклом

		Стирлинга для отработавших газов в 6-ти тактном двигателе
Гибридные ДУ	Дизель-генераторные с асинхронными электромашинными	Последовательной схемы
		Параллельно-последовательной схемы
		Многопоточные с электромотор-колесами
	Дизель-генераторные с вентильным индукторным тяговым электродвигателем	С независимым возбуждением
СПДГ - свободнопоршневой линейный двигатель внутреннего сгорания с линейным электрическим генератором переменного тока	Двухцилиндровые динамически уравновешенные	С отбойниками
Электронакопитель + тяговый асинхронный электродвигатель	Электрохимический накопитель	Литий-ионные аккумуляторные батареи
		Литий-железо-фосфатные батареи
	Емкостной накопитель энергии	Суперконденсаторы на графеновой

		основе
		Ионисторы
Емкость водорода + Водородные топливные элементы +тяговый электродвигатель	Тип: AFC (либо: PEMFC, PAFC, MCFC, SOFC)	С заправочными модулями «твердого» водорода

О ВЫБОРЕ ВАРИАНТОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Изменение типа двигательной установки неизбежно приводит к структурным изменениям компонентного элементного состава, несущих систем, общих компоновочных схем, дизайнерских решений экстерьера машинного тракторного агрегата и, как следствие, набора и показателей их функциональных свойств, что в определенные моменты переходит в новое качество – изменение концепции МТА. Так произошло с изменением тяговой концепции трактора на тягово-энергетическую и, вероятно далее, на условно называемую в данной статье - мобильно-энергетическую. В работах проф. Ксеневица И.П. еще в 80-х годах прошлого столетия сформулированы выводы о вероятных направлениях развития МТА [1-3]. Теперь как раз пришло время осуществления в основных чертах тех прогнозов и их корректировки с учетом реализованных на практике разработок новых технических решений ДУ, трансмиссий, движителей, систем агрегатирования и отбора мощности тракторных средств, развития с.-х. технологий и наборов сельхозмашин для их осуществления. Появление разработок (в ближайшее время в 5..10 лет) перечисленных компонент тракторных средств стало возможным, в том числе, и на основе выполненных в те годы в тесном сотрудничестве с тракторостроительными заводами разработок научных школ белорусских ученых: д.т.н., профессоров Кацыгина В.В., Цитовича И.С., Скотникова В.А., Тарасика В.П, Гуськова В.В. и др.

С интенсивным развитием принципов блочно-модульного построения и многооперационности МТА, комплекса средств агрегатирования и многочисленных систем отбора мощности к развитому набору активных рабочих органов (АРО) и

разветвленному приводу колес на агрегируемых с центральным энергомодулем, разнообразных по назначению прицепных звеньев, теория трактора, с учетом всего отмеченного, становится элементом более общей теории МТА. Так как отдельное звено МТА не обладает всем набором свойств целого агрегата как сложной системы. При этом до сих пор в значительной степени выделенно развивающееся направление исследований и теории агрегатирования трактора с сельскохозяйственной машиной/орудием (см. рисунок 1) [1, 2] вместе с развитием теории и принципов объединения модулей в систему МТА являются основой развития современной теории таких агрегатов. Применительно к транспортным и транспортно-технологическим средствам повышенной проходимости такая попытка создания общей теории рабочих процессов и системного проектирования еще более тридцати лет назад сделана, например, д.т.н., проф. В.Н. Шалягиным [5].

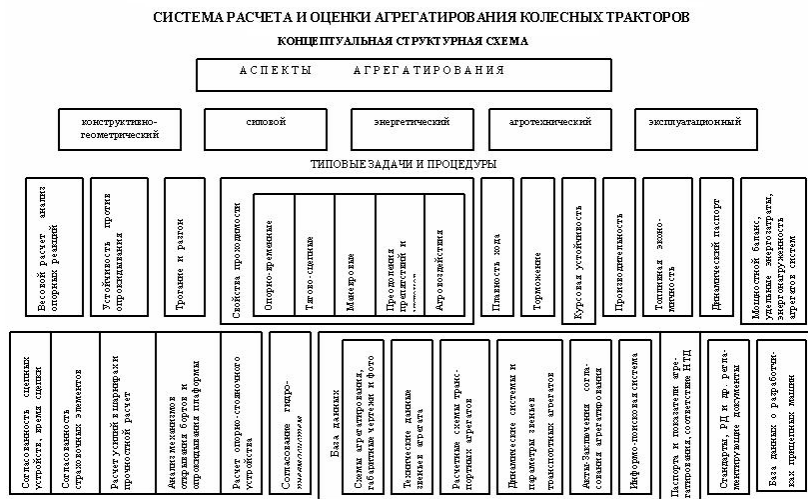


Рисунок 1

Представляет определенную проблему прогнозирование процессов обусловленной смены конструктивных концепций МТА в связи с развитием влияющих аспектов, из-за их многочисленности

и неочевидности тенденций изменения скоростей с течением календарного времени. Это касается в меньшей степени краткосрочных прогнозов на 5 лет, однако снижает надежность как среднесрочных, так и долгосрочных прогнозов. Пример, известный от 1990 года, графической иллюстрации изменения структуры потребления энергоносителей с прогнозной экстраполяцией на период до 2100 года показан на рисунке 2. Такое протекание кривых предполагалось за счет прироста производства водорода, полученного в биотехнологиях, путем электролиза воды и т.п., хотя пока доля водорода в газовых энергоносителях незначительна. Это говорит о возможности отклонения прогноза от действительности. Однако, надежные среднесрочные прогнозы крайне необходимы для практики планирования, например НИОКР.

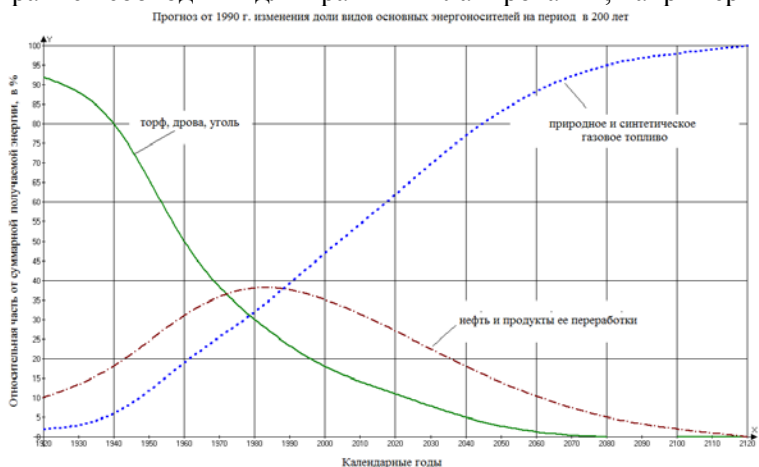


Рисунок 2 - Вариант прогноза изменения использования энергоносителей

Каждый прогноз отражает связь прошлого, настоящего и будущего. Надежный прогноз становится фактом. Конструктор чаще всего выполняет прогнозы: а) технологический прогноз применения данной техники; б) общих конструктивных компоновочных решений; в) прогноз развития параметров данного вида техники, принципа функционирования подсистем и т.п.

Для выполнения прогноза разработаны многочисленные методы прогнозирования: экстраполяции; экспертных оценок; методы моделирования: сценария, исторической хронологии и т.д.

Метод экстраполяции наиболее прозрачен и сводится к отысканию функции зависимости некоторых факторов (параметров техники) от времени на основе эмпирических данных за предысторию изучаемого процесса и к определению по этой зависимости значения оцениваемых факторов в будущие моменты времени.

Надежность прогноза методом экстраполяции зависит от достаточности исходных данных и правильного выбора соотношений интервала экстраполяции к интервалу ретроспекции. Обычно применяют это соотношение, равным $1/3$. Наиболее простым математическим аппаратом для выполнения прогноза методом экстраполяции служит математический метод наименьших квадратов.

Метод экспертной оценки, по сути, состоит в том, что собирается коллектив специалистов–экспертов в данной области техники, которые по рациональной методике определяют превалирующую оценку коллектива экспертов о тенденции изменения во времени данного вида техники. В техническое задание на разработку изделия часто вносят как раз данные на основе результатов экспертной оценки.

Надежный прогноз процессов замены старой техники техникой новых прогрессивных концепций особенно важен для разработчиков новой техники. Такие субституционные процессы подчиняются S–образным кривым, которые наиболее полно описываются формулой Перла [6].

Пусть, при оценке закономерностей упомянутых процессов, в качестве прогнозируемого фактора выбран объем выполняемых работ моделями разных конструктивных концепций техники одного назначения. При собранных данных по годам об объемах выполняемой работы находящимися в эксплуатации машинами каждой из концепций, типовое их графическое представление имеет вид, показанный на рисунке 3.

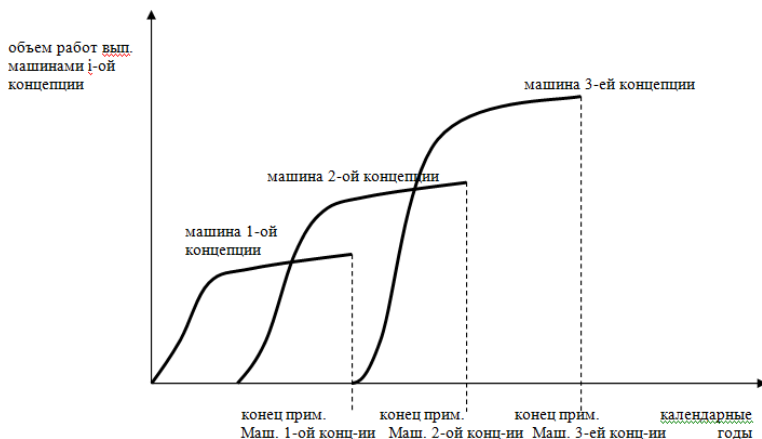


Рисунок 3 – Характер S-образных кривых объемов выполненных работ машинами различных концепций и одного назначения

График наглядно показывает, по календарным годам, моменты смены доминирующей на практике машины одной концепции на машину другой более прогрессивной концепции. Вывод для проектировщика состоит в том, что ему целесообразно разрабатывать улучшенную машину, аналогичную той концепции, которая либо доминирует в настоящее время (знак кривизны S-образной кривой не менялся, а объем выполняемых работ будет увеличиваться и превышать аналогичный для машин других концепций еще длительное время, достаточное для получения эффекта в народном хозяйстве от разрабатываемой машины). Либо необходимо создавать машину той концепции, которая, судя по прогнозу, зарождается (либо уже появились на рынке подобные машины конкурентов) и которая по техническому уровню будет превосходить своих предшественников или машины других альтернативных конструктивно-технологических концепций на момент выхода на рынок машины, которую только планируют к разработке.

В случае существования машин, конкурирующих с задуманной, на выбранном сегменте рынка, при формулировании технического задания на разработку машины выполняют прогнозную оценку ее технического уровня и качества (ТУиК), а

также строят так называемый радар конкурентоспособности, который наглядно показывает достоинства и недостатки задуманной машины, в сравнении с машинами конкурентов, либо со статистически определенными показателями так называемого "идеального" существующего товара (см. рисунок 4).

Проводимый анализ на основании изучения тенденции развития данного вида техники необходим как по разделам и пунктам стандартного ТЗ, так и по факторам конкурентоспособности, определяющим спрос, цену, объемы продаж, емкость рынка аналогов разрабатываемого изделия.

Сравнение конкурентных преимуществ рассматриваемых вариантов объекта разработки, по сравнению с существующими машинами, удобно представлять в виде радара конкурентоспособности, который можно оформить следующим образом (см. рисунок 4).

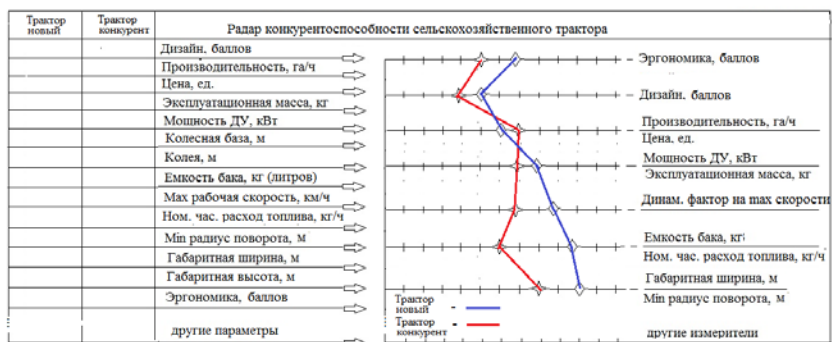


Рисунок 4 – Пример радара конкурентоспособности анализируемых машин одного назначения

Алгоритм информационного обеспечения конструкторской подготовки разрабатываемого вида техники на стадии предпроектных исследований и разработки ТЗ можно представить в виде варианта известной блок-схемы (рисунок 5).

Для удобства интегральной оценки конкурентоспособности предполагаемой к разработке мобильной техники как раз и используют упомянутый радар конкурентоспособности (рисунок 4),



Рисунок 5 – Схема алгоритма анализа трактора на конкурентоспособность

который наглядно показывает преимущества и недостатки вашего варианта машины по отношению к наиболее близкому конкуренту или к обобщенному статистически объекту-идеальному товару для выбранного сегмента рынка данных машин.

Принятые по результатам анализа конкурентоспособности технико-экономических показателей (ТЭП) закладываются в ТЗ на разработку мобильной машины.

При выполнении процедур внешнего поисково-изыскательского проектирования и предпроектных исследований, необходимых для научно-обоснованного формулирования технического задания на разработку новой машины, используют, среди прочего, комплекс достаточно разработанных и многочисленных современных методов поиска нового технического решения, обладающего патенто- и конкурентоспособностью [2], а также методологию оценки комплекса функциональных свойств с учетом действующих регламентов [7].

Анализ вариантов возможных структурно-компонентных схем общей компоновки разрабатываемого перспективного трактора удобно выполнять на основе комбинационной матрицы структур по алгоритмам метода морфологического вариантного анализа, либо любого продуктивного другого.

Исследование компоновок нового трактора на среднесрочную перспективу, с учетом имеющихся прогнозов развития агрегируемых с тракторами машин и орудий и с учетом с.-х. технологий, выполняется путем анализа всего спектра свойств рассматриваемых вариантов и их сравнения между собой в рамках автоматизированного программного комплекса.

Суть обобщенного алгоритма предпроектного анализа свойств мобильной машины в том, чтобы обеспечить выполнение любой из проектных процедур, входящих в ее структуру и любой проектной операции – задачи, любое число раз.

Выполненное информационно-патентное исследование тенденций в изменении общей компоновки с.-х. тракторов ближайшего будущего показало, что реально происходит смена тягово-энергетической концепции дизельного трактора, управляемого водителем вручную, на мобильно-энергетическую концепцию электроприводного трактора с мехатронным управлением всеми функциональными подсистемами и

возможностью автоматического или удаленного управления вождем с помощью подсистем точного позиционирования. При этом анализ опубликованных в печати и выставленных на презентациях концептов тракторов будущего обнаруживает определенную корреляцию их экстерьера и компоновочной схемы с выбором новых силовых установок, рассмотренных ранее, для таких машин. Приведем в качестве примера несколько раскрытых для технического сообщества вариантов концептов будущих тракторов с возможностью беспилотного управления от известных фирм (см. рисунки 6-11).

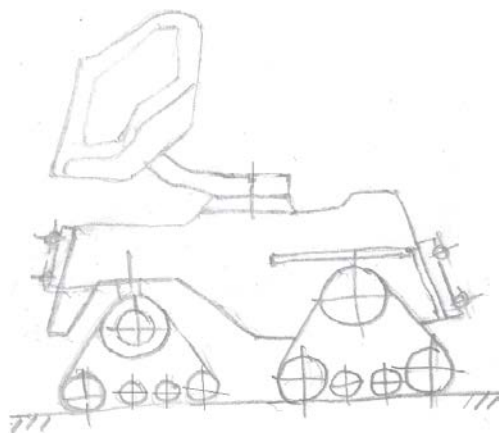


Рисунок 6

Дизайнерами Минского тракторного завода (Беларусь) создан модульный супер-трактор трансформер, схема общей компоновки которого показана на рисунке 6, а фото - в источнике [8]. Выполненные изыскания дизайна трактора класса 3 с изменяемой пространственной структурой сложны тем, что при учете всех требований и ограничений к устройству и свойствам трактора согласно Техническому регламенту СНГ, стандартов и т.п. необходимо достичь максимального результата в решении двуединой задачи: обеспечить функциональность в рамках наилучшего дизайнерского облика трактора. Это представление об идеализации для будущего машины данного вида. Какова вероятность того, что такой проект будет когда-нибудь реализован

массово, определить сложно, так как это касается и аксиологического прогноза будущих потребностей человека. Это концепт, вариант возможного будущего, однако этот образец изготовлен в металле и работает, так как отдельные модули машины уже отработаны на эксплуатирующихся тракторах.

Ближайшая перспектива тракторостроения состоит в расширении модельного ряда электротракторов с обязательными кабинами, даже при оборудовании их системами автоматического вождения. Пример изменения дизайна трактора будущего фирмы CLAAS - одного из лауреатов международного конкурса iF Design Award за успешное сочетание хай-тек & дизайн приведен в источнике [11].

Габариты внешнего очертания трактора с электрической ДУ остаются почти прежние, только вместо дизеля под капотом размещен комплект электропривода. Для более далекой перспективы, при отсутствии кабины, реально расширение использования тракторов «беспилотников», что потребует также развития соответствующих разделов теории тракторного агрегата.

Далее (рисунки 7-11) приведены примеры эскизов подобных тракторов разных общих компоновок, которые находятся в том же фарватере поискового движения к новому. Практическая реализация этого направления уже началась, подтверждение тому в примерах трактора в источниках [8-11]. А это уже признак начала формирования тенденции развития или тренда изменения концепции данного вида техники.

На рисунке 7 приведена компоновочная схема беспилотного трактора 4x4 с передними меньшими управляемыми колесами с использованием межосевого пространства на всю габаритную ширину с передними и задними сцепными устройствами, на рисунке 8 – полноприводный трактор с колесами одного размера и системой поворота типа «краб», оборудованный автоматом сцепки на трехточечном сцепном устройстве.

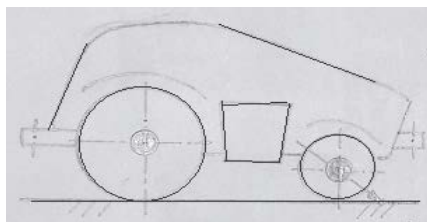


Рисунок 7

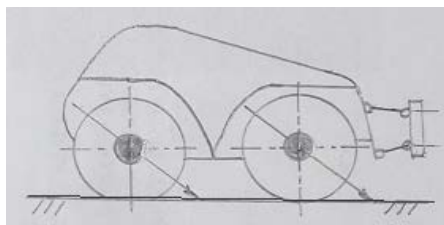


Рисунок 8

На рисунке 9 приведена компоновочная схема беспилотного короткобазного трактора 4x4 с бортовой схемой поворота для работы на малых для разворота площадях, с возможностью агрегатирования широкого набора сменного рабочего оборудования с помощью универсальных электроуправляемых евроадаптеров. На рисунке 10 показана компоновочная схема мощного беспилотного полноприводного шарнирно-сочлененного трактора с развитыми площадками для размещения разнообразного технологического оборудования, а также с лифтовыми задним и передним сцепными устройствами, которые обеспечивают реализации переднего, заднего, эшелонированного и других видов агрегатирования.

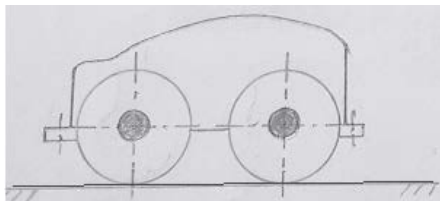


Рисунок 9

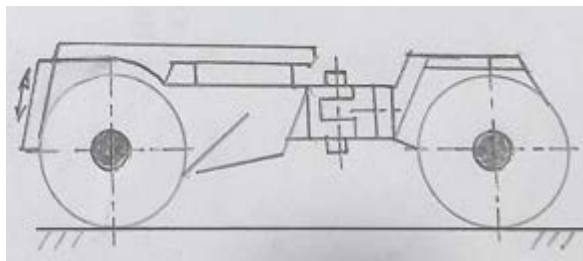
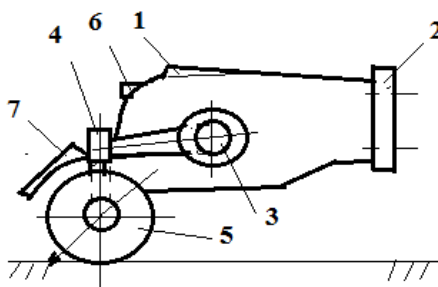


Рисунок 10

Особенностью всех вариантов является применение систем электро- и гидроотбора мощности на привод активных рабочих органов агрегатируемого модульного быстросъемного технологического оборудования, которое также существенно видоизменяется конструктивно.



- Обозначения: 1- корпус с электронакопителем; 2 – стыковочный узел;
 3 – подпружиненный рукав колесной опоры; 4 – поворотный приводной шарнир;
 5 – ведущее поворотное колесо; 6 – ВОМ; 7 – панели солнечных батарей

Рисунок 11

Симметричная конструкция трактора из двух тягово-приводных электромодулей (рисунок 11) позволяет различать движение по направлениям только при присоединении снизу и спереди какой-либо машины-орудия к такому трактору. Все поворотные колеса 5 оснащены электрическими моторами, их мощность распределяется индивидуально [9 - Журнал Naked Science № 41, 2018]. Трактор отличается большим диапазоном

пространственной конструктивной эволюции и энергетической гибкостью. Электромоторы трактора могут получать часть необходимой энергии от солнечных батарей 7, установленных в верхней части корпуса 1, и брызговиках, а основным источником являются электроаккумуляторы большой емкости.

Отдельное направление создания средств привода и перемещения с.-х. машин и орудий по полю состоит в развитии приводных несущих платформ с индивидуальным гидростатическим или электроприводом колес, либо резино-тросовых ведущих тележек, предназначенных для быстрого переагрегатирования, а также трансформируемых высококлиренсных мультимодульных тракторных шасси. Один из примеров подобных машин показан на рисунке 12 и в источнике [12].

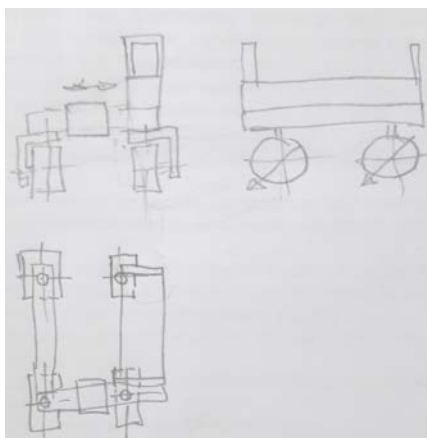


Рисунок 12

Существенное переуплотнение верхнего и подстиляющего слоев возделываемых земель при многократных проходах ходовых систем тракторных агрегатов [3], необходимость существенного снижения энергозатрат и повышения производительности труда в растениеводстве, а также экономических показателей, обуславливают, среди прочих причин, развитие работ в области создания широкозахватных порталных мобильных с.-х.

технологических агрегатов с электроприводом, в том числе с использованием солнечной энергии.

Подобное направление развитие с.-х. МГА прогнозировала еще в 70-х годах прошлого столетия научная школа проф. И.П.Ксеневица [1-2]. В некоторых префектурах Японии, где возможно выращивание двух урожаев риса в год, применяется технология с применением устройства в виде мостовой фермы, передвигающейся по направляющим на боковых сторонах бетонного чека, с которой осуществляется посадка проросших ростков рисового растения. Одним из примеров современного видения конструкции мобильного агрокомплекса для равнинных регионов с большой длительностью теплого периода, в чем-то подобным упомянутым в данном абзаце устройствам в виде мостовой фермы на поддерживающих ее и движущих беспилотных мини-тракторах, является мобильный агрокомплекс-робот [10], который ориентирован на мультикультурность полей и может обеспечить возможность обрабатывать одновременно до восьми возделываемых культур на площади до нескольких тысяч гектар и повысить защиту растений от вредителей. Комплекс включает: мостовую ферму, беспилотные мини-тракторы, навесные манипуляторы для возделывания конкретных растений, солнечные панели и аккумуляторы электроэнергии. Он должен обеспечивать работу весь полевой сезон.

Однако часть из приведенных концептов развития с.-х. техники с тракторным беспилотным компонентом пока лишь обозначили нужду социума в новой более прогрессивной технике, но она еще не оформилась в финансово гарантированную им потребность. Однако изложенные факты как раз и свидетельствуют о зарождении и развитии очередного цикла смены концепций в сфере сельскохозяйственной тракторной техники.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в работе сформулированы выводы по анализу состояния разработок в тракторостроении, представлены общие методические положения предпроектного обоснования с.-х. трактора, необходимые для последующего выбора его рациональной общей компоновки и параметров по комплексу критериев качества, дизайнерского облика и

конкурентоспособности, рассмотрены аспекты прогнозного представления о трансформации концепции общих компоновочных решений и необходимости развития теории перспективных машинных тракторных агрегатов, в связи с применением на тракторах новых перспективных двигательных установок и концептуально новых компоновочных решений сельскохозяйственной техники с тракторным компонентом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Наземные тягово-транспортные системы. Энциклопедия. В 3 томах./ Ксенович И.П., Гоберман В.А., Гоберман Л.А. – М.: Машиностроение, 2003. – 2408 с.
2. Ксенович И.П. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет./ И.П.Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др. Под общ. ред. И.П. Ксеновича. - М.: Машиностроение, 1991. — 544 с.
3. Ксенович И.П.. Ходовая система - почва – урожай / И.П.Ксенович, В.А.Скотников, М.И. Ляско - М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
4. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных с.-х. машин и орудий / В.В. Кацыгин// Вопросы с.-х. механики. – Минск, 1964. – Т.13. – С. 5-147.
5. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости. – М.: Агропромиздат, 1986. – 254 с.
6. Кунилова, М. А. Статистика. В 2 ч. Часть 2 – Социально-экономическая статистика / М. А. Кунилова, О. О. Антоненко, Л. В. Караулова/ – Киров: Изд-во ВятГГУ, 2011. – 265 с.
7. ТР ТС 018/2011 - Технический регламент Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств».
8. В Минске презентовали футуристический трактор МТЗ /Интернет-ресурс.

Режим доступа: <https://nn.by/?c=ar&i=221453&lang=ru> .

9. Трактор на стероидах. Журнал Naked Science № 41, 2018./ Интернет-ресурс.

Режим доступа: <https://naked-science.ru/article/concept/traktor-na-steroidah> .

10. Экотехника /Интернет-ресурс. Режим доступа: <http://coverx.site/tag/kontsept.html> .

11. Технику CLAAS наградили за успешное сочетание хай-тек & дизайн. /Интернет-

ресурс. Режим доступа: <https://vk.com/wall-94837837?own=1&offset=80> .

12. Канадец изобрел беспилотную замену трактора /Интернет-ресурс. Режим доступа:

<http://agroportal.ua/ru/news/tekhnika/kanadets-izobrel-bespilotnyu-alternativu-traktoru/>

УДК 631.3-52: 519.711.3

**ФОРМИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ РЕЖИМА
ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕЕЗДА
FORMATION OF A DYNAMIC MODEL OF A MACHINE-
TRACTOR UNIT FOR THE MODE OF TRANSPORT MOVING**

В.П. Бойков¹, доктор техн. наук, профессор,

В.Б. Попов², канд. техн. наук, доцент

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

²Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г.Гомель, Беларусь

Boykov V.P.¹, Professor, Doctor of Technical Sciences,

Popov V.B.², Associate Professor, PhD in Engineering

¹Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

²Sukhoj State Technical University of Gomel, Belarus

Сформирована функциональная математическая модель транспортного переезда, учитывающая особенности машинно-тракторного агрегата

Formed a functional mathematical model of transport moving, taking into account the features of the machine-tractor unit

ВВЕДЕНИЕ

Основным источником низкочастотных колебаний, как трактора “Беларус-3022” [1], так и сформированных на его базе машинно-тракторных агрегатов (МТА), являются неровности микропрофиля опорной поверхности, индуцирующие колебания колесных движителей трактора [2,3]. Имеющие случайный характер неровности опорной поверхности через движители, воздействуют на остов трактора и связанную с ним, посредством механизма навески (МН), навесную машину, например, косилку-плющилку ротационная “КПР-9” [4].

Колебания движителей, порождают как изменения в нагружении звеньев МН подъемно-навесного устройства (ПНУ) трактора с одной стороны, так и снижение уровня управляемости и устойчивости МТА с другой.

Цель работы – формирование системы уравнений, описывающих процесс транспортного переезда МТА под действием кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности.

ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕЕЗДА

При составлении расчетной схемы транспортного переезда МТА были приняты следующие допущения:

- МТА движется равномерно и прямолинейно;
- колебания МТА рассматриваются в продольной вертикальной плоскости его движения.
- “КПР-9” в транспортном положении считается жестко соединенной с рамой трактора “Беларус-3022”, её влияние учитывается соответствующими изменениями положения центра тяжести МТА и момента инерции МТА;
- возникающие в шинах и подвеске “Беларус-3022” упругие и диссипативные силы пропорциональны изменению характеристик неровности (q, \dot{q}) опорной поверхности;
- колебания трансмиссии и сидения водителя не влияют на колебания остова “Беларус-3022”, так как они малы;
- в движении колеса трактора сохраняют точечный, но постоянный контакт с опорной поверхностью.

Важным компоновочным параметром как отдельно трактора, так и МТА, в зависимости от которого выбирается соответствующая расчетная схема, является коэффициент распределения поддресоренных масс:

$$\varepsilon = \rho^2 / L_1 \cdot L_2,$$

где ρ – радиус инерции поддресоренного корпуса “Беларус-3022” и связанной с ним КПП-9; L_1 , L_2 – расстояния от осей заднего и переднего мостов трактора до центра тяжести МТА; J – момент инерции МТА, $m = m_{mp} + m_{HM}$ – эксплуатационная масса МТА.

Если значение коэффициента распределения масс находится в пределах $0.8 \leq \varepsilon \leq 1.2$, то колебания осей заднего и переднего мостов “Беларус-3022” или, сформированного на его базе МТА можно считать несвязанными [2].

За обобщенные координаты принимаем вертикальные перемещения центра масс z_0 и угловые перемещения остова α трактора (рисунок 1):

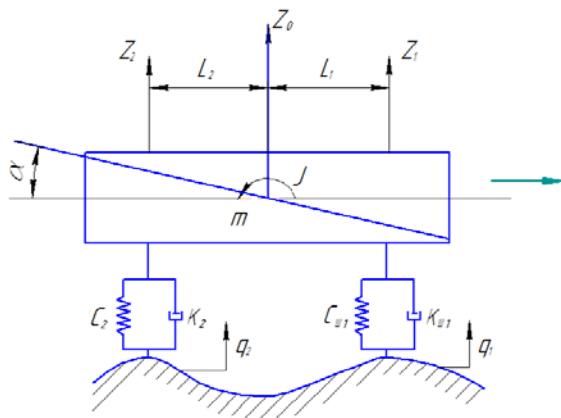


Рисунок 1 - Схема динамической модели МТА

Обобщенные координаты связаны с вертикальными колебаниями осей заднего и переднего мостов (рисунок 1) следующими зависимостями:

$$z_0 = \frac{z_1 L_2 + z_2 L_1}{L_B}; \quad \alpha = (z_2 - z_1) / L_B, \quad (1)$$

где, $L_B = L_1 + L_2$ - база трактора.

Можно утверждать, что кинетическая энергия МТА, определенная через обобщенные координаты равна кинетической энергии задней и передней частей остова:

$$\frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\alpha}^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2$$

При исследовании низкочастотных колебаний остова трактора, особенно на скоростях движения, значительно меньших скоростей, при которых возникает высокочастотный резонанс, можно пренебречь влиянием неподрессоренной массы (m_n) передней части, так как она у большинства колесных тракторов невелика по сравнению с массой трактора. Схема динамической модели МТА, при $m_n \approx 0$, представляет систему с двумя степенями свободы (рисунок 1).

Согласно этой схеме, приведенные жесткость и демпфирование (двух колес) передней подвески трактора рассчитываются как:

$$c_2 = \frac{2c_{p2}c_{ш2}}{c_{p2} + c_{ш2}} \quad k_2 = \frac{2k_{p2}k_{ш2}}{k_{p2} + k_{ш2}}$$

где, $c_{p2}, c_{ш2}$ - соответственно жесткость рессоры и шины колеса переднего моста; $k_{p2}, k_{ш2}$ - соответственно демпфирование рессоры и шины колеса передней подвески.

Эквивалентная динамической схеме функциональная математическая модель (ФММ), имитирующая динамику транспортного переезда, формируется на основе уравнения Лагранжа II рода [2] и описывает вынужденные колебания МТА. Она включает части массы

МТА ($m = m_1 + m_2$), приходящиеся на задний ($m_1 = m \frac{L_2^2 + \rho^2}{L_B^2}$) и

передний ($m_2 = m \frac{L_1^2 + \rho^2}{L_B^2}$) мосты трактора, а также упругие ($c_{ш1}, c_2$)

и демпфирующие элементы k_{u1}, k_2 , воспринимающие толчки со стороны сельскохозяйственного фона (q_1, q_2).

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_{u1} \dot{z}_1 + c_{u1} z_1 = k_{u1} \dot{q}_1 + c_{u1} q_1;$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 + c_2 z_2 = k_2 \dot{q}_2 + c_2 q_2.$$

Разделив уравнения на соответствующую часть общей (эксплуатационной) массы, получим ФММ транспортного переезда МТА, описываемую дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{z}_1 + 2h_{u1} \dot{z}_1 + \omega_{c1}^2 z_1 = 2h_{u1} \dot{q}_1 + \omega_{c1}^2 q_1; \quad (2)$$

$$\ddot{z}_2 + 2h_2 \dot{z}_2 + \omega_{c2}^2 z_2 = 2h_2 \dot{q}_2 + \omega_{c2}^2 q_2. \quad (3)$$

где z_i – вертикальные перемещения заднего и переднего мостов трактора; q_i, \dot{q}_i – характеристики неровности опорной поверхности; ω_{ci} – частоты собственных колебаний заднего и переднего мостов трактора; h_i – коэффициенты демпфирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Если после перевода навесной машины, посредством ПНУ трактора в транспортное положение, колебания передней и задней частей остова “Беларус-3022” окажутся несвязанными, то для определения параметров их колебаний следует использовать представленную здесь динамическую модель транспортного переезда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трактора «БЕЛАРУС-2522В /2522ДВ/ 2822ДЦ/ 3022В/ 3022ДВ» и их модификации. Руководство по эксплуатации. 2-е издание, переработанное и дополненное © РУП «Минский тракторный завод», 2008 г. 396 с.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Часть II. Теория. Минск, “Вышэйш. школа”, 1977. 384с. с ил.
3. Бойков, В.П. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория: учеб. пособие / В.П. Бойков [и др.]; под общ. ред.

д-ра тех. наук, проф. В.П.Бойкова. – Минск, Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. – 543 с.: ил.

4. Косилка-плющилка ротационная трехсекционная навесная КПР-9 «ПАЛЕССЕ СН90». Руководство по эксплуатации «Поликolor», г. п. Корма, 2005г. 63 с.

15.01.2019

УДК 629.114.2

**ВЗАИМОСВЯЗЬ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ И
ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ТРАМВАЯ
RELATIONSHIP OF CONSUMER PROPERTIES AND TRAM
FRAME FORMING**

К.А. Мурог

Белорусский национальный технический университет

г. Минск, Беларусь

К.А. Murog

Belarusian national technical University,

Minsk, Belarus

В статье рассмотрены причинно-следственные соотношения и взаимосвязи формы трамвая, которая напрямую или косвенно влияет на потребителя и постоянно взаимодействующего с ним пассажира, вызывая у них реакции, эмоции, ассоциации, с современной трактовкой основных потребительских свойств по таким аспектам как техническая составляющая, социальная (удобство в использовании и соответствие с внешней средой), эстетическая (эмоциональное и художественное воздействие на человека), эргономика, морфология (форма, организованная в соответствии со своей функцией).

The article considers causal relationships and interrelationships of the form of a tram, which directly or indirectly affects the consumer and the passenger who constantly interacts with him, causing them reactions, emotions, associations, with a modern interpretation of the basic consumer properties in such aspects as the technical component, the social (usability and compliance with the external environment), aesthetic (emotional and artistic impact on a person), ergonomics, morphology (a form organized in accordance with its function).

ВВЕДЕНИЕ

Человечество стремительно развивается. Целью такого развития являются две вещи – максимально обезопасить человека и максимально упростить его жизнь. Трамваи становятся все более комфортными, технологичными, быстрыми и эргономичными. Развитие дошло уже до такого витка технологий, что им уже не нужны машинисты и вообще люди для управления движением. Однако техника не идеальна и в ней происходят свои сбои и неполадки, поэтому контроль и мониторинг остаётся актуальным.

Прослеживается устойчивая тенденция возвращения трамвая не только на улицы городов, но и использование этого вида транспорта для выполнения более высокоскоростных пригородных, междугородных и даже международных перевозок пассажиров.

Важно отметить, что в последнее время трамваи получили «второе дыхание». На него взглянули под новым углом потенциала эффективности для общества, увидели перспективы и новые возможности. Многие страны в одночасье начали возрождать и развивать этот вид транспорта, возвращаясь к первичной потребности общества – комфортному передвижению. Мобильность важная часть современного мегаполиса сегодня.

Современный трамвай приобретает роль своеобразного символа прогресса. Отражает последние тенденции в машиностроении, инновации в сфере производства и формообразования в сфере дизайна. Востребованность исследований в этой сфере вызвана увеличением конкуренции среди производителей, требованиями заказчика и пожеланиями общества. Трамвай становится неотъемлемой частью урбанистической городской среды современных мегаполисов.

Естественная потребность нынешнего человека - стремление к комфорту. Трамвай в нашем городе и в других странах является неотъемлемой частью жизни каждого горожанина. Трамвай в первую очередь средство передвижения пассажиров, общества – потребителей. Все они, с позиции удовлетворения потребности в передвижении, одинаково взаимодействуют с транспортным средством, поэтому следует принимать во внимание и потребительские свойства при формообразовании экстерьера трамвая.

СООТНОШЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ С ФОРМООБРАЗОВАНИЕМ ТРАМВАЯ

Рассматривая формообразование пассажирского транспортного средства в целом и его отличительные признаки, принципы, факторы, важно учитывать их определяющее влияние на потребительские свойства и качества объекта разработки.

Потребительские свойства, это те же эксплуатационные свойства, которые определяют приспособленность к извлечению пользы из условия рабочего контакта человека с транспортным средством, например, трамваем. Доминирующий на практике и соответствующий современным нормативным требованиям уровень потребительских свойств, безусловно, оказывает влияние на предлагаемый разработчиком дизайн трамвая и на форму самого промышленного изделия с учетом конструкторских и технологических параметров качества.

Конечный, готовый трамвай создан для человека и должен иметь функциональную значимость и технологичность с учетом множества факторов и свойств. Дизайн-проектирование трамвая направлено на обеспечение качественных характеристик и свойств, которые определяют общую готовность для заказчика и покупателя приобрести товар, а для пассажира - пользоваться этим товаром. Трамвай, как специфическая мобильная машина, должен обладать рядом полезных потребительских свойств, которые влияют на общее качество транспортного средства.

Потребительские свойства транспортного средства — это свойства, которое могут быть, среди прочего, измерены потребительской стоимостью, кроме того, что обуславливают оценку полезности и способности удовлетворять определенные потребности человека (потребителя техники). Существуют различные классификации потребительских свойств продукции, каждая из которых может отражать различные аспекты исследуемой проблемы [2].

В таблице 1 в качестве классификационного признака, преобладающего сейчас в методологическом подходе, приняты свойства объекта, преимущественно характеризующие те или иные показатели этих свойств.

Таблица 1 – Общие потребительский свойства.

Свойства	Характеристики (параметры)
Назначение	Функциональные, социальные, классификационные
Надежность	Долговечность – срок эксплуатации + ресурс Ремонтопригодность Безотказность Сохраняемость
Эстетические	Художественная выразительность (образная или декоративная); Рациональность формы (соответствие формы назначению изделия); Целостность композиции (соподчиненность целого и частей); Совершенство производственного исполнения (чистота восполнения контуров и сопряжений)
Эргономические	Антропометрические, физиологические, психологические, психофизиологические
Экологические	Безопасность изделия

Перечисленные в таблице 1 потребительские свойства объекта в большей или меньшей мере взаимосвязаны между собой. Поэтому можно утверждать, что одно из свойств «преимущественно» той или иной группы свойств будет влиять на определенные факторы и наоборот. Существует тесная связь также между свойствами, характеризующими техническую составляющую, безопасность и надежность объекта. Рациональность формы, отражающая свойства технической

эстетики, связана с эргономикой объекта [2] и с эксплуатационными техническими свойствами, например, аэродинамическим сопротивлением, энергоемкостью на осуществление движения, колебаниями и т.п.

Отмеченные выше общие потребительские свойства техники связаны с потребительскими свойствами транспортных средств, в том числе и со свойствами трамваев.

Совокупность потребительских качеств (или свойств) – это своего рода мостик между позицией будущей машины на рынке и потребностями (требованиями) рынка к той или иной технике, с одной стороны, и - теми задачами, которые конструктор должен решить в процессе проектирования объекта для ее будущей адаптации на рынке и продажи. Иными словами, аксиологические ожидания общества и требования рыночной экономики во многом предопределяют, какой объект будет создаваться в промышленности.

Цель дизайнерской деятельности - делать вещи нужные людям, красивые, удобные в применении, соответствующие культуре этого народа. Дизайнер в процессе своей работы осуществляет гармонизацию предметного мира, весь процесс его деятельности оказываются теснейшим образом связанными с конкретными людьми и определенными обстоятельствами. Применение качественно нового индивидуального подхода в дизайнерской деятельности при учете личностных, культурных, климатических, возрастных и прочих характеристик будет способствовать преодолению однотипности всей дизайнерской продукции, проявлению внимания ко всем требованиям потребителя, сохранению культурных ценностей, национальных образцов и воспитанию эстетических вкусов потребителей.

Таблица 1 – «Общие потребительские свойства», в целом определяет и преимущественно характеризует те или иные показатели этих свойств. Применительно к сфере чисто технических исследований, главным объектом в них рассматривается трамвай, который проявляет все свойства, упомянутые выше, а, в контексте сказанного, в свою очередь, уровень требований к показателям свойств влияет на трамвай. Для дизайн-исследования необходимо, наоборот, рассматривать трамвай как объект, который влияет на потребителя, при этом следует

поменять местами два основополагающих объекта. То есть «человек – пассажир» – потребитель становится в центр, как основной объект исследования, а транспортное средство-трамвай будет составляющей среды, воздействующей на главный объект. Иначе, во взаимодействии элементов системы «человек-трамвай», оценка влияния на человека и составляет одну из задач исследования, цель которого состоит в выработке рекомендаций по формообразованию трамвая. Таким образом, при взаимодействии потребителя с формой, пойдем от обратного, рассмотрим первоначально общие факторы и выделив те их составляющие, где человек напрямую влияет на форму.

Для правильного построения формы необходимо знать, как влияют на неё различные факторы (функциональные, эстетические, социальные, конструкторско-технологические). Эти внешние факторы диктуют, каким должно быть изделие по содержанию и по форме, однако следует также знать и правильно использовать закономерности строения самой формы (закономерности композиции).

Сформулируем основные характеристики объекта. Как известно, объект можно охарактеризовать по следующим характеристикам 1- 4.

1. функциональная (связана с назначением предмета):
 - техническая (конструкция, материал);
 - социальные: адаптивная (удобство пользования предметом);
 - эстетическая (эмоциональное и художественное воздействие на человека).

Первая группа важна, т.к. сюда входят самые важные составляющие, где с точки зрения влияния человека присутствует социальная и эстетическая аспекты.

Социальная адаптивная составляющая напрямую связана с человеком. В первую очередь по удобству и приспособляемости к объекту использования. В зависимости от удобства формы будет зависеть период адаптации пассажира к новому. Сюда входит такой критерий как уровень сложности формы. Важно, насколько интуитивно и грамотно с точки зрения эргономики будет построена и спроектирована форма. Для пассажира желателен короткий период адаптации, т.к. от этого зависит его уровень стресса.

Доказано учеными, что когда человек познает что-либо новое, важно уменьшить его уровень стресса и увеличить быстроту привыкания и адаптации. В этом состоит еще одна особенность дизайна – спроектировать для человека, а не во вред ему. Стоит помнить, что трамваем пользуются пассажиры разных возрастных категорий: начиная от школьников, молодежи и взрослых, заканчивая пожилыми людьми преклонного возраста и людьми с ограниченными особенностями.

Социальная средовая составляющая будет косвенно влиять на пассажиров. Взаимодействие происходит не напрямую, а случайно. Например, при передвижении по улицам города, транспортные средства мелькают возле нас на дорожном полотне, но никак напрямую не взаимодействуют. Трамвай с его ограниченным путем передвижения (только рельсовое полотно – определенно заданный путь) будет также влиять на подсознание человека. Однако восприятие будет другим, т.к. трамвай движется прямо и плавно, издает характерные постукивающие звуки от колесной пары, проносится с ограниченной скоростью без резких изменений дистанции – очевидная траектория действий. Человек при таком посыле трамвая отличает его от остальных участников дорожного движения и ассоциирует его как более спокойный, плавный, вызывает доверие и считается более безопасным видом транспортного средства, быстрым, удобным, доступным.

Эстетическая составляющая – сюда входит эмоциональные порывы человека, то как он воспринимает общую форму объекта в среде. Немаловажно, чтобы и сам объект вписался в общую средовую композицию. В эстетику входят сочетание формы, цвета, фактур и др.

Ощущения и эмоции, вызываемые сочетанием цвета и формы, аналогичны ощущениям, связанным с предметом или явлением, постоянно окрашенным в данный цвет. Различные цвета с сочетанием формы обладают неодинаковой способностью вызывать психические реакции.

К примеру человек, может испытывать следующие эмоции ассоциации:

а) позитивные (веселые, приятные, бодрые, оживленные, лирические);

б) негативные (грустные, вялые, скучные, трагические, сентиментальные);

в) нейтральные (спокойные, безразличные, уравновешенные) [3].

Такие ассоциации могут быть как субъективными, так и объективными.

К объективным свойствам цвета и формы относятся его чистоту, светлоту (яркость), форму цветового пятна, место и значение его в визуальной структуре, материал и фактуру [3].

Свойства воспринимающего субъекта можно подразделить на групповые и индивидуальные. К первым отнесем национальный фактор (раса, этническая группа), культурные традиции, классовую принадлежность. Ко вторым относятся возраст, пол, культурный уровень, образование, род деятельности, особенности нервно-психического склада субъекта [3].

Принимая во внимание все выше сказанное для объекта - трамвая, движущегося по заданному пути, необходима динамическая форма. Т.к. трамвай относительно скоростное транспортное средство с характерной удлиненной частью тела. Для того, чтобы человек воспринимал и ощущал трамвай как динамическое действие, исследователи и ученые на основании своих исследований предлагают следующее характерное описание, для достижения этого эффекта: а) динамическое действие, б) смелые формы, в) мощный конструктивный ритм, г) плоскости, поставленные под углом, д) диагонали, е) массивные материалы, такие, как камень, бетон, дерево или сталь. ж) грубые естественные поверхности, з) крутая вертикаль, и) явный композиционный центр, к) концентрация внимания на фокусной точке действия, на точке, куда направлено общее движение, л) движение, вызываемое динамичными линиями, движущимся светом и решительными изменениями формы по длине объекта, характера и звука, м) сильные простые цвета [4].

2. по технологии (способ получения формы из определенного материала определенными инструментами, учитывая производство и тенденции развития);

С точки зрения пассажира технология будет связана с формой, а форма должна быть удобной, то есть действует логическая цепочка: технология – форма – удобство. Технология

позволяет сегодня расширять границы возможностей и создавать формы любых сложностей и видов. Форма приобретает роль своеобразного прогресса и позволяет не ограничивать проектировщика-дизайнера в формообразовании. Тенденции формы стремиться делать ее плавной, обтекающей с характерными для нее гладкими, округлыми, плавными, перетекающими одна в другую линиями.

Современное развитие переходит от квадратных к округлым объектам формообразования. С древности заложены в подсознании ассоциативные элементы в виде формы. Восприятие человека так устроено, что сохраняет опыт прошлых поколений и проявляется как инстинкт само- выживания. Угловатая, острая форма всегда настораживает, вызывает внутреннюю опасность и дискомфорт. Отрицательные эмоции. С округлыми, мягкими элементами формы наоборот. Восприятие человека меняется. Он спокоен, ему приятно, безопасно.

Это говорит о важности данного аспекта в восприятии человеком формы с использованием той или иной технологии. Технологии позволяют создавать объемы с характерными ей особенностями, без особых трудностей. Широкие возможности есть не только в производстве, а также есть и прогресс за счет создания 3D-принтера, открывающий новые границы.

Психология современного человека такова, что он начинает уставать от всего обыденного. Актуально сегодня погружаться в виртуальную реальность, что накладывает свой след на формообразовании. Заметно по присутствующим и предлагаемым концептам транспортных средств, что гейм-дизайн активно влияет не итоговый внешний вид объекта. Ему присущи резкие линии, характерные и четкие образы, динамика. Используется такая техника изображения и создания формы в основном только на автомобилях люкс, спорткарах, ограниченных сериях авто, частных заказах в ограниченной серии или единичном экземпляре. Также часто встречаются такие решения на различных мировых выставках, они демонстрируют свою точку зрения на развитие техники, представляя концепты транспортных средств.

3. морфология (форма, организованная в соответствии со своей функцией);

Актуально говорить о взаимодействии двух предыдущих характерных черт с морфологией.

Однако, морфология для человека – удобство, эргономика и др.; морфология подразумевает цельную структуру, организованную с соответствии с его функцией, материалами и технологией (способом изготовления).

Взаимосвязь общих черт характеристики объекта важна для восприятия человеком, т.к. форма в первую очередь должна создаваться для человека. Самое общее свойство морфологии – структурность. Функция, воплощаясь в материальной форме, придает ей специфическую организацию. Каждая деталь формы оказывается структурно связанной с другими деталями внутри целого. Взаимодействие предметных форм порождает мир морфологий, обладающих закономерной структурой.

4. семантика (психологическое воздействие формы предмета на человека).

Семантика подразумевает создание дизайна, который несет в себе смысл; дизайн, который действительно нужен; полезный дизайн, в котором каждая деталь имеет место быть, каждая форма несет в себе определенное значение; дизайн-форма объекта как результат решения поставленной цели и которая направлена на аудиторию, на пассажира, для удовлетворения его запросов. Форма взаимодействует с человеком, через общий объект-трамвай. Прослеживается взаимосвязь через цепочку «форма – технология», то есть от технологии зависит внешнее, конечное восприятие. Технология, в свою очередь, будет связана с цветами материала. Характеристика материала – глянец, матовый, с блеском и др., все это отдельные технологии цветовой окраски. Цвет также имеет свои особенности: тональность (цветовой тон, оттенок), яркость (светлота – темные\ светлые цвета), хром (насыщенность) - за эти особенности отвечает психология цвета. В более детальном изучении, предпочтение цвета зависит не только от возраста, но и по половой принадлежности (см. источник «Теория гендерных схем» [1]). Категории: ритм, симметрия, асимметрия, динамика или статика, контраст, нюанс, акцент представляют собой отражение в нашем сознании разнообразных свойств природы. Любая форма в природе состоит не из случайного

скопления отдельных независимых частей и элементов, а является гармонически стройным в своем единстве целым и имеет определенный порядок в построении.

В целом, все выше перечисленное, хотим мы того или нет, но существенно влияет на восприятие человека. Взаимодействие всех аспектов и факторов наглядно представлены в схеме 1.



Рисунок 1 – Схема взаимосвязей основных, характерных аспектов объекта

Создание любого объекта предметно-пространственной среды это работа с формой. В своей основе она направлена на поиск важного и существенного, что в полной и глубокой мере отвечает строгим функциональным требованиям (утилитарным, экономическим, эргономическим). Конечная наша цель формообразования - достижение художественной выразительности формы.

Формообразование дает возможность спроектировать идеальную модель объекта предмета проектирования, созданную с учетом композиционных законов творчества. Учитывая все составляющие, дизайнер работает в первую очередь с формой. Проектирование, как комплексный процесс, трудоемок и специфичен. В его состав входит две составляющие: утилитарно-технологическая часть и эмоционально-образная. В проектировании сочетая эти части, достигается в итоге сложный гармоничный комплекс, который учитывает и технологию производства,

тенденции, гармонизацию, эргономику, потребительские свойства и др.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, изложенное в работе рассмотрение причинно-следственных соотношений и взаимосвязей, на основе принятых в научном сообществе общих теоретических представлений [1- 4], формы трамвая и его потребительских свойств позволило убедиться в том, что формообразование напрямую или косвенно влияет на потребителя и постоянно взаимодействующего с ним пассажира, вызывая у них реакции, эмоции, ассоциации. Показана современная трактовка основных потребительских свойств трамвая по таким аспектам как техническая составляющая, социальная (удобство в использовании и соответствие с внешней средой), эстетическая (эмоциональное и художественное воздействие на человека), эргономика, морфология (форма, организованная в соответствии со своей функцией).

Формообразование трамвая неотъемлемая и важная задача для проектировщика, решение которой должно учитывать то, что трамвай постоянно взаимодействует с пассажирами, потребителями, прохожими, находится в окружении города, его районов, улиц, передвигаясь по заданному ограниченному пути. Внешний облик трамвая как напрямую, так и неосознанно, косвенно, но влияет на человека и несет в себе определенный посыл с позиции психосемантики.

Проведенный анализ аргументирует утверждение о том, что, с одной стороны, форма трамвая возникает с учетом среды, в которой он будет эксплуатироваться (сюда входят нюансы, связанные с климатом, традициями, культурой, старые\современные городские постройки и др.), а с другой стороны, при создании формы учитывается ее восприятие потребителем\ пассажиром\ человеком, который каждый день взаимодействует с транспортным средством напрямую (когда он им пользуется, для передвижения) или косвенно (когда мимоходом его замечает в городской среде, но напрямую механически не контактирует).

Внешняя форма влияет на эмоционально-образное восприятие человека. От нее зависит, какие внутренние\внешние

реакции у человека вызовет данная форма. Поэтому трамвай должен нести грамотную, гармоничную художественно-смысловую нагрузку. Этот смысл образа находит свое отображение в форме, цвете, материалах, общей композиции объекта, также в соответствии с общими ценностными установками культуры и теми или иными требованиями, имеющими отношение к эстетической выразительности будущего объекта, его функции, конструкции и используемым материалам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория гендерных схем. [Электронный ресурс]. Режим доступа:
https://www.researchgate.net/publication/51578057_Pretty_in_pink_The_early_development_of_gender-stereotyped_colour_preferences
2. Скуба Д. В., Савельев В. А., Шустов М. С. Проектирование и моделирование промышленных изделий: учеб. -метод. пособие для студ. – Ижевск: Изд-во «Удмуртский университет», 2011. – 82 с.
3. *Серов Н.В.* Эстетика цвета. Методологические аспекты хроматизма. [Электронный ресурс]. Режим доступа:
<http://psyfactor.org/lib/aestcolor.htm>
4. Emotional Reactions to Color // CreativeLatitude.Com [Электронный ресурс]. Режим доступа:
http://www.creativelatitude.com/articles/articles_lamacusa_color.html

УДК 629.114

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ КОЛЕСНОГО ШАССИ
С ПОДРУЛИВАЮЩИМ ЗАДНИМ МОСТОМ
STUDY OF THE TURNABILITY OF THE WHEELED CHASSIS WITH
THE DRIVE REAR BRIDGE**

Ч.И. Жданович¹, канд. техн. наук, доцент,

А.А. Дзёма¹, магистр техн. наук, старший преподаватель,

В.С. Булатовский², магистр техн. наук, начальник конструкторско-
технологического отдела,

¹Белорусский национальный технический университет,

²ОАО «Приборостроительный завод Оптрон»,

г. Минск, Беларусь

Zhdanovich Ch.I.¹, Associate Professor, PhD in Engineering,

Dzioma A.A.¹, Senior Lecturer, Master of Technical Sciences,

Bulatovsky V.S.², Head of Design and Technology Department,

Master of Technical Sciences,

¹Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

²Instrument Factory Optron, Minsk, Belarus

Разработана расчетная схема, математическое описание и проведен анализ поворачиваемости колесного шасси с подруливающим ведущим задним мостом.

A design scheme, a mathematical description have been developed and an understeer analysis of a wheeled chassis with thruster driving rear axle has been performed.

ВВЕДЕНИЕ

При разработке транспортных средств необходимо соблюдать технические требования, одним из которых является маневренность. Так, согласно действующим Правилам ЕЭК ООН [1], транспортное средство при движении на поворотах должно полностью вписываться по наиболее выступающей точке в круг радиусом 12,5 м и полосу движения шириной 7,2 м.

Для обеспечения данного требования у длиннобазных машин используют задние подруливающие колеса. При этом часто передача усилия от рулевого колеса осуществляется не посредством механики – рычажной системой, а через команды электронного блока управления (ЭБУ) и втягивающее реле (актуаторы), которые двигают задние рулевые тяги, похожие на те, что используются в основной системе рулевого управления. При повороте передних управляемых колёс задние колеса подруливают, но с меньшим углом. Угол поворота задних колёс

обеспечивается ЭБУ на основе алгоритма прохождения поворота и показаний датчиков углового ускорения, скорости, положения кузова и др. В первых системах подруливания задних колёс угол их поворота составлял около 20 градусов, в современных - достигает максимум 5-15 градусов.

ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ КОЛЕСНОГО ШАССИ С ПОДРУЛИВАЮЩИМ ЗАДНИМ МОСТОМ

Цель работы – математическое моделирование и анализ параметров поворота шасси с подруливающим задним мостом.

При разработке математической модели поворота были приняты следующие допущения:

1. Все силы, действующие в контакте колес с дорогой, приведены к серединам колес.
2. Поворот осуществляется с постоянной линейной и угловой скоростью.
3. Поворот осуществляется при зафиксированном рулевом управлении (при зафиксированных углах поворота управляемых колес).
4. Углы увода колес изменяются в линейной зависимости от боковой силы. Коэффициенты боковой эластичности шин постоянны и одинаковы для всех колес.

Анализ параметров поворота исследовался для шасси со следующими исходными данными: колёсная база - 9078 мм, колея передних и задних колёс – 2101 мм, габаритная ширина шасси - 2550 мм, габаритная длина шасси – 12090 мм, полная масса шасси – 18000 кг. Расчетная схема приведена на рисунке 1.

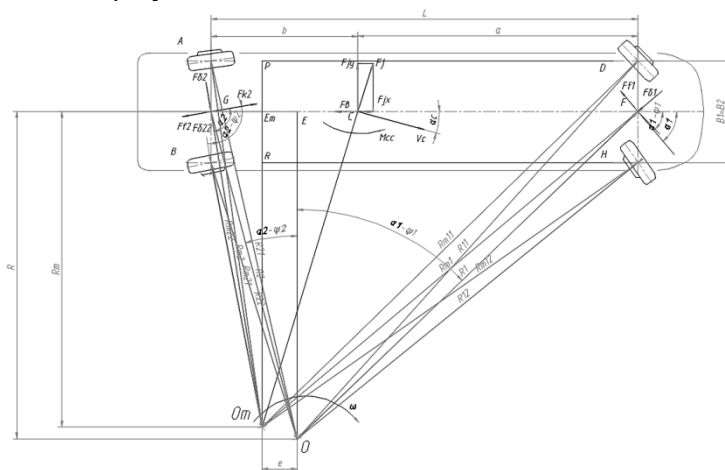


Рисунок 1 – Расчётная схема поворота с подруливаемым мостом

Принимаем на всех схемах следующие обозначения:

L – колёсная база, м; a – расстояние от переднего моста до центра масс, м; b – расстояние от заднего моста до центра масс, м; B_i – колея, м; F_{ki} – силы тяги, Н; F_{bi} – боковые силы, Н; F_{fi} – силы инерции, Н; F_B – сила сопротивления воздуху, Н; F_{ji} – силы инерции, Н; $M_{с.с.}$ – суммарный момент сопротивления повороту колеса, Н·м; R_{mi} – расстояние от колеса до мгновенного центра поворота (без учёта увода колёс, м); R_i – расстояние от колеса/моста до мгновенного центра поворота, м; α_i – угол поворота колеса, град; v_c – скорость транспортного средства, км/ч; O_m – мгновенный центр поворота без учёта увода колёс; O – мгновенный центр поворота с учётом увода колёс.

Общие уравнения, описывающие поворот шасси, имеющего подруливаемый ведущий задний мост:

$$\Sigma F_x=0: F_{k2}\cos\alpha_2 - F_{f1}\cos\alpha_1 - F_{f2}\cos\alpha_2 - F_{\delta 1}\sin\alpha_1 + F_{\delta 2}\sin\alpha_2 + F_{jx} - F_B=0;$$

$$\Sigma F_y=0: F_{k2}\sin\alpha_2 + F_{f1}\sin\alpha_1 - F_{f2}\sin\alpha_2 - F_{\delta 1}\cos\alpha_1 - F_{\delta 2}\cos\alpha_2 + F_{jy}=0;$$

$$\Sigma M=0: aF_{f1}\sin\alpha_1 + bF_{f2}\sin\alpha_2 - aF_{\delta 1}\cos\alpha_1 + bF_{\delta 2}\cos\alpha_2 - bF_{k2}\sin\alpha_2 + M_{с.с.} + J_z\beta = 0.$$

По результатам исследования были получены зависимости радиуса поворота R (рисунок 2), силы тяги ведущего моста F_{k2} (рисунок 3), боковые силы, действующие на передний $F_{\delta 1}$ (рисунок 4) и задний $F_{\delta 2}$ (рисунок 5) мосты, от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс.

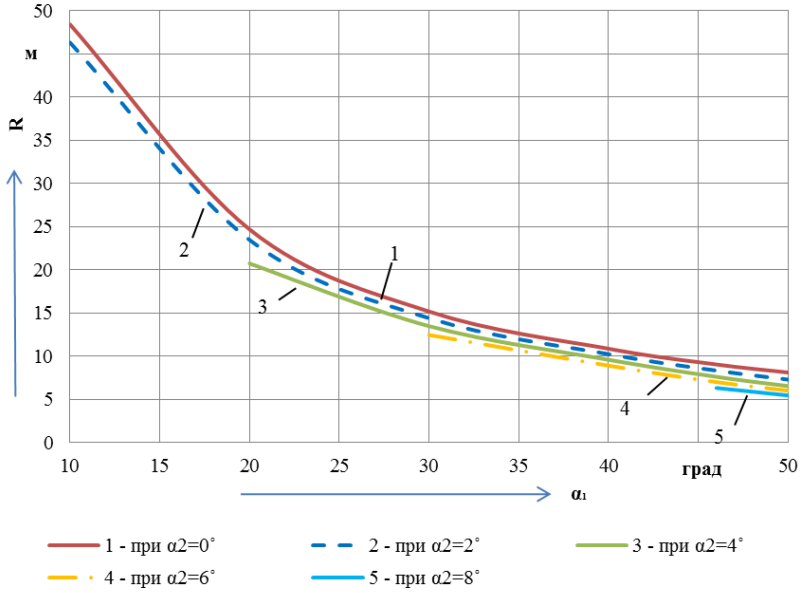


Рисунок 2 – Зависимость действительного радиуса поворота от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

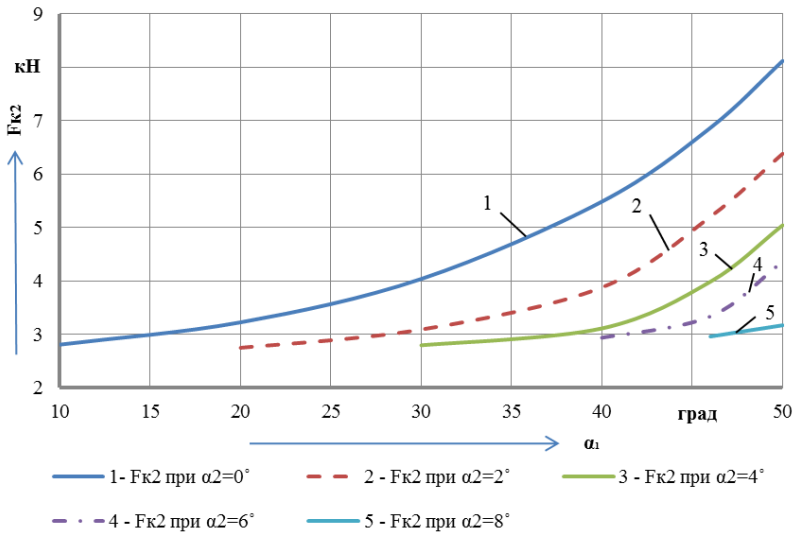


Рисунок 3 – Зависимость силы тяги ведущего моста от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

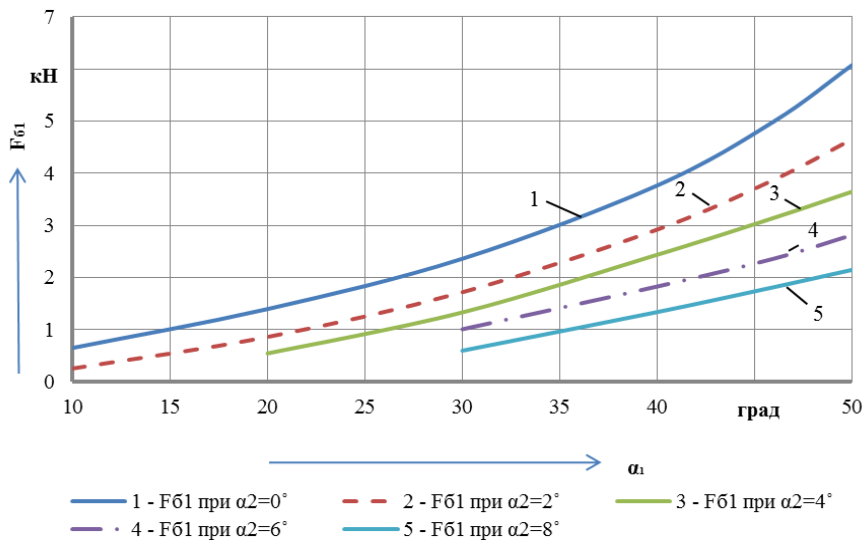


Рисунок 4 – Зависимость боковой силы, действующей на передний мост, от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

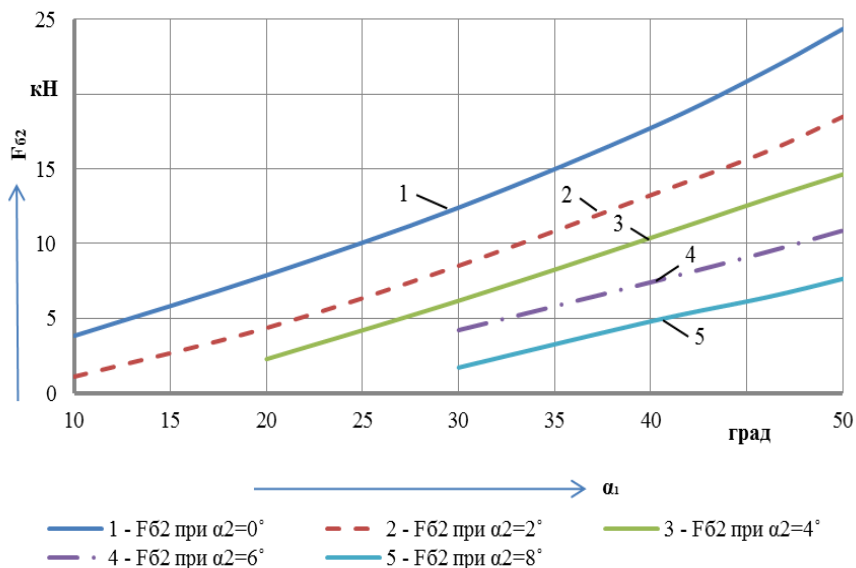


Рисунок 5 – Зависимость боковой силы, действующей на задний мост, от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из графиков следует, что при среднем угле поворота передних колес $\alpha_1=46^\circ$ применение подруливаемого моста позволяет уменьшить: радиус поворота шасси до 44%; боковые силы, действующие на передний мост до 64%, задний - до 70%; сопротивление движению шасси на повороте до 57%.

Таким образом, применение подруливающего заднего моста значительно повышает маневренность, топливную экономичность, устойчивость и безопасность движения шасси, однако усложняет конструкцию рулевого привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила ЕЭК ООН 36 (03)/Пересмотр 3. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения пассажирских транспортных средств большой вместимости в отношении их общей конструкции : взамен Правил ЕЭК ООН № 36 (03)/Пересмотр 2 : введ. в качестве гос. стандарта РБ 01.07.11. — Минск : БелГИСС, 2010. — 94 с.

15.01.2019

УДК 629.114.01

**К ВЫБОРУ МОДУЛЬНОГО ТЯГОВОГО ПРИВОДА
ОБЪЕДИНЕННОЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ
МАШИННОГО ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА**

Таяновский Г.А., к.т.н., доцент, Ширяев Д.А.,
Белорусский национальный технический университет

г. Минск, Беларусь

Войтех Танась, д.т.н., проф.,

Естественный Университет в Люблине

г. Люблин, Польша

Tayanousky G.A., Ph.D.in Engineering, Associate Professor,

Shirajev D.A, engineer,

Belarusian national technical University,

Minsk, Belarus

Wojciech Tanas, dr. hab. inz., prof., University of Life Sciences in

Lublin, Poland

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс в области сельскохозяйственного транспортного машиностроения характеризуется ростом энергонасыщенности тракторов, полезной нагрузки агрегатов, рабочих скоростей движения, тенденциями к модульному исполнению функциональных частей агрегатов, реализацией единых систем, агрегатных блоков, узлов, прицепного состава к тракторам и автомобилям сельскохозяйственной специализации.

В связи с повышением удельной мощности колесных тракторов в рамках неизменных тяговых классов обострилась проблема загрузки их двигателей на транспорте. Загрузка двигателей энергонасыщенных тракторов по мощности на транспорте в составе традиционных по схеме агрегатов, как показывает практика, не превышает 50-65 %, что приводит к значительному снижению экономичности работы трактора, его показателей (до показателей тракторов малой удельной мощности), производительности, увеличению удельных расходов топлива, материалоемкости []. Цель работы – показать необходимость и целесообразность совершенствования систем агрегатирования трактора с прицепом, синтеза новых конструктивных схем

сельскохозяйственных транспортных агрегатов, обеспечивающих существенное повышение их тяговых показателей.

УСЛОВИЯ ПЕРЕХОДА К ПРИМЕНЕНИЮ АКТИВНЫХ ПРИЦЕПОВ ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ С ТРАКТОРАМИ

С увеличением массы полноприводного трактора (его сцепного веса) и тягового усилия снижается производительность агрегата на единицу массы и растут затраты на его изготовление и эксплуатацию. Эффективность догрузки колес трактора частью нагрузки от агрегируемых с ним машин ограничена грузоподъемностью и тягово-сцепными свойствами шин трактора при повышении их догрузки [1].

Несоответствие высокой энергонасыщенности трактора и его производительности в составе агрегатов традиционного построения устраняется путем реализации тягово-приводной концепции трактора [2, 3].

Для обоснования границ перехода к созданию тракторных прицепов с приводом колес от двигателя высокоэнергонасыщенного трактора получены аналитические выражения зависимостей предельной массы активного тракторного поезда, грузоподъемности прицепа с приводом колес, потребной относительной сцепной нагрузки и достижимой производительности тракторного поезда от энергонасыщенности и массы трактора, загрузки двигателя по мощности, суммарного дорожного сопротивления и других факторов:

$$m_a = \mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot (1 - \delta) \cdot m_T / (v \cdot \psi \cdot g); \quad (1)$$

$$m_{ГР} = \left(\frac{\mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot U_{ГР}}{g \cdot \psi \cdot r_k^0 \cdot (\omega_{x.max} - \beta \cdot k_P)} - 1 \right) \cdot m_T - m_{П}; \quad (2)$$

$$\sum_{j=1}^m \lambda_j = \mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot (1 - \delta) \cdot m_T / (v \cdot k_{\Sigma} \cdot \delta \cdot g); \quad (3)$$

$$W = \mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot (1 - \delta) \cdot m_T \cdot k_{ГР} / (\psi \cdot g), \quad (4)$$

где T_a - полная масса активного тракторного поезда; \mathcal{E}_T - энергонасыщенность трактора; K_P - коэффициент загрузки двигателя по мощности; η_M - КПД трансмиссии активного тракторного поезда; δ - буксование колес движителя; m_T - масса трактора; V - действительная скорость движения; ψ - суммарный коэффициент дорожного сопротивления; g - ускорение свободного падения; T_{GP} - масса груза в активном прицепе; U_{TP} - передаточное отношение трансмиссии от двигателя трактора до колес основного ведущего моста; r_k^o - радиус качения колес основного ведущего моста трактора в ведомом режиме; $\omega_{x.max}$ - максимальная угловая скорость вращения вала двигателя на холостом ходу; β - коэффициент аппроксимации внешней скоростной характеристики двигателя; m - количество ведущих мостов активного тракторного поезда; λ_j - удельная (приходящаяся на единицу массы трактора) нормальная нагрузка на j -е ведущее колесо движителя; K_Σ - коэффициент, характеризующий взаимосвязь реализуемого коэффициента сцепления ведущих колес движителя с их буксованием; K_{GP} - отношение массы груза к полной массе активного тракторного поезда; T_{II} - масса порожнего прицепа.

Из анализа выражений (1)-(4) следует, что чем больше энергонасыщенность, загрузка двигателя трактора и чем меньше буксование колес движителя, тем больше производительность активного тракторного поезда, его предельная полная масса, потребная относительная сцепная нагрузка и необходимое количество ведущих мостов агрегата. С возрастанием скорости и сопротивления движению предельная масса активного тракторного поезда уменьшается.

Из выражения (3) можно определить граничные значения показателей энергонасыщенности трактора, при превышении которых необходимо активизировать колеса прицепов. При этом следует учитывать, что

1) грузоподъемность шин полноприводного трактора (в составе

поезда) определяет ограничение $\sum_{j=1}^2 \lambda_j = 1,2-1,3$;

2) для современных тракторов $\eta_M = 0,87-0,95$;

3) целесообразно поддерживать значения K_P в пределах 0,85-0,9;

4) скорость движения в тяжелых дорожных условиях, принятых в качестве базовых при обосновании параметров штатных прицепов и характеризующихся $\psi = 0,12-0,24$, не превышает 2,2-2,8 м/с [];

5) с точки зрения снижения энергетических потерь и повреждаемости почвы работа ведущих колес сельскохозяйственных тракторов с буксованиями, превышающими 0,2 нецелесообразна [1];

6) современные тракторные шины в указанных выше дорожных условиях, как следует из анализа тяговых характеристик тракторов, обеспечивают $K_{\Sigma} = 2,2-2,65$ [2, 3].

Расчеты показывают, что граница перехода от традиционных к активным тракторным поездкам определяется их энергонасыщенностью 18,7-21,4 кВт/т.

Таким образом, поскольку разрабатываемые и перспективные сельскохозяйственные колесные тракторы практически соответствуют указанной энергонасыщенности, эффективное и полное использование их при дальнейшем ее повышении возможно только при работе с активным прицепом или прицепами.

Представляет практический интерес установление необходимого количества ведущих колес активного прицепа или потребной сцепной нагрузки движителя активного тракторного поезда при заданной энергонасыщенности трактора с учетом ограничений производительности агрегата по двигателю и по

сцеплению. Их сцепной вес становится «ограничителем» максимально возможной грузоподъемности прицепа. Поэтому опять необходимо искать резервы. И такие «малые» резервы состоят в догрузке трактора либо балластными грузами (экстенсивный путь развития), либо в переносе части веса прицепа на колеса трактора за счет различных догружающих дышл, гидродогружателей и т.п. Однако практический запас грузоподъемности колес трактора обычно кардинально решить проблему не позволяет. Выход в задействовании «больших» резервов – в использовании сцепного веса колес самого прицепа для создания необходимой дополнительной тяги, путем превращения их в ведущие. Для этого разработано и запатентовано большое число различных вариантов приводов так называемых активных прицепов.

Для новых колесных тракторов $\mathcal{E}_T = 22-28$ кВт/т. Согласно

формуле (3), для них $\sum_{j=1}^T \lambda_j = 1,64-2,08$. Это означает, что для

реализации потенциальных энергетических возможностей готовящихся к производственному выпуску высокоэнергонасыщенных тракторов на прицепе, предназначенном для агрегатирования с таким трактором достаточно иметь один ведущий мост.

Исследование, проведенное на основании формул (1) - (4) показало, что максимальная загрузка двигателя тракторакласса 2 при работе с пассивным прицепом не превышает 63 % при схеме трактора 4К4 и допустимой догрузке его колес частью нагрузки от полунавесного прицепа. При этом полная масса прицепа не должна превышать 13 т при $\psi = 0,18$. В случае активизации колес подкатной тележки полунавесного прицепа и обеспечения загрузки двигателя, равной 80 %, масса груженого активного прицепа в тех же дорожных условиях не должна превышать 19,5 т. В силу наличия резерва мощности двигателя трактор с таким прицепом может преодолевать участки с суммарным дорожным сопротивлением $\psi = 0,20$ (расчетное значение $\psi = 0,18$). Расчеты показали, что в тракторном поезде 4К4+4К2 (1110) имеется

существенный резерв по сцеплению ведущих колес агрегата даже при полном использовании мощности двигателя.

Учеными БНТУ обоснованы параметры объединенного движителя выпускающегося лесохозяйственного форвардера с активным полуприцепом, предназначенного для работы под пологом леса, разработаны технические решения комплекса торфяных тракторных агрегатов на базе колесных тракторов с приводом колес технологических прицепов, проведены полевые испытания экспериментального образца запатентованного универсального активного оборотного автотракторного прицепа, позволяющего агрегатироваться как с трактором, так и с автомобилем-тягачем, что устраняет необходимость перегрузки груза при его доставке вначале в составе тракторного поезда по бездорожью, а затем автопоездом с выездом на дороги общего назначения и движением с большей скоростью.

На основе приведенных результатов проводятся работы по обоснованию средств активизации ходовых систем для комплекса машинных тракторных агрегатов на базе тракторных шасси для механизации уборки на топливную щепу быстрорастущих растений на выработанных торфяно-болотных почвах в хозяйствах ПНР, где такие экологические технологии получают значимое развитие.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Наибольшее распространение при активизации тракторных прицепов различного назначения получило направление по разработке средств оперативной активизации в виде активных подкатных поворотных тележек сдвоенных (полунавесных) полуприцепов и присоединяемого привода штатных неповоротных тележек с тандемными балансирными колесами. Учеными Белорусского национального технического университета (БНТУ) разработаны теоретические основы агрегатирования активных транспортных поездов, разработаны и запатентованы многие технические решения средств оперативной активизации колесных прицепов.

Сейчас сложились условия, в которых количественный рост изобретательских предложений перешел в качество отработанных технических решений, в результате чего применение активных прицепов становится актуальным и экономически оправданным.

Расширяется спектр их применимости, о чем свидетельствует возросший интерес производителей специальной автотракторной, технологической сельскохозяйственной, торфяной, горной и т.п. техники к созданию прицепов и прицепного рабочего оборудования с активными рабочими органами и с ведущими колесами.

ЛИТЕРАТУРА

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., ил.
2. Tajanowskij G., Tanas W. The Estimation of distribution of traction forces on wheels of multibridge traction means. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V6. Lublin, 2004.
3. G, Tajanowskij, W, Tanas, A, Kalina. Mathematical model of harvest combine for deception fuel chips from fast-growing plants/ Jornal/ Teka commission of motorization and power industry in agriculture/ Polish Academy of sciences branch in Lublin, 2008. Volume 8, page 267-276/

УДК 631.372

**СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ
ГИДРОЦИЛИНДРА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО
УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
СРЕДСТВА**

**METHOD FOR DETERMINING THE LAW OF MOTION OF
THE PISTON OF A HYDROCYLINDER OF A LIFTING-
MOUNTED DEVICE OF A MOBILE ENERGY UNIT**

В.Б. Попов¹, канд. техн. наук, доцент,

Ч.И. Жданович², канд. техн. наук, доцент

¹Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

Popov V.B.¹, Associate Professor, PhD in Engineering,
Zhdanovich Ch.I.², Associate Professor, PhD in Engineering,

¹Sukhoj State Technical University of Gomel, Belarus

²Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

Предлагается способ определения закона движения поршня гидроцилиндра подъемно-навесного устройства, использующий возможности операционного исчисления

A method for determining the law of motion of the piston of a hydraulic cylinder of a lifting-mounted device using the capabilities of operational calculus is proposed.

ВВЕДЕНИЕ

Характеристики гидропривода, изображенного на рисунке 1, определяются параметрами гидронасоса (ГН), рабочей жидкости, гидроцилиндра (ГЦ), видом нагрузки, а также параметрами четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя (ГР). Обычно, при формировании функциональной математической модели (ФММ) нагруженного гидропривода предполагается, что структурные элементы гидропривода работают безынерционно, что позволяет на ранней стадии проектирования избежать усложнения его ФММ. Более детальное исследование работы нагруженного

гидропривода требует, однако, учета характеристики гидрораспределителя.

Целью работы является формализованное описание переходного процесса в нагруженном гидроприводе с учетом свойств ГР при помощи аппарата передаточных функций, эквивалентного описанию с помощью системы дифференциальных уравнений.

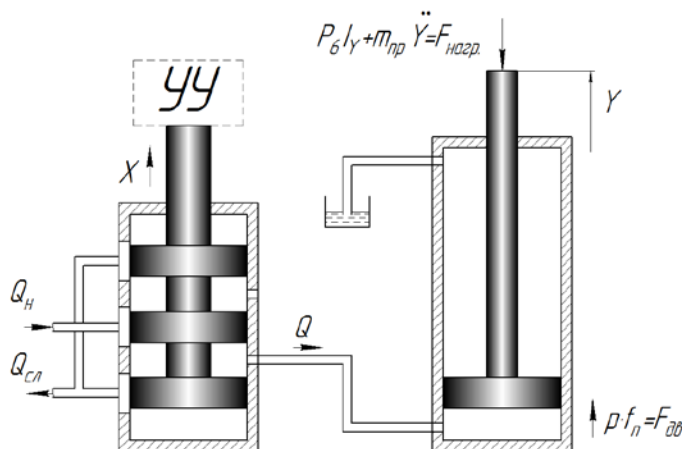


Рисунок 1 – Схема гидропривода дроссельного регулирования с действующими нагрузками (УУ – устройство управления).

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ГИДРОЦИЛИНДРА

Формализованное описание работы гидропривода подъемно-навесного устройства (ПНУ) мобильного энергетического средства (МЭС) в процессе подъема навесной машины [1] формируется на основе динамической схемы, полученной из его структурной схемы (рисунок 1) в виде системы дифференциальных уравнений [2].

Рабочая жидкость, из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха считается сжимаемой. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха принимаются постоянными. Приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости E_{np}

считаем постоянным. Объемный расход рабочей жидкости Q , поступающий в магистраль, затрачивается на перемещение поршня ГЦ Q_{nep} , и деформацию рабочей жидкости [3]. Размеры магистрали считаем незначительными, поэтому пренебрегаем деформацией самой гидромагистрали и не учитываем влияние местных гидравлических сопротивлений.

$$Q = Q_{nep} + Q_{сж} \text{ или } Q = f_n \frac{dY}{dt} + \frac{V_0}{E_{np}} \frac{dp}{dt}; \quad (1)$$

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_0$$

где f_n – площадь поршня ГЦ; V_0 – объем жидкости, сосредоточенный у гидроцилиндра; E_{np} – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости; q , n , η_0 – соответственно объемная подача за оборот вала гидронасоса, а также его частота вращения и объемный КПД.

Известно, что скорость изменения давления в поршневой полости пропорциональна скорости поршня ГЦ [4], поэтому:

$$Q = f_n \frac{dY}{dt} + \frac{V_0 k_p}{E} \frac{dY}{dt} = \frac{dY}{dt} \left(f_n + \frac{V_0 k_p}{E} \right), \quad (2)$$

где k_p – коэффициент пропорциональности изменения давления.

Приведенное уравнение расхода (1) не учитывает дросселирование РЖ гидрораспределителем. Для получения линеаризованной модели гидропривода с дроссельным регулированием, учитывающего инерционную нагрузку и деформацию РЖ, получим систему дифференциальных уравнений (ДУ).

Уравнение перепадов давлений будет иметь вид:

$$k_{px}x - k_{pQ}Q = \frac{m_{np}}{f_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{1,2 \cdot P_6 \cdot I_Y}{f_n}, \quad (3)$$

где k_{px} – коэффициент крутизны перепадной характеристики гидрораспределителя; $k_{pQ} = 1/k_{Qp}$ – коэффициент крутизны расходно-перепадной характеристики; x – перемещение золотника;

m_{np} – приведенная к штоку ГЦ масса навесной машины; P_6 – вес навесной машины; I_Y – передаточное отношение механизма навески ПНУ; Y – координата положения штока ГЦ, коэффициент 1,2 при P_6 , учитывающий потери на трение в механизме навески.

При относительно небольшом изменении передаточного отношения I_Y (в среднем от 3 до 5) в диапазоне изменения обобщенной координаты Y можно рассматривать их связь как пропорциональную Y :

$$I_Y = k \cdot Y \quad (4)$$

Так как конечным результатом решения полученной системы уравнений является определение динамической связи между положением приведенной нагрузки $Y(t)$ и перемещением золотника $x(t)$, то необходимо совместное решение уравнений (2-4).

Конечное уравнение будет иметь следующий вид:

$$k_{px}x = \frac{m_{np}}{f_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + k_{pQ} \left(f_n + \frac{V_0 k_p}{E} \right) \frac{dY}{dt} + \frac{1,2 \cdot P_6 \cdot k}{f_n} Y, \quad (5)$$

Приведение уравнения (5) к операторной форме и соответствующие преобразования позволяют получить передаточную функцию нагруженного гидропривода:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k_1}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1}, \quad (6)$$

где $s = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$;

$$k_1 = \frac{k_{px} f_n}{1,2 P_6 k}; \quad T = \sqrt{\frac{m_{np}}{1,2 P_6 k}}; \quad \xi = \frac{k_{pQ} f_n (f_n + V_0 k_p / E)}{2\sqrt{1,2 P_6 k \cdot m_{np}}}.$$

После подачи на вход единичного ступенчатого воздействия (мгновенное перемещение золотника) изображение для координаты положения поршня ГЦ примет вид:

$$Y(s) = \frac{k_1}{s(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1)}, \quad (7)$$

Оригинал для выходного сигнала или аналитическое выражение, определяющее координату нагруженного штока гидроцилиндра, имеет вид [5]:

$$Y(t) = k_1 \left[1 + C e^{-\gamma t} \sin(\lambda t + \Theta) \right], \quad (8)$$

где $\gamma = \frac{\xi}{T}$, $\lambda = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T}$, $C = \frac{1}{\lambda T}$, $\Theta = \arctan(\lambda / \gamma)$.

При повторном дифференцировании выражения (8) по независимой переменной получим аналитическое выражение для скорости, а, повторив операцию дифференцирования, и для ускорения поршня ГЦ ПНУ.

Закон движения поршня ГЦ представлен на рисунке 2.

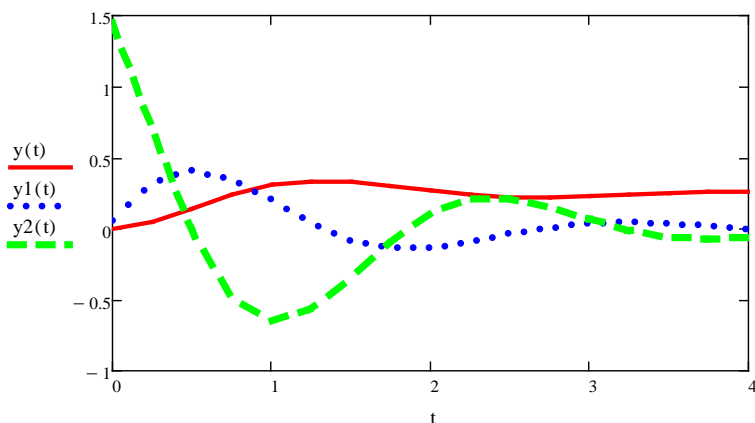


Рисунок 2 – Графики переходных процессов: $y(t)$ - обобщенной координаты; $y1(t)$ - скорости; $y2(t)$ – ускорения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование аппарата передаточных функций позволяет учесть особенности работы четырехщелевого гидрораспределителя и оценить его влияние на закон движения поршня гидроцилиндра механизма навески ПНУ на ранних стадиях проектирования или модернизации серийных ПНУ МЭС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косилка-плющилка ротационная двухсекционная навесная КРН-6-Ф «ПАЛЕССЕ СН50F»: руководство по эксплуатации. – 2012. – 96 с.

2. Попов, В.Б. Математическое моделирование гидропривода подъемно-навесного устройства мобильного агрегата / В.Б. Попов, В.А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса: Тез. докл. Междунар. науч.–практ. конф. Ч. II / Под общ. ред. В.И. Сенько – Гомель: БелГУТ, 2003 – С. 103–106.

3. Автушко, В.П. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: Теория систем автоматического управления: Учеб. пособие / В.П. Автушко, Н.В. Богдан и др. – Мн.; ИП ООО «Пион», 2001. – 396 с.

4. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М., 1976. – 240 с.

5. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский – М.: Машиностроение, 1982. – 504 с.

15.01.2019

УДК 631.3-52

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ, ПРИОБРЕТАЕМЫХ
ХАРАКТЕРНЫМИ ТОЧКАМИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО
АГРЕГАТА В ПРОЦЕССЕ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕЕЗДА
DETERMINATION OF THE ACCELERATIONS ACQUIRED BY
THE CHARACTERISTIC POINTS OF THE MACHINE-
TRACTOR UNIT IN THE PROCESS OF TRANSPORT MOVING**

В.Б. Попов, канд. техн. наук, доцент

Гомельский государственный технический университет

им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь

Popov V.B., PhD in Engineering, Associate Professor,

Sukhoj State Technical University of Gomel, Belarus

На основе функциональной математической модели и аппарата передаточных функций определены ускорения, приобретаемые характерными точками машинно-тракторного агрегата в процессе транспортного переезда

On the basis of the functional mathematical model and the apparatus of transfer functions, the accelerations acquired by the characteristic points of the machine-tractor unit during the transport moving were developed.

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы обеспечения управляемости и устойчивости машинно-тракторного агрегата (МТА), обостряющиеся при динамическом перераспределении нагрузки на мостах тракторов общего назначения в процессе транспортного переезда, связаны с возникновением переменных сил инерции. Под транспортным переездом здесь понимается так называемый “длинный переезд” [1], т.е. переезд МТА с одного поля на другое с переведенной в транспортное положение навесной машиной. Примерами могут служить транспортные переезды в период кошения трав, выполняемые трактором “Беларус-3022” [2], агрегируемого с косилкой-плющилкой ротационной КПП-9 [3].

Цель работы – аналитическое определение ускорений в характерных точках МТА, возникающих в процессе его транспортного переезда под действием кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ ХАРАКТЕРНЫХ ТОЧЕК МТА

Допущения о пропорциональности упругих и диссипативных сил изменению характеристик неровности, позволяют использовать аппарат передаточных функций [4] для определения параметров колебаний МТА.

Преобразованные по Лапласу при нулевых начальных условиях уравнения для независимых друг от друга колебаний передней и задней частей остова трактора принимают вид:

$$(S^2 + 2 \cdot h_{u1} \cdot S + \omega_{c1}^2) \cdot Z_1(S) = (2 \cdot h_{u1} \cdot S + \omega_{c1}^2) \cdot Q_1(S) \quad (1)$$

$$(S^2 + 2 \cdot h_2 \cdot S + \omega_{c2}^2) \cdot Z_2(S) = (2 \cdot h_2 \cdot S + \omega_2^2) \cdot Q_2(S), \quad (2)$$

Из приведенных выражений определяются соответствующие передаточные функции - $W_{Z1}(S)$ и $W_{Z2}(S)$.

Для заднего моста передаточная функция (ПФ) принимает вид:

$$W_{Z1}(S) = \frac{Z_1(S)}{Q_1(S)} = \frac{2h_{u1}S + \omega_{c1}^2}{S^2 + 2h_{u1}S + \omega_{c1}^2} = \frac{b_1S + 1}{a_1^2S^2 + b_1S + 1}; \quad (3)$$

где, $a_1 = 1/\omega_{c1}$; $b_1 = 2h_{u1}/\omega_{c1}^2$.

ПФ для переднего моста имеет аналогичную структуру:

$$W_{z_2}(S) = \frac{Z_2(S)}{Q_2(S)} = \frac{2h_2S + \omega_{c2}^2}{S^2 + 2h_2S + \omega_{c2}^2} = \frac{b_2S + 1}{a_2^2S^2 + b_2S + 1} \quad (4)$$

Следует отметить, что реакция на переднем мосту запаздывает (по отношению к заднему мосту) на отрезок времени равный частному от деления базы трактора на скорость движения МТА.

Характеристики вынужденных колебаний, как трактора, так и МТА определяются сочетанием свойств ФММ и закона изменения внешних воздействий. Такую комбинацию удобнее исследовать, если в качестве характеристики динамической модели принять ее амплитудно-частотную характеристику (АЧХ), а воздействие задавать спектральной плотностью случайной функции сельскохозяйственного фона [5].

Таким образом, посредством АЧХ связываются спектральные плотности характеристик неровностей с/х фона и параметры вибрации остова трактора:

$$S_{\ddot{z}_1}(\omega) = A_{z_1}(\omega)^2 S_{q_1}(\omega); \quad S_{\ddot{z}_2}(\omega) = A_{z_2}(\omega)^2 S_{q_2}(\omega); \quad (6)$$

где $S_{q_i}(\omega)$ – спектральные плотности характеристик неровностей СХФ; $S_{\ddot{z}_1}(\omega)$, $S_{\ddot{z}_2}(\omega)$ - спектральные плотности ускорений от характеристик неровностей для заднего и переднего мостов, $A_{z_1}(\omega)$, $A_{z_2}(\omega)$ – АЧХ ускорений от неровностей.

Из теории автоматического управления [4] известно, что АЧХ динамического звена равна модулю его передаточной функции, т. е.

$$A_{z_i}(\omega) = |W_{z_i}(j\omega)|,$$

Необходимо получить соответствующие АЧХ $|W_{z_i}(j\omega)|$ для передней и задней частей остова трактора, заменив в ПФ (3) и (4) S на $j\omega$. и, избавясь от j в знаменателях дробно-рациональных функций

(3) и (4). Модули ПФ $|W_{z_i}(j\omega)|$ ускорений находим, умножая соответствующие модули ПФ вертикальных перемещений на ω^2 .

Среднеквадратичные вертикальные ускорения заднего и переднего мостов трактора определяются по известному из [5] выражению:

$$\sigma_{zi} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{zi}(\omega) d\omega} \quad (5)$$

В результате перевода навесной машины – КПр-9 в транспортное положение центр тяжести МТА - S' смещается относительно центра тяжести трактора - S , расположение которого совпадает с общим для трактора и МТА центром упругости (рисунок 1).

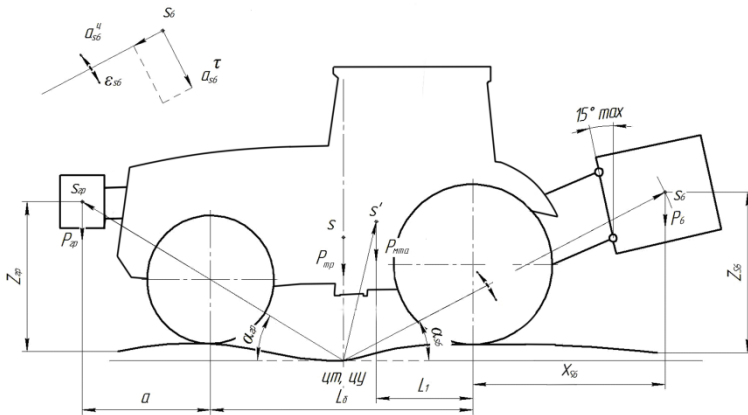


Рисунок 1– Схема, поясняющая плоские колебания характерных точек МТА

За обобщенные координаты МТА принимаем вертикальные перемещения центра масс z_0 и угловые перемещения остова α трактора. Они связаны с вертикальными колебаниями осей заднего и переднего мостов следующими зависимостями:

$$z_0 = \frac{z_1 L_2 + z_2 L_1}{L_B}; \quad \alpha = (z_2 - z_1) / L_B, \quad (6)$$

где, $L_B = L_1 + L_2$ - база трактора.

Среднеквадратичные линейная скорость центра тяжести МТА и угловая скорость его колебаний относительно центра упругости определяются как результат дифференцирования выражений (6) по

независимой переменной t . Повторное дифференцирование по независимой переменной дает нам выражения для его среднеквадратичных линейного и углового ускорений:

$$\ddot{z}_0 = \frac{\ddot{z}_1 L_2 + \ddot{z}_2 L_1}{L_B}; \quad \ddot{\alpha} = (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) / L_B \quad (7)$$

Колебания мостов трактора жестко связаны с колебаниями его центра тяжести и центра тяжести МТА и далее через МН с колебаниями центра тяжести навесной машины – КПП-9 и грузов балласта. Вертикальные колебания осей заднего и переднего мостов z_1 и z_2 сопровождаются соответствующими колебаниями центра тяжести МТА - $Z_{S'}$, навесной машины - Z_{S6} и центра крепления балласта - $Z_{гп}$ (рисунок 1).

Среднеквадратичные ускорения, совершающих плоское движение характерных точек МТА, определяются по известному из [6] выражению:

$$\ddot{Z}_{Si} = \ddot{a}_{um} + \ddot{a}_{Si}^n + \ddot{a}_{Si}^r, \quad (8)$$

где \ddot{a}_{um} - среднеквадратичное ускорение центра тяжести МТА; \ddot{a}_{Si}^n , \ddot{a}_{Si}^r - соответственно нормальное и тангенциальное среднеквадратичные ускорения характерной точки.

Среднеквадратичные линейное и угловое ускорения центра тяжести МТА определяются по выражениям (8). Нормальные и тангенциальные среднеквадратичные ускорения характерных точек определяются по известным из [6] выражениям:

$$\ddot{a}_{Si}^n = \dot{\alpha}_{Si}^2 \cdot L_{Si} \cdot \sin \beta_{Si} \quad \ddot{a}_{Si}^r = \ddot{\alpha}_{Si} \cdot L_{Si} \cdot \sin \beta_{Si}$$

где $\dot{\alpha}_{Si}$ и $\ddot{\alpha}_{Si}$ соответственно среднеквадратичные угловые скорость и ускорения характерных точек; L_{Si} - расстояние от центра упругости до характерной точки; β_{Si} - угол, образуемый L_{Si} с горизонтом.

Среднеквадратичные угловые ускорения характерных точек определяются по выражениям:

$$\ddot{\alpha}_{\text{сгp}} = \ddot{\alpha} \cdot \frac{L_{\text{сгp}}}{L_{\text{с'}}} ; \quad \ddot{\alpha}_{\text{с6}} = \ddot{\alpha} \cdot \frac{L_{\text{с6}}}{L_{\text{с'}}} .$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На стадии формирования вариантов МТА следует рассчитывать ускорения, возникающих в характерных точках компонент МТА во время его транспортных переездов по пересеченной местности. Это позволит прогнозировать вероятность: потери управляемости МТА, возникновения резонансов, нарушения грузоподъемности шин, нежелательного превышения норм давления на опорную поверхность со стороны движителей.

Для выполнения предварительного расчета следует опираться на ФММ транспортного переезда, в том числе схему динамической модели, а также возможности преобразований Лапласа и аппарата ПФ.

С помощью представленной здесь методики, помимо упомянутых характерных точек, по аналогии могут быть определены параметры колебаний других характерных точек, например, рабочего места оператора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амельченко, П.А. Агрегатирование тракторов «Беларусь»: учеб. пособие / П.А. Амельченко, Б.Я. Шнейсер, Н.Г. Шатуня. – Мн.: Ураджай, 1993. – 302 с.
2. Трактора «БЕЛАРУС-2522В /2522ДВ/ 2822ДЦ/ 3022В/ 3022ДВ» и их модификации. Руководство по эксплуатации. 2-е издание, переработанное и дополненное © РУП «Минский тракторный завод», 2008 г. 396 с.
3. Косилка-плющилка ротационная трехсекционная навесная КПР-9 «ПАЛЕССЕ СН90». Руководство по эксплуатации «Поликолор», г. п. Корма, 2005г. 63 с.
4. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский – М. : Машиностроение, 1982. – 504 с.
5. Гуськов В.В. Тракторы. Часть II. Теория. Минск, “Вышэйш. школа”, 1977. 384с.

б. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики. Динамика : учеб. для высш. техн. учеб. заведений / А. А. Яблонский. – 4-е изд., доп. – М. Высш. шк., 1971. – 488 с.

15.01.2019

УДК 629.433.2

**СПЕЦИФИКА ОБУЧЕНИЯ РИСУНКУ СТУДЕНТОВ
СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ДИЗАЙН ГУСЕНИЧНЫХ И
КОЛЕСНЫХ МАШИН»
SPECIFICITY OF TEACHING DRAWING TO STUDENTS IN
THE SPECIALITY «DESIGN OF TRACKED AND WHEELED
VEHICLES»**

Зантария Е.В., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
Zantaria E.V., Seniora Lecturer
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Рассмотрены методологические аспекты и специфика обучения рисунку обучающихся в вузе по специальности «Дизайн гусеничных и колесных машин».

Methodological aspects and specificity of teaching drawing to students in a higher educational institution in the speciality «Design of tracked and wheeled vehicles».

ВВЕДЕНИЕ

Статус рисунка как важнейшей дисциплины в области художественной педагогики обоснован многоаспектностью педагогических и методических проблем, которые необходимо решать в процессе обучения. Основной задачей дисциплины «Рисунок» у студентов специальности «Дизайн гусеничных и колесных машин» является практическое применение навыков изобразительной грамоты в проектной деятельности, т.е. можно утверждать, что рисование в дизайне имеет прикладное значение. Расхождения в выборе целей и определении задач рисунка у дизайнеров отражаются на позиционировании дисциплины в системе изобразительных учебных предметов, и определяются не

как художественно-изобразительный, но как поисково-аналитический вид учебного рисунка. В контексте коренных изменений в современном образовании инженеров-дизайнеров, определяется объективная степень совместимости учебных задач академического и дизайнерского (линейно-конструктивного, технического и поисково-аналитического) рисунка в рамках одной дисциплины.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ И СПЕЦИФИКА ОБУЧЕНИЯ РИСУНКУ В ИНЖЕНЕРНОМ ВУЗЕ

Дисциплина «Рисунок» у студентов специальности «Дизайн гусеничных и колесных машин» как интеграция существующих дисциплин «Академический рисунок», «Проектирование», «Технический рисунок», «Проектная графика» и «Поисково-аналитический рисунок» в системе подготовки дизайнеров представляется оптимальным вариантом с позиции методологии и организации учебного процесса.

Специфика проектной деятельности дизайнера предъявляет свои требования ко всем изобразительным дисциплинам, особенно к рисунку. Смещение акцентов со светотеневого натурального рисования на поисково-аналитическое, рисование по представлению, а также рисование с натуры в измененном ракурсе, может дать отличные результаты в области формирования понимания формы и материалов, их свойств и способов передачи. Также немаловажно усвоение студентами приоритета рисунка - как обозначение объекта и его свойств, а не как механическое подражание натуре.

Процесс проектирования можно разделить на три основные этапа: предпроектный анализ объекта, работу над созданием концепции и визуализацию проектного предложения. Основой визуализации итогового варианта решения в настоящее время является компьютерная графика. Однако начальные стадии проектирования - анализ ситуации и поиск вариантов решения проблемы - основаны на сочетании ручной и компьютерной графики. В процессе рисования от руки мышление максимально участвует в развитии концепции, мысль находит воплощение в изображении и одновременно рисунок помогает разворачиваться интуиции в направлении дальнейшего развития идеи. Рисунок в

дизайне выступает как важнейшая ассоциативная, поисковая, аналитическая и образно-творческая составляющая в области профессиональной деятельности. Интегрированная дисциплина «Рисунок» может стать средством развития проектного мышления и инструментом осуществления функций рисунка в дизайне: аналитической (анализ формальных, пространственных, пластических и др. параметров объекта изобразительно-графическими средствами), креативной (поиск новых вариантов преобразования пространственного и графического образа объекта) и коммуникативной (быстрая фиксация образа, оптимальный выбор графических средств).

Существуют разные взгляды на необходимость освоения дизайнерами и инженерами классического «Академического рисунка». С одной стороны: он дает хорошую графическую базу, развивает навыки понимания и разработки гармоничной формы. С другой: развитие дизайнерского мышления необходимо поддерживать и в процессе освоения художественных дисциплин, предлагая не только задания, призванные научить отображению реальных предметов, но и задания, позволяющие студенту предложить какой-либо проектно-художественный образ. Обучение студентов рисунку должно включать в себя спектр заданий, позволяющих получить большой объем знаний и навыков в сжатые сроки.

Можно предложить несколько решений для создания эффективных методик обучения студентов, таких как: включение рисунка в курс проектирования, пластического моделирования, теории и методологии дизайна. Возможно введение многоаспектности формального и смыслового компонента задания в рамках курса проектирования. Это позволит применить полученные знания на практике.

УДК 629.433.2

**ВЫБОР МЕТОДА КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРИ
ПРОЕКТИРОВАНИИ ИНТЕРЬЕРА ПОЖАРНОГО
АВТОМОБИЛЯ
CHOICE OF CONSTRUCTION METHOD TO DESIGNING THE
FIRE CAR INTERIOR**

Е.А. Гончарова, магистрант,

В.П. Бойков, докт. техн. наук
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
Goncharova E.A.?
Boykov V.P., Professor, Doctor of Technical Sciences,
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Выполнен анализ методов современного конструирования и изучены особенности работы техники специального назначения, в частности пожарного автомобиля. Для разработки исходных требований к дизайн-проекту его интерьера изучена компоновка, условия эксплуатации и технические характеристики. Выбран метод проектирования для разработки дизайна интерьера пожарного автомобиля.

The analysis of the methods of modern design was carried out and the features of the operation of special-purpose equipment, in particular, of a fire engine, were studied. For the development of the initial requirements for the design project of its interior, its layout, operating conditions and technical characteristics were studied. Design method selected for interior design of a fire engine

ВВЕДЕНИЕ

Современная инфраструктура производственных секторов экономики Республики Беларусь представлена многочисленными предприятиями с различными технологическими процессами, которые зачастую представляют определенные очаги опасностей различного уровня (лесное хозяйство, торфопроизводство, энергетические структуры и др.) В сочетании с различными климатическими периодами и погодными условиями они представляют собой очаги особой напряженности и пожароопасности для человека и самой инфраструктуры. Поэтому роль такого ведомства как Министерство по чрезвычайным ситуациям и мобильность его технического оснащения особо значима в вопросе своевременной ликвидации возникающих очагов опасности. Именно поэтому совершенствование пожарной техники

является актуальной задачей исследовательских и инженерных служб.

Для выбора метода конструирования интерьера пожарного автомобиля необходимо:

1. Изучить информационные и нормативные материалы по особенностям работы пожарных автомобилей и экипажного отсека.

2. Дать понятие интерьера пожарного автомобиля, описать направления по выбору стилистики при разработке проекта.

3. Ознакомиться с материалами, используемыми при проектировании техники специального назначения и их применением в современном интерьере автомобилей специального назначения.

4. Провести анализ вариантов компоновки проектируемого автомобиля, существующие методы и инструменты проектирования.

ОПИСАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВТОМОБИЛЯ

Пожарные автомобили созданы на базе грузовых автомобилей общего назначения, состоящих из трех основных частей: двигателя, шасси и кузова.

Для создания пожарных машин на шасси грузовых автомобилей komponуют пожарную надстройку. В зависимости от назначения пожарного автомобиля надстройка может включать кабину с отсеком для боевого расчета, различные механизмы, цистерны и баки для огнетушащего вещества, пожарно-техническое вооружение. [1].

Пожарная надстройка является, таким образом, перевозимым грузом. Масса этого груза постоянна, т.е. пожарный автомобиль не имеет холостых пробегов. По определению, он эксплуатируется в транспортном режиме и в режиме боевой эксплуатации на пожарах.

Компоновка пожарных автомобилей должна быть такой, чтобы реализовались его технические и технологические (оперативные) возможности в транспортном режиме, в условиях, ограничивающих маневрирование, и в стационарных режимах при воздействии опасных факторов пожара.

Технический уровень и совершенство конструкции пожарной надстройки, а также рациональность ее компоновки с базовым шасси должны обеспечивать реализацию всех требований, предъявляемых к пожарным автомобилям.

При этом компоновка должна:

- не снижать показателей безопасности базового шасси;
- обеспечивать в минимальное время осуществление боевых действий с безопасностью для личного состава;
- удовлетворять требованиям охраны труда пожарных и окружающей среды.

При изучении существующих методов конструирования можно выделить три взаимосвязанные группы [2]:

- по видам связей между элементами;
- по способу выявления и организации структуры связей между элементами;
- по степени автоматизации конструирования - зависит от назначения аппаратуры и ее функций, преобладающего вида связей, уровня унификации, автоматизации и т.д.

Рассмотрим кратко сложившиеся методы конструирования на основе следующих источников [1,3].

Геометрический метод. В основу метода положена структура геометрических и кинематических связей между деталями, представляющая собой систему опорных точек, число и размещение которых зависит от заданных степеней свободы и геометрических свойств твердого тела [2].

Машиностроительный метод. В основу этого метода конструирования положена структура механических связей между элементами, представляющая собой систему опорных поверхностей. Машиностроительный метод используется для конструирования устройств и элементов автомобилей, которые несут большие механические нагрузки и в которых неизбежны вследствие этого большие деформации.

Топологический метод. В основу метода положена структура физических связей между системами, агрегатами и узлами машины. Топологический метод, в принципе, может применяться для выявления структуры любых связей, однако конкретное его содержание проявляется там, где связности элементов может быть сопоставлена.

Метод проектирования моноконструкций. Основан на минимизации числа связей в конструкции, он применяется для создания функциональных узлов, блоков, на основе оригинальной несущей конструкции в виде моноузла (моноблока) с оригинальными элементами.

Базовый (модульный) метод конструирования. В основу метода положен модульный принцип проектирования. Деление базового метода на разновидности связано с ограничениями, схемной конструкторской унификацией структурных уровней (модулей функциональных узлов, блоков).

Базовый метод является основным при проектировании в современном дизайне, он имеет много преимуществ по сравнению с методом моноконструкций, основные из них следующие :

- на этапе разработки позволяет одновременно вести работу над многими узлами и блоками, что сокращает сроки проведения разработок; упрощает отладку и сопряжение узлов, так как работа любого функционального узла определяется работой известных модулей, резко упрощается конструирование и макетирование; сокращает объем оригинальной конструкторской документации, дает возможность непрерывно совершенствовать аппаратуру без коренных изменений конструкции; упрощает и ускоряет внесение изменений в схему, конструкцию и конструкторскую документацию;

- на этапе производства сокращает сроки освоения серийного производства аппаратуры; упрощает сборку, монтаж, снижает требования к квалификации сборщиков и монтажников; снижает стоимость аппаратуры благодаря широкой механизации и автоматизации производства; повышает степень специализации производства;

- при эксплуатации повышает эксплуатационную надежность, облегчает обслуживание, улучшает ремонтпригодность всех составных частей интерьера[3].

На основе разбиения интерьерной схемы пожарного автомобиля, особенностей и условий эксплуатации, анализа существующих конструкций выбирается метод конструирования устройства в целом и его частей. Учитывая все нюансы проектирования техники специального назначения, серийности ее производства, специфики и частоты замены деталей модуля боевого

расчета, для проектирования компоновки интерьера следует выбрать базовой (модульный) метод конструирования на основе принципа унификации.

При компоновке должны быть учтены требования оптимальных функциональных связей между модулями, их устойчивость, стабильность, требования прочности и жесткости, помехозащищенности и нормального теплового режима, требования технологичности, эргономики, удобства эксплуатации и ремонта. Размещение комплектующих элементов в модулях всех уровней должно обеспечивать равномерное и максимальное заполнение конструктивного объема с удобным доступом для использования боевым расчетом, осмотра, ремонта и замены. Замена детали или сборочной единицы не должна приводить к разборке всей конструкции или ее составных частей. Для устойчивого положения изделия в процессе эксплуатации центр тяжести должен находиться, возможно, ближе к опорной поверхности. При компоновке модулей всех уровней необходимо предусмотреть достаточное пространство для связи отдельных элементов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование унификации элементов при проектировании интерьера пожарного автомобиля позволит существенно уменьшить габаритные размеры изделия, упростить сборку и замену необходимых моделей в случае выхода из строя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bsu [Электронный ресурс]. – Электронные данные. – Режим доступа: <http://fsc.bsu.by/wp-content/uploads/2015/12/E-UMK-DIZAJN-PROEKTIROVANIE-Lektsiya.pdf>
2. Бойков, В.П. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Эргономика и дизайн: учеб. пособие / В.П. Бойков [и др.]; под общ. ред. д-ра тех. наук, проф. В.П.Бойкова. – Минск, Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2015. – 245-247 с.
3. Долматовский Ю. А. Основы конструирования автомобильных кузовов. Теория: учеб. пособие / Долматовский Ю. А. [и др.]; М.: МАШГИЗ, 1962. – 94 с.

УДК 629.433.2

ЦВЕТОФАКТУРНЫЕ РЕШЕНИЯ ИНТЕРЬЕРА НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТА, ПРИЧИНЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Д.С.Асатрян, магистрант

В.П. Бойков, докт. техн. наук

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Беларусь

Asatrajn D.S.,

Boykov V.P., Professor, Doctor of Technical Sciences,

Belarusian national technical University,

Minsk, Belarus

Изучена роль цвета и колористических решений в дизайн-проектах. Проанализирована историческая связь цвета и представлением среды обитания и менталитета общества. Приведена классификация цветовых ассоциаций. Сделан вывод о важности анализа цветофактурного феномена в системе культуры и дизайн-проектирования.

The role of color and color solutions in design projects has been studied. Analyzed the historical relationship of color and representation of the environment and the mentality of society. The classification of color associations is given. The conclusion is made about the importance of the analysis of the color-patterned phenomenon in the system of culture and design.

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире очень важна роль цвета в особенности формирования пространственной среды. Цвет является универсальным признаком присущий любому стилю. В отличии от формы он достаточно хорошо поддается описанию. Колористические системы появились одновременно с первыми мифологическими обрядами и ритуалами в связи со стремлением к упорядочиванию мира: для того чтобы создать язык, понятный для

всех - для людей, для богов и духов; позднее символику цвета стали использовать для обозначения стихий. Дальнейшее развитие колористических систем привело к разработке методологии использования цветофактурных решений при разработке дизайн-проектов, как одной из важных составляющих, в различных сферах человеческой деятельности и отраслях экономики.

Поэтому целью данной работы явился анализ цветофактурных подходов и решений для выполнения дизайн-проектов мобильных машин и транспортных средств.

АНАЛИЗ ЦВЕТОФАКТУРНЫХ ПОДХОДОВ И РЕШЕНИЙ В ДИЗАЙН-ПРОЕКТИРОВАНИИ

Как правило, большую часть информации о внешнем мире мы получаем через глаза. Глаз фиксирует форму и объем предметов, а также цвет. Цвет - это одна из самых важных характеристик всего виденного нами. Каждый цвет вызывает у человека цепь ассоциаций, которые влияют не только на его психологическое и эмоциональное состояние, но и на физиологическое. Еще древние ученые подметили этот феномен и с успехом применяли на практике цветолечение. Очевидно, что в одном помещении дышится легко и свободно, а в некоторых других - стены будто сближаются и давят на вас. Не последнюю роль в таком восприятии играет и цвет. Поэтому подходить к выбору цветов для интерьера нужно с особым вниманием. Ведь проектируемый интерьер должен не только отвечать вкусам, но и быть максимально комфортным.

Если интерьер транспортного средства будет выдержан в одном монотонном цвете, то такой интерьер вызовет быструю утомляемость. Но оформление интерьера в двух контрастных цветах приведет к тому же результату. Во всем нужна мера и гармония, излишняя пестрота назойлива, как и излишняя монотонность. Избежать этих подводных камней помогут разумно подобранные детали интерьера и некоторые простые правила **сочетаемости цветов**.

Однотонная сочетаемость заключается в сочетании различных оттенков одного цвета. Такое оформление стен применяется в том случае, если добиться спокойной и расслабляющей обстановки. Однотонная сочетаемость цветов идеально подходит для интерьера, в котором акцент будет сделан на яркие детали: поручни, средства оплаты пассажирами поездки, расположенные по салону направляющие, пассажирские сидения.

Контрастная сочетаемость - это соединение двух контрастных цветов, например, синего и оранжевого. Эти цвета уравнивают друг друга и создают яркий и нарядный интерьер. Чтобы избежать излишней назойливости такого сочетания. При этом стоит помнить, что по тону мебель должна быть светлее пола, но темнее стен. Зрительно это придаст весомость и естественность помещению.

Можно проследить историю формирования ментальной связи между цветом и жизнью общества. Цвет напрямую зависит от модальности (восприятия, при помощи какого-то чувства). Каждый цвет зашифровывает в себе код, восприятия которого у каждого народа своя. Понять цвет означает понять культуру и наследие общества. Поэтому цвет настолько важен в формообразовании.

Восприятие цвета — это сложный процесс, обусловленный не только физическими, физиологическими, но и психологическими факторами. За долгое развитие человеческого зрения, психологическое воздействие цвета совершенствовалось от элементарного цветоощущения до высоко развитого чувства цвета современного человека.

Эмоциональные ассоциации могут быть позитивными, негативными или нейтральными. Цвет может возбуждать кроме органов зрения и другие органы чувств — осязание, слух, вкус, обоняние. Цвет может вызвать такие физические ассоциации, как легкий, холодный, тихий, гладкий, отступающий, тяжелый и т.д. [1]

В одном эксперименте нескольким испытуемым предлагалось перенести на определенное расстояние две группы ящиков, выкрашенных в желтый и коричневый цвет. После того как ящики

были перенесены, участникам эксперимента задавался вопрос: «Какая группа ящиков тяжелее?» Из них 90% ответили, что коричневая группа, хотя вес ящиков был абсолютно одинаков.

Возникающие при восприятии цветов ассоциации — это **несобственные качества цвета**. Собственные качества цвета — это такие основные характеристики, как цветовой тон, светлота, насыщенность. Несобственные качества, отражающие тесную связь цвета с предметом, всегда были очень важны для всех видов искусств, так как благодаря им можно усиливать выразительность и эмоциональный настрой художественного произведения, пространства в интерьере транспортного средства и т.д.

Сила и характер воздействия одного цвета на разных людей неодинакова. Они зависят от многих как объективных факторов (собственных качеств цвета, площади, фактурности цветной поверхности, местоположения в пространстве), так и субъективных (настроения, характера, восприимчивости человека). Однако многочисленные исследования показывают, что одни и те же цвета и сочетания цветов вызывают у большинства людей близкие психофизиологические реакции. Многие из них объясняются объективными физическими и физиологическими закономерностями.

Пространственные свойства цвета были замечены и использовались еще художниками эпохи Возрождения, которые в своих работах пользовались как линейной перспективой, так и воздушной, и цветовой. Передние планы на своих полотнах они изображали в теплых коричневатых тонах, а дальние — в прохладных, осветленных, сине-зеленых, голубых тонах. [2]

Существует столь же научное объяснение результатам неоднократно проводимых экспериментов со слепыми людьми, на ощупь определяющими красный цвет по теплу, исходящему от цветных образцов. Если посмотреть на шкалу электромагнитных излучений Вселенной, то спектральное видимое излучение, вызывающее красный цвет, находится на границе с самым

«горячим» по температуре инфракрасным излучением. Данное «соседство» объясняет, что эти излучения при поглощении поверхностью выделяют большее количество тепла по сравнению с холодным, например, синим цветом.

Кроме физически объяснимых температурных различий красного и синего цвета, в основе их различий лежат также и вековые ассоциации с теплыми и холодными предметами, а также явлениями окружающего человека природного мира. Например, красный цвет воспринимается как теплый, потому что он ассоциируется с огнем. Синий же цвет воспринимается как холодный, потому что он ассоциируется с водой, льдом, небом и вызывает у нас чувство прохлады и свежести. Данные «природные» ассоциации легли в основу принятого в цветоведении деления спектрального цветового круга на теплую и холодную части.

Явления последовательного контраста будут давать «температурные» оттенки. Например, чистый красный цвет на фиолетовом фоне будет казаться теплее того же красного на оранжевом фоне. Умение видеть относительные качества цветов — изменение их «температурности» — служит прекрасным подспорьем для создания цветowych гармоний. Это же умение является показателем выработки утонченного колористического чувства цвета.

Символические значения цветов также вызывают у людей эмоциональные реакции. Здесь, конечно, больше субъективных факторов. «Окраска» или оценка эмоциональных ассоциаций (позитивные или негативные), вызванных символикой цвета, зависит от возраста человека, его жизненного опыта, профессии, образования, национальных и культурных традиций, в которых он вырос и живет и др. Тем не менее есть множество символических значений цветов, которые на сегодняшний день являются наиболее общими для многих народов. Решение цветowych проблем, конечно, должно базироваться на знании и осмыслении огромного опыта, накопленного человечеством в этой области.

Для лучшего понимания того эмоционального и психологического влияния, которое оказывает на людей каждый цвет, предлагаем таблицу цветовых ассоциаций, которая была составлена на основе исследований специалистов в данном вопросе (Р. Арнхейм, Г. Цойгнер, Г. Фриллинг, К. Ауэр), а также ряда социальных опросов, проведенных автором (рис. 1). [3]

Таблица 1. Таблица цветовых ассоциаций.

Цвет	Температура	Расстояние	Влажность	Звук	Ассоциации природные	Ассоциации эмоциональные
Красный	горячий	близкий	сухой	громкий	огонь, кровь, мак, вино	гнев, стыд, активность, радость, любовь, энергия
Желтый	теплый	близкий	сухой	звонящий	солнце, свет, лимон, подсолнух, пустыня	оптимизм, радость, возвышенность
Зеленый	нейтральный	неопределенный	нейтральный	спокойный	природа, весна, трава, дерево.	надежда, спокойствие, уверенность, тоска
Синий	холодный	далекый	влажный	тихий	вода, холод, море	покой, стабильность, вера, печаль
Белый	прохладный	близкий	нейтральный	тихий	молоко, дневной свет	чистота, романтизм, невинность, благородство
Серый	холодный	удаляющийся	влажный	тихий	пепел, пыль, серебро	грусть, пассивность, будничность, скука
Черный	холодный	далекый	сухой	резкий	вселенная, ночь, уголь, бездна	таинственность, смерть, независимость, трагизм

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Без изучения и анализа формы объекта и цвета невозможно создать благоприятную пространственную среду. Традиции тесно связаны с инновациями, которые являются частью современной жизни. Результаты научного знания в целом складывались в формирующийся образ новой культуры, в которой «следы» цвета

явно присутствуют, оказывая побудительное воздействие на культуру последующих эпох.

Анализ цветофактурного феномена в системе культуры позволяет лучше изучить специфику культурных процессов, как в их имманентной статике, так и в их исторической динамике.

Перспективы исследования могут быть использованы в анализе значимости цвета для современной культуры, что ставит вопрос о принципах целостности культуры, природы и особенностях культурного диалога.

Цвет является мощным инструментом на воздействие человеческого разума, шифр которого хранится в каждом из нас на подсознательном уровне и который уходит корнями в далекое прошлое.

Категории зрительного мышления словесного эквивалента не имеют. Чем сложнее визуальная категория, тем сложнее найти для неё словесное обозначение.

Поэтому качественный анализ цветофактурных вариантов является важным этапом в разработке дизайн-проектов мобильных машин и транспортных средств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сьюзан Уэйншенк, 100 НОВЫХ главных принципов дизайна / Сьюзан Уэйншенк - Издательский дом «Питер», 2017 – 45-46 с.
2. Solla [Электронный ресурс]. – Электронные данные. – Режим доступа: <http://solla.site/2016/coloristika/>
3. Dedesign [Электронный ресурс]. – Электронные данные. – Режим доступа: <http://deadsign.ru/design/color-glossary-for-designers-terms-and-definitions/>

УДК 629.114.2.001

**МЕТОД ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТОИМОСТНОГО АНАЛИЗА
И ЕГО ВОЗМОЖНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Бойков Владимир Петрович, Boykov Vladimir Petrovich – заведующий кафедрой «Тракторы» Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, профессор.

Гуськов Валерий Владимирович, Gus'kov Valeriy Vladimirovich – доктор технических наук, профессор кафедры «Тракторы» Белорусского национального технического университета.

Гринцевич Любовь Владимировна, Grintsevich Lyubov Vladimirovna – кандидат экономических наук, заведующая кафедрой «Экономика и управление инновационными проектами в промышленности»

Белорусского национального технического университета.

Павлова Вероника Владимировна, Pavlova Veronika Vladimirovna – кандидат экономических наук, доцент кафедры «Оценочная деятельность на транспорте и в промышленности» Белорусского национального технического университета.

Зезетко Николай Иванович, Zezetko Nikolay Ivanovich – первый заместитель генерального конструктора ОАО "МТЗ" - главный конструктор тракторной техники, кандидат технических наук.

Близнюк Ольга Сергеевна, Bliznyuk Olga Sergeevna – преподаватель кафедры «Инновационный менеджмент» Белорусского государственного университета.

г. Минск, Беларусь

Minsk, Belarus

В статье рассматриваются вопросы применения метода функционально-стоимостного анализа (ФСА) при проектировании многоцелевых колесных и гусеничных машин. Под ФСА понимается метод системного исследования функций объекта, направленный на минимизацию затрат в сферах проектирования, производства и эксплуатации при сохранении или повышении качества и технического уровня изделий. Приводится понятие и классификация функций машин, область их применения. В статье рассмотрены возможности применения ФСА в структуре отдельных предприятий машиностроительного комплекса Республики Беларусь.

This article discusses the application of the method of functional-cost analysis (FCA) when the multi-purpose wheeled and tracked vehicles are designing. FCA means the method of a system research of functions of an object, aimed at minimizing the costs of design areas, production and operations while maintaining or improving products quality and their technical level. The article contains the concept and classification of functions of cars, area of their application. The article is also has examples of possible applications of FCA in the field of machine-building enterprises of the Republic of Belarus.

ВВЕДЕНИЕ

Политика открытости экономики Республики Беларусь привела к ужесточению конкуренции среди производителей продукции, притоку производителей из стран ближнего и дальнего зарубежья, снижению объемов государственных заказов. Поэтому для успешного развития экономики республики необходимо активно осваивать внешние рынки, так как внутренний уже недостаточен для эффективного производства и освоения инновационной продукции. Насущными проблемами белорусских предприятий, требующими незамедлительного решения, являются: необходимость активного поиска покупателей, освоение в производстве новых и высоких технологий, повышение качества продукции и снижения издержек на ее производство, поддержание прежних и налаживание новых хозяйственных связей.

Одним из путей решения указанных проблем может служить реализация эффективных методов технико-экономического обоснования проектируемой мобильной машины. В настоящее время одним из таких прогрессивных методов является функционально-стоимостной анализ (ФСА), который широко применяется в этих целях на предприятиях Западной Европы, Северной Америки, Китая.

*Функционально-стоимостный анализ – это метод системного технико-экономического инженерного анализа, направленный на **повышение** (сохранение) **функциональной полезности объекта**, **повышение его технического уровня** при **минимизации затрат** на создание и эксплуатацию.*

Предметом ФСА является функция проектируемого объекта.

ФСА представляет собой универсальный высокоэффективный **метод оптимизации параметров** и других конструктивных, технологических, организационных, эстетических, экономических **характеристик изделия** по принятому критерию (критериям). В качестве **основного критерия** выступает определяемое специальным образом **соотношение потребительских свойств на единицу затрат**.

При проведении ФСА активно используются различные эвристические методы и методы активизации творчества. Этот метод нашел наиболее широкое распространение в США [1], других передовых промышленных странах, активно развивающихся индустриальных странах, таких как Китай, Южная Корея, в областях военного и гражданского строительства, электронной, авиационной, машиностроительной и прочих отраслях промышленного производства. Его применение приносит значительный экономический эффект за счет оптимизации конструкции изделий и процессов, снижения затрат на создание, внедрение и непосредственно производство товаров, что, в свою очередь, способствует повышению их конкурентоспособности.

Можно отметить два принципиально отличных друг от друга подхода к поиску решений, связанных с конструированием изделий. Первый подход – **предметный**, основан на поиске решений поставленной задачи, сводится в основном к синтезу и компоновке изделия или процесса из заданного набора элементов (предметов). Второй – **функциональный**, предполагающий рассмотрение каждого объекта и его составляющих как вариант реализации (или намечаемого к реализации) комплекса функций, необходимых потребителю, и нахождение на этой основе наиболее эффективных путей осуществления этих функций;

При проведении ФСА понятие «функция» трактуется следующим образом – это назначение или способность объекта к определенному действию, воздействию, реализации конкретного технологического процесса, удовлетворению потребности.

Практичность и большую значимость функционального подхода можно понять из следующего рассуждения: «любое изделие изготавливается для того, чтобы выполнять возложенную на него функцию» [2].

Такая задача сводится к ликвидации на основе проведенного анализа функций излишних или вредных элементов и затрат при сохранении (повышении) качества.

Потребитель фактически стремится приобрести не изделия в прямом смысле, а функции, выполняемые этим изделием. Изделие является лишь носителем функций.

Например, покупая легковую автомашину, мы не анализируем структуру применяемых материалов, их массу и варианты технологии ее производства, а оцениваем функцию комфортного управления, скоростного режима, надежности, престижности, эстетических качеств, стоимости и т.д.

Такая, отличающаяся от традиционной, постановка вопроса изменяет сложившийся стереотип мышления и позволяет добиться такого экономического эффекта, которого не удаётся добиться другими методами.

Особенность функционально-стоимостного анализа состоит в том, что объектом исследования и изучения являются функции товара, услуги, процесса и их составляющих. Его главное достоинство заключается в том, что он позволяет не только составить истинное представление о предмете исследования, его функциях, потребительских свойствах, увидеть действительные причины неудовлетворительного качества и неоправданных затрат, но и предложить конкретные, многовариантные пути достижения оптимального соотношения между качеством и затратами на функционирование исследуемого объекта.

Оптимизация осуществляется путем применения системных исследований функций объектов, направленных на принципиальное изменение конструкции объекта, и изыскания новых способов выполнения функций.

Применение ФСА отражает наметившуюся тенденцию постепенного перехода от проектирования материальной структуры объекта к первоначальному проектированию его функциональной структуры, представляющему собой принципиальное изменение в теории и практике проектирования.

Процесс исследования при выполнении ФСА состоит из нескольких этапов, представленных на рисунке 1 и 2.

На рисунке 3 представлена классификация функций изделия, позволяющая составить представление об основных принципах метода ФСА.

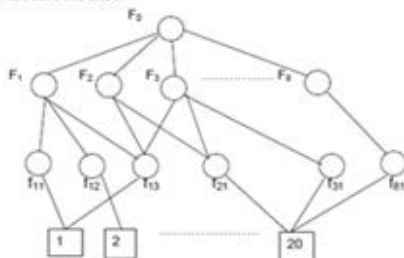
Этапы ФСА



Рисунок 1 - Последовательность выполнения этапов ФСА

Этапы ФСА

Помимо матриц взаимосвязи можно использовать модель функций в виде графа



F0 – главная функция; F1 – F8 – основные функции; f11 - f81 – вспомогательные функции; номера в квадратах означают функциональные блоки (элементы конструкции).

Рядом с функциями можно проставлять значимости в % и другую информацию.

Рисунок 2 - Иерархия функций в этапах ФСА

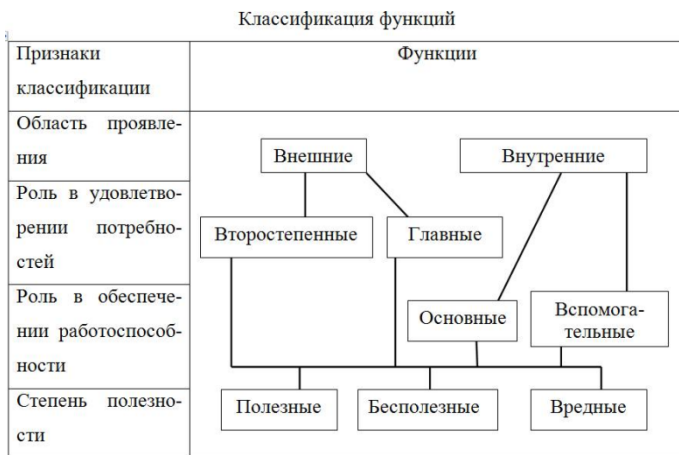


Рис. 3 Классификация функций изделия.

По области применения функции можно разделить на внешние и внутренние. Внешние функции выполняются объектом в целом и отражают функциональные отношения между объектом и внешней средой, с которой он взаимодействует. Внутренние функции определяются взаимодействием внутри объекта и выполняются его элементами.

Среди внешних функций в зависимости от их роли в удовлетворении потребностей следует различать главные и второстепенные. Главная функция объекта определяет его назначение. Второстепенные функции не влияют на его работоспособность, они отражают побочные цели создания объекта, обеспечивают и увеличивают спрос на него (например, удобство использования, эстетичность).

Среди внутренних функций следует различать основные и вспомогательные. Основная функция обеспечивает работоспособность объекта и создает необходимые условия для осуществления главной функции. Различают основные функции приема, ввода (энергии, информации), передачи, преобразования, регулирования, хранения, выдачи результата. Вспомогательные функции способствуют реализации основных. Существует несколько разновидностей вспомогательных функций:

соединительные, изолирующие, фиксирующие, направляющие, крепежные и т.д.

В зависимости от содержания можно выделить следующие внешние функции: потребительски-эксплуатационные, эстетические, эргономические, экологические, а среди внутренних – конструктивные и технологические.

По характеру проявления различают функции номинальные (целевые), обеспечивающие необходимую полезность объекта в соответствии с заданными требованиями, действительные, реально существующие в изделии, потенциальные (до определенного времени не проявляющиеся), способствующие расширению сферы применения объекта (например, возможность навески на базовую машину различного рабочего оборудования).

По степени полезности различают: полезные функции – внешние и внутренние, отражающие функционально необходимые потребительские свойства и определяющие работоспособность объекта; бесполезные функции, нейтральные и вредные. Нейтральные функции – это функции излишние, не снижающие работоспособность объекта, но создающие избыточность и удорожающие объект. Вредные – это функции, отрицательно влияющие на работоспособность объекта и его потребительскую стоимость, удорожающие объект. К вредным можно отнести такие функции как создание паразитарных потоков мощности или энергии в приводе, рассеивание энергии и т.д.

Совокупность рассмотренных понятий дает возможность многоаспектного представления функций и способствует более точному определению области возможных решений. Такая классификация позволяет также лучше представить иерархию взаимосвязи функций.

Отображение изделия в виде функций и их отношений получило название функциональной модели (это модели логического типа). Процесс построения и использования функциональных моделей будем называть функциональным моделированием. Функциональное моделирование дает логическое описание объекта.

Наряду с функциональными моделями могут быть использованы структурные модели, дающие представления о

составляющих объектах, их основных взаимосвязях на разных уровнях иерархии (см. рис. 2).

По сравнению с методом математической теории оптимизации, предполагающей нахождение оптимального значения целевой функции с помощью сложных алгоритмов машинных программ, ФСА не нацелен на нахождение точного оптимума. Этот метод ориентируется на приближенную оптимизацию с использованием доступных и относительно простых алгоритмов, или иначе говоря, правил, предусматривающих комплексную поэтапную технико-экономическую оценку решений с учетом не только внутренних, но внешних характеристик объекта, которые не всегда могут быть представлены в виде формализованных математических зависимостей.

Чрезмерная трудоемкость вычислений, присущих теории оптимизации, при решении задач малой и средней сложности побуждают специалиста отдавать предпочтения ФСА, который является обобщенным методом технико-экономического исследования. Он базируется на методах и принципах теории систем и системного подхода, методах инженерного анализа; методах экономического анализа. При проведении ФСА эффективно используются различные эвристические методы и методы активизации в творчестве.

В качестве примера применения ФСА при проектировании машин рассмотрим процесс формирования перспективного типажа тракторов ОАО «Минский тракторный завод». Типаж тракторов состоит из ряда семейств, состоящих из базовых моделей и модификаций, удовлетворяющих разнообразным потребностям народного хозяйства страны и характеризующий основным классификационным параметрам – номинальным тяговым $F_{кр.н}$ усилием, выражающим в тоннах. В настоящее время типаж тракторов завода состоит из восьми семейств: 0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0. В ближайшее время будет реализован девятый класс – 8,0. При формировании типажа тракторов может использоваться два подхода: один, связанный с выбором семейств тракторов, включающих колёсные и гусеничные модификации и основывающийся на предпочтительном ряде цифр, отображающий номинальное тяговое усилие, наибольший экономический эффект и

потребности народного хозяйства. Под этот типаж формируется ряд агрегируемых машин и орудий.

Другой подход ориентируется на перспективные технологии, используемые в сельском и лесном хозяйствах, дорожном и городском строительстве, горной и добывающей промышленности, освоении болот и заболоченных земель и др. При этом учитываются размеры и контуры обрабатываемых площадей, сопротивление почвы обработке различными агрегируемыми машинами, объемы перемещаемого грунта и др. Как правило, технологические операции представлены соответствующими технологическими картами, где наряду с машинами представлен и соответствующий ряд тракторной техники.

По нашему мнению, второй подход более предпочтителен. Он основан на тяговых и ротационных усилиях, развиваемых тракторами, и необходимых для работы одиночных или комплексных машин и орудий, агрегируемых с последними. Систематизация тяговых нагрузок позволит сформировать соответствующий диапазонный ряд – основу для разработки типажа тракторной и другой мобильной техники.

Предварительный ФСА, проведенный в этой области знаний показывает, что существуют определённые диапазоны тяговых усилий и мощностей, которые охватывают весь перспективный типаж (рисунок 4).

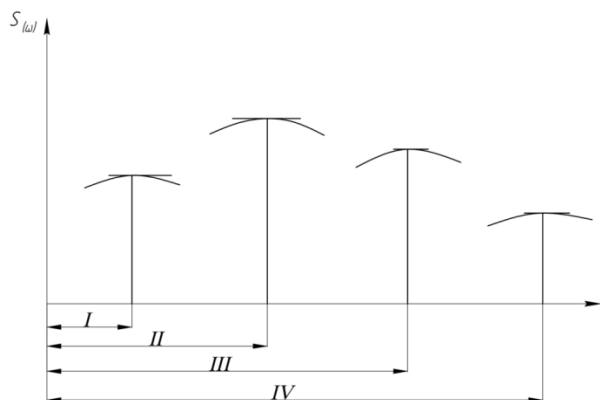


Рисунок 4 - Плотность распределения $S(w)$ семейств тракторов перспективного типажа в зависимости от w ($F_{кр}$)

Пики плотности распределения (I, II, III, IV) показывают рациональный диапазон семейств тракторов.

Первый диапазон формируется в пределах тяговых сопротивлений от 2,0 до 6,0 кН и состоит из агрегируемых машин, предназначенных для фермерских хозяйств, животноводческих ферм, садовых и огородных участков и, частично, в городском хозяйстве. Мощность двигателя тракторов при этом колеблется от 2 до 15 кВт. Колёсный движитель формируется по схемам 2х2 и 4х4.

Ко второму диапазону относятся агрегируемые машины и орудия, наиболее распространённые в сельском хозяйстве при возделывании низко- и высокостебельных культур таких как злаковые и зернобобовые, картофель, кукуруза, хлопок и др.; влаголюбивых – рис, клюква и др. Трактор этого семейства (класса) в качестве базовой модели и модификаций широко используется в городском и лесном хозяйствах, дорожном строительстве, промышленности, при обработке горных склонов и при осушении болот и заболоченных земель и т.д.

Диапазон тяговых усилий при этом составляет 9,0 – 20,0 кН, а мощность двигателя от 60 до 100 кВт. Тракторы этого класса могут включать как колёсные модели 4х2, 4х4, так и гусеничные модификации.

Эти тракторы являются универсально-пропашными и могут иметь промышленные модификации.

К третьему классу или семейству относятся колёсные и гусеничные тракторы, агрегируемые с комплексными машинами, требующие значительных тяговых усилий, мощности и её отбора через валы отбора мощности.

В сельском и лесном хозяйствах комплексы машин, навешиваются на трактор спереди, сзади и посередине, например, комплексный агрегат, производящий весенние полевые работы по возделыванию почвы (пахота, ... боронование), посева и внесения удобрений, прикатывания и т.д.

Диапазон тяговых усилий в этом классе должен находиться в пределах 30,0...50,0 кН и более с двигателями мощностью от 150 до 250 кВт.

К четвёртому классу следует отнести тракторы с колёсным или гусеничным двигателем, с двигателем мощностью от 300 до 500 кВт и тяговым усилием от 5.0 до 8.0, унифицированными трансмиссиями, системами подвески, кабинами, навесными системами и др. Они предназначены для работ в сельском хозяйстве при агрегатировании с колёсными агрегатами, требующие больших тяговых усилий, в городском хозяйстве и строительстве в агрегате с различного рода машинами, требующими отбор мощности и т.д.

Различное тяговое усилие должно достигаться за счёт комплектации колёсного двигателя различным количеством шин, системами автоматического регулирования воздуха в шинах.

На базе машин этого класса могут создаваться машины для лесохозяйственного комплекса, дорожного строительства и др.

В лесном хозяйстве эти комплексные машины должны производить одновременно ряд операций по заготовке древесины, а именно: срезка стволов, обрезка сучьев, разделка хлыстов, их погрузка и вывозка на нижний склад

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

ФСА является обобщенным методом технико-экономического исследования, базирующегося на методах и принципах теории систем и системного подхода, включающего в себя компьютерные и информационные технологии проектирования, методы инженерного и экономического анализа. При проведении ФСА эффективно используются эвристические методы и методы активизации творческого мышления.

Все перечисленные положения и способы применения ФСА можно использовать на Минском автомобильном заводе, Белорусском автомобильном заводе и других предприятиях, выпускающих мобильные машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Каплан, Р. Функционально-стоимостной анализ: практическое применение / Р.Каплан, Р.Купер. – М.: ООО «ИД Вильямс», 2008. – 352 с.
2. Половинкин, А.И. Основы инженерного творчества: учебное пособие для студентов вузов / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

УДК 622.331

**ОСОБЕННОСТИ ПРИВОДОВ ГУСЕНИЦ
МАШИН ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТ
FEATURES OF DRIVES OF CATERPILLARS
CARS FOR UNDERGROUND MINING OPERATIONS**

Басалай Г.А., Казаченко Г.В., к.т.н., доцент,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

R.A. Basalay, G.V. Kazachenko, Ph.D.in Engineering,
Assosiate Professor,
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Приведен обзор и анализ структурных особенностей эффективных приводов от различных двигателей гусениц подземных мобильных машин, обеспечивающих малые технологические скорости движения, материалоемкость и стоимость, высокий КПД и надежность, перспективные для реализации особо больших передаточных отношений.

The review and the analysis of structural features of effective drives from various engines of caterpillars of the underground mobile cars providing small technological speeds of the movement, a material capacity and cost, the high efficiency and reliability perspective for realization of especially big transfer relations is provided.

ВВЕДЕНИЕ

Ожидаемый значительный рост объемов подземной добычи калийных солей в Республике Беларусь предопределяет актуальность совершенствования проходческих комбайнов на гусеничном ходу.

Цель работы состоит в изыскании путей модернизации приводов гусениц на основе использования новых технических решений и механизмов, которые повысят эффективность добычных машин.

Проведенный обзор приводов гусениц исследуемых машин ориентирован на анализ возможности внедрения новых технических решений планетарных и циклоидальных передач с сохранением унификации в отработанные существующие гусеничные движители эксплуатируемых мобильных машин.

СТРУКТУРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИВОДОВ ГУСЕНИЦ

На рудниках ОАО «Беларуськалий» при разработке Старобинского месторождения калийных солей широко применяются проходческие комбайны с основным исполнительным органом в виде соосных роторов (ПК-8МА, ПКС-8М и КРП-3), а также комбайны с планетарно-дисковым ИО: «Урал-10А» и «Урал-61» (производитель – Копейский машиностроительный завод, Россия), КПО-10,5 и КПО-8,5 (производитель – Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством, Беларусь).

Гусеничный движитель комбайна предназначен для подачи комбайна на забой во время проходки выработки и для осуществления транспортных операций машиной. Движитель состоит из гусеничных тележек (правой и левой) с индивидуальными гидромеханическими приводами.

Сопротивление движению комбайна в рабочем режиме можно представить в форме суммы пяти составляющих от сопротивления передвижению машины [1-3]:

- сопротивление передвижению гусениц по опорной поверхности (почве выработки);
- сопротивление передвижению агрегата при работе в выработке с продольным уклоном;
- сопротивление подаче комбайна на забой;
- трогание с места и разгон до номинальной скорости;
- сопротивление передвижению прицепа (бункера-перегрузателя) с учетом увеличивающейся массы руды в кузове.

Используемые в комбайнах ПКС-8, КРП-3 приводы ведущих звездочек (рис. 1) включают многоступенчатые цилиндрические редукторы, приводимые в действие гидромоторами MSE-18 или MR-80.

При включении рабочей скорости подачи комбайна крутящий момент от гидромотора M передается ведущим звездочкам 24 гусеничной ленты через шесть ступеней зубчатых передач (4 – 6, 8 – 11, 12 – 13, 14 – 16, 18 – 19 и 21 – 22), а при маневровой – через четыре ступени передач (3 – 13, 14 – 16, 18 – 19 и 21 – 22).

Передаточное отношение привода в рабочем режиме комбайна составляет 204,5; при маневрах – 15,8. Максимальная скорость комбайна при отгоне – до 3 м/мин.

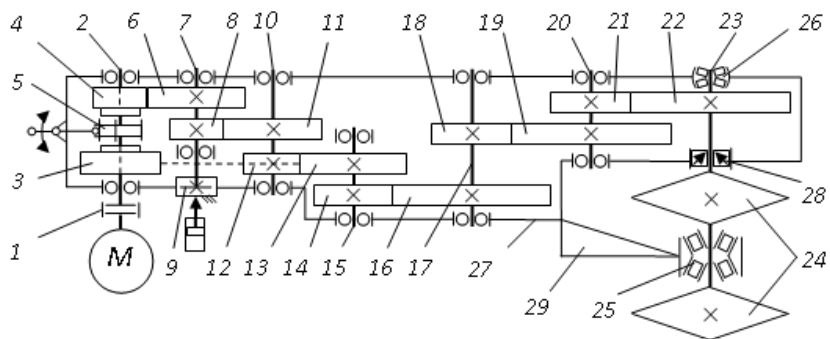


Рис. 1. Принципиальная кинематическая схема гидромеханического привода гусеницы проходческих комбайнов серии ПКС-8

В редуктор привода гусеницы встроен тормоз 9, предназначенный для торможения гусеницы во избежание самопроизвольного сползания комбайна под уклон под действием собственного веса при отключении электродвигателей насосов. При одновременной подаче масла к гидромотору и в цилиндр происходит срабатывание тормоза.

В приводах гусениц проходческо-очистных комбайнов серии «Урал-10 (20)», а также КПО-10,5 (8,5) также используется многоступенчатые цилиндрические редукторы, обеспечивающие рабочий и транспортный режимы движения машин (рис. 2). В них применяются аксиально-поршневые гидромоторы 310.4.

Ряд производителей горных машин в гидромеханических приводах гусениц применяют комбинированные схемы, состоящие из многоступенчатых цилиндрических и одно-двухступенчатых планетарных передач.

Например, в гидромеханическом приводе гусениц комбайнов избирательного действия серии КИД-220, а также щеленарезной машины МВБ-140 применяется комбинированная схема, состоящая из двухступенчатого

цилиндрического редуктора и планетарной тихоходной передачи (рис. 3).

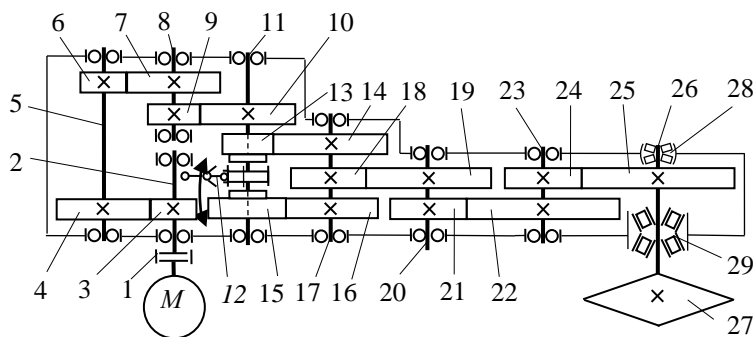


Рис. 2. Принципиальная кинематическая схема привода гусеницы комбайнов семейства «Урал» и КПО-10,5:

1 – муфта; 2,5,8, 11,17,20,23,26 – валы; 3,4,6,7,9,10,13,14,18,19,21,22,24,25 – зубчатые колеса; 12 – кулачковая муфта; 26 и 29 – подшипниковые опоры; 27 – звездочка

Например, в гидромеханическом приводе гусениц комбайнов избирательного действия серии КИД-220, а также щеленарезной машины МВБ-140 применяется комбинированная схема, состоящая из двухступенчатого цилиндрического редуктора и планетарной тихоходной передачи (рис. 3). Для этого используется унифицированная планетарная передача от бортового редуктора привода гусениц специальных машин серийного производства.

В гидромеханическом приводе гусеницы комбайна СМ2В-30Р («Eickhoff», Германия) применяется трехступенчатый цилиндрический редуктор в сочетании с двухступенчатой планетарной передачей (рис. 4). Передаточное отношение редуктора равно 302. При этом на первой и третьей ступенях цилиндрического редуктора используются промежуточные зубчатые колеса 4 и 12, обеспечивающие увеличение межосевого расстояния между ведущим валом 2 и соосными: валом 15, водилами 20 и 24, а также валом 25 ступицы со звездочками 27.

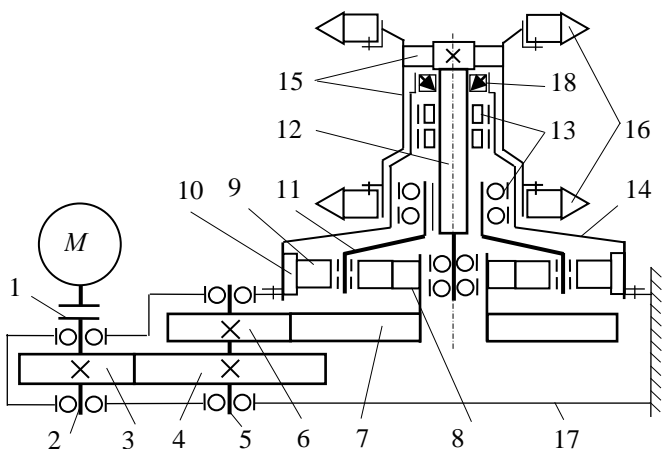


Рис. 3. Кинематическая схема привода гусеницы комбайнов серии КИД-220 и машины МВБ-140:

1 – муфта; 2 и 5 – валы; 3, 4, 6 и 7 – зубчатые колеса цилиндрического редуктора; 8, 9, 10 зубчатые колеса и водило 11 планетарной передачи; 12 – опорный вал; 13 – подшипниковые опоры; 14 – корпус планетарной передачи; 15 – ступица; 16 – звездочки; 17 – корпус цилиндрического редуктора; 18 – уплотнение

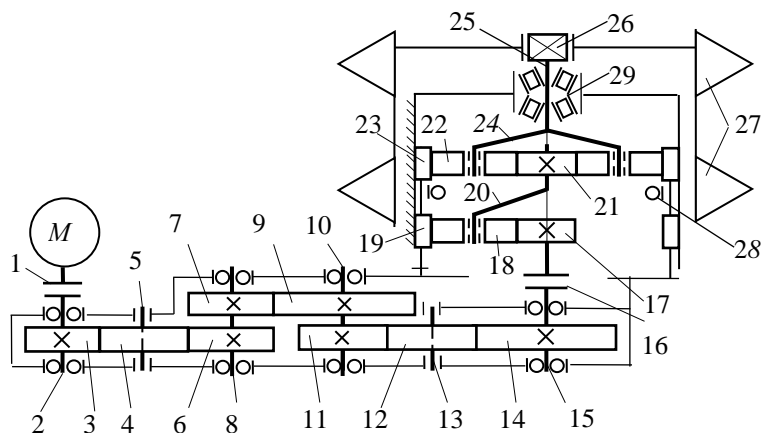


Рис. 4. Кинематическая схема

гидромеханического привода гусеницы комбайна CM2B-30P

Для очистного комбайна «Кобра К6» (Холдинг «Нива», г. Солигорск) разработан электромеханический привод гусениц, с

частотным регулированием двигателя переменного тока. Поэтому в редукторе не применяется муфты переключения режимов передвижения (рабочий – транспортный). Однако механическая часть привода – редуктор имеет шесть ступеней зубчатых передач (рис. 5).

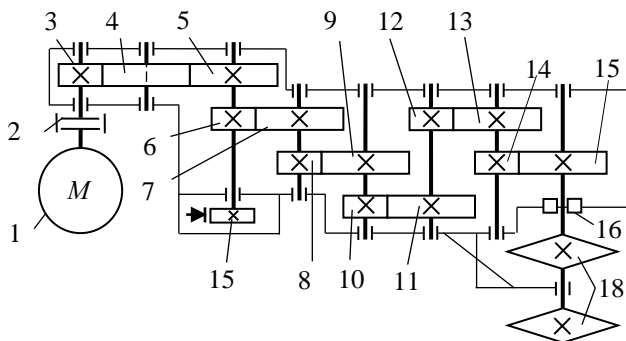


Рис. 5. Кинематическая схема электромеханического привода гусеницы комбайна «Кобра К6»:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта; (3 – 15) – зубчатые колеса;
16 – уплотнение; 17 – тормоз; 18 – звездочки

Недостатком всех рассмотренных приводов помимо низкого КПД является их сложность и металлоемкость.

В этом смысле определенный интерес представляют циклоидальные редукторы Барановичского станкостроительного завода.

КПД одноступенчатого циклоидального редуктора составляет 92,5 %, двухступенчатого – 85 %. Высокая нагрузочная способность, выдерживает 5-кратные пиковые перегрузки. Циклоидальные редукторы обладают высокой надёжностью до 20000 часов непрерывной работы редуктора при постоянной нагрузке с вероятностью безотказной работы до 90 %. Многопарность зацепления обеспечивает низкий уровень шума 65...70 дБ. Один из вариантов использования циклоидального редуктора в приводе гусениц проходческих комбайнов представлен на рисунке 6.

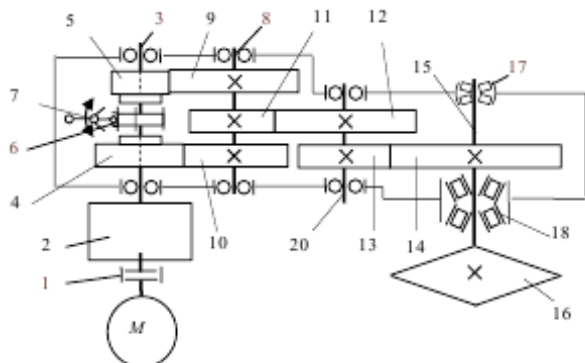


Рис. 6. Схема привода гусеницы горной машины с использованием на быстроходной ступени циклоидального редуктора

Таким образом, анализ конструктивных особенностей приводов гусениц проходческих комбайнов показывает, что они обеспечивают значительное передаточное отношение, поэтому включают в себя от 4 до 7 ступеней цилиндрических передач.

Эффективность редукторов может составлять 0,8 – 0,9. Учитывая, что проходческие комбайны представляют собой тихоходные мобильные машины, этот показатель не влияет на их общую эффективность. Сложность конструкций отражается на стоимости изготовления, а также показателях надежности изделий.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ приводов гусениц подземных мобильных машин показывает, что есть пути их модернизации на основе использования новых технических решений и механизмов, обеспечивающих малые технологические скорости движения, материалоемкость и стоимость, высокий КПД и надежность, перспективные для реализации особо больших передаточных отношений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Казаченко, Г.В. Опорно-ходовые устройства горных машин. / Г.В. Казаченко, В.Я. Прушак, Г.А. Басалай, Е.В. Щерба – Мн. : Энергопринт, 2016. – 207 с.

2. Казаченко, Г.В. Горные машины. Ч.1 Основы теории. / Г.В. Казаченко, В.Я. Прушак, Г.А. Басалай, В.Я. Щерба : под общ. ред. В. Я. Прушака. – Мн. : Вышэйшая школа, 2018. – 183 с.

3. Казаченко, Г.В. Горные машины. Ч.2 Машины и комплексы для добычи полезных ископаемых. / Г.В. Казаченко , В.Я. Прушак, Г.А. Басалай: под общ. ред. В. Я. Прушака. – Мн. : Вышэйшая школа, 2018. – 228 с.