

АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

Вып. 15
Теория
и конструирование
мобильных
машин

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

ВЫПУСК 15

ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Минск "Вышэйшая школа" 1980

6529,11
11 22

Главный редактор

Н.Ф.Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:

А.Ф.Андреев, С.М.Белов, М.П.Бренч, Г.Ф.Бугусов,
М.С.Высоцкий, А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, В.В.
Кацыгин, И.П.Ксеневич, Г.М.Кокин, А.Х.Лефаров, Г.И.
Мамити, М.А.Разумовский, А.Т.Скойбеда, А.Ф. Тихо-
нов, Р.И.Фурунжиев

Ответственный за выпуск С.Г.Луговцева

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Выпуск 15

ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Техн.редактор Л.И.Жук

Корректоры Н.И.Бондаренко, З.Б.Боборыко

График Н.В.Журавлева

Оператор И.С.Жукова, С.А.Дудкина

ИБ 981

Подписано к печати 28.07.80. АТ 08643. Формат 60x90 1/16

Бумага офсет. Офсет.печать. Усл.печ.л. 11. Уч.-изд.л. 10,03.

Тираж 600 экз. Изд. №79-135. Зак. 7033. Цена 1р. 60к.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета
БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
220048, Минск, Парковая магистраль, 11.

Типография "Победа", Молодечно, Привокзальный пер., 11.

А 31803-183
М304(05)-80 97 - 80 3603030000

© Издательство "Высшая школа", 1980.

РАЗВИТИЕ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ БЕЛОРУССИИ

Вскоре после победы над гитлеровской Германией 25 июня 1945 г. на рассмотрение Государственного Комитета Обороны (ГКО) были представлены образцы автомобилей, подготовленных для послевоенного производства.

Среди других образцов автомобилей Ярославский автозавод представил первый в Советском Союзе семитонный грузовик с просьбой утвердить его и выделить 1 млрд. руб. для реконструкции и расширения производства. Члены ГКО одобрили конструктивные данные машины. Было решено удовлетворить просьбу представителей Ярославского автозавода и, кроме того, учесть просьбу правительства Белоруссии о создании промышленности в г.Минске, разрешить строительство Минского автомобильного завода по выпуску таких грузовиков. На первое время поставлять Минску двигатели в порядке кооперации должен был Ярославль, а в дальнейшем в столице Белоруссии необходимо было организовать собственное производство двигателей, предусмотрев это в проекте заготовительных цехов Минского автозавода.

Это решение ГКО легло в основу создания Минского автомобильного Завода и развития белорусской автомобильной промышленности.

Для восстановления разрушенного войной хозяйства требовались автосамосвалы. И уже 7 ноября 1947 г., в праздничной демонстрации, были представлены пять автосамосвалов МАЗ-205 грузоподъемностью 6 т - первенцы белорусского автомобилестроения (рис. 1).

На Минском автозаводе началось серийное производство базового общетранспортного дизельного автомобиля МАЗ-200 грузоподъемностью 7 т. В 1949 г. этому автомобилю и работникам предприятия была присвоена Государственная премия Союза ССР.

Работы продолжались в области создания конструкций и освоения производства большой серии специальных автоприцепов

и полуприцепов грузоподъемностью от 6 до 45 т, а также специальных автомобилей. Из таких машин наиболее примечательным был седельный тягач с полуприцепом-бензовозом, снабженным перекачивающей станцией. Два таких бензовоза, подходя к самолету, за 15 мин заливали в баки 30 т бензина.

До 50-х гг. на лесоразработках использовались только малопроизводительные газогенераторные автомобили, газогенераторные установки применялись и для других машин. Около половины заготовленного леса сжигалось в виде чурок в газогенераторах.

Минский автозавод начал производить дизельные лесовозы грузоподъемностью вместе с роспуском 15 т. Они отличались высокой производительностью, а главное при их использовании отпала необходимость в расходовании древесины для двигателей.

На базе лесовоза был создан автомобиль-тягач высокой проходимости, он широко применялся для буксировки специальных систем.

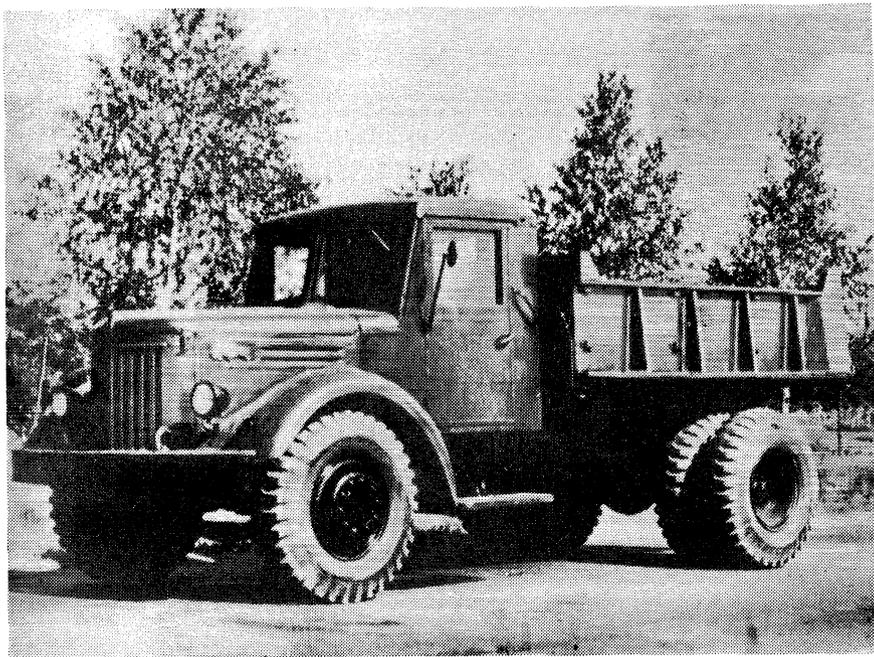


Рис. 1. Первый белорусский автосамосвал МАЗ-205. Грузоподъемность 6 т, скорость 52 км/ч.

В связи с распространением горных разработок открытым способом появилась большая потребность в мощной технике, что привело к созданию автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 25 т.

Увеличивающиеся объемы дорожного строительства и земляных работ при возведении плотин требовали мощных скреперов. В связи с этим был создан одноосный скреперный тягач мощностью 120 кВт.

Но развивающееся народное хозяйство требовало все более мощных двигателей. Были созданы конструкции и освоено производство новых двигателей в 132 и 176 кВт. Это позволяло повысить скорость базового общетранспортного автомобиля с 65 до 80 - 85 км/ч. На заводе организовали конструкторско-экспериментальный отдел двигателей. Вместо старых двухтактных, поставляемых Ярославским автозаводом, была разработана конструкция более мощных четырехтактных двигателей, обладающих большей экономичностью и долговечностью; были развернуты работы по коренной реконструкции всех выпускаемых заводом автомобилей.

К началу 1958 г. в массовом и серийном производстве Минского автозавода находилось 17 видов автомобилей и прицепов сложной конструкции. Намечалось дальнейшее увеличение номенклатуры объектов производства. Это вызвало большие трудности в организации производства на требуемом уровне. Поэтому предприятие переводилось на более узкую специализацию. Минский автозавод должен был прекратить подготовку производства новых двигателей. Вся документация, экспериментальное оборудование передавались Ярославскому заводу, который был преобразован в моторный завод. Переведены были туда и конструкторы по двигателям.

Белорусский Совнархоз принял решение о расчленении производства автомобилей и прицепов по ряду специализированных заводов.

На базе небольшого предприятия, производящего строительные и дорожные машины, в г. Жодино Минской области в 1958 г. был создан Белорусский автозавод по производству сверхтяжелых автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 25 и 40 т, на базе завода подъемно-транспортного оборудования - Могилевский автомобильный завод, который должен был производить одноосные скреперные тягачи и другие машины с использованием основных агрегатов тягачей.

Автоагрегатные заводы построены в Барановичах, Гродно, Калиningrade, рессорный завод - в Минске и несколько позже

автоагрегатный – в Осиповичах. Первое время ответственность за производственную деятельность этих предприятий нес Минский автозавод, он обязан был обеспечивать их ведущими специалистами–конструкторами, технологами, механиками, поставлять им технологическую производственную оснастку и недостающее оборудование.

В 1965 г. с получением более мощных двигателей на Минском автозаводе начался выпуск автомобилей семейства МАЗ–500 и несколько позже МАЗ–500А. Грузоподъемность базового автомобиля была повышена до 8 т, а максимальная скорость движения – до 85 км/ч. За счет новой оригинальной компоновки автомобиля – размещение двигателя под кабиной водителя и откидывание кабины при обслуживании двигателя – удалось при том же размере платформы уменьшить длину и собственный вес автомобиля. Для обеспечения безопасности движения и хорошей управляемости автомобиля, а также повышения его скорости потребовались новые конструктивные решения рулевого управления и тормозной системы. Улучшено качество работы подвески, внесены изменения в трансмиссию – применена раздельная главная передача в сочетании с колесной; изменена конструкция кабины за счет организации спального места, что обеспечило повышенную комфортабельность кабины и более благоприятные условия работы водителя.

Наряду с выпуском автосамосвалов и лесовозов перешли к производству автопоездов грузоподъемностью 20 – 30 т. Последние предназначались для междугородных и международных перевозок. Для автопоездов грузоподъемностью 30 т были созданы тягачи в трехосном исполнении с двигателем мощностью 176 кВт.

За создание конструкции и освоение производства унифицированного семейства на базе общетранспортного автомобиля МАЗ–500, включающего автосамосвалы, лесовозы, автопоезда, заводу вторично (в 1970 г.) была присуждена Государственная премия Союза ССР. Для обеспечения перевозки плетей труб по местности при строительстве нефтепроводов и газопроводов и для других транспортных работ по бездорожью на Минском автозаводе был налажен выпуск мощных многоосных полноприводных тягачей, которые также были отмечены Государственными премиями Союза ССР.

На Белорусском автозаводе была переработана конструкция 25-тонного автосамосвала; грузоподъемность увеличена до 27 т, а максимальная скорость движения – до 55 км/ч. Принята более рациональная компоновка автомобиля с применением

нового более жесткого, удобного и безопасного при экскаваторных работах кузова. Введена гидромеханическая трансмиссия, обеспечивающая повышение скорости и экономичности автомобиля, а также снижение утомляемости водителя. Применены гидропневматическая подвеска, тормоз-замедлитель и много других прогрессивных элементов конструкции.

Конструкторы автозавода работали над увеличением грузоподъемности выпускаемых машин. В результате был спроектирован и поставлен на производство автосамосвал грузоподъемностью 40 т. При возрастающих объемах горных разработок такие мощные машины крайне необходимы. Этому самосвалу были присуждены золотые медали на юбилейной Лейпцигской ярмарке 1965 и Пловдивской ярмарке 1966 годов.

В последующем на базе указанных машин организовано производство мощных аэродромных тягачей. Семейство сверхтяжелых автомобилей Белорусского автозавода в 1968 г. отмечено Государственной премией СССР.

Работники могилевского автозавода также реконструировали свой одноосный тягач, повысив мощность его двигателя и применив гидромеханическую трансмиссию. Разработано и освоено производство скреперов к тягачу, а затем разработана конструкция специального семитонного автосамосвала для использования в шахтах. Особое внимание при этом обращалось на нейтрализацию выхлопных газов от двигателя.

Благодаря высоким показателям автомобилей белорусских автозаводов их начали широко экспортировать за границу, в том числе в высокоразвитые капиталистические страны.

В 1975 г. было принято решение об организации промышленного объединения БелавтоМАЗ, в которое вошли все три автомобильных завода и закрепленные за ними указанные выше автоагрегатные заводы.

Подготовку инженеров для белорусских автозаводов начали еще в 1946 г. в Белорусском политехническом институте, с момента организации Минского автозавода.

Вначале таких специалистов выпускал машиностроительный факультет, а затем из него были выделены автотракторный факультет, который подготавливал конструкторов-исследователей и инженеров по эксплуатации автотранспорта, и механико-технологический, где получали знания будущие инженеры литейного производства, по термической обработке и обработке материалов давлением. Таким образом, в Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте готовились будущие инженеры-конструкторы и инженеры-технологи по

всем специальностям автотракторного производства. В 1957 г. при автотракторном факультете была организована проблемная автомобильная лаборатория, работы которой тесно увязаны с задачами, решаемыми автомобильными заводами. В лаборатории ведутся научные исследования по созданию новых перспективных конструкций трансмиссий, органов управления, агрегатов ходовой части тяжелых грузовых автомобилей, обобщаются общие показатели новых автомобилей.

В 1974 г. была найдена новая организационная форма связи учебного института с производством – создано учебно-научно-производственное объединение БелавтоМАЗ-БПИ. В службе главного конструктора Минского автозавода организована специальная кафедра "Большегрузные автомобили".

Тесные связи БелавтоМАЗ имеет с физико-техническим отделением Академии Наук БССР, с его Физико-техническим институтом и Институтом надежности и долговечности. При физико-техническом институте создан специальный отдел грузовых автомобилей, ставящий своей задачей довести уровень заводских научных исследований до академического.

По отдельным специальным вопросам научных исследований БелавтоМАЗ имеет контакты и с рядом научных учреждений Советского Союза, в частности, с НАМИ, Оргавтопромом, МАДИ и другими научными и высшими учебными заведениями.

Десятая пятилетка – пятилетка дальнейшего повышения эффективности производства и качества продукции – поставила и перед автомобилестроением новые задачи. В связи с этим в автомобильной промышленности Белоруссии приступили к исследованию вопроса о создании унифицированного параметрического ряда узлов и агрегатов, рассчитанного как на выпускающиеся, так и на перспективные автомобили. Вскоре специалисты объединения начали разработку широкого семейства автомобилей, имеющих унифицированные узлы многоцелевого назначения. Это дало новые возможности для использования агрегатной системы унификации. Один и тот же узел или агрегат, выпускаемый специализированным производством, то или иное техническое решение могут использоваться не в одном автомобиле и не на одном заводе, а для целой группы моделей автомобилей.

Унификация дает возможность снизить расходы на освоение производства, его перестройку. Эксплуатация и ремонт унифицированных агрегатов автомобилей обходятся дешевле. Однако унификация должна иметь базу, на основе которой принимаются

принципиальные решения. Такой базой стали автомобили Минского автозавода.

Однако для перестройки предприятий на выпуск машин единой системы требуется много времени. Поэтому был избран компромиссный вариант: начать производство автомобилей так называемого переходного семейства МАЗ-5335. Для него не было необходимости разрабатывать новые агрегаты и узлы, достаточно было усовершенствовать существующие. Это позволило увеличить число моделей автомобилей, предназначенных для магистральных перевозок грузов. Переходное семейство в настоящее время насчитывает 8 различных моделей — четыре бортовых, два седельных тягача для автопоездов, самосвал и лесовоз.

Специалисты объединения БелавтоМАЗ работают над принципиальными изменениями в общей компоновке автомобилей, в конструкции их узлов и агрегатов с тем, чтобы в конце десятой — начале одиннадцатой пятилетки можно было перейти на выпуск перспективных моделей семейства МАЗ-5336. Преимуществом перспективных моделей является качественное изменение типажа. В это семейство входят десять автомобилей — три бортовых, пять седельных тягачей для автопоездов различного назначения, самосвал и лесовоз. Преобладающими будут автопоезда грузоподъемностью 21 — 35 т (рис. 2). На автопоездах мощность двигателя увеличена до 210 — 270 кВт, что обеспечит скорость движения до 95 км/ч.

Расчеты показывают, что если заменить сегодняшние автомобили перспективными, то при том же объеме перевозок можно будет высвободить 8 тыс. водителей. Ставится задача увеличить до 400 тыс. км пробег автомашины до капитального ремонта, при этом сократить число капитальных ремонтов до одного, так как затраты на такой ремонт примерно в 3 раза выше затрат на производство нового автомобиля.

У ряда советских грузовиков на 1 т собственного веса приходится тонна полезного груза. В семействе МАЗ-500 А этот показатель равен 1,6, в семействе МАЗ-5335 — 1,8. В ряде автопоездов нового семейства (МАЗ-6424 и МАЗ-6422 + 9389) на 1 т собственного веса приходится 3 т полезной нагрузки.

Перспективные автомобили будут иметь девятиступенчатые коробки передач, двухступенчатые ведущие мосты. Рулевое управление будет с встроенным в рулевой механизм распределителем жидкости гидросилителя, тормозная система двухкон-



Рис. 2. Автопоезд-контейнеровоз МАЗ-6422-9389. Грузоподъемность 32 т, скорость 88 км/ч.



Рис. 3. Автосамосвал БелАЗ-549. Грузоподъемность 75 т, скорость 55 км/ч.

турная с раздельным пневматическим приводом на каждую ось, с автоматическим регулятором тормозных сил.

Новая кабина МАЗ-5336 по комфорту не уступает салонам легковых автомобилей, а по оснащенности даже превосходит их. Комплекс приборов перед водителем позволяет избирательно получать необходимую информацию, при возникновении опасных ситуаций сигналы подаются в принудительном порядке.

В кабине добавляется автономный кондиционер для поддержания оптимального микроклимата как во время движения, так и на стоянке. Она приобретает более эстетичную форму из плоских панелей. Основные штамповки кабины и оборудование ее будут использованы для всех автомобилей БелавтоМАЗ. Вводится много усовершенствований в электрооборудовании - новый блок аккумуляторов, прямоугольные фары, устройство для подачи прерывистых сигналов при обгоне, трехщеточный стеклоочиститель с электронным управлением и т.д. Значительная часть этих усовершенствований будет распространена на все автомобили объединения.

Конструкторами объединения создаются унифицированные гидромеханические передачи, ведущие мосты и гидропневматические подвески для сверхтяжелых автосамосвалов и скреперных тягачей.

Концентрируется в одном месте разработка единого формообразования и архитектурного оформления новых машин всего объединения.

Типаж сверхтяжелых внедорожных автомобилей и самосвальных автопоездов Белорусского автозавода будет состоять из шести базовых автосамосвалов с колесной формулой 4 х 2 грузоподъемностью 30, 45, 75, 120, 180 и 240 - 260т. По сравнению с машинами Белаз-540А и Белаз-548А новые машины этого же вида будут иметь более высокие тягово-динамические качества, повышенную на 23 - 30% производительность. Энергонасыщенность автомобилей возрастет до 6,3 кВт на тонну общей массы.

На автомобилях грузоподъемностью до 75 т (рис. 3) будет применяться пятиступенчатая гидромеханическая передача вместо трехступенчатой, на более тяжелых автомобилях - электрическая трансмиссия, для них является перспективным применение газовых турбин.

120-тонный Белаз-7520 будет иметь двигатель мощностью 950 - 1000 кВт, а 180-тонный Белаз-7521 - двигатель в 1550 - 1700 кВт. Мощность двигателя самого большого ав-

тосамосвала грузоподъемностью 240 – 260 т будет равна 2100 – 2300 кВт.

На базе перечисленных автосамосвалов создаются следующие специализированные автомобили: для перевозки легких руд и строительных материалов, автопоезда с увеличенной емкостью кузова для перевозки легких пород в виде углей, самосвалы с кузовами уменьшенной емкости для перевозки тяжелых рудных ископаемых. Пробег автомобилей до капитального ремонта планируется довести до 170 вместо 120 тыс.км.

Типаж землеройно-транспортных автомобилей на базе одноосных тягачей на Могилевском заводе объединения состоит из трех моделей автоскреперов с емкостью ковша 11 – 14,5 м³. В эту же группу входят разработанные на базе одноосного тягача 22 – 25-тонные подземные самосвальные автопоезда. Все модели землеройно-транспортных машин будут иметь один двигатель и общие с автомобилями БелАЗ трансмиссию, тормозные механизмы, пневмогидравлическую подвеску и другие агрегаты (рис. 4).

Все это позволит поднять грузоподъемность и производительность автомобилей МОАЗ, а унификация принесет значительную экономию.

Внедрение в производство модернизированных и новых конструкций, а также мероприятий по повышению техники производства требует огромной работы технологической части завода и других служб, замены устаревшего оборудования.

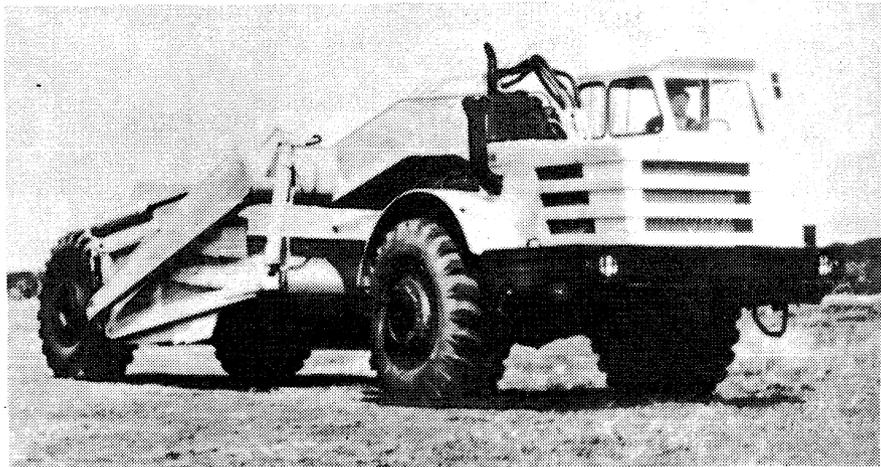


Рис. 4. Одноосный тягач со скрепером МОАЗ-546 П-Д357П. Емкость ковша 8 м³, мощность двигателя 158 кВт.

Так, например, при освоении модернизированного семейства МАЗ-5335 было разработано 2307 технологических процессов, выполнено свыше 2,5 тыс. проектов на изготовление первичной технологической оснастки и внедрено в производство более 2 тыс. ее позиций – штампов, приспособлений, режущего, мерительного и вспомогательного инструментов. Смонтировано и внедрено 350 единиц всевозможного металлорежущего оборудования, в основном специального и специализированного. Подобные работы проводятся и на других заводах объединения.

Перед объединением поставлена задача исключительной важности – снизить расход черных металлов за пятилетку на 15%. Для этого совершенствуется конструкция машин с целью улучшения весовых характеристик, расширяется применение низколегированных сталей, гнутых профилей, периодического проката. Увеличивается объем получения деталей горячего выдавливания и безоблойной штамповки. Производится замена черных металлов алюминиевым литьем и пластмассами.

Пятилетним планом предусмотрено довести годовой выпуск автомобилей объединением БелавтоМАЗ до 42 тыс. при численности работающих 49 тыс. человек.

Белорусские автозаводы по своему классу производства автомобилей являются самыми крупными в Европе. За достигнутые успехи Минский автозавод дважды награждался орденом Ленина и один раз орденом Октябрьской Революции. Белорусский и Могилевский заводы награждены орденами Трудового Красного Знамени.

УДК 629.113 – 597.5

В.П. Автушко

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Регулирование давления в колесных цилиндрах и тормозного момента, развиваемого тормозными механизмами, состоит из начальной фазы торможения Φ_H и циклического режима, который представляет последовательное чередование фаз оттормаживания Φ_O , торможения Φ_T и выдержек. По алгоритму функционирования различают двух-, трех- и четырехфазовое регулирование. Последнее, как более общий случай регулирования, кроме фаз Φ_O и Φ_T , включает две фазы выдержек: в течение первой Φ_{B1} давление

в колесных цилиндрах остается постоянным на определенном нижнем уровне, а в течение второй Φ_{B2} – на верхнем уровне. При двухфазовом отсутствуют фазы Φ_{B1} и Φ_{B2} , а при трехфазовом – фаза Φ_{B2} . Трех- и четырехфазовое регулирование в отличие от двухфазового позволяет увеличивать среднее значение тормозного момента за цикл регулирования, что повышает эффективность системы.

Гидропривод (рис. 1) включает гидроцепи управления секциями тормозного крана, гидроцепи управления тормозными механизмами и питающую часть. В зависимости от требуемой эффективности работы противоблокировочной системы модуляторы могут устанавливаться либо на каждое колесо, либо один модулятор на оба колеса [1].

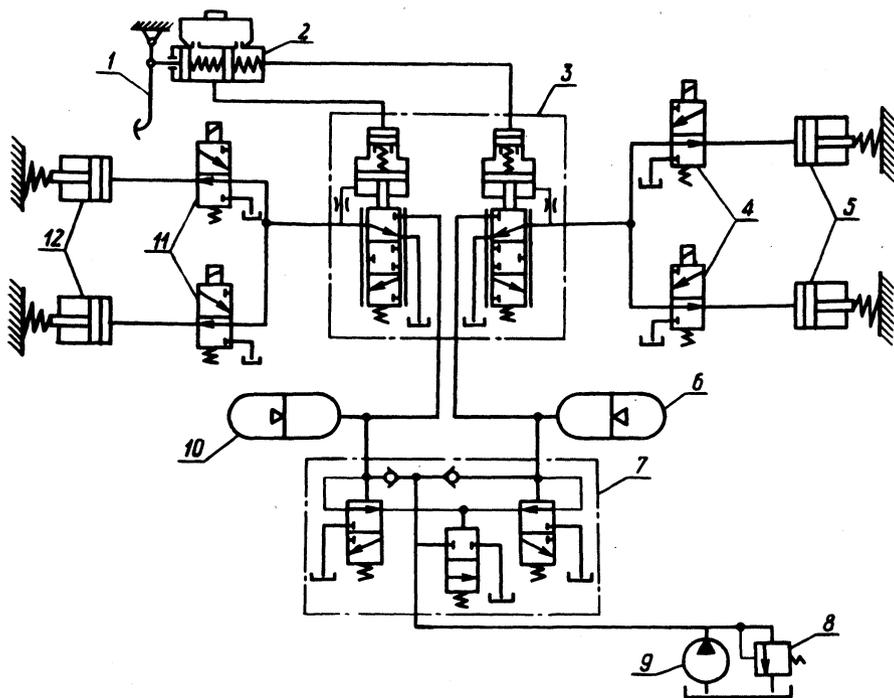


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода противоблокировочной тормозной системы:

- 1 – педаль; 2 – подпедальный цилиндр; 3 – тормозной кран; 4, 10 – модуляторы;
- 5, 12 – колесные цилиндры; 6, 10 – пневмогидроаккумуляторы; 7 – автомат разгрузки;
- 8 – предохранительный клапан; 9 – насос.

Для четырехфазового регулирования периодические электрические сигналы u'_{im} и u''_{im} управления соленоидами сливных и впускных клапанов m -го модулятора, поступающие от электронно-решающего блока, можно представить в виде прямоугольных импульсов различной частоты f_{im} и скважности $\tau = t_0/T_{im}$:

$$u'_{im} = \begin{cases} 1 & \text{при } t_{nij} + n_1 T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{v1}) T_{im}, \\ 0 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{v1}) T_{im} < t \leq t_{nij} + \\ & + (n_1 + 1) T_{im}; \end{cases} \quad (1)$$

$$u''_{im} = \begin{cases} 1 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau) T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{v1}) T_{im}, \\ 0 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{v1}) T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + 1 - \tau_{v2}) T_{im}, \\ 1 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + 1 - \tau_{v2}) T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + 1 + \tau) T_{im}, \end{cases} \quad (2)$$

где T_{im} - период импульсов; n_1 - порядковый номер импульса ($n_1 = 0; 1; 2; \dots$); $\tau_{v1} = t_{v1}/T_{im}$ и $\tau_{v2} = t_{v2}/T_{im}$ - относительная продолжительность фаз Φ_{v1} и Φ_{v2} ; t_0 , t_{v1} и t_{v2} - продолжительность соответственно фаз Φ_0 , Φ_{v1} и Φ_{v2} ; t_{nij} - продолжительность начальных фаз Φ_n для j -го тормозного цилиндра i -й оси; i, j и m - порядковые номера соответственно оси автомобиля, тормозного цилиндра и модулятора на i -й оси ($i = 1; 2 \dots$ $j = 1; m = 1; 2 \dots$).

Принимая скачкообразным перемещение клапанов модуляторов, коэффициенты местных сопротивлений ξ'_{mim} и ξ_{mim} их клапанов представим в виде

$$\xi'_{mim} = \begin{cases} \xi'_{mim} & \text{при } t_{nij} + n_1 T_{im} + \Delta t_1 < t \leq t_{nij} + \\ & + (n_1 + \tau + \tau_{v1}) T_{im} + \Delta t_2, \\ 0 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{v1}) T_{im} + \Delta t_2 < t \leq t_{nij} + \\ & + (n_1 + 1) T_{im} + \Delta t_1; \end{cases} \quad (3)$$

$$\xi_{\text{mim}} \left\{ \begin{array}{l} 0 \text{ при } t_{\text{нij}} + n_1 T_{\text{im}} + \Delta t_1 < t \leq t_{\text{нij}} + (n_1 + \tau + \tau_{\text{в1}}) T_{\text{im}} + \Delta t_3, \\ \xi_{\text{mim}} \text{ при } t_{\text{нij}} + (n_1 + \tau + \tau_{\text{в1}}) T_{\text{im}} + \Delta t_3 < t \leq t_{\text{нij}} + (n_1 + 1 - \\ - \tau_{\text{в2}}) T_{\text{im}} + \Delta t_4, \\ 0 \text{ при } t_{\text{нij}} + (n_1 + 1 - \tau_{\text{в2}}) T_{\text{im}} + \Delta t_4 < t \leq t_{\text{нij}} + (n_1 + 1 + \tau + \tau_{\text{в1}}) T_{\text{im}} + \\ + \Delta t_3, \end{array} \right. \quad (4)$$

где $\Delta t_1, \Delta t_3$ - запаздывание открытия клапанов модулятора; $\Delta t_2, \Delta t_4$ - запаздывание закрытия клапанов.

В зависимостях (1) - (4) при двухфазовом режиме $\tau_{\text{в1}} = \tau_{\text{в2}} = 0$, а при трехфазовом $\tau_{\text{в2}} = 0$.

При математическом описании динамики гидропривода принимается модель с сосредоточенными параметрами (масса жидкости m и гидравлическое сопротивление R) при учете податливостей основных элементов гидроцепей (на динамических схемах в дальнейшем m и R обозначены с соответствующими индексами, характеризующими различные магистрали). Для составления дифференциальных уравнений используется закон узлов, закон контуров [2], а также учитываются нелинейная расходная характеристика крана, нелинейные характеристики тормозного механизма, релейная характеристика автомата разгрузки (АР), зоны нечувствительности в кране, подпедальном цилиндре, тормозном механизме, а также пренебрегаются силы трения и инерции поршней цилиндров и клапанов крана.

Динамика процессов, происходящих в питающей части гидропривода во всех фазах работы противоблокировочной тормозной системы, согласно динамической схеме рис. 2 и рекомендациям [3], описывается уравнениями:

$$\frac{\rho l_{\text{H}}}{f_{\text{H}}} \frac{dQ_{\text{H}}}{dt} + 27,5 \frac{\rho v l_{\text{H}}}{f_{\text{H}}^2} Q_{\text{H}} + \left(0,443 \frac{k \epsilon l_{\text{H}}}{\sqrt{f_{\text{H}}}} + \right. \\ \left. + \frac{\xi_{\text{H}}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{\text{H}}} Q_{\text{H}}^2 \text{sgn} Q_{\text{H}} + p_{\text{p}} - p_{\text{H}} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{\rho l_{ai}}{f_{ai}} \frac{dQ_{ai}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{ai}}{f_{ai}^2} Q_{ai} + (0,443 \frac{k_{\epsilon} l_{ai}}{\sqrt{f_{ai}}} + \frac{\xi_{ai}}{2}) \frac{\rho}{f_{ai}^2} Q_{ai}^2 \operatorname{sgn} Q_{ai} + p_{ai} - p_{bi} = 0; \quad (6)$$

$$V_{\max} \left\{ \frac{1}{np_{ai}} \left(\frac{p_{\Sigma}}{p_{ai}} \right)^{1/n} + \psi_{ai} \left[1 - \left(\frac{p_{\Sigma}}{p_{ai}} \right)^{1/n} + \frac{l_{ai} f_{ai}}{V_{\max}} \right] \right\} \frac{dp_{ai}}{dt} + Q_{ki} - Q_i = 0; \quad (7)$$

$$Q_H = \begin{cases} q\omega(1 - bp_H) & \text{при } p_p = p_{aimin}, \\ 0 & \text{при } p_p = 1; \end{cases} \quad (8)$$

$$p_p = \begin{cases} 1 & \left. \begin{array}{l} p_H - p_{jH} - p_{lH} - p_{mH} \text{ при } p_{aimin} < p_{max} \\ \text{при } p_{aimin} \geq p_{max} \end{array} \right\} \text{при } \frac{dp_{aimin}}{dt} > 0, \\ 1 & \text{при } p_{aimin} \geq p_{min} \\ p_H - p_{jH} - p_{lH} - p_{mH} \text{ при } p_{aimin} < p_{min} \end{cases} \left. \right\} \text{при } \frac{dp_{aimin}}{dt} < 0; \quad (9)$$

$$Q_i = \begin{cases} 0,5Q_H & \text{при } p_{ai} < p_{max} \\ 0 & \text{при } p_{ai} \geq p_{max} \\ 0 & \text{при } p_{ai} \geq p_{min} \\ 0,5Q_H & \text{при } p_{ai} < p_{min} \end{cases} \left. \right\} \frac{dp_{ai}}{dt} > 0, \quad (10)$$

$$\left. \right\} \frac{dp_{ai}}{dt} < 0;$$

$$p_{jH} = \frac{\rho l}{f_H} \frac{dQ_H}{dt}; \quad p_{lH} = (27,5\nu + 0,443 \frac{k_\epsilon Q_H}{\sqrt{f_H}}) \frac{\rho l}{f_H^2} Q_H;$$

$$p_{MH} = \frac{\rho \xi_H}{2f_H^2} Q_H^2,$$

где ρ и ν - плотность и вязкость жидкости; k_ϵ - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости магистрали на потери давления по длине; l, f, ξ - длина, проходное сечение и суммарный коэффициент местных сопротивлений для магистралей (индексы при этих символах означают: a_i - для магистрали АР - i -й пневмогидроаккумулятор (ПГА); H - для магистрали насос - АР); Q_H и p_H - объемная производительность насоса и давление, создаваемое им; q - объем жидкости, вытесняемой из насоса при $p_H = 1$, при отсутствии утечек и при повороте его вала на угол, равный радиану; Q_{ai} ,

Q_{ki}, Q_i - расход жидкости в магистрали соответственно к i -му ПГА, через впускной клапан i -й секции крана, в контуре i -й оси; V_{max} - полный объем ПГА; n - показатель политропы; ψ_{ai} - коэффициент податливости элементов магистрали от АР к i -му ПГА; p_{ai} и p_{bi} - давление жидкости в i -м ПГА и на выходе в i -ю секцию крана; p_3 - давление зарядки ПГА; ω - угловая скорость вращения вала насоса; v - коэффициент, учитывающий влияние давления на производительность насоса; p_p - давление жидкости в релейном регуляторе АР; p_{amin} - меньшее значение из величин текущих давлений жидкости в ПГА; p_{max} и p_{min} - верхний и нижний пределы регулирования давления регулятором АР; p_{jH}, p_{lH}, p_{MH} - потери инерционные, по длине и местные потери давления в магистрали насос - АР.

Следует иметь в виду, что уравнение (10) справедливо при зарядке двух ПГА, т.е. когда каждое $Q_i \neq 0$. Если же один из ПГА заряжен, то насос продолжает зарядку второго ПГА, т.е. при $Q_1 = 0 \quad Q_2 = Q_H$, а при $Q_2 = 0 \quad Q_1 = Q_H$.

Динамика гидропривода в фазе Φ_H , согласно динамическим схемам (рис. 2 и 3, а), описывается уравнениями:

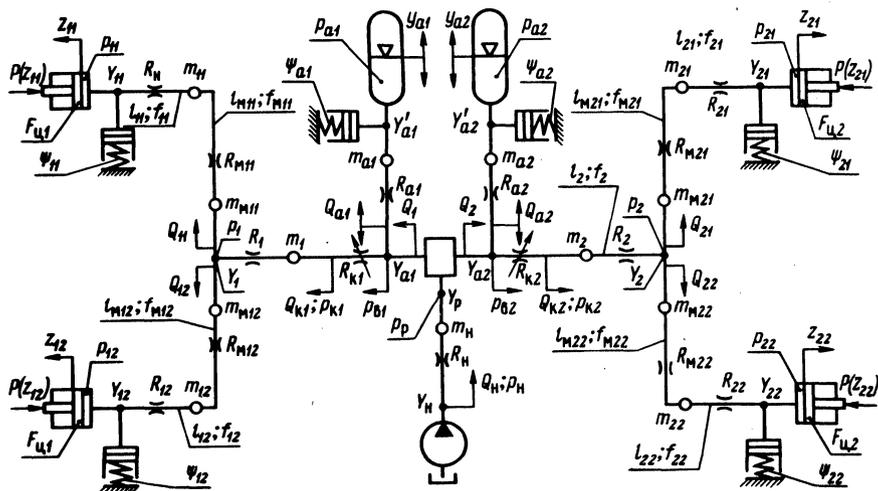


Рис. 2. Динамическая схема питающей части и гидроцепей управления тормозными механизмами.

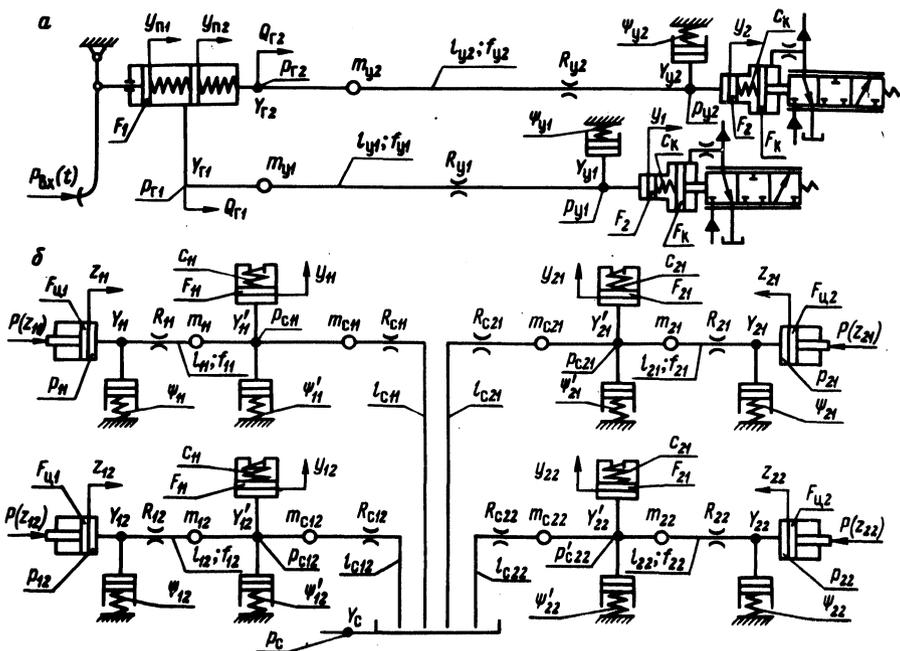


Рис. 3. Динамические схемы гидроцепей управления краном (а) и тормозными механизмами в фазе оттормаживания (б).

$$\frac{\rho l_{yi}}{f_{yi}} \frac{dQ_{ri}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{yi}}{f_{yi}^2} Q_{ri} + \left(0,443 \frac{k_{\epsilon} l_{yi}}{\sqrt{f_{yi}}} + \right. \\ \left. + \frac{\xi_{yi}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{yi}^2} Q_{ri}^2 \operatorname{sgn} Q_{ri} + p_{yi} - p_{Bx} = 0; \quad (11)$$

$$V_{\kappa yi} \psi_{yi} \frac{dp_{yi}}{dt} + F_2 \frac{dy_{i.}}{dt} - Q_{ri} = 0; \quad (12)$$

$$\frac{\rho l_i}{f_i} \frac{dQ_{ki}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_i}{f_i^2} Q_{ki} + \left(0,443 \frac{k_{\epsilon} l_i}{\sqrt{f_i}} + \right. \\ \left. + \frac{\xi_i}{2} \right) \frac{\rho}{f_i^2} Q_{ki}^2 \operatorname{sgn} Q_{ki} + p_i - p_{ki} = 0; \quad (13)$$

$$\frac{\rho (l_{ij} + l_{Mim})}{f_{ij}} \frac{dQ_{ij}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu (l_{ij} + l_{Mim})}{f_{ij}^2} Q_{ij} + \\ + \left[0,443 \frac{k_{\epsilon} (l_{ij} + l_{Mim})}{\sqrt{f_{ij}}} + (\xi_{ij} + \xi_{Mim}) \frac{\rho}{2f_{ij}^2} \right] Q_{ij}^2 \operatorname{sgn} Q_{ij} + \\ + \frac{P(z_{ij})}{F_{ui}} - p_i = 0; \quad (14)$$

$$F_{ii} \frac{dz_{ij}}{dt} + \left[V_{0j} + F_{ii} z_{ij} + (l_{ij} + l_{mim}) f_{ij} + \frac{l_{ii}}{2} \right] \psi_{ij} \frac{1}{F_{ii}} \frac{d[P(z_{ij})]}{dt} - Q_{ij} = 0; \quad (15)$$

$$p_{ki} = p_{Bi} - \frac{\rho Q_{ki}^2}{2(\pi d_k \mu_k h_1)^2}; \quad (16)$$

$$P(z_{ij}) = \begin{cases} A_{2i} z_{ij}^2 + A_{1i} z_{ij} + A_{0i} & \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} > 0; \\ \mu_{P_{ij}} \left(\frac{A_{3i}}{\mu_{zij}^2} \cdot z_{ij}^3 + \frac{A_{2i}}{\mu_{zij}} z_{ij}^2 + A_{1i} z_{ij} + A_{0i} \mu_{zij} \right) & \\ \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} < 0; \end{cases} \quad (17)$$

$$M_T(p_{ij}) = \begin{cases} B_{2i} p_{ij}^2 + B_{1i} p_{ij} + B_{0i} & \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} > 0, \\ \mu_{pij} \left(B_{3i} \frac{p_{ij}^3}{\mu_{pij}^2} + B_{2i} \frac{p_{ij}^2}{\mu_{pij}} + B_{1i} p_{ij} + B_{0i} \mu_{pij} \right) & \\ \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} < 0; \end{cases} \quad (18)$$

$$p_{\text{вх}} = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t \leq \tau_3, \\ (P_{\text{max}}/t_{\text{max}} F_1)t & \text{при } \tau_3 < t \leq t_{\text{max}}, \\ P_{\text{max}}/F_1 & \text{при } t > t_{\text{max}}; \end{cases} \quad (19)$$

$$h_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < y_i \leq h_0, \\ y_i - h_i - \delta_0 & \text{при } y_i > h_0; \end{cases} \quad (20)$$

$$\delta_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < p_{ki} \leq p_{0k}, \\ F_k p_{ki}/c_k - \delta_0 & \text{при } p_{0k} < p_{ki} \leq p'_{ki}, \\ F_k p'_{ki}/c_k - \delta_0 & \text{при } p_{ki} > p'_{ki}, \end{cases} \quad (21)$$

где $Q_{Гi}$ и Q_{ij} - расход жидкости соответственно в магистрали управления i -й секцией крана и в магистрали i -е разветвление - j -й колесный цилиндр; $p_{\text{вх}}$ и p_{yi} - давление жидкости в подпедальном цилиндре и цилиндре управления i -й секцией крана; $V_{жyi}$ - объем жидкости в i -й магистрали и цилиндре управления краном; Ψ_{yi} и Ψ_{ij} - коэффициенты податливости элементов гидроцепи управления соответственно краном и тормозными механизмами; p_i - давление в узле разветвления i -й оси; F_1 и F_2 - площадь поршней соответственно подпедального цилиндра и цилиндра управления краном; μ_k , d_k и h_i - коэффициент расхода, диаметр проходного сечения и перемещение впускного клапана секции крана; $F_{\text{ци}i}$ - площадь поршня колесного цилиндра i -й оси; $P(z_{ij})$ и $M_T(p_{ij})$ - характеристика усилия и момента, развиваемого j -м тормозным механизмом i -й оси; V_{0j} - начальный объем жидкости в j -м колесном цилиндре; z_{ij} - перемещение поршней колесного цилиндра; t_{max} - время нарастания усилия на педали до максимальной величины P_{max} ;

τ_3 - время запаздывания давления в подпедальном цилиндре; y_i - перемещение поршня цилиндра управления i -й секцией крана; δ_0 и δ_i - предварительная и общая деформации уравновешивающей пружины, имеющей жесткость c_k , для i -й секции крана; $p_{ок}$ - давление в кране, соответствующее δ_0 ; p_{ki} - давление, при котором исчезает следящее действие крана; h_0 - зазор между штоком и клапаном в кране; F_k - площадь поршня механизма слежения в кране; $A_{oi} - A_{2i}, A'_{oi} - A'_{2i}$ - коэффициенты аппроксимации зависимости $P(z_{ij}); \mu_{P_{ij}}$ и $\mu_{z_{ij}}$ - масштабные коэффициенты для зависимости $P(z_{ij})$ в фазе отгормаживания; $B_{oi} - B_{2i}, B'_{oi} - B'_{2i}$ - коэффициенты аппроксимации зависимости $M_T(p_{ij}); \mu_{T_{ij}}$ и $\mu_{p_{ij}}$ - масштабные коэффициенты для зависимости $M_T(p_{ij})$ в фазе Φ_0 ; индексы при параметрах l, f и ξ означают: ij - для магистрали подпедальный цилиндр - i -я секция крана; i - для магистрали секция крана - i -е разветвление; Mim - для питающей магистрали i -е разветвление - m -й модулятор; ij - для магистрали m -й модулятор - j -й колесный цилиндр.

Динамика гидропривода в фазе Φ_0 (динамическая схема рис. 3, б) описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho l_{ij}}{f_{ij}} \frac{dQ_{ij}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{ij}}{f_{ij}^2} Q_{ij} + \left(0,443 \frac{k \epsilon^1_{ij}}{\sqrt{f_{ij}}} + \right. \\
 & \left. + \frac{\xi_{ij}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{ij}} Q_{ij}^2 \operatorname{sgn} Q_{ij} + p_{ij} - p_{cim} = 0; \quad (22)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho l_{cim}}{f_{cim}} \frac{dQ_{cim}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{cim}}{f_{cim}^2} Q_{cim} \left(0,443 \frac{k \epsilon^1_{cim}}{\sqrt{f_{cim}}} + \right. \\
 & \left. + \frac{\xi_{cim} + \xi'_{mim}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{cim}} Q_{cim}^2 \operatorname{sgn} Q_{cim} + p_{cim} - p_c = 0; \quad (23)
 \end{aligned}$$

$$F_{\Pi i} \frac{dz_{ij}}{dt} + (V_{Oj} + F_{\Pi i} z_{ij} + l_{ij} f_{ij}) \psi_{ij} \frac{1}{F_{\Pi i}} \frac{d[P(z_{ij})]}{dt} - Q_{ij} = 0; \quad (24)$$

$$l_{cim} f_{cim} \psi'_{im} \frac{dp_{cim}}{dt} + Q_{cim} + F_{im} \frac{dy_{im}}{dt} - Q_{ij} = 0; \quad (25)$$

$$m_{\Pi i} \frac{d^2 y_{im}}{dt^2} + c_{im} y_{im} - F_{im} p_{cim} = 0; \quad (26)$$

где Q_{cim} - расход жидкости в сливной магистрали; p_{cim} и p - давление на выходе из модулятора и в конце сливной магистрали; ψ'_{im} - коэффициент податливости элементов сливной магистрали; y_{im} и c_{im} - перемещение поршня и жесткость пружины корректирующего устройства; $m_{\Pi i}$ и F_{im} - масса и площадь поршня корректирующего устройства; l_{cim} , f_{cim} , ξ_{cim} - длина, площадь проходного сечения и суммарный коэффициент местных потерь сливной магистрали.

Динамика гидропривода в фазе Φ_T (динамическая схема на рис. 2) описывается уравнениями (13) - (18). При этом в уравнении (16) $h_i = h_{imax}$ (h_{imax} - максимальное открытие клапана крана).

Таким образом, динамика гидропривода противоблокировочной тормозной системы описывается уравнениями (1) - (26). Полученная математическая модель позволяет исследовать различные схемы установки модуляторов на автомобиле, а также различные алгоритмы регулирования давления и тормозного момента. Эта модель является составной частью общей математической модели всей противоблокировочной тормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности, которая дополнительно включает модель электронно-решающего блока и пространственную модель движения автомобиля при торможении.

Л и т е р а т у р а

1. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. - М., 1978.
2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомо-

билей. - М., 1980. З. Автушко В.П. Математическая модель питающей части гидравлического привода автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами, 1979, вып. 12, с. 106 - 112.

УДК 621.822.6

Е.Н.Азямова, Е.В.Камоско, П.В.Кислейко,
Л.И.Оффенгейм, В.И.Поляков

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА НАГРУЖЕННОСТЬ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Исследованию влияния радиального зазора на нагруженность радиальных-подшипников посвящены работы Г.А.Игнатьева [1], Б.В.Цыпкина [2], В.Н.Трейера [3], Румбаргера [4] и других авторов. В большинстве этих работ изложено лишь выведение общих зависимостей для определения усилий на тела качения. Рекомендации по учету влияния радиального зазора на срок службы подшипника имеются в работах [2] и [4], однако из-за сложности они не нашли широкого применения в расчетной практике. В упомянутой литературе работоспособность подшипника при данном зазоре оценивается по отношению к нулевому зазору, что, по нашему мнению, неверно.

В связи с тем, что радиальные подшипники широко используются в автомобилестроении, было решено теоретически и экспериментально исследовать влияние радиального зазора в радиальных подшипниках на их работоспособность. Были поставлены следующие основные задачи:

- 1) определить нагруженность тел качения в радиальных подшипниках в зависимости от величины радиального посадочного зазора и уровня радиальной нагрузки;
- 2) определить параметры, характеризующие распределение нагрузки в радиальных подшипниках;
- 3) разработать рекомендации по учету радиального зазора при расчете долговечности радиальных подшипников.

Для экспериментальных исследований были взяты радиальные однорядные подшипники легкой серии класса точности "О" по ГОСТ 520 - 71 - шариковые №207 и роликовые № 2207. По каждому типу подшипника подбирались образцы с различными начальными радиальными зазорами Δ_n .

Нагруженность тел качения в подшипнике исследовалась тензометрическим методом с помощью тензодатчика, наклеенного на внутреннее вращающееся кольцо. Испытания прово-

дилься при различных уровнях радиальной нагрузки (от 300 до 15500 Н) на стенде ЦКБ-50 производства опытного завода ВНИПП.

Для усиления электрических сигналов с тензодатчиков применялся тензоусилитель постоянного тока ТУП-101. Сигналы записывались магнитоэлектрическим осциллографом К-12-22 при каждом значении радиальной нагрузки за период 20 - 30 оборотов внутреннего кольца подшипника. Образец осциллограммы приведен на рис. 1.

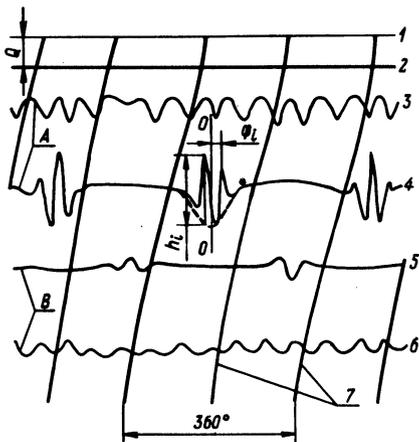


Рис. 1. Образец осциллограммы:

А — левый подшипник; В — правый подшипник; 1 — базовая линия; показания датчиков: 2 — радиальной нагрузки на подшипник; 3, 6 — наружных колец; 4, 5 — внутренних колец; 7 — угла поворота внутренних колец.

В результате обработки осциллограмм измерены и вычислены следующие величины:

— амплитуды h_i (мм), характеризующие нагруженность тел качения;

— угловые координаты φ_i , определяющие положение тел качения относительно середины зоны нагружения подшипника;

— количество полных оборотов внутреннего кольца подшипника n ;

— количество замеренных амплитуд показаний тензодатчика внутреннего кольца N за число оборотов n ;

— значения $R = \frac{\sum h_i \cos \varphi_i}{n}$ (характеризует радиальную нагрузку на подшипник);

— значения $\sigma = \frac{\sum h_i^m}{n}$ (характеризует среднюю эквивалентную контактную напряженность тел качения за один оборот подшипника; $m = 3$ — для шарикоподшипников, $m = 10/3$ — для роликоподшипников).

Значения всех перечисленных величин по каждому образцу подшипника заносились в таблицы.

Амплитуды h_i и угловые координаты φ_i — исходный материал для построения эпюр распределения нагрузки в подшипнике. В качестве примера на рис. 2 показаны экспериментальные эпюры распределения нагрузки в роликоподшипнике 2207 при постоянном радиальном зазоре и двух уровнях радиальной нагрузки, а также при постоянной радиальной нагрузке и двух значениях радиального зазора. Экспериментальные эпюры показывают, что распределение нагрузки в подшипнике, характеризующееся размером зоны нагружения $2\varphi_{гр}$ и нагруженностью центрального тела качения h_0 , зависит $\Gamma_{р}$ как от величины радиального зазора, так и от величины действующей на подшипник радиальной нагрузки Q : с увеличением радиального зазора зона нагружения уменьшается, а нагруженность тела качения возрастает; с увеличением нагрузки зона нагружения увеличивается, а нагруженность центрального тела качения уменьшается.

Нагруженность центрального тела качения может быть также оценена безразмерным коэффициентом G (усилие на центральное тело качения равно $P_0 = \frac{G \cdot R}{z}$).

При дальнейшем анализе влияния радиального зазора на характер нагружения подшипника были приняты два параметра $2\varphi_{гр}$ и G , значения которых определялись без построения экспериментальных эпюр распределения нагрузки по следующим зависимостям:

$$2\varphi_{гр} = \frac{360^\circ}{z \left(\frac{d_T + D_0}{2D_0} \right)} \frac{N}{n}; \quad (1)$$

$$G = \frac{h_{0cp}}{R} z \left(\frac{d_T + D_0}{2D_0} \right), \quad (2)$$

где z — количество тел качения в подшипнике; d_T — диаметр тела качения; D_0 — диаметр окружности, проходящий через центры тел качения; h_{0cp} — амплитуда, характеризующая нагруженность центрального тела качения (определяется как среднеарифметическое амплитуд в интервале углов $\varphi_i = \pm 5^\circ$).

Изменение характера распределения нагрузки в подшипнике должно отразиться и на работоспособности подшипника. Влияние радиального зазора на работоспособность подшипника может быть учтено коэффициентом зазора K_3 .

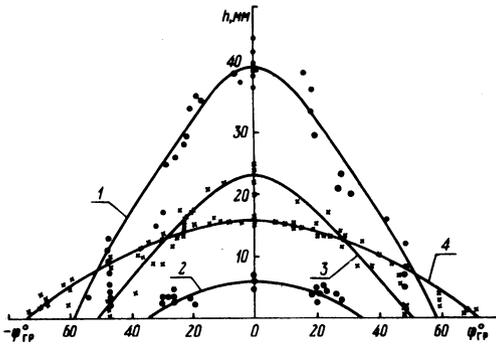


Рис. 2. Экспериментальные эпюры распределения нагрузки в роликоподшипнике 2207:

● — $\Delta_{\Pi} = 0,090$ мм; 1 — $Q = 9810$ Н; 2 — $Q = 1720$ Н; х — $Q = 5327$ Н; 3 — $\Delta_{\Pi} = 0,090$ мм; 4 — $\Delta_{\Pi} = 0,013$ мм.

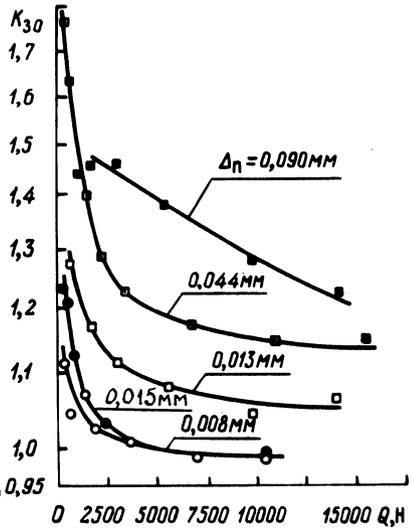


Рис. 3. Зависимость коэффициента радиального зазора K_{30} от величины радиальной нагрузки Q :

○, ● — подшипник 207; □, ▣, ■ — подшипник 2207.

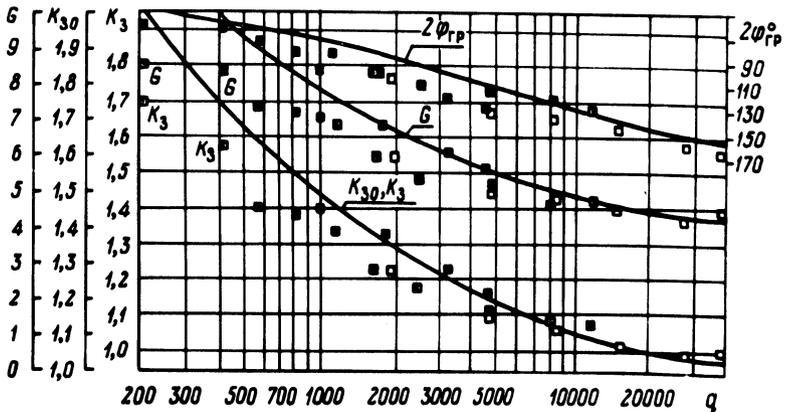


Рис. 4. Зависимость теоретических и экспериментальных значений K_3 , G и $2\varphi_{гр}$ от параметра q для роликоподшипников:

□ — $\Delta_{\Pi} = 0,013$ мм; ▣ — $\Delta_{\Pi} = 0,044$ мм; ■ — $\Delta_{\Pi} = 0,090$ мм.

Численные значения коэффициента зазора по экспериментальным данным определены на основании сопоставления уравнений усталости подшипника при постоянной нагрузке и двух значениях посадочного радиального зазора: фактическом зазоре и нулевом. Такой принцип обусловлен тем, что для нулевого зазора известны теоретические значения параметров распределения нагрузки в подшипнике: $2\varphi = 180^\circ$; $G = 4,37$ - для шарикоподшипников и $G = 4,08$ - для роликоподшипников. В дальнейшем коэффициент зазора, вычисленный на основании указанного принципа, будет обозначаться K_{30} . Расчет численных значений коэффициента K_{30} производился по следующим зависимостям:

а) для шарикоподшипников

$$K_{30} = 0,229 \frac{z \left(\frac{d_r + D_o}{2D_o} \right)}{\sqrt[3]{\Sigma \cos^{4,5}(i\gamma_k)}} \cdot \frac{n \sqrt[3]{\frac{\Sigma h_i^3}{n}}}{\Sigma h_i \cos \varphi_i}; \quad (3)$$

б) для роликоподшипников

$$K_{30} = 0,245 \frac{z \left(\frac{d_r + D_o}{2D_o} \right)}{\sqrt[10/3]{\Sigma \cos^{3,7}(i\gamma_k)}} \cdot \frac{n \sqrt[10/3]{\frac{\Sigma h_i^{10/3}}{n}}}{\Sigma h_i \cos \varphi_i}, \quad (4)$$

где $\gamma_k = \frac{360^\circ}{z \left(\frac{d_r + D_o}{2D_o} \right)}$ - угол поворота внутреннего кольца подшипника между двумя последовательными контактами тел качения с участком кольца, на котором наклеен тензодатчик; i - номер тела качения в зоне нагружения.

Расчитанные по формуле (4) значения экспериментальных коэффициентов зазора K_{30} в зависимости от уровня радиальной нагрузки на подшипник приведены на рис. 3. Из графиков видно, что коэффициент зазора, так же как и параметры распределения нагрузки, зависит от величины радиального зазора и от уровня радиальной нагрузки: с увеличением посадочного радиального зазора Δ_{II} коэффициент K_{30} возрастает, с ростом радиальной нагрузки - уменьшается. При этом роликовые подшипники более чувствительны к радиальному зазору. Объясняется это более высокой радиальной жесткостью роликоподшипников.

Наряду с экспериментальными исследованиями влияния радиального зазора на распределение нагрузки в подшипнике и на его работоспособность проведены теоретические расчеты и построены графики зависимостей значений $2\varphi_{гр}$, G и $K_{зо}$ от обобщенного параметра q . Параметр q комплексно учитывает конструктивные особенности подшипника, величину посадочного радиального зазора, уровень действующей на подшипник радиальной нагрузки и рассчитывается по следующим зависимостям:

а) для шарикоподшипников

$$q = \frac{Q}{z \Delta_r^{1,5} d_w^{0,5}}; \quad (5)$$

б) для роликоподшипников

$$q = \frac{Q}{z \Delta_r^{1,11} l_p^{0,89}}; \quad (6)$$

где d_w и l_p — соответственно диаметр шарика и контактная длина ролика, мм; Δ_r — половина посадочного радиального зазора Δ_p , мм; Q — радиальная нагрузка на подшипник, Н.

На рис. 4 представлены теоретические графики коэффициента зазора $K_{зо}$ и параметров распределения нагрузки $2\varphi_{гр}$ и G в зависимости от параметра q , справедливые для всех типоразмеров радиальных роликоподшипников. На этом же рисунке нанесены также и экспериментальные значения $K_{зо}$, $2\varphi_{гр}$ и G для подшипников 2207. Из этого рисунка видно, что между теоретическими и экспериментальными данными имеется вполне удовлетворительное совпадение. Разброс экспериментальных значений относительно теоретических объясняется влиянием неточности элементов подшипника на нагруженность тел качения, а также неизбежными погрешностями при обработке осциллограмм.

Из практики эксплуатации подшипников качения известно, что радиальные подшипники во избежание заклинивания тел качения вследствие неточности элементов подшипника, тепловых деформаций всегда монтируются с некоторым радиальным зазором. Поэтому для правильного учета влияния зазора на работоспособность подшипника вместо коэффициента зазора $K_{зо}$ необходимо принимать скорректированное значение — $K_{з}$. В теории подшипников качения для учета радиального зазора прини-

маются следующие значения коэффициента нагруженности центрального тела качения G [5]: для шарикоподшипников $-G = 5$ (вместо 4,37); для роликоподшипников $-G = 4,6$ (вместо 4,08).

Согласно графику (рис. 4), указанному значению коэффициента нагруженности G для роликоподшипников соответствуют следующие величины параметра q и коэффициента зазора K_{30} : $q \approx 20000$; $K_{30} \approx 1,06$.

Следовательно, для получения скорректированных значений коэффициента зазора K_3 необходимо теоретические и экспериментальные значения коэффициента K_{30} уменьшить в 1,06 раза. Исходя из этой рекомендации, на рис. 4 дана дополнительная шкала для определения значений коэффициента K_3 .

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют сделать ряд выводов.

1. Радиальный зазор влияет на характер распределения нагрузки в подшипнике. С его увеличением уменьшается зона нагружения подшипника и возрастает нагрузка на центральное тело качения, что приводит к снижению срока службы подшипника.

2. Влияние радиального зазора на характер распределения нагрузки в подшипнике и на его работоспособность проявляется в комплексе с уровнем радиальной нагрузки и с конструктивными параметрами подшипника. При этом влияние зазора более резко проявляется при малых радиальных нагрузках.

3. Воздействие радиального зазора на работоспособность в большей степени проявляется в роликовых подшипниках, обладающих более высокой радиальной жесткостью по сравнению с шарикоподшипниками. В практических расчетах долговечности шарикоподшипников влияние зазора можно не учитывать.

4. Теоретический график (рис. 4) может быть использован для определения коэффициента зазора K_3 при расчете срока службы радиальных роликоподшипников (расчетная радиальная нагрузка должна умножаться на коэффициент K_3). При значениях $q \geq 20000$ следует принимать $K_3 = 1$. Максимальное значение коэффициента зазора также имеет ограничение: если K_3 , найденное по графику рис. 4, превышает предельное значение $K_{3\text{пр}} \approx 0,22 \approx 0,7$, следует принимать $K_3 = K_{3\text{пр}}$.

Экспериментальная проверка влияния радиального зазора на срок службы радиальных роликоподшипников была проведена во ВНИПП [6]. При стендовых испытаниях роликоподшипников с начальными радиальными зазорами $\Delta_H = 0,015 - 0,030$ мм

примерно вдвое превышала среднюю долговечность партии подшипников с начальными радиальными зазорами $\Delta_n = 0,020 - 0,055$ мм.

Л и т е р а т у р а

1. Игнатъев Г.А. Распределение нагрузки по элементам радиального подшипника. - Подшипник, 1938, №4. 2. Цыпкин Б.В. Метод расчета подшипников качения с учетом влияния радиального зазора. - Вестник машиностроения, 1951, №5. 3. Трейер В.Н. О распределении нагрузки по шарикам и роликам в подшипниках качения. - Машиностроитель Белоруссии, 1957, №2 (3). 4. Расчет подшипников качения на долговечность с учетом влияния диаметрального зазора. - Экспресс-информ. Детали машин. М., 1961, №42, реф. 341. 5. Решетов Д.Н. Детали машин. - М., 1974. 6. Спришевский А.И. Подшипники качения. - М., 1969.

УДК 629.113 - 597.5

П.Р.Бартош

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МНОГОКОНТУРНОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Известны математические модели [1], с помощью которых можно рассчитать переходные характеристики пневматических тормозных приводов прицепов. Однако они позволяют проводить аналитические исследования только простейших приводов. Существующие и перспективные пневматические тормозные системы прицепов и полуприцепов могут включать в себя большое число (например, 8) тормозных камер и несколько воздухо-распределительных клапанов (ВРК). Поэтому известные модели [1] для таких систем в некоторых случаях будут некорректными, так как при расчете переходных характеристик необходимо расчетные схемы значительно и притом неоправданно упрощать из-за вынужденного принятия ряда дополнительных допущений. По этой причине требуется разработка математической модели, которая позволяла бы более точно проводить аналитические исследования многоконтурного тормозного привода.

Расчетная схема многоконтурного пневматического тормозного привода (рис. 1), оснащенного корректирующим устройством (КУ) для повышения его быстродействия, состоит из тормозного крана 1, магистрали управления 2, КУ 3, выпол-

использованного в виде дифференцирующего клапана, двух ресиверов 4, двумя тормозными камерами 5, двух ВРК 6 и соединительных трубопроводов с эффективными площадями $(\mu f)_i$.

При расторможенном состоянии сжатый воздух через тормозной кран 1, магистраль управления 2 и ее разветвления поступает из компрессора, расположенного на тягаче, в полости V_{BK} , V_{B1} , V_{B2} . Одновременно через дроссель с эффективной площадью $(\mu f)_d$ и обратные клапаны 7 воздухораспределителей 6 он заполняет соответственно полость V_{AK} и ресиверы 4. Тормозные камеры 5 в этом случае сообщаются через соединительные трубопроводы и воздухораспределители с атмосферой.

При экстренном торможении, при нажатии на тормозную педаль, происходит быстрое падение давления в магистрали управления 2 и полостях V_{BK} , V_{B1} , V_{B2} , поэтому открываются клапаны воздухораспределителей 6 и сжатый воздух через соединительные трубопроводы поступает из ресиверов 4 в тормозные камеры 5. Так как происходит интенсивное падение давления в полости V_{BK} и воздух не успевает через дроссель с подобранный эффективной площадью $(\mu f)_d$ перетечь из полости V_{AK} в камеру V_{BK} , то диф-

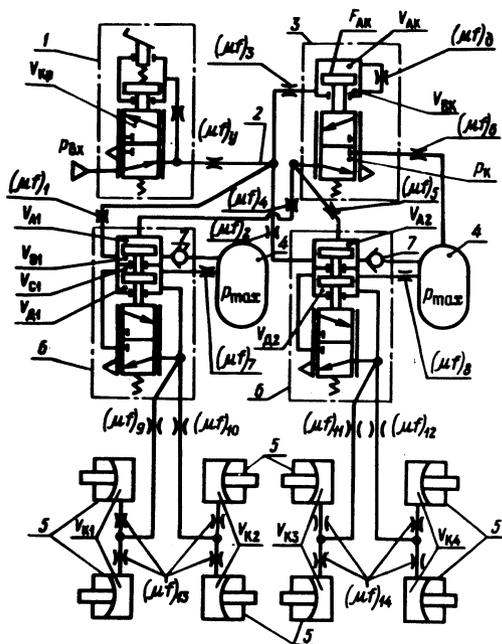


Рис. 1. Расчетная схема многоконтурного пневматического тормозного привода.

ференцирующий клапан 3 включается в работу и через соединительные трубопроводы с площадями $(\mu f)_6$, $(\mu f)_4$ и $(\mu f)_5$ подает сжатый воздух из ресивера 4 в полости V_{A1} и V_{A2} воздухораспределителей, значительно увеличивая при этом их быстродействие. Время работы КУ задается с помощью $(\mu f)_d$. При служебном торможении КУ в работу не включается.

Математическое описание протекающих переходных процессов в тормозном приводе целесообразно проводить с помощью закона узлов [2] и гиперболической газодинамической функции расхода воздуха [3], которая позволяет достаточно точно описывать реальные процессы, протекающие в пневмосистемах.

Математическая модель многоконтурного привода, оснащенного КУ (рис. 1), имеет вид:

$$p_{вх} = \begin{cases} p_{max} + (p_a - p_{max}) \frac{t}{\tau}, & \text{при } 0 < t \leq \tau, \\ p_a, & \text{при } t > \tau, \end{cases}$$

$$\frac{dp_{B1}}{dt} = - \frac{\kappa}{V_{B1}} (\mu f)_1 p_{B1} \frac{p_{B1} - p_y}{Dp_{B1} - p_y};$$

$$\frac{dp_{B2}}{dt} = - \frac{\kappa}{V_{B2}} (\mu f)_2 p_{B2} \frac{p_{B2} - p_y}{Dp_{B2} - p_y};$$

$$\frac{dp_{кр}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{кр}} \left[(\mu f)'_y p_y \frac{p_y - p_{кр}}{Dp_y - p_{кр}} - (\mu f)_{кр} p_{кр} \frac{p_{кр} - p_{вх}}{Dp_{кр} - p_{вх}} \right];$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_y}{dt} = \frac{\kappa}{V_y} \left[(\mu f)_1 p_{B1} \frac{p_{B1} - p_y}{Dp_{B1} - p_y} + (\mu f)_2 p_{B2} \frac{p_{B2} - p_y}{Dp_{B2} - p_y} + \right. \\ \left. + (\mu f)_3 p_{BK} \frac{p_{BK} - p_y}{Dp_{BK} - p_y} - (\mu f)_y p_y \frac{p_y - p_{кр}}{Dp_y - p_{кр}} \right]; \end{aligned}$$

$$\frac{dp_{BK}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{BK}} \left[(\mu f)_д p_{AK} \frac{p_{AK} - p_{BK}}{Dp_{AK} - p_{BK}} - \right.$$

$$- (\mu f) {}_3 p_{BK} \frac{p_{BK} - p_Y}{Dp_{BK} - p_Y} \Big] ;$$

$$\frac{dp_{AK}}{dt} = - \frac{\kappa}{V_{AK}} (\mu f) {}_4 p_{AK} \frac{p_{AK} - p_{BK}}{Dp_{AK} - p_{BK}} ;$$

$$\frac{dp_{A1}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{A1}} (\mu f) {}_4 p_K \frac{p_K - p_{A1}}{Dp_K - p_{A1}} ;$$

$$\frac{dp_{A2}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{A2}} (\mu f) {}_5 p_K \frac{p_K - p_{A2}}{Dp_K - p_{A2}} ;$$

$$\frac{dp_K}{dt} = \frac{\kappa}{V_K} \left[(\mu f) {}_6 p_{max} \frac{p_{max} - p_K}{Dp_{max} - p_K} - \right.$$

$$\left. (\mu f) {}_4 p_K \frac{p_K - p_{A1}}{Dp_K - p_{A1}} - (f\mu) {}_5 p_K \frac{p_K - p_{A2}}{Dp_K - p_{A2}} \right] ;$$

$$p = (F_{BK} p_{BK} + P_{пр}) / F_{AK} ;$$

если $p_{AK} < p$, то $\frac{dp_{AK}}{dt} = \frac{dp_{BK}}{dt} = 0$;

$$p_{A1} = p_{A2} = p_K = p_a ;$$

$$p_{D1} = (F_{A1} p_{A1} + F_{C1} p_{C1} + F_{B1} p_{B1} - P_c) / F_{D1} ;$$

если $P_{Д1} < P_a$, то $P_{C1} = P_{\max}$, $P_{к1} = P_{к2} = P_a$;

если $P_{Д1} \geq P_a$, то

$$\frac{dp_{C1}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{C1} + V_{Д1}} \left[(\mu f)_7 P_{\max} \frac{P_{\max} - P_{C1}}{Dp_{\max} - P_{C1}} - \right. \\ \left. - (\mu f)_9 P_{Д1} \frac{P_{Д1} - P_{y1}}{Dp_{Д1} - P_{y1}} - (\mu f)_{10} P_{Д1} \frac{P_{Д1} - P_{y2}}{Dp_{Д1} - P_{y2}} \right];$$

$$\frac{dp_{y1}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{y1}} \left[(\mu f)_9 P_{Д1} \frac{P_{Д1} - P_{y1}}{Dp_{Д1} - P_{y1}} - \right. \\ \left. - 2(\mu f)_{13} P_{y1} \frac{P_{y1} - P_{к1}}{Dp_{y1} - P_{к1}} \right];$$

$$\frac{dp_{y2}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{y2}} \left[(\mu f)_{10} P_{Д1} \frac{P_{Д1} - P_{y2}}{Dp_{Д1} - P_{y2}} - \right. \\ \left. - 2(\mu f)_{13} P_{y2} \frac{P_{y2} - P_{к2}}{Dp_{y2} - P_{к2}} \right];$$

$$\frac{dp_{к1}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{к1}} (\mu f)_{13} P_{y1} \frac{P_{y1} - P_{к1}}{Dp_{y1} - P_{к1}};$$

$$\frac{dp_{к2}}{dt} = \frac{\kappa}{V_{к2}} (\mu f)_{13} P_{y2} \frac{P_{y2} - P_{к2}}{Dp_{y2} - P_{к2}};$$

$$P_{Д2} = (F_{A2} P_{A2} + F_{C2} P_{C2} - F_{B2} P_{B2} - P_C) / F_{Д2},$$

если $P_{Д2} < P_a$, то $P_{C2} = P_{\max}$; $P_{к1} = P_{к2} = P_a$,

если $P_{Д2} \geq P_a$, то

$$\frac{dp_{C2}}{dt} = \frac{k'}{V_{C2} + V_{D2}} \left[(\mu f)_{8P_{max}} \frac{p_{max} - p_{C2}}{Dp_{max} - p_{C2}} - \right. \\ \left. - (\mu f)_{11P_{D2}} \frac{p_{D2} - p_{y3}}{Dp_{D2} - p_{y3}} - (\mu f)_{12P_{D2}} \frac{p_{D2} - p_{y4}}{Dp_{D2} - p_{y4}} \right];$$

$$\frac{dp_{y3}}{dt} = \frac{k}{V_{y3}} \left[(\mu f)_{11P_{D2}} \frac{p_{D2} - p_{y3}}{Dp_{D2} - p_{y3}} - \right. \\ \left. - 2(\mu f)_{14P_{y3}} \frac{p_{y3} - p_{k3}}{Dp_{y3} - p_{k3}} \right];$$

$$\frac{dp_{y4}}{dt} = \frac{k}{V_{y4}} \left[(\mu f)_{12P_{D2}} \frac{p_{D2} - p_{y4}}{Dp_{D2} - p_{y4}} - \right. \\ \left. - 2(\mu f)_{14P_{y4}} \frac{p_{y4} - p_{k4}}{Dp_{y4} - p_{k4}} \right];$$

$$\frac{dp_{k3}}{dt} = \frac{k}{V_{k3}} (\mu f)_{14P_{y3}} \frac{p_{y3} - p_{k3}}{Dp_{y3} - p_{k3}};$$

$$\frac{dp_{k4}}{dt} = \frac{k}{V_{k4}} (\mu f)_{14P_{y4}} \frac{p_{y4} - p_{k4}}{Dp_{y4} - p_{k4}},$$

где $p_{вх}$, p_{max} и p_a - давление на входе в магистраль управления, максимальное и атмосферное давления в системе; t и τ - текущее время и время падения давления воздуха на входе в магистраль управления до заданной величины; p_{B1} , p_{B2} , ..., p_{k4} - давления в камерах с объемами V_{B1} , V_{B2} , ..., V_{k4} ; k - постоянный коэффициент; $(\mu f)_i$ - эффективная площадь i -го дросселя (клапана); F_i - рабочая площадь поршня пневмоаппарата; $P_{пр}$ - усилие, необходимое для сжатия пружины дифференцирующего клапана; P_C - сила сопротивления движению поршней ВРК.

Если из привода (рис. 1) исключается КУ, то в приведенной математической модели будут отсутствовать уравнения, относящиеся к описанию переходных процессов, протекающих в дифференцирующем звене и соединенных с ним полостей ВРК.

Согласно математической модели была разработана программа для расчета на ЭЦВМ переходных характеристик многоконтурного пневматического тормозного привода, с помощью которой осуществлялась оценка времени срабатывания привода, соответствующего нарастанию давления P_K в тормозных камерах до величины

$$P_{0,9} = 0,9P_{\max} + 0,1P_a.$$

При этом изменились конструктивные параметры привода и пневмоаппаратов. Исследования показали, что величина $t_{0,9}$ для многоконтурных приводов значительно уменьшается, если они оснащены КУ (рис. 2). Применение КУ в виде дифференцирующего звена позволило снизить $t_{0,9}$ в 1,7 раза (при длине магистрали управления 15,5 м).

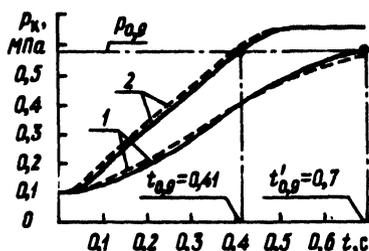


Рис. 2. Переходные характеристики тормозного привода: — экспериментальные кривые, - - - расчетные кривые; 1 — для привода без КУ; 2 — для привода с КУ.

Корректность разработанной математической модели проверялась сопоставлением расчетных данных с результатами эксперимента, проведенного в стендовых условиях (рис. 2). Погрешность расчета не превышала 14%.

Вывод. Разработанная математическая модель с достаточной степенью точности может быть использована для расчета переходных характеристик, выбора конструктивных параметров пневматического многоконтурного тормозного привода прицепа (полуприцепа) и аналитического исследования КУ в виде дифференцирующего звена.

Л и т е р а т у р а

1. Бартош П.Р., Автушко В.П., Метлюк Н.Ф. Моделирование на АВМ корректирующего устройства пневматического тормозного привода. — В сб.: Автотракторостроение. Тео-

рия и конструирование мобильных машин. Мн., 1979, вып.13.
 2. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов: Докт. дис. - Мн., 1973. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В. П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. - В сб.: Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Мн., 1977, вып. 9.

УДК 629.113 - 585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ВРЕМЕНИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В СИСТЕМЕ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ

При разработке систем автоматического управления (САУ) часто возникает потребность в получении тех или иных функциональных зависимостей, необходимых для доводки системы управления до установки ее на объект управления. Данные такого рода можно получить, состыковав реальную систему управления с моделью объекта управления.

Ниже описано теоретическое исследование влияния различных факторов на величину времени переключения передач в трансмиссии автомобиля МАЗ-500А на комплексе, состоящем из аналоговой машины МН-14 и автоматической системы управления ступенчатой механической трансмиссией с центральной синхронизацией, в которой синхронизатором является двигатель автомобиля в сочетании с моторным тормозом. На АВМ решалась система уравнений, описывающих работу дизельного двигателя со всережимным регулятором и трехмассовой модели автомобиля:

$$\mu \frac{d^2 z}{dt^2} = A \omega \frac{2,2}{1 p} - E - \nu \frac{dz}{dt} - f \text{Sign} \frac{dz}{dt};$$

$$M_e(\omega_1, z) = M_i(\omega_1, z) - M_{тр}(\omega_1) - M_{MT}(\omega_1);$$

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_e(\omega_1, z) - M_{сш};$$

$$M_{cu} = M_{12} \leq M_{cu \max};$$

$$M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - K_{12}(\omega_1 - \omega_2);$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_{23} \frac{1}{i_k}; \quad (1)$$

$$M_{23} = C_{23}(\varphi_2 \frac{1}{i_k} - \varphi_3) - K_{23}(\omega_2 \frac{1}{i_k} - \omega_3);$$

$$J_3 \frac{d\omega_3}{dt} = M_{23} - M_c.$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения:

μ - среднее значение приведенной к муфте массы регулятора и органов топливоподающей аппаратуры, кг;

z - перемещение муфты регулятора, м;

A - инерционный коэффициент, кг·м;

ω_1 - частота вращения коленчатого вала двигателя, Гц;

i_p - отношение частот вращения валика регулятора и коленчатого вала двигателя;

E - совместное усилие главной и пусковой пружин, приведенное к муфте регулятора, Н;

\mathcal{V} - величина фактора торможения, Н·с·м⁻¹;

f - величина сухого трения, Н;

$M_e(\omega_1, z)$; $M_i(\omega_1, z)$ - эффективный и индикаторный крутящие моменты двигателя в функции частоты вращения коленчатого вала и положения муфты регулятора, Н·м;

$M_{тр}(\omega_1)$ - момент механического трения двигателя в функции частоты вращения его коленчатого вала, Н·м;

$M_{мт}(\omega_1)$ - момент моторного тормоза в функции частоты вращения коленчатого вала, Н·м;

J_1 - момент инерции двигателя и сцепления, Н·м·с²;

J_2 - момент инерции первичного и промежуточного валов коробки передач и входящие в зацепление с ним шестерни вторичного вала, приведенный к первичному валу, Н·м·с²;

J_3 - момент инерции маховика, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля, приведенный к выходному валу, Н·м·с²;

- $M_{\text{сц}}$ - момент трения в сцеплении, Н·м;
 $M_{\text{сц max}}$ - максимальный момент трения в сцеплении, Н·м;
 M_{12} - крутящий момент на первичном валу коробки передач (КП), Н·м;
 M_{23} - крутящий момент на выходном валу КП, Н·м;
 C_{12} - жесткость демпфера ведомого диска сцепления и первичного вала КП, Н·м;
 C_{23} - жесткость остальной части трансмиссии, Н·м;
 ω_2 - частота вращения промежуточного вала КП, приведенная к первичному валу, Гц;
 ω_3 - частота вращения вторичного вала КП, Гц;
 $M_{\text{с}}$ - момент сопротивления движению автомобиля, приведенный ко вторичному валу КП, Н·м;
 $i_{\text{к}}$ - передаточное отношение КП на включенной передаче;
 $\varphi_1 - \varphi_2$ - угол закрутки первичного вала КП, рад;
 $\varphi_2 \frac{1}{i_{\text{к}}} - \varphi_3$ - угол закрутки вторичного вала КП, рад;
 K_{12} - коэффициент вязкого трения демпфера сцепления, Н·м·с;
 K_{23} - коэффициент вязкого трения шин автомобиля, приведенный к выходному валу КП, Н·м·с;

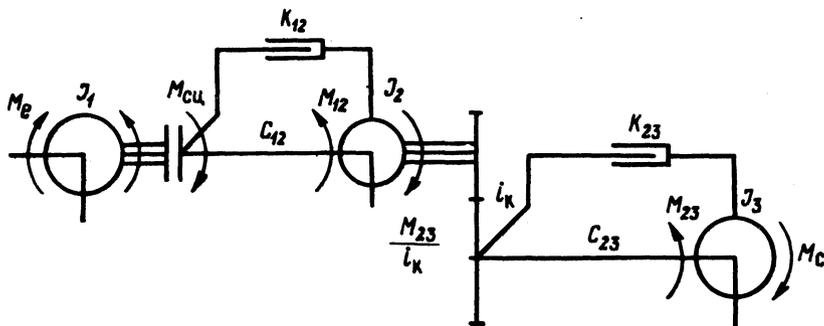


Рис. 1. Расчетная динамическая система машинного агрегата автомобиля.

Расчетная динамическая система машинного агрегата автомобиля МАЗ-500А представлена на рис. 1. Данные для решения системы уравнений (1) взяты из работ [1 - 5]. Для исследования влияния различных факторов на время переключе-

ния передач был проведен многофакторный эксперимент по плану, имеющему вид латинского куба второго порядка размера $3 \times 3 \times 3$ [6]. В план включены следующие факторы: X_1 - коэффициент суммарного дорожного сопротивления; X_2 - время срабатывания исполнительного механизма коробки передач, с; $X_3 = N / N_{\text{ном}}$ - коэффициент мощности двигателя; $X_4 = M_{\text{мт}} / M_{\text{мт ном}}$ - коэффициент момента моторного тормоза; X_5 - знаменатель ряда передаточных чисел коробки передач.

Для каждого фактора выбрана область его варьирования (верхний и нижний уровни), основной уровень и интервал варьирования. Эти величины приведены в табл. 1.

В результате математической обработки полученных данных получаем уравнения регрессии для переключения "вверх" и "вниз".

В случае переключения "вверх":

$$T = -0,654 + 0,039 \cdot X_1 + 0,664 \cdot X_2 - 0,847 \cdot X_4 + 1,602 \cdot X_5; \quad (2)$$

в случае переключения "вниз":

$$T = 0,209 + 0,016 \cdot X_1 + 0,653 \cdot X_2 - 0,477 \cdot X_3 + 0,415 \cdot X_5. \quad (3)$$

Анализ выражений (2) и (3) показывает, что на величину времени переключения передач "вверх" и "вниз" существенно влияет значение знаменателя ряда передаточных чисел в коробке передач. Следовательно, такую систему синхронизации целесообразно использовать в трансмиссиях с возможно боль-

Таблица 1

Показатели	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Основной уровень	0	0,11	0,9	0,8	1,6
Интервал варьирования	0,04	0,09	0,1	0,2	0,4
Верхний уровень	+0,04	0,20	1,0	1,0	2,0
Нижний уровень	-0,04	0,02	0,8	0,6	1,2

шим числом передач. Влияние мощностных и тормозных характеристик двигателя таково, что наименьшее значение времени переключения получаем при номинальных значениях мощности двигателя и момента моторного тормоза, хотя при эксплуатации их значения меняются в широких пределах (например, в горных условиях). Что касается продолжительности срабатывания исполнительного механизма коробки передач, то здесь необходимо добиваться наибольшего быстрогодействия. Влияние дорожных условий для принятого интервала варьирования на величину времени переключения передач незначительно.

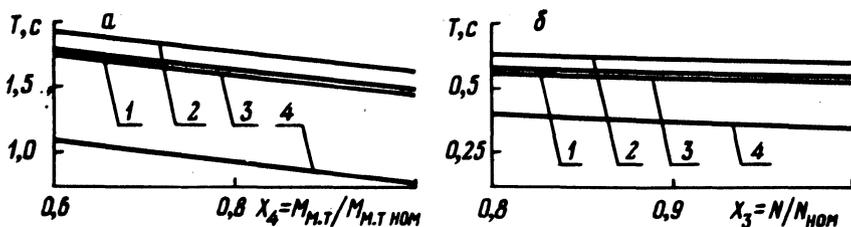


Рис. 2. Время переключения передач:

а — с низшей на высшую; 1 — переключение с 1-й передачи на 2-ю; 2 — со 2-й на 3-ю; 3 — с 3-й на 4-ю; 4 — с 4-й на 5-ю; б — с высшей на низшую; 1 — переключение со 2-й передачи на 1-ю; 2 — с 3-й на 2-ю; 3 — с 4-й на 3-ю; 4 — с 5-й на 4-ю.

Графическая интерпретация уравнений (2) и (3) для времени срабатывания исполнительного механизма коробки передач, равного 0,1 с, в случае движения по дороге с величиной суммарного дорожного сопротивления, равной 0,02, при последовательном переключении передач представлена на рис.2.

Л и т е р а т у р а

1. Храмов Ю.В. Расчетно-экспериментальный метод исследования переходных процессов автотракторных дизелей. — Автомобильная промышленность, 1965, №2, с.5 — 7. 2. Определение статических характеристик регулятора четырехтактных двигателей ЯМЗ/ Е.И.Блаженнов, А.Г.Терешук, П.Б.Поляков, Н.В.Мысик. — Автомобильная промышленность, 1969, №8, с. 1 — 4. 3. Носиков В.А. Исследование тормозной эффективности двигателя ЯМЗ-236, — Автомобильная промышленность, 1969, №9, с. 7 — 8. 4. Гришкевич А.И., Чечик В.И., Альгин В.Б. Исследование колебательных свойств трансмиссий грузовых автомобилей. — В сб.: Автотракторостроение. Мн., 1976, вып. 8, с.40 — 46. 5. Гришкевич А.И., Альгин В.Б., Чечик В.И. Нагрузки в трансмиссии

автомобиля от неравномерной работы ДВС. - В сб.: Авто-тракторостроение. Мн., 1976, вып.8, с. 59-64. 6.Марков а Е.В. Руководство по применению латинских планов при планировании эксперимента с качественными факторами. - Челябинск, 1971, с.156.

УДК 629.113.012.8 - 85 - 82

В.М.Беляев, Н.Н.Веремеев, Д.М.Ломако

СРАВНЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ С ЛИНЕЙНОЙ И НЕЛИНЕЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ

В процессе эксплуатации все автомобили в большей или меньшей степени работают при разных нагрузках. Так, нагрузка на заднюю подвеску автомобиля средней грузоподъемности с грузом в 3 - 5 раз превышает нагрузку на эту же подвеску для автомобиля без груза. Если предположить, что характеристика задней подвески имеет линейный характер, а соотношение нагрузок на подвеску для автомобиля с грузом и без него равно 4, то частота собственных колебаний автомобиля без груза в 2 раза больше соответствующей частоты колебаний автомобиля с грузом. Это ухудшает плавность хода автомобиля.

Если применить подвеску с нелинейной характеристикой, то парциальные частоты собственных колебаний изменятся незначительно при изменении нагрузки.

Наиболее распространенными упругими элементами в подвесках грузовых автомобилей являются листовые рессоры, упругая характеристика которых носит линейный характер. Поэтому возникла необходимость сравнить колебания грузового автомобиля с линейной и нелинейной подвесками при движении по дорогам со случайным микропрофилем.

Расчетная схема колебаний грузового автомобиля представлена в виде трехмассовой динамической модели (рис. 1). Она составлена в предположении, что автомобиль симметричен относительно центральной продольной вертикальной плоскости и что микропрофиль по левому и правому следам колес автомобиля одинаков.

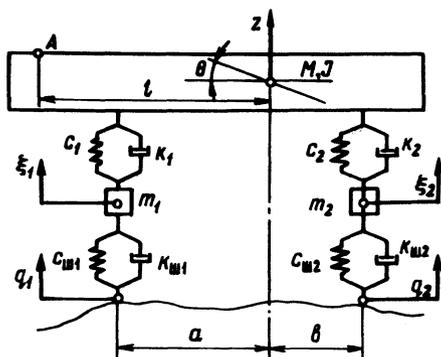


Рис. 1. Расчетная динамическая модель.

относительно центральной продольной вертикальной плоскости и что микропрофиль по левому и правому следам колес автомобиля одинаков.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамическую модель, запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + P_1 + P_2 &= 0; \\ J\ddot{\theta} + P_1 a - P_2 b &= 0; \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + P_{\psi 1} - P_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + P_{\psi 2} - P_2 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где P_1, P_2 - силы, действующие соответственно в передней и задней подвесках; $P_{\psi 1}, P_{\psi 2}$ - силы, действующие соответственно в передних и задних шинах; M, J - поддрессоренная масса и ее момент инерции; m_1, m_2 - неподдрессоренная масса соответственно переднего и заднего мостов; a, b - координаты центра тяжести поддрессоренной массы.

Параметры динамической модели близки к параметрам автомобиля МАЗ-5335. Расчеты проводились применительно к изношенному асфальтобетонному шоссе, спектральная плотность которого определялась выражением

$$Sq(\lambda) = 3,76 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda^2 + 0,57^2}{(\lambda^2 + 0,28^2)^2}, \quad (2)$$

где $Sq(\lambda)$ - спектральная плотность микропрофиля, $m^3/\text{рад}$; λ - путевая частота, $\text{рад}/\text{м}$.

Одно из основных условий высокой плавности хода автомобиля - снижение жесткости его подвески. Однако при мягкой подвеске в зависимости от условий движения автомобиля (скорости и микропрофиля дороги) амплитуда колебаний в некоторых случаях может достигать такой большой величины, что поддрессоренная масса автомобиля будет получать жесткие удары об ограничители подвески, вследствие чего придется снижать скорость движения. Следовательно, нелинейную характеристику подвески необходимо выбирать по среднеквадратическим ускорениям автомобиля с учетом ограничений, накладываемых динамическими прогибами подвески.

Вначале были проанализированы колебания автомобиля с различными вариантами упругих характеристик задней подвески. Регистрировались вертикальные ускорения точки А поддрессоренной массы автомобиля (условно в дальнейшем называются вертикальные ускорения пола кабины и динамические проги-

бы задней подвески при скорости движения $v = 12,5$ м/с. По мере снижения жесткости задней подвески в статическом положении вертикальные ускорения кабины уменьшаются в меньшей степени при все более интенсивном росте динамических прогибов. Так, снижение жесткости задней подвески в статическом положении с $1 \cdot 10^3$ до $0,8 \cdot 10^3$ кН/м дает незначительное снижение ускорений кабины, в то время как динамические прогибы подвески увеличиваются в 1,5 раза. В качестве расчетной принята нелинейная упругая характеристика подвески, параметры которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

$f, \text{м}$	-0,12	-0,08	-0,04	-0,02	0	0,02	0,04	0,08	0,12	0,14
$P, \text{кН}$	-64	-44	-26	-12	0	22	40	92	174	250

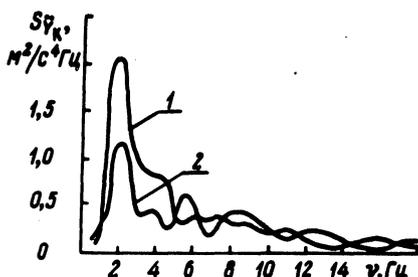


Рис. 2. Спектральная плотность вертикальных ускорений пола кабины при движении автомобиля без груза со скоростью $v = 8,33$ м/с: 1 – линейная подвеска; 2 – нелинейная.

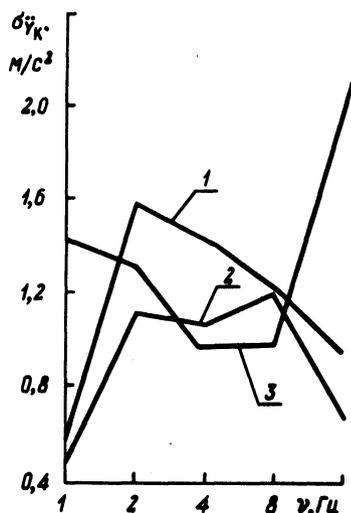


Рис. 3. Среднеквадратичные величины вертикальных ускорений пола кабины при движении автомобиля без груза со скоростью $v = 8,33$ м/с: 1 – линейная подвеска; 2 – нелинейная; 3 – нормы ИСО для 4-часового времени воздействия.

В дальнейшем исследовали колебания с расчетной нелинейной упругой характеристикой подвески и автомобиля, имеющего линейную характеристику подвески с жесткостью, соответ-

ствующей жесткости основной рессоры и подрессорника (для автомобиля с грузом) и основной рессоры (для автомобиля без груза).

Сравнение колебаний автомобиля с линейной и нелинейной подвесками проводилось по спектральным плотностям и среднеквадратическим величинам в октавных полосах частот вертикальных ускорений пола кабины. Применение подвески с нелинейной упругой характеристикой позволяет уменьшить среднеквадратические ускорения пола кабины в среднем на 15 – 20% для автомобиля с грузом и 20 – 25% для автомобиля без груза. На рис. 2 приведены спектральные плотности вертикальных ускорений пола кабины автомобиля без груза для линейной и нелинейной подвески. Величина спектральной плотности уменьшается не только на частоте 2 Гц (область низкочастотного резонанса), но и на частотах 3 – 4 Гц. Характер кривой спектральной плотности в области высокочастотного резонанса существенно не меняется.

Сравнение среднеквадратических величин вертикальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот (рис. 3) показывает, что необходимы дополнительные мероприятия по уменьшению ускорений в полосе частот 4 – 8 Гц. Исследования, проведенные в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ [1], показывают, что ускорения, действующие на водителя в этом диапазоне частот, можно уменьшить путем выбора соответствующих характеристик подрессоривания сидения.

Таким образом, применение подвески с нелинейной упругой характеристикой позволяет уменьшить среднеквадратические ускорения пола кабины автомобиля типа МАЗ в среднем на 20 – 25%, причем снижение ускорений происходит в основном в области низкочастотного резонанса.

Л и т е р а т у р а

1. Исследование влияния параметров подрессоривания сидения на колебания водителя/ А.И.Гришкевич, Д.М.Ломако, В.М.Беляев, Н.Н.Веремеев. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. Мн., 1979, вып.12.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Успешно определить долговечность деталей автомобиля можно только при правильно выбранном расчетном нагрузочном режиме. Величины, характеризующие эти режимы, есть функции нескольких переменных, а процесс нагружения деталей автомобиля в условиях эксплуатации случайный. Поэтому чтобы определить нагрузочные режимы деталей автомобиля, следует пользоваться методами математической статистики.

Для выбора расчетных режимов данного автомобиля прежде всего нужно установить характерные условия его эксплуатации: время (в процентах) движения автомобиля в городе и вне его по дорогам различного качества и профиля, характерные для этих условий эксплуатации средние скорости движения, расчетные крутящие моменты, развиваемые двигателем, и длительность использования передач.

Обобщенный нагрузочный режим включает характерные, или "элементарные", нагрузочные режимы: трогание и разгон с переключением передач, установившееся движение на передачах, накат, торможение, буксование.

Под обобщенным нагрузочным режимом подразумевается режим, который отражает заданные условия эксплуатации автомобилей в виде удельных показателей плотности распределения силового и скоростного режимов $f_1(Q)$, $f_2(v)$, числа циклов на единицу пути и т.д.

В работе [1] обобщенный нагрузочный режим представлен в виде линейной комбинации или суперпозиции характерных нагрузочных режимов, при этом коэффициенты суперпозиции определяются по результатам длительных эксплуатационных испытаний. Плотность распределения нагрузочного режима элемента трансмиссии, участвующего в передаче силового потока, представлена в следующем виде [1]:

$$q_{\text{общ}}(s) = q \sum_{i=1}^n \alpha_i \sum_{k=1}^l \beta_{ik} \left[r_{ik}^H f_{ik}^H(s) + (1 - r_{ik}^H) f_{ik}^Y(s) \right] + (1 - q) \sum_{i=1}^n \alpha_i \sum_{k=1}^l \beta_{ik} \left[r_{ik}^O f_{ik}^O(s) + (1 - r_{ik}^O) f_{ik}^Y(s) \right],$$

где $f_{ik}^H(S)$, $f_{ik}^Y(S)$ - плотности распределения нагрузочного режима при неустановившемся и установившемся движении на i -м покрытии и k -й передаче соответственно; индекс "о" при γ_{ik} означает - без груза; без индекса - с грузом; α_i - доля движения автомобиля с грузом; α_i - доля различных дорог в общем пробеге автомобиля ($\sum \alpha_i = 1$); β_{ik} - доля движения на k -й передаче и i -м виде дороги ($\sum \beta_{ik} = 1$); γ_{ik} - доля движения на неустановившемся на k -й передаче и i -м виде дороги.

Определение законов распределения дорожных условий, использования передач и других показателей нагрузочного режима требует больших затрат труда. Несмотря на то что исследованиям характеристик дорог и оценке их влияния на нагруженность трансмиссии автомобилей посвящены многие работы [1, 2, 3 и др.], до настоящего времени нет общепринятой классификации дорожных условий, включающей соответствующие оценочные показатели.

Нагрузочный режим при движении с установившейся постоянной скоростью на ровных твердых дорогах является стационарным случайным процессом. Доля таких режимов при расчете на долговечность в некоторых работах принимается как основная, а в некоторых как абсолютная.

При использовании автомобиля в тяжелых дорожных условиях практически не удается выдержать скорость движения его постоянной и приходится пользоваться органами управления (дроссель, тормоз, сцепление, механизм переключения передач). Поэтому нагрузочные режимы, так же как и при движении в условиях больших транспортных потоков, являются нестационарными случайными процессами.

Изменение скорости автомобиля с помощью переключений передач, торможения, разгона и т.п. вызывает переходные, неустановившиеся, режимы. Доля движения автомобиля на этих режимах достаточно велика и они должны учитываться в расчетах деталей на выносливость. Динамические нагрузки, возникающие при переходных процессах, могут достигать значительной величины и поэтому учитываются при оценке прочности деталей, но должны быть также учтены и при оценке выносливости.

До настоящего времени имеются трудности в определении динамических нагрузок в общем их распределении. Переходные процессы имеют динамический импульсный характер и включают в себя единичные пиковые нагрузки и последовательности затухающих импульсов, следующих друг за другом через некоторые интервалы времени. Пиковые нагрузки и следующие за ними

импульсы, возникающие при переезде через отдельные неровности, при торможении, при буксовании по сравнению с нагрузками при трогании с места и переключениях передач либо невелики, либо редки; учет вероятности их появления в процессе движения автомобиля практически невозможен. По этой причине мы предлагаем учитывать долю движения автомобиля при неустановившихся режимах, основываясь только на процессах трогания с места и переключения передач при движении.

Величина амплитуды динамического крутящего момента при трогании автомобиля и переключении передач является случайной, она зависит от многих факторов: темпа включения сцепления, состояния сцепления и синхронизаторов КП, продолжительности разрыва силового потока, квалификации водителя, разницы в угловых скоростях вращения валов трансмиссии до и после переключения и т.д. Закон распределения динамических нагрузок близок к нормальному.

Частота появления пиковых нагрузок при трогании с места и переключении передач была найдена экспериментально во многих работах [3 и др.] по какому-то среднему значению либо на 1 км, либо на 100 км пробега. Аналитическому методу определения частоты появления блоков затухающих импульсов на 1 км пробега по передачам в данных дорожных условиях посвящена работа [2]. В ней предложено среднее число включений передачи на 1 км пробега определять по формуле

$$\bar{n}_i = 10^4 \frac{P_{уд i}}{\bar{v}_a \bar{v}_i} \quad (1)$$

Количество включений данной передачи на 1 км пробега описывается распределением Пуассона.

Экспериментально установлено [2], что продолжительность затухающих импульсов в одном блоке находится в пределах 3-4 циклов. В работе [4] этот вопрос решается аналитически и указывается, что практически полное затухание колебательного процесса (до величины 0,05 А) происходит за время, равное трем периодам свободных колебаний системы. Соответственно продолжительность процесса может быть определена по формуле

$$t = \frac{2\pi \cdot 3}{K_{1-4}} \quad (2)$$

На основе уже имеющихся рекомендаций по отдельным аспектам учета динамических нагрузок можно рекомендовать следующий порядок определения доли движения автомобиля с неу-

тановившимся режимом, связанным с троганиями с места и переключениями передач:

1. Определяется среднее число переключений передач или троганий с места на 1 км пробега по формуле (1) на k -й передаче по i -й дороге:

$$\bar{n}_{ki} = \frac{10^4 \bar{P}_{удki}}{\bar{v}_{ai} \bar{v}_{ki}},$$

где $\bar{P}_{удki}$ - среднее удельное тяговое усилие на k -й передаче, \bar{v}_{ai} , \bar{v}_{ki} - соответственно средние скорости движения автомобиля в суммарном режиме и на k -й передаче по i -й дороге.

2. Определяются продолжительности процесса затухания импульсов динамических крутящих моментов при одном трогании с места или переключении передач (в секундах) по формуле (2)

$$t_{з.к} = \frac{2\pi(3...4)}{K(1-4)_k},$$

$$\text{где } K(1-4)_k = \sqrt{\frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{(J_1 + J_2)(J_3 + J_4) e(k)}};$$

$J_{1,2,3,4}$ - моменты инерции основных масс автомобиля на k -й передаче; $e(k)$ - податливость автомобиля на k -й передаче.

3. Определяются длительности затухающих импульсов динамических крутящих моментов в течение всего пробега автомобиля по данной k -й передаче и i -й дороге (в секундах):

$$t_{Т.П.}(ki) = \bar{n}_{ki} S t_{з.к} \alpha_i \beta_{ki},$$

где S - общий пробег автомобиля, км; α_i - доля различных дорог в общем пробеге автомобиля ($\sum \alpha_i = 1$); β_{ki} - доля пробега автомобиля на k -й передаче и i -й дороге.

4. Определяется общая продолжительность движения автомобиля на k -й передаче и i -й дороге (в секундах):

$$t_o(ki) = \frac{S \alpha_i \beta_{ki}}{\bar{v}_{ki}},$$

где \bar{v}_{ki} - средняя скорость на k -й передаче и i -й дороге.

5. Определяется доля движения автомобиля на неустановившемся режиме (трогания с места и переключения передач) на k -й передаче и i -й дороге (в процентах):

$$\delta(k_i) = \frac{t_{T.P.}(k_i)}{t_{o}(k_i)} = \bar{h}_{k_i} t_{зк} \bar{v}_{k_i} 100.$$

Л и т е р а т у р а

1. Лукинский В.С. Котиков Ю.Г., Зайцев Е.И. Расчет надежности узлов трансмиссии и подвески автомобиля. – Л., 1976, с. 78. 2. Филимончик И.И. Нагрузочный режим и долговечность автомобильных трансмиссий: Канд. дис. – Мн., 1978. 3. Индикт Е.А., Алиев В., Браильчук П.Л. Исследование надежности автомобилей в высокогорных условиях эксплуатации. – Автомобильная промышленность, 1972, № 11. 4. Альгин В.Б. Динамика и надежность трансмиссий мобильных машин: Канд. дис. – Мн., 1978.

УДК 629.113.001.4

Б.У.Бусел, А.И.Гришкевич, М.Н.Диденко,
А.В.Марамашкин, В.И.Чечик

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИЦЕПА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля с прицепом происходит дополнительное нагружение его трансмиссии и как следствие этого – уменьшение ее долговечности.

Особенности формирования нагрузок в трансмиссиях автомобилей-тягачей в настоящее время изучены недостаточно. Это не позволяет обоснованно нормировать пробеги автопоездов в различных условиях эксплуатации, а также использовать опыт проведения полигонных испытаний одиночных автомобилей для оценки работоспособности автопоездов.

С целью оценки влияния прицепа на нагруженность трансмиссии проведены испытания автомобиля МАЗ-500А одиночного и в составе автопоезда с прицепом МАЗ-8926. При испытаниях регистрировались крутящий момент на полуоси, скорость движения, отметки оборотов колеса. Пробеги проводились по следующим маршрутам Центрального научно-исследовательского автомобильного полигона НАМИ: № 1 – скоростная дорога (магистральные условия); № 2 – маршрут, моделирующий горные условия; № 3 – булыжная дорога; № 4 – маршрут, моделирующий режим городского движения; № 5 – ровная булыжная дорога комплекса спецдорог.

Таблица 1. Параметры режима движения

Параметр	Передача КП					
	I	II	III	IV	V	
S, %	-	$\frac{0,07}{0,18}$		$\frac{7,93}{16,2}$	$\frac{90,37}{70,6}$	$\frac{1,14}{2,12}$
	-	$\frac{1}{1}$		$\frac{3}{6}$	$\frac{3}{3}$	-
S, %	-	$\frac{0,62}{14,1}$		$\frac{37,1}{25,2}$	$\frac{52,6}{42,3}$	$\frac{2,34}{3,82}$
	-	$\frac{1,88}{2}$		$\frac{15}{15}$	$\frac{8}{7}$	-
S, %	-	$\frac{12,7}{13,2}$		$\frac{26,2}{33,6}$	$\frac{47,2}{29,1}$	$\frac{3,7}{3,7}$
	-	$\frac{4}{6}$		$\frac{5}{6}$	$\frac{2}{2}$	-
S, %	-	$\frac{1,53}{3,34}$		$\frac{40}{45,3}$	$\frac{38,6}{16,6}$	$\frac{10,3}{6,1}$
	-	$\frac{17}{21}$		$\frac{34}{24}$	$\frac{14}{7}$	-

Примечание. В числителе - для одиночного автомобиля, в знаменателе - для автопоезда.

Режим движения автомобиля и автопоезда на всех маршрутах, кроме последнего, соответствовал принятой на полигоне методике ресурсных испытаний автомобилей и автопоездов [1]. Испытания на ровном булыжнике проводились при движении с постоянной скоростью. При всех испытаниях автомобилем и автопоездом управлял один водитель.

В табл. 1 приведены результаты испытаний, характеризующие использование передач по пути S %, количество включений каждой передачи m на маршруте.

Данные таблицы показывают, что процент использования низших передач при движении автопоезда на всех маршрутах существенно выше, чем при движении одиночного автомобиля. Таким образом, доля относительно высоких средних значений момента в трансмиссии автопоезда больше, чем в трансмиссии автомобиля. На каждом из первых трех маршрутов при движении автопоезда было выполнено примерно в 1,5 раза больше переключений передач, чем при движении одиночного автомобиля. Исключение составил маршрут, моделирующий городской режим движения, где этот показатель был в 1,1 раза большим для автомобиля за счет более частых включений высших передач.

Для исследования особенностей колебательных процессов в трансмиссии автопоезда использовались реализации момента, полученные при движении по ровному булыжнику комплекса спецдорог. На рис. 1 показаны спектральные плотности момента на полуоси одиночного автомобиля МАЗ-500А и этого же автомобиля в составе автопоезда с прицепом МАЗ-8926. Видно, что интенсивность низкочастотных колебаний в диапазоне до 3-4 Гц момента в трансмиссии автопоезда значительно выше, чем в трансмиссии одиночного автомобиля. Так, для автопоезда в полосе частот 0,5-20 Гц дисперсия момента на III передаче равна $25000 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$; на IY - $24300 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$; для автомобиля - соответственно $12000 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$ и $13500 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$. Начиная с частоты 4 Гц характер протекания и уровень спектральной плотности момента на полуоси для одиночного автомобиля и автопоезда отличаются мало. Следовательно, в трансмиссии автопоезда повышается не только среднее значение момента, обусловленное увеличением веса и сопротивления воздуха, но изменяется механизм формирования динамических длительно действующих нагрузок. Наиболее существенным фактором процесса формирования динамических нагрузок в трансмиссии автопоезда представляется взаимосвязь колебаний тягача и прицепа.

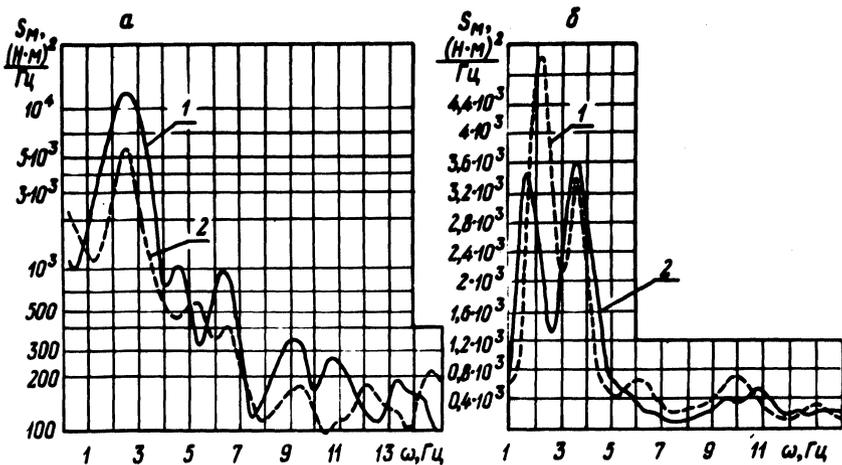


Рис. 1. Спектральная плотность момента на полуоси: а – движение на III передаче со скоростью 7 м/с; б – движение на IV передаче со скоростью 14 м/с; 1 – автопоезд; 2 – одиночный автомобиль.

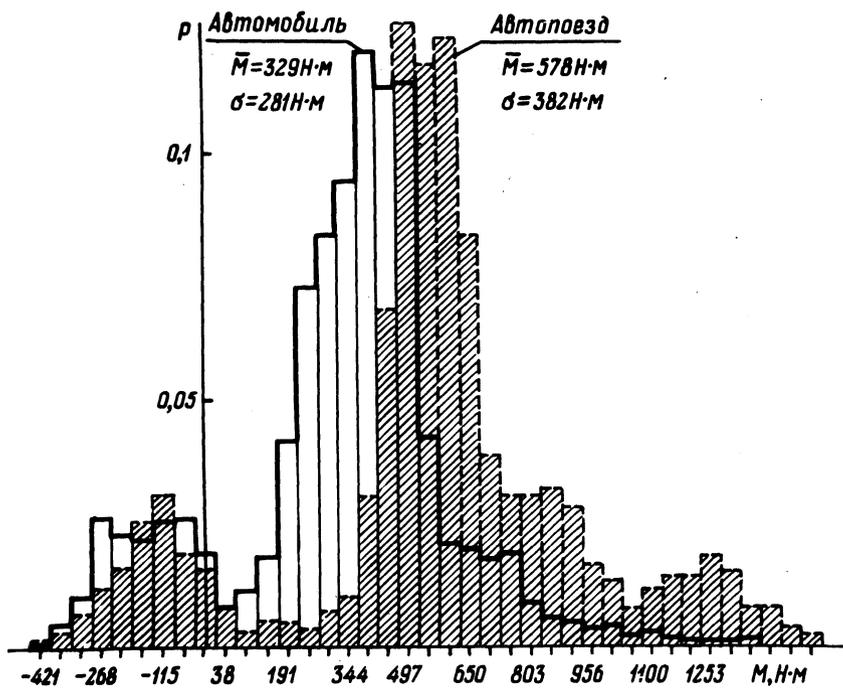


Рис. 2. Гистограмма момента на полуоси.

Осциллограммы крутящего момента и скорости, полученные при выполнении маршрутов по программе ресурсных испытаний, обрабатывались с дискретизацией по пути. Шаг выборки имел величину 1,66 м. В ряде случаев для уточнения статистических параметров процесса нагружения полуоси при движении на I и II передачах шаг выборки уменьшался до 0,28 м. Полученный статистический материал сортировался по уровням. На рис. 2 показаны суммарные гистограммы распределения момента на полуоси для автомобиля и автопоезда, соответствующие испытаниям по программе ресурсных испытаний, за исключением маршрута по грунтовой дороге автополигона.

Вид гистограмм, их взаимное расположение показаны на рис. 2, а значения статистических параметров момента приведены в табл. 2.

Как видим, нагруженность трансмиссии автопоезда значительно выше, чем автомобиля.

Для количественного сравнения нагруженности трансмиссий автомобиля и автопоезда удобно использовать сопоставимые величины накопления усталостных повреждений [2]. Для зубчатых колес сопоставимая величина накопления усталостного повреждения по контактной выносливости при движении на передаче определяется выражением

$$R_n = \sum_i (M_i^*)^3 p_i,$$

где R_n - сопоставимая величина накопления усталостного повреждения на n -й передаче; p_i - частота i -го уровня момента.

Расчетное значение момента находилось по выражению [3]

$$M_i^* = (M_i + M_{i1} v) K_{H\gamma},$$

где M_i - момент, соответствующий уровню i ; M_{i1} - внутренняя динамическая нагрузка при окружной скорости в зубчатом зацеплении 1 м/с; v - окружная скорость в зацеплении; $K_{H\gamma}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

При расчетах величина v принималась равной средней окружной скорости на передаче.

Сопоставимая величина накопления усталостного повреждения при движении по испытательному маршруту определялась как сумма

$$R = \sum_n R_n \gamma S_n,$$

Таблица 2. Статистические параметры момента

Маршрут	№1		№2		№3		№4	
	М	б	М	б	М	б	М	б
Автомобиль	318	244	337	491	411	447	493	472
Автопоезд	556	367	563	760	707	617	639	531

где γ_{Sn} - относительное использование n -й передачи по пути в долях единицы.

Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений при ресурсных испытаниях находились с учетом относительной доли каждого маршрута.

В табл. 3 приведены результаты расчетов для колесной и центральной передач ведущего моста. Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений для каждой из зубчатых передач при движении одиночного автомобиля МАЗ-500А по скоростной дороге приняты за единицу.

Исследования показали, что режим нагружения трансмиссии автопоезда МАЗ существенно напряженнее нагрузочного режима одиночного автомобиля по следующим причинам: 1) изменяется режим движения; 2) возрастает среднее значение момента в трансмиссии; 3) возрастает интенсивность низкочастотных колебательных процессов в трансмиссии.

Таблица 3. Темп накопления усталостных повреждений в зубчатых колесах главной передачи

Объект	Маршрут				Ресурсные испытания
	№1	№2	№3	№4	
Колесная передача					
МАЗ-500А	1,0	2,8	3,2	4,0	1,28
МАЗ-500А+ + 8926	3,8	13,3	11,1	6,8	4,33
Центральная передача					
МАЗ-500А	1,0	1,0	1,1	1,6	1,02
МАЗ-500А+ + 8926	1,7	2,5	2,6	1,7	1,75

Из сказанного вытекает, что темп накопления контактных усталостных повреждений в зубчатых колесах ведущего моста автопоезда в 1,1–1,8 раза выше, чем для автомобиля на всех дорогах. При ресурсных испытаниях темп накопления усталостных повреждений в колесной передаче автомобиля–тягача в 3,41 раза, в центральной передаче – в 1,7 раза выше, чем для одиночного автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Типовая программа–методика ускоренных ресурсных испытаний грузовых автомобилей и автопоездов общетранспортного назначения. – М., 1975. 2. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. – М., 1972. 3. Цитович И.С., Вавуло В.А. Методика расчетов долговечности зубчатых колес. – Мн., 1978.

УДК 629.113

В.В.Капустин, В.В.Мочалов

ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 750 кН В ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ КАРЬЕРА

В Белорусском политехническом институте в течение последних пяти лет ведутся работы по созданию противоблокирочной тормозной системы (ПБС) для автомобилей особо большой грузоподъемности с гидравлическим приводом тормозов.

На отдельных этапах теоретических и экспериментальных исследований решались задачи по выбору параметров ПБС и ее элементов; анализ и обоснование алгоритма управления ПБС; определение его оптимального функционирования; изучение динамики гидравлического тормозного привода в частотном режиме работы ПБС и определение его рабочих характеристик; формализация и разработка элементов ПБС [1–4]. Исследования выявили ряд особенностей динамики управляемого торможения карьерных автомобилей. К основным из них следует отнести значительное перераспределение вертикальных реакций на колеса автомобиля (до 40%), связанное с конструктивными особенностями данного класса автомобилей и предельными углами уклона дорог в карьерах. Это предъявило ряд специфических требований к алгоритму работы ПБС, определению параметров ее элементов и было использовано при разработке системы [5].

Изготовленный в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ электронно-решающий блок (ЭРБ) функционирует по адаптивно-му алгоритму с комбинированным принципом управления, основанным на анализе таких параметров, как действительная и прогнозируемая (оптимальная) скорости колеса затормаживаемого автомобиля, а также производных этих параметров. Интенсивность изменения прогнозируемой скорости корректируется в зависимости от интенсивности изменения скорости затормаживаемого колеса, что улучшает адаптивные свойства системы автоматического регулирования тормозных сил. Степень коррекции интенсивности изменения и величины прогнозируемой скорости различна в фазах работы ПБС (фазах сброса, выдержки, подъема давления в колесных цилиндрах). Это позволяет упреждать инерционные задержки элементов ПБС, а также повышает помехоустойчивость работы системы. Конкретные коэффициенты параметров алгоритма работы ПБС определялись расчетным путем на АВМ и ЦВМ методами нелинейной оптимизации.

Исследования показали, что увеличение быстродействия гидравлического тормозного привода в частотном режиме ПБС вызывает заброс давления, а также волновые и кавитационные явления в длинных трубопроводах [3]. Это требует коррекции динамических характеристик с помощью введения в модулятор специальных устройств. Разработанный модулятор с корректирующим устройством снижает динамические удары в трубопроводах и обеспечивает двух-, трех- и четырехфазовый режим регулирования тормозного момента в соответствии с алгоритмом работы ПБС [6]. Диапазон регулирования давления в колесных цилиндрах - до 13 МПа.

Бесконтактный датчик частоты вращения колеса отличается высоким уровнем выходного сигнала (до 20 В) и однопроводной линией связи [7].

Изготовленная ПБС и ее элементы прошли лабораторные и стендовые исследования [4,5]. Для оценки работоспособности и эффективности торможения автомобиля особо большой грузоподъемности с ПБС были проведены испытания в зимних условиях Крайнего Севера в карьере. Испытания проводились на построме и груженом (700-750 кН) автосамосвале на карьерных дорогах с различным покрытием: утрамбованный рыхлый снег; обледеневший снег, покрытый песком; обледеневший снег без дополнительной подсыпки песка. Температура окружающей среды - 15-25°C. Торможение для горизонтальных ис-

пытательных участков осуществлялось в обоих направлениях движения с начальными скоростями 2,77; 5,55; 6,94; 8,33; 11,11 м/с. Время полного перемещения тормозной педали при экстренном торможении составляло 0,2 с. Давление в гидроаккумуляторах тормозной системы устанавливалось в пределах 11–12 мПа.

В процессе испытаний измерялись следующие параметры: тормозной путь автомобиля; перемещение тормозной педали; давления в передних и задних колесных тормозных цилиндрах; скорости автомобиля и затормаживаемых колес и интенсивности изменения скоростей, прогнозируемая скорость колеса автомобиля; сигналы управления модулятором; токи тяговых электродвигателей мотор-колес автомобиля. Для проведения дорожных испытаний в экстремальных условиях был разработан специальный контрольно-измерительный комплекс аппаратуры, состоящий из модульных блоков. Модули включали: аппаратуру для измерения параметров движения автомобиля – измерительное, т.н. "пятое" колесо с установленным датчиком пути и скорости движения; быстродействующий частотно-аналоговый преобразователь сигналов датчика "пятого" колеса; отметчик пути, формирующий по сигналам датчика "пятого" колеса прямоугольные импульсы с амплитудным выделением каждого 4-го и 16-го импульсов, что упростило обработку информации, сделало ее более наглядной и позволило контролировать работу устройства в ходе эксперимента. Схема разработанного отметчика пути приведена на рис. 1, а форма представления измеряемого параметра на рис. 2.

Обработка экспериментальных данных производилась на ЦВМ. Входные информационные массивы подготавливались с помощью преобразователя каротажных диаграмм и вводились в ЦВМ по специально разработанной программе для вычислительной машины.

Результаты сравнительного испытания рабочей тормозной системы автомобиля особо большой грузоподъемности и ПБС показали, что дальнейшее повышение эффективности рабочей тормозной системы возможно с применением элементов ПБС. Так, например, установлено, что средняя величина тормозного пути негруженого автомобиля при экстренном торможении рабочей тормозной системой без ПБС при начальной скорости 6,94 м/с на обледенелой дороге составляет 27,6 м с дисперсией $2,3 \text{ м}^2$, а при торможении в тех же условиях с ПБС – 24 м (сокращение тормозного пути составляет около 13%). При

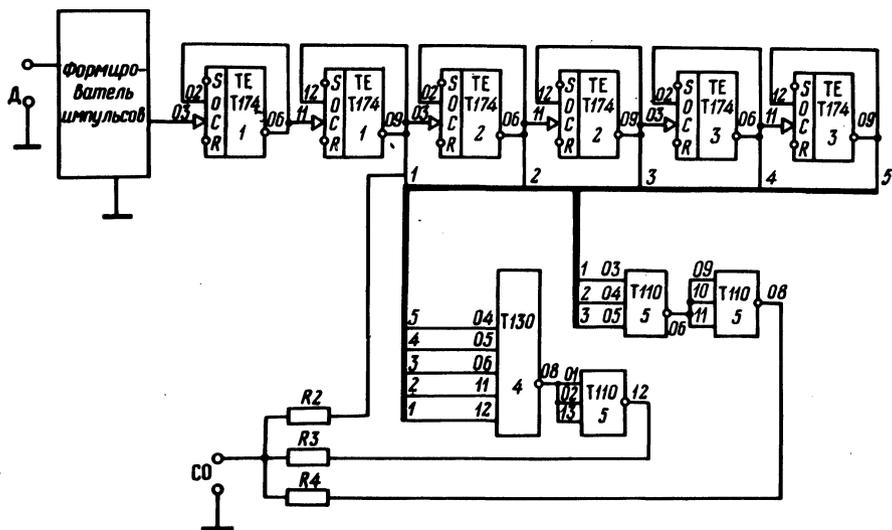


Рис. 1. Схема отметчика пути автомобиля. МС1, МС2, МС3 — интегральные микросхемы К155ТМ2, МС4 — К155ЛБ2, МС5 — К155ЛБ4, Д — клеммы подключения датчика частоты вращения колеса, СО — подключение светолучевого осциллографа.

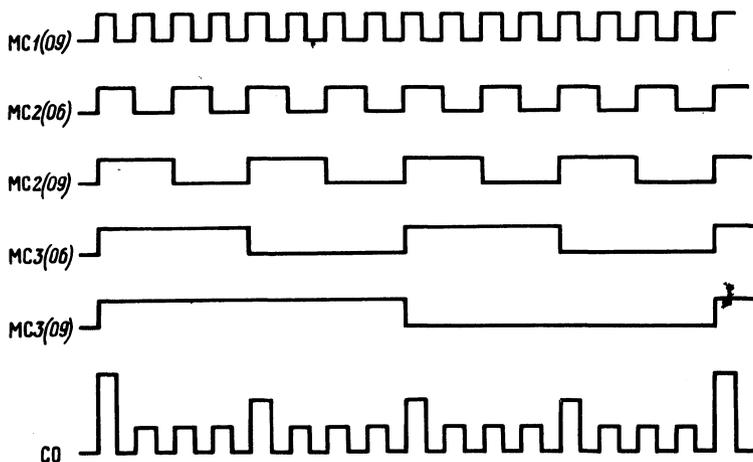


Рис. 2. Осциллограмма выходных сигналов отметчика пути.

торможении негруженого автомобиля в тех же условиях, но без ПБС блокировались передние и задние колеса. Ввиду значительных удельных давлений колеса на дорогу и влияния температурных факторов в контакте "колесо-дорога" разрушалось укатанное снежное покрытие и смещались внутренние его слои, несмотря на то, что верхний слой предварительно посыпался песком. Величина углового отклонения затормаживаемого автомобиля достигала при этом 40° . Линейное отклонение превышало половину ширины проезжей части дороги с двусторонним движением, что заставляло водителя предпринимать дополнительные действия по обеспечению безопасного движения. При работе ПБС автомобиль удерживал заданную водителем траекторию движения. ПБС способствовала более уверенным и спокойным действиям водителя при торможении.

В процессе испытаний были определены места установки элементов рабочей ПБС на автомобиле. Например, в качестве роторной части датчика частоты вращения заднего колеса рекомендуется использовать барабан стояночного тормоза мотор-колеса. Это дало возможность исключить дополнительную установку роторной части датчика, используя элементы конструкции автомобиля. Полученная таким образом высокая частота выходных сигналов датчика (до 4000 Гц) обеспечила высокую информативность ПБС. В ходе эксперимента был испытан и комплекс контрольно-измерительной аппаратуры. Например, разработанный датчик частоты вращения колеса с мощным выходным сигналом устанавливался непосредственно на "пятом" колесе и не требовал дополнительного изготовления зубчатого диска. В качестве ротора датчика использовались спицы колеса.

Разработанные ПБС и контрольно-измерительный комплекс показали достаточно высокую работоспособность в условиях низких температур и трехсменного режима эксплуатации карьерных автомобилей.

Выводы. 1. Проведенные испытания в зимних условиях Крайнего Севера в карьере показали необходимость установки ПБС на автомобилях особо большой грузоподъемности, что повысит безопасность движения, улучшит устойчивость и управляемость затормаживаемого автомобиля при одновременном сокращении тормозного пути. 2. Установка ПБС на автомобиле способствует более уверенным и согласованным действиям водителей при торможении. 3. Испытания показали перспективность применения гидравлического тормозного привода с насосом и газогидроаккумулятором для эффективной работы ПБС.

4. Подтверждены теоретические исследования по обоснованию и выбору параметров алгоритма и элементов ПБС.

Л и т е р а т у р а

1. Капустин В.В., Мочалов В.В. Экспериментальное исследование кинематических параметров затормаживаемого колеса. – В сб.: Автотракторостроение. Мн., 1977, вып. 9. 2. Мочалов В.В. Исследование противоблокировочного устройства с учетом реальных характеристик его элементов. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. – Мн., 1979, вып. 12. 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. канд. дис. – Мн., 1977. 4. Волкус С.С., Капустин В.В., Мочалов В.В. Сопряженная с ЭВМ стендовая установка для исследования противоблокировочных тормозных систем. – Автомобильный и городской транспорт, 1979. № 4. 5. Разработка и исследование противоблокировочной системы для автомобилей БелАЗ-549 с гидроприводом тормозов. Научный отчет / БПИ. – ХД-572-77. Инв. № Б 714412. – Мн., 1978. 6. А.с. 653 154 (СССР). Модулятор давления для противоблокировочной системы транспортного средства / БПИ. Авт. изобрет. В.В. Капустин, Н.Ф. Метлюк, А.Г. Денисов и др. – Заявл. 04.01.76, № 2313244/27-11. Опубл. в Б.И., 1979, № 11, МКИ В 60 Т 8/02 УДК 629.113-59. 7. А.с. № 675 366 (СССР). Устройство для измерения угловой скорости / БПИ. Авт. изобрет. В.А. Миклашевич, В.В. Мочалов. – Заявл. 21.07.77, 2509562/18-10. Опубл. в Б.И., 1979, № 27, МКИ G 01 P 3/46 УДК 531.771.

УДК 621.825.54(088.8)

Н.А. Книга

АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

Наибольшее распространение в трансмиссиях автомобилей получили простые механические вальные коробки передач. Анализ перспектив развития коробок передач ведущими отечественными и зарубежными фирмами показывает, что они в ближайшее десятилетие останутся преобладающими на грузовых автомобилях [1].

В трансмиссиях автомобилей с механическими вальными коробками передач, как правило, применяются однодисковые или двухдисковые фрикционные сцепления сухого трения. Эти сцепления представляют собой самостоятельный механизм, комплектующий и поставляемый вместе с двигателем.

К фрикционным сцеплениям предъявляются следующие требования:

- полностью (чисто) отключать двигатель от трансмиссии, плавно и полно включать;
- иметь постоянство нажимного усилия на поверхности трения в процессе их износа,
- предохранять двигатель и трансмиссию от чрезмерных динамических нагрузок;
- ведомые детали сцепления должны иметь минимальные инерционные массы;
- быть простыми в обслуживании и ремонте;
- хорошо отводить тепло с трущихся пар;
- быть надежными и долговечными.

Во фрикционных сцеплениях нажимное усилие на трущиеся пары может обеспечиваться цилиндрическими пружинами, расположенными периферийно по окружности между кожухом сцепления и нажимным диском (сцепление с цилиндрическими пружинами), одной центрально расположенной конической пружиной (сцепление с конической пружиной) или одной тарельчатой пружиной с разрезными рычажками (сцепление с тарельчатой пружиной).

На легковых автомобилях в последнее время все больше применяется сцепление с тарельчатой пружиной, на грузовых преобладающими являются сцепления с цилиндрическими пружинами.

Характеристика сцепления с цилиндрическими пружинами представляет собой наклонную прямую, причем, чем жесткость пружин большая, тем более резко выражена восходящая характеристика (рис. 1). Это приводит к тому, что в процессе износа фрикционных накладок нажимная сила на трущиеся пары и коэффициент запаса сцепления β быстро падают. Поэтому в сцеплениях стремятся разместить возможно большее количество пружин с меньшей жесткостью. Так, в сцеплениях ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 применено по 28 цилиндрических винтовых пружин [2]. Однако и в случае применения большого количества пружин с меньшей жесткостью характеристика нажимной силы остается быстро падающей (рис. 1, прямая 4) и в процессе из-

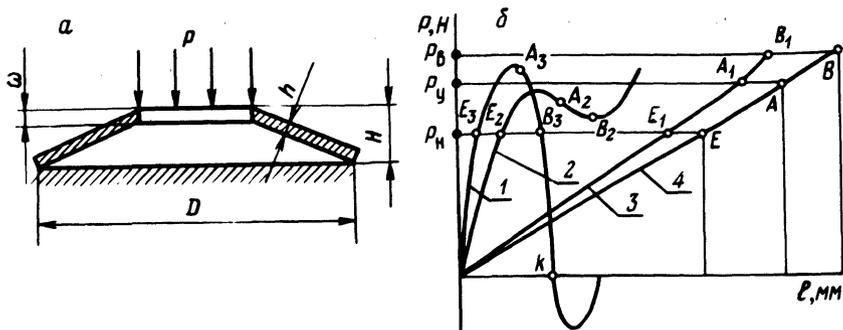


Рис. 1. Характеристики фрикционных сцеплений :

1 — с центральной тарельчатой пружиной при значениях $H/h > 2$; 2 — с центральной тарельчатой пружиной при значениях $\sqrt{2} < H/h < 2$; 3 — с центральной конической пружиной; 4 — с цилиндрическими пружинами.

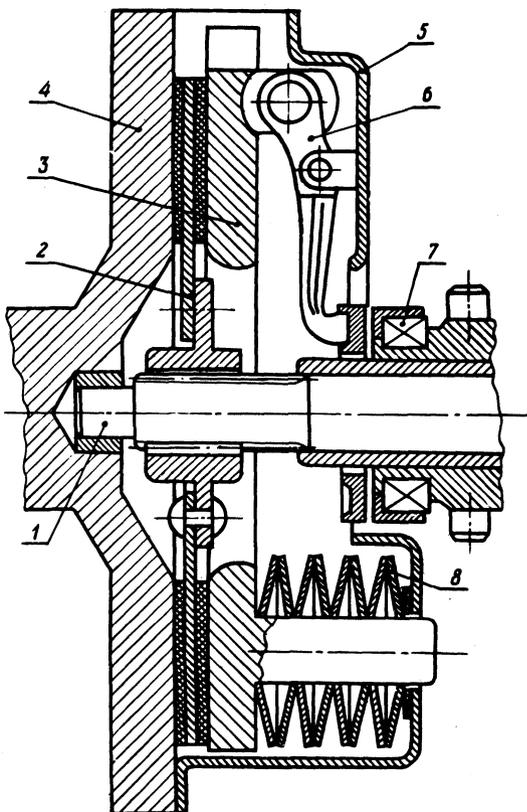


Рис. 2. Фрикционное сцепление с последовательно установленными тарельчатыми пружинами :

1 — первичный вал; 2 — ведомый диск; 3 — нажимной диск; 4 — опорный диск; 5 — кожух; 6 — отжимной рычаг; 7 — подшипник; 8 — тарельчатая пружина.

кладок усилие будет падать от точек А, А₁ к Е, Е₁, а при выключении сцепления возрастет от А, А₁ к В, В₁. Точки А₁ для кривой 3 и А для прямой 4 характеризуют величину нажимной силы Р_у, которая обеспечивается при сборке сцепления, а соответственно В₁, В – усилие выключения Р_в и Е₁, Е – наименьшее значение нажимной силы Р_н, при которой коэффициент запаса сцепления β имеет наименьшую допустимую величину.

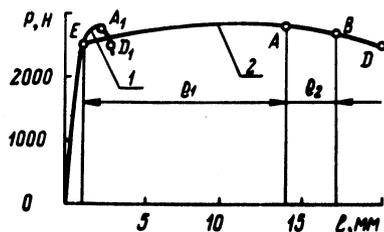
Сцепление с тарельчатой пружиной при $\sqrt{2} < H/2 < 2$ (см. рис. 1,а) позволяет снизить усилие на педали при выключении сцепления (А₂, В₂ на кривой 2 рис. 1,б), а нажимная сила на пакет дисков при износе фрикционных накладок на первом участке незначительно возрастает, а затем резко падает до точки Е₂. Если в сцеплении применена тарельчатая пружина при $H/h > 2$, то Р_у – необходимо выбирать в точке А₃, так как при выключении сцепления пружина может сдеформироваться до точки К, т.е. точки переворота пружины (см. кривую 1 рис. 1, б). В этом случае усилие выключения сцепления будет падать от А₃ к В₃, а при износе фрикционных накладок нажимная сила резко уменьшается от А₃ к Е₃.

Недостатками фрикционных сцеплений с центрально расположенной тарельчатой пружиной с разрезными рычажками являются увеличенный ход педали для чистого выключения сцепления и малая пологая зона характеристики нажимной силы.

Рассмотрение рабочих характеристик фрикционных сцеплений показывает, что во всех трех вариантах сцеплений (эти сцепления являются наиболее распространенными) не обеспечивается постоянство нажимного усилия по мере износа пар трения.

Рис. 3. Характеристика сцепления с последовательно установленными тарельчатыми пружинами (расчетная):

1 – одной тарельчатой пружиной; 2 – набора из 12 последовательно установленных пружин, обжатых в зоне ЕА₁Д₁.



На рис. 2 представлено фрикционное сцепление с последовательно установленными тарельчатыми пружинами [6]. Между пружинами возможно введение промежуточных шайб. На рис. 3 кривой 1 представлена расчетная характеристика одной тарельчатой пружины и кривой 2 (ЕД) – характеристика набора

из 12 последовательно установленных пружин, обжатых в зоне EA_1D_1 (см. кривую 1) до точки D_1 .

Если нажимную силу при сборке мы обеспечим в точке А (кривая 2 рис. 3), то при износе фрикционных накладок нажимная сила будет смещаться от А к Е, оставаясь в пределах, близких к постоянной величине, а при выключении сцепления усилие на педали будет смещаться от А к В, т.е. тоже останется практически неизменным.

Выводы 1. При обеспечении постоянной нажимной силы на трущиеся пары в процессе износа фрикционных накладок в фрикционных сцеплениях возможно некоторое снижение первоначально устанавливаемой величины коэффициента запаса сцепления β .

2. Анализ рабочих характеристик фрикционных сцеплений с цилиндрическими пружинами, с центрально расположенными конической и тарельчатой пружинами показал, что в процессе износа пар трения в этих сцеплениях не обеспечивается постоянство нажимной силы.

3. Фрикционное сцепление с последовательно установленными малогабаритными тарельчатыми пружинами, расположенными периферийно по окружности между кожухом и нажимным диском имеет рабочую характеристику, обеспечивающую стабильность нажимной силы в процессе износа пар трения, что позволяет снизить первоначально устанавливаемую величину коэффициента запаса сцепления β и усилие отключения на педали сцепления.

Л и т е р а т у р а

1. Книга Н.А. Перспективы развития механических коробок передач. - РЖ 02. Реф. 12А. 253-76. 2. Каталог-справочник. Автомобилестроение. Сцепления. - М., 1968, ч. Ш. 3. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. / А.С. Антонов, В.К. Голяк, М.М. Запругаев и др. - М., 1970, ч. I. 4. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. - М., 1962. 5. Малаховский Я.Э., Лапин А.А. Сцепления. - М., 1960. 6. А.с. 621913 (СССР). Фрикционная муфта / РПИ. Авт. изобрет. Н.А. Книга. - Заявл. 01,02.77. № 2447946/25-27. Оpubл. в БИ. 1978, МКИ F16d13/38 УДК 621.825.54(088.8).

Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Н.Кишкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА РАБОТЫ
КОНТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА
АВТОМОБИЛЯ

При разработке автоматических противоблокировочных тормозных систем большое значение придается исследованию динамических характеристик привода в циклическом режиме работы. Оно позволяет обосновать рабочий диапазон частот и оценить влияние основных параметров привода на его динамику.

Контур пневматического привода тормозов задней оси автомобиля (рис. 1,а) включает ресивер 1, секцию тормозного крана 2, модулятор 3 (один или два), тормозные камеры 4 и 5, ускорительный клапан 6, регулятор давления 7 и компрессор 8. Динамическая схема контура с учетом сосредоточенных параметров показана на рис. 1,б. На ней обозначены: Y_j - узлы пневмоцепей; z_i - перемещение штока i -й тормозной камеры; p_i - давление воздуха в i -й тормозной камере; V_r , V_k , V_c , V_B и V_M - объемы соответственно ресивера, полостей тормозного крана, ускорительного клапана и модулятора; p_r , p_k , p_c , p_B и p_M - давления воздуха в указанных полостях; $(\mu f)_k^j$ - пропускная способность j -го участка пневмоцепи; $(\mu f)_c^j$ - пропускная способность выпускного клапана модулятора; $(\mu f)_M^j$ - эквивалентная пропускная способность участка цепи, равная

$$(\mu f)_{\varepsilon 1} = \frac{(\mu f)_5 (\mu f)_k}{\sqrt{(\mu f)_5^2 + (\mu f)_k^2}}; \quad (\mu f)_{\varepsilon 2} = \frac{(\mu f)_6 (\mu f)_y}{\sqrt{(\mu f)_6^2 + (\mu f)_y^2}};$$

$$(\mu f)_{\varepsilon 3} = \frac{(\mu f)_4 (\mu f)_y}{\sqrt{(\mu f)_4^2 + (\mu f)_y^2}};$$

где $(\mu f)_k$, $(\mu f)_y$ и $(\mu f)_M$ - пропускная способность магистралей соответственно длиной l_4 , l_5 , l_6 и площадью проходного сечения f_4 , f_5 , f_6 ; $(\mu f)_k$, $(\mu f)_y$ и $(\mu f)_M$ - соответственно пропускная способность выпускного клапана тормозного крана, ускорительного клапана и впускного клапана модулятора.

Особенностью динамической схемы является синхронное изменение давления в тормозных камерах при наличии двух модуляторов.

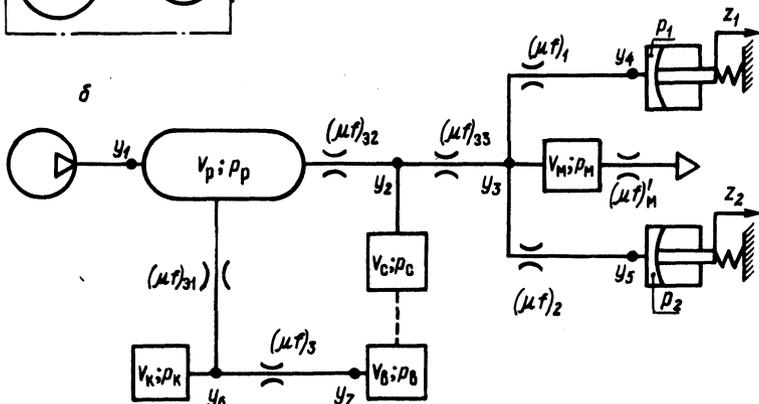
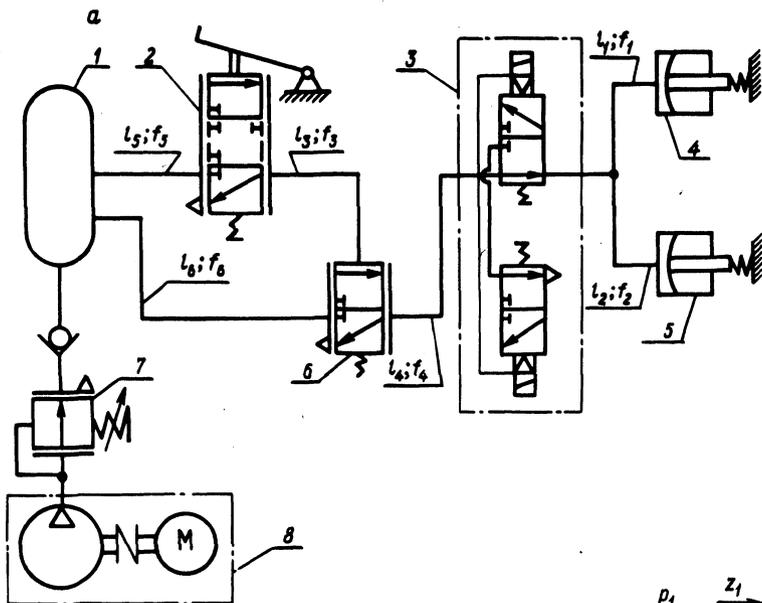


Рис. 1. Контур пневматического привода задних тормозов автомобиля:

а) принципиальная схема; б) динамическая схема.

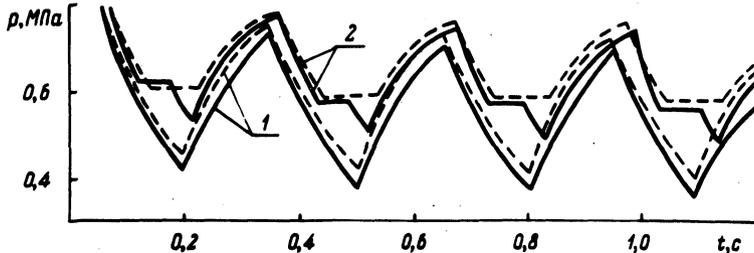


Рис. 2. Динамические характеристики тормозного привода в циклическом режиме работы.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику рассматриваемого контура, используется уравнение баланса мгновенных массовых расходов в узлах Y_j и гиперболическая функция мгновенного массового расхода через дроссель [1]. При этом учитывается нелинейная зависимость площади диафрагмы $F(z_i)$ от перемещения штока, нелинейные гистерезисные характеристики перемещения $z_i(p_i)$ штока тормозной камеры и тормозного момента $M_{Ti}(p_i)$, развиваемого тормозным механизмом, от давления воздуха в камерах, нелинейная характеристика объемной производительности $Q_k(\omega, p_p)$ компрессора. При описании не рассматривается начальная фаза торможения водителем, так как в работе исследуется лишь циклический режим.

Динамика привода в фазе оттормаживания Φ_0 описывается уравнениями:

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{k p_p Q_k(\omega, p_p)}{V_p} - \frac{N p_p}{V_p} \left[(\mu f)_{\text{э1}} \frac{p_p - p_k}{B p_p - p_k} + (\mu f)_{\text{э2}} \frac{p_p - p_c}{B p_p - p_c} \right]; \quad (1)$$

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{N}{V_k} \left[(\mu f)_{\text{э1}} p_p \frac{p_p - p_k}{B p_p - p_k} - (\mu f)_{\text{э3}} p_k \frac{p_k - p_b}{B p_k - p_b} \right]; \quad (2)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = (\mu f)_{\text{э3}} \frac{N p_k}{V_b} \frac{p_k - p_b}{B p_k - p_b}; \quad (3)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{N}{V_c} \left[(\mu f)_{\text{э2}} p_p \frac{p_p - p_c}{B p_p - p_c} - \frac{p_c (\mu f)_{\text{э3}}}{x'_{M \max}} \frac{p_c - p_m}{B p_c - p_m} x'_M \right]; \quad (4)$$

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{N}{n_M V_M} \left\{ \sum_{i=1}^{n_k} [(\mu f)_i p_i \frac{p_i - p_m}{B p_i - p_m}] - (\mu f)'_M p_m \frac{p_m - p_a}{B p_m - p_a} \right\}; \quad (5)$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + kp_i \frac{dV_i}{dt} = - (\mu f)_i N p_i \frac{p_i - p_M}{B p_i - p_M}; \quad (6)$$

$$V_i = V_0 + b_0 z_i(p_i) + b_1 [z_i(p_i)]^2; \quad (7)$$

$$Q_k(\omega, p_p) = \begin{cases} V_{pk}(a_0 + a_1 p_p)(a_2 + a_3 \theta) & \text{при } p_p < \\ 0 & \text{при } p_p \geq \\ 0 & \text{при } p_p > \\ V_{pk}(a_0 + a_1 p_p)(a_2 + a_3 \theta) & \text{при } p_p \leq \end{cases}$$

$$\left. \begin{array}{l} < p_{\max} \\ \geq p_{\max} \\ > p_{\min} \\ \leq p_{\min} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{при } \frac{dp_p}{dt} > 0, \\ \text{при } \frac{dp_p}{dt} < 0; \end{array} \quad (8)$$

$$z_i(p_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } 1 \leq \\ \sqrt{c_0(p_i - p_0)} & \text{при } p_i > \\ \sqrt[3]{c_1(p_i - k_p p_0)} & \text{при } p_0 \leq \\ 0 & \text{при } p_i < \end{cases}$$

$$\left. \begin{array}{l} \leq p_i \leq p_0 \\ > p_0 \\ \leq p_i \leq p_{\max} \\ < p_0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{при } \frac{dp_i}{dt} > 0; \\ \text{при } \frac{dp_i}{dt} < 0; \end{array} \quad (9)$$

$$M_{Ti}(p_i) = \begin{cases} A_0 + A_1 p_i + A_2 p_i^2 & \text{при } \frac{dp_i}{dt} > 0, \\ \frac{K_M}{K_p} (B_0 K_p + B_1 p_i + B_2 \frac{p_i^2}{K_p}) & \text{при } \frac{dp_i}{dt} < 0; \end{cases} \quad (10)$$

где k - показатель адиабаты; ω - угловая скорость вращения вала компрессора; V_0 и V_i - начальный и текущий объемы i -й тормозной камеры; $N = k V_{кр} A$; A и B - коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода,

$V_{кр}$ - критическая скорость течения воздуха; n и n_M - число тормозных камер и модуляторов; $V_{рк}$ - рабочий объем цилиндров компрессора; $a_{c...a_3}$ - коэффициенты аппроксимации зависимости $Q_k(\omega, p_p)$; b_0 и b_1 - коэффициенты аппроксимации зависимости $F(z_i)$; c_0 и c_1 - коэффициенты аппроксимации зависимости $z_i(p_i)$; p_0 - начальная зона нечувствительности для зависимости $z_i(p_i)$; p_{max} и p_{min} - верхний и нижний пределы регулирования давления в ресивере; A_i и B_i - коэффициенты аппроксимации зависимости $M_{Ti}(p_i)$; K и K_M - масштабные коэффициенты для зависимостей $M_{Ti}^p(p_i)$ и $z_i(p_i)$ в фазе оттормаживания; θ - время работы компрессора.

Динамика привода в фазе выдержки Φ_B описывается уравнениями (1)-(4) и (8). Динамика привода в фазе торможения Φ_T описывается уравнениями (1)-(4), (8)-(10) и дополнительно уравнениями:

$$\frac{dp_M}{dt} = \frac{N}{n V_M} \left\{ (\mu f)_{эз} p_c \frac{p_c - p_M}{V p_c - p_M} - p_M \sum_{i=1}^{n_k} x \right. \\ \left. x \left[(\mu f)_i \frac{p_M - p_i}{V p_M - p_i} \right] \right\}; \quad (11)$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + k p_i \frac{dV_i}{dt} = (\mu f)_i N p_M \frac{p_M - p_i}{V p_M - p_i}. \quad (12)$$

Периодические электрические сигналы U_1 и U_2 управления соленоидами модулятора (сигналы регулирования), поступающие от электронно-решающего блока, можно представить в виде прямоугольных импульсов с различной частотой f и скважностью $\tau = t_0/T$

$$U_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } nT < t \leq (n + \tau + \tau_B) T, \\ 0 & \text{при } (n + \tau + \tau_B) T < t \leq (n+1) T; \end{cases} \quad (13)$$

$$U_2 = \begin{cases} 1 & \text{при } (n + \tau) T < t \leq (n + \tau + \tau_B) T, \\ 0 & \text{при } (n + \tau + \tau_B) T < t \leq (n+1) T. \end{cases} \quad (14)$$

где t_0 и t - продолжительность соответственно фазы оттормаживания Φ_0 и выдержки Φ_B ; $\tau_B = t_B/T$ - относительная продолжительность фазы Φ_B ; T - период импульса; n - порядковый номер импульса ($n = 0; 1; 2; \dots$).

Вследствие наличия времени намагничивания соленоидов электромагнитного преобразователя и времени срабатывания пневматического каскада усиления клапаны модулятора открываются с некоторым запаздыванием Δt_1 и Δt_2 , а закрываются - с запаздыванием Δt_3 и Δt_4 по отношению к сигналам U_1 и U_2 . Тогда, принимая перемещение клапанов скачкообразным, периодический закон перемещения x'_M и x_M клапанов модулятора представляется в виде:

$$x'_M = \begin{cases} x_{M\max} & \text{при } nT + \Delta t_1 < t \leq (n + \tau)T + \Delta t_2, \\ 0 & \text{при } (n + \tau)T + \Delta t_2 < t \leq (n + 1)T + \Delta t_1; \end{cases} \quad (15)$$

$$x_M = \begin{cases} 0 & \text{при } nT + \Delta t_4 < t \leq (n + \tau + \tau_B)T + \Delta t_3, \\ x_{M\max} & \text{при } (n + \tau + \tau_B)T + \Delta t_3 < t \leq (n + 1)T + \Delta t_4. \end{cases} \quad (16)$$

Площади проходного сечения клапанов модуляторов равны $f'_M = \pi d_{c1} x'_{M\max}$ и $f_M = \pi d_{c2} x_{M\max}$ (d_{c1} и d_{c2} - диаметры седел клапанов).

Таким образом, уравнения (1)-(16) представляют собой математическую модель пневматического тормозного привода в циклическом режиме работы. Эта модель позволяет исследовать двухфазовое и трехфазовое регулирование давления в исполнительных элементах привода при установке одного или двух модуляторов на мост.

Расчетные (пунктирные линии) и экспериментальные (сплошные линии) динамические характеристики контура тормозного привода с двумя модуляторами на ось, работающего в двухфазовом (кривые 1) и трехфазовом (кривые 2) режимах при частоте $f = 3,3$ Гц и скважности $\tau = 0,5$, показаны на рис. 2. Как видно из приведенных данных, математическая модель с достаточной точностью описывает реальные динамические процессы, происходящие в приводе.

Результаты расчета динамики пневматического контура управления тормозами задней оси автомобиля МАЗ-5336 по приведенной математической модели на ЭВМ "Минск-22М" позволили получить частотные характеристики изменения амплитуды давления A в тормозных камерах и амплитуды тормозного момента A_M^P при установке одного (рис. 3,а) и двух (рис. 3,б) модуляторов на ось. Здесь же показано изменение средних значений давления p_{cp} и тормозного момента $M_{тср}$. Приведенные

частотные характеристики получены при двухфазовом режиме работы модулятора с различной скважностью τ сигнала регулирования. Анализ полученных результатов показывает, что применение двух модуляторов на ось позволяет увеличить амплитуды A_p и A_M при постоянных значениях частоты f и скважности τ сигнала регулирования. В результате исследований установлено, что регулировать изменение амплитуд A_p и A_M , а также значений $p_{ср}$ и $M_{тср}$ можно путем изменения параметров тормозного привода и режима работы модулятора (частоты и скважности сигналов управления).

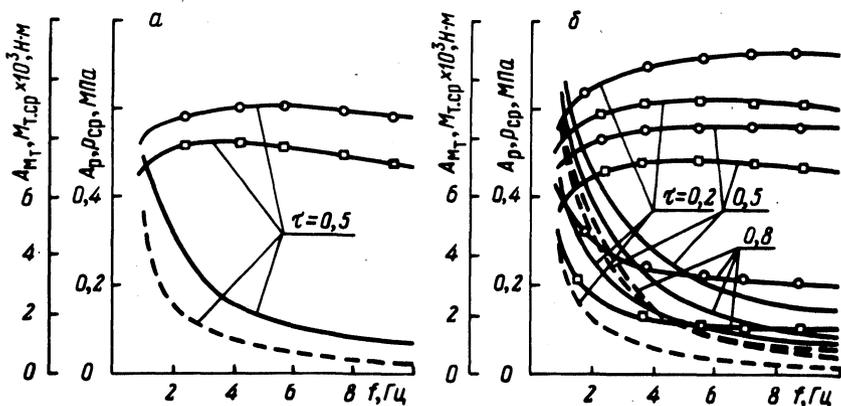


Рис. 3. Частотные характеристики изменения величины давления в тормозных камерах и тормозного момента: а — один модулятор на ось; б — два модулятора на ось; — — — амплитуда изменения давления в тормозных камерах; - - - - - амплитуда изменения тормозного момента; — о — среднее значение давления в тормозных камерах; — □ — среднее значение тормозного момента.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями показано, что для прохождения зоны нечувствительности характеристики $M_T(p)$ тормозного механизма автомобиля МАЗ-5336 необходимо обеспечить перепад давления в тормозных камерах, равный 0,15 МПа. При таком перепаде давлений, согласно амплитудно-частотным характеристикам (рис. 3), находим, что при установке двух модуляторов на ось рабочий диапазон частот (при $\tau = 0,5$) пневматического тормозного привода автомобиля МАЗ-5336 в циклическом режиме работы составляет 1,0–8,0 Гц, а при установке одного модулятора — 1,0–4,5 Гц.

Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования динамики контура пневмопривода задних тормозов автомобиля в циклическом режиме работы позволили оценить влияние параметров привода, режима работы и сигналов регулирования (частоты f и скважности τ) на быстродействие и качество переходных процессов регулирования тормозного момента, установить диапазон рабочих частот привода, место установки и количество модуляторов в схеме привода, а также определить требования по выбору параметров модулятора.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневмогидравлических систем управления автомобилей. - Мн., 1977, 68 с. (Ротапринт БПИ).

УДК 629.113.001.6

Д.В.Степанов, О.С.Руктешель

К ВОПРОСУ О МЕТОДЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТЕНДЕ ПРИ ПОНИЖЕННЫХ МОЩНОСТЯХ

Специфика стендовых испытаний систем автоматического управления (САУ) трансмиссией заключается в необходимости имитации на стенде эксплуатационных режимов движения автомобиля. Такие испытания целесообразно проводить на инерционном стенде, включающем в себя двигатель, испытываемую трансмиссию, инерционную массу и тормозную установку. Стендовые испытания САУ трансмиссией большегрузных автомобилей, связаны со значительными трудностями. Большой вес автомобилей, снабженных мощными дизельными двигателями, и значительные моменты сопротивления, возникающие при движении, затрудняют и даже делают невозможными испытания их трансмиссий на стенде с имитацией реальных режимов движения. Увеличение грузоподъемности автомобилей и мощности их двигателей еще более затрудняют такие испытания. Одно из направлений преодоления трудностей заключается в создании новых методов испытаний с применением элементов теории подобия и моделирования.

Рассмотрим возможность проведения испытаний САУ трансмиссией на стенде при пониженных мощностях. Из условия подобия сложных систем [1] известно, что если к модели при-

соединить натуральные управляющие устройства, то такая модель будет подобна оригиналу при подобии условий их присоединения. Таким образом, САУ трансмиссией можно испытывать и доводить на стенде пониженной мощности, являющемся физической моделью испытываемого автомобиля. Этот стенд включает в себя двигатель уменьшенной мощности и инерционную массу, меньшую, чем необходимо для моделирования инерции испытываемого транспортного средства. Мощность дизельного двигателя на стенде уменьшена путем ограничения хода рейки топливного насоса. Подобие условий присоединения в нашем случае заключается в подобии входных данных, поступающих в САУ трансмиссией.

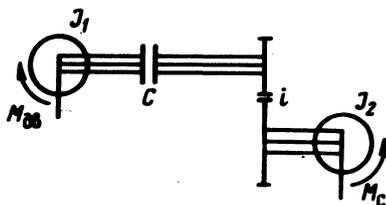


Рис. 1. Динамическая система машинного агрегата автомобиля.

Найдем условия, при которых процесс движения автомобиля (натуры) при замкнутом сцеплении подобен процессу движения на стенде пониженной мощности (модели), т.е. условия, при которых стенд пониженной мощности является моделью реального испытываемого автомобиля. Для этого динамическую систему машинного агрегата автомобиля представим в виде двух масс, связанных между собой сцеплением и безынерционным редуктором (рис. 1). Здесь J_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей двигателя, сцепления и деталей КП, расположенных до переключаемой шестерни; J_2 – приведенный к вторичному валу КП момент инерции оставшихся деталей трансмиссии и ведущих колес, а также маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля и ведомых колес; $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; M_c – момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к вторичному валу КП; i – передаточное число редуктора; C – сцепление.

Податливостью упругих звеньев системы в данном случае пренебрегаем, так как на решение задач тяговой динамики, колебательные процессы в трансмиссии практически не влияют.

Движение инерционных масс такой системы при замкнутом сцеплении описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$(J_1 i^2 + J_2) \dot{\omega}_{12} = M_{\text{дв}} i \eta - M_c,$$

где $\dot{\omega}_{12}$ - угловое ускорение масс J_1 и J_2 ; η - КПД трансмиссии. Обозначим $J_1 i^2 + J_2 = J_0$, тогда уравнение движения автомобиля будет иметь вид

$$J_0 \dot{\omega}_{12} = M_{\text{дв}} i \eta - M_c. \quad (1)$$

При $M_{\text{дв}} = \text{const}$ и $M_c = \text{const}$ уравнение (1) линейное. Найдем условие подобия между моделью и натурой. Необходимыми и достаточными предпосылками для подобия являются пропорциональность сходственных параметров, входящих в условие однозначности, и равенство определяющих критериев подобия [1].

Находим критерии подобия на основе анализа размерностей. Для этого выявляем параметры, характеризующие процесс:

$$P_1 = J_0; \quad P_2 = \omega; \quad P_3 = M_{\text{дв}};$$

$$P_4 = t; \quad P_5 = i; \quad P_6 = \eta; \quad P_7 = M_c.$$

Число параметров m равно 7.

Функциональная зависимость, подлежащая исследованию, имеет вид

$$\varphi(J_0, \omega, t, M_{\text{дв}}, i, \eta, M_c) = 0. \quad (2)$$

Выбираем три независимые единицы применительно к системе измерения LMT и составляем матрицу размерностей

$$\begin{aligned} [J] &= [L]^2 [M]^1 [T]^0; & [i] &= [L]^0 [M]^0 [T]^0; \\ [\omega] &= [L]^0 [M]^0 [T]^{-1}; & [\eta] &= [L]^0 [M]^0 [T]^0; \\ [t] &= [L]^0 [M]^0 [T]^1; & [M_c] &= [L]^2 [M]^1 [T]^{-2}; \\ [M_{\text{дв}}] &= [L]^2 [M]^1 [T]^{-2}; \end{aligned}$$

Устанавливаем число независимых параметров. Оно равно трем:

$$P_1 = J_0; \quad P_2 = \omega; \quad P_3 = M_{\text{дв}}.$$

Проверяем правильность выбора числа независимых параметров, составив матрицу размерностей независимых параметров,

$$A = \begin{pmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} \\ n_{31} & n_{32} & n_{33} \end{pmatrix},$$

где n_{i1} - показатель системы при $[L]$; n_{i2} - при $[M]$; n_{i3} - при $[T]$. Определитель матрицы A

$$D = \begin{vmatrix} 2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 2 & 1 & -2 \end{vmatrix} = 0.$$

Следовательно, число независимых параметров меньше трех. Уменьшаем порядок определителя. Так как $D_1 = \begin{vmatrix} 1 & 2 \\ 1 & 2 \end{vmatrix} = 0$,

а $D_2 = \begin{vmatrix} 2 & 0 \\ 2 & -2 \end{vmatrix} \neq 0$, то число независимых параметров k

равно 2, и число критериев подобия $n = m - k = 7 - 2 = 5$. Принимаем за независимые параметры процесса частоту вращения ω и крутящий момент двигателя $M_{дв}$, тогда критерии подобия

$$\Pi_1 = \frac{J_o \omega^2}{M_{дв}}; \Pi_2 = \omega t; \Pi_3 = \frac{M_c}{M_{дв}}; \Pi_4 = i; \Pi_5 = \eta,$$

а критериальное уравнение

$$\Pi_2 = f(\Pi_1, \Pi_3),$$

т.е. критерии подобия Π_4 и Π_5 не являются определяющими.

Все соотношения, выведенные ранее, справедливы для уравнения (1) и при $M_{дв} \neq \text{const}$, $M_c \neq \text{const}$, если относительные характеристики сходственных нелинейных параметров совпадают для модели и натуры [1]. В рассматриваемом случае относительные характеристики крутящего момента двигателя модели и натуры совпадают. Ограничение хода рейки топливного насоса не изменяет частотный диапазон работы двигателя, а кривые крутящего момента двигателя при частичных режимах работы с допустимой для инженерных расчетов точностью могут быть приняты эквивалентными кривой при полной нагрузке [2].

Следовательно, для соблюдения подобия процессов в трансмиссии на стенде пониженной мощности и автомобиле при режимах разгона и движения без переключения передач необходимо и достаточно равенство двух определяющих критериев:

$$П_1 = \frac{J_0 \omega^2}{M_{дв}} ; \quad П_3 = \frac{M_c}{M_{дв}} ,$$

Они позволяют определить масштабы, связывающие параметры стенда и моделируемого транспортного средства, что необходимо как при проектировании стенда для испытания САУ трансмиссией, так и при обработке результатов, полученных на нем.

Л и т е р а т у р а

1. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. - М., 1976.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. - М., 1968.

УДК 629.113.01.592

Г.И.Мамити

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ БАРАБАНЫХ ТОРМОЗОВ

Под функциональным расчетом тормоза понимается определение момента трения, создаваемого тормозом, при известных геометрических параметрах его и исполнительного органа и приводных усилиях.

Вопросами функционального расчета занимались многие исследователи, однако наиболее результативными являются работы [1 - 3]. В этих работах получены формулы для определения момента трения барабанного тормоза с неподвижными центрами вращения колодок, которые выгодно отличаются тем, что с их помощью тормозной момент определяется непосредственно, без введения таких промежуточных параметров, приводящих к ненужным усложнениям, как, например, равнодействующая сил трения и радиуса ее приложения.

Впервые расчетная формула для тормозного момента, учитывающая равномерный закон распределения давления по длине накладок, была получена акад. Е.А.Чудаковым [1], а формула, учитывающая синусоидальный закон, впервые приведена в работе [2]. В работе [3] повторены результаты, содержащиеся в [1], [2], и впервые получена формула, учи-

имеющая косинусоидальное распределение давления по длине накладок.

В последнее время все большее распространение получают барабанные тормоза с самоустанавливающимися колодками, имеющие гидравлические или клиновые разжимные устройства. Между тем функциональный расчет тормозов со скользящими опорами колодок остается неисследованным, если не считать работ [4] и [5], в которых этот вопрос рассматривается в графоаналитическом аспекте, и [6], в которой получены громоздкие формулы, так как тормозные моменты определяются через результирующие силы трения и эквивалентные радиусы.

В настоящей работе предпринята попытка получить наиболее простые и точные (насколько точны исходные предположения) расчетные формулы для определения момента трения барабанного двухколодочного тормоза с неподвижными центрами вращения колодок и со скользящими опорами колодок при различных законах изменения давления по длине накладок, вывод которых изложен ниже.

Рассмотрим схему тормозного механизма, в котором колодки прижимаются к тормозному барабану усилиями Q_1 и Q_2 (рис. 1, а). Со стороны барабана на колодки будут действовать нормальные $p_1(\varphi)$, $p_2(\varphi)$ и тангенциальные $\mu p_1(\varphi)$, $\mu p_2(\varphi)$ распределенные нагрузки.

Определим момент трения на одной из колодок, для чего выделим элементарную площадку $bRd\varphi$ на накладке. На нее будет действовать нормальная сила

$$dN = p(\varphi) bRd\varphi$$

и сила трения

$$dT = \mu p(\varphi) bRd\varphi,$$

где μ - коэффициент трения; b - ширина накладки; R - радиус трения (рабочий радиус) барабана; φ - текущий координатный угол, начало отсчета которого показано на рис. 1.

Момент трения, создаваемый на элементарной площадке,

$$dM = dTR = \mu p(\varphi) bR^2 d\varphi.$$

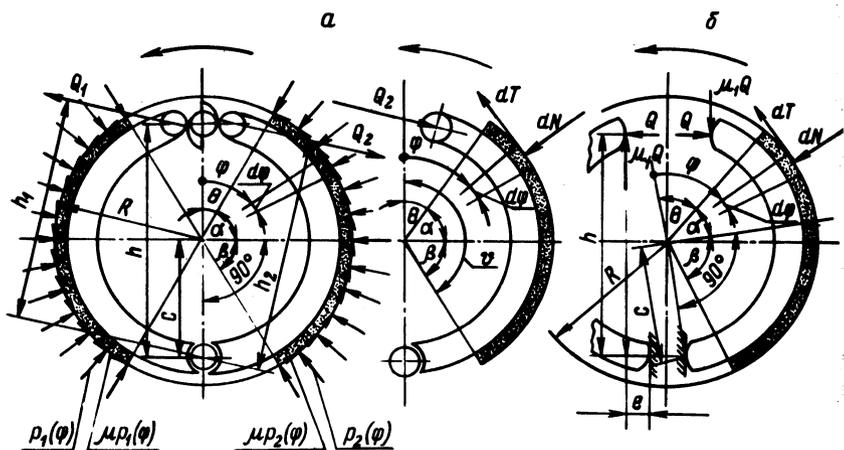


Рис. 1. Схема барабанного тормоза с неподвижным центром вращения колодок (а) и тормоза с самоустанавливающимися колодками (б).

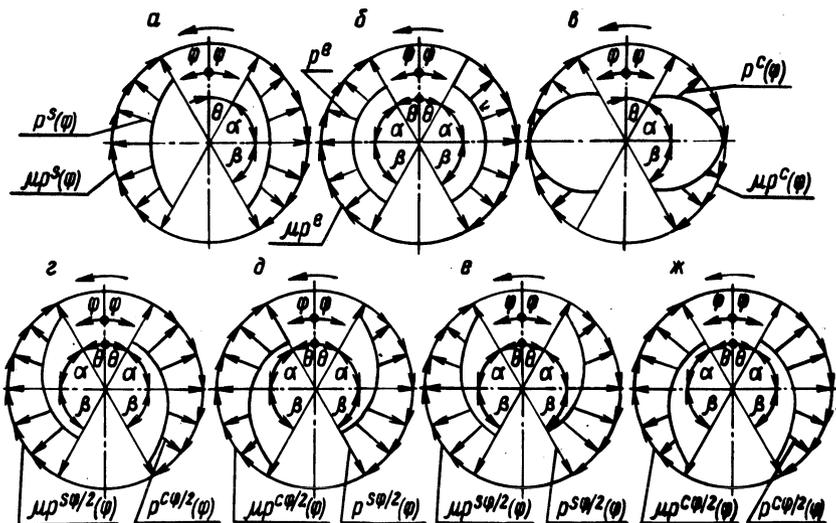


Рис. 2. Возможные законы распределения нормальных нагрузок по длине накладок и соответствующих им сил трения, воздействующих на тормозной барабан, в тормозе с неподвижными центрами вращения колодок (а, б, в) и в тормозе с самоустанавливающимися колодками (а, б, в, г, д, е, ж).

Момент трения, развиваемый колодкой при постоянном μ ,

$$M = \mu bR^2 \int_{\theta}^{\vartheta} p(\varphi) d\varphi, \quad (1)$$

где $\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha$, $\vartheta = \frac{\pi}{2} + \beta$. Углы α и β показаны на рис. 1 и 2.

Для того чтобы определить тормозной момент, развиваемый колодкой, необходимо знать закон распределения удельных давлений по длине накладок $p(\varphi)$. Экспериментально [7] установлено, что распределение давления по длине накладок барабанных тормозов с неподвижными центрами вращения колодок может быть синусоидальным, равномерным и косинусоидальным в зависимости от степени приработанности накладок, жесткостей барабана и колодок, режима торможения, температурных условий и конструктивных параметров. Исследования, проведенные нами на Белорусском автозаводе, подтвердили, что жесткость барабана, силовой режим торможения и температурное расширение барабана решающим образом определяют закон распределения давления по длине накладок.

Найдем выражения для моментов трения одной из колодок при синусоидальном $p^s(\varphi) = p_{\max}^s \cdot \sin \varphi$ (рис. 2, а), равномерном $p^e = p_{\max}^e = p_{\min}^e$ (рис. 2, б) и косинусоидальном $p^c(\varphi) = p_{\max}^c \cdot \cos \varphi$ (рис. 2, в) распределениях давления по длине накладок, различая индексами, указывающими на закон распределения, соответствующие величины, например $M^s, p_{\max}^s, p^c(\varphi)$, где s, e, c - сокращения слов *sinus, equal, cosinus*:

$$M^s = \mu bR^2 p_{\max}^s \int_{\theta}^{\vartheta} \sin \varphi d\varphi = \mu bR^2 p_{\max}^s (\sin \alpha + \sin \beta);$$

$$M^e = \mu bR^2 p_{\max}^e \int_{\theta}^{\vartheta} d\varphi = \mu bR^2 p_{\max}^e (\alpha + \beta);$$

$$M^c = \mu bR^2 p_{\max}^c \left(\int_{\theta}^{\pi/2} \cos \varphi d\varphi - \int_{\pi/2}^{\vartheta} \cos \varphi d\varphi \right) =$$

$$= \mu bR^2 p_{\max}^c (2 - \cos \alpha - \cos \beta),$$

где p_{\max}^s , p_{\max}^e , p_{\max}^c - максимальные значения синусоидальной, равномерной и косинусоидальной распределенных нагрузок (рис. 2). В последнем из выражений (2) учтено изменение знака косинуса при переходе во вторую, по направлению отсчета угла φ , четверть окружности.

Для определения значений p_{\max}^s , p_{\max}^e , p_{\max}^c составим уравнения равновесия колодок (рис. 1)

$$Q_{1,2} \cdot h_{1,2} = bRc \left[\int_{\theta}^{\varphi} p(\varphi)_{1,2} \sin \varphi d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\varphi} p(\varphi)_{1,2} \left(\frac{R}{c} + \cos \varphi \right) d\varphi \right], \quad (3)$$

где c - расстояние между центрами вращения колодки и барабана.

В выражении (3) объединены два уравнения равновесия. Индексом 1 отмечены силовые факторы и геометрические параметры, относящиеся к первичной (заклиниваемой) колодке, а индексом 2 - ко вторичной (отжимаемой) колодке. Через Q_1 и Q_2 ($Q_{1,2}$) обозначены силы, разжимающие первичную и вторичную колодки, а через h_1 и h_2 ($h_{1,2}$) - плечи действия этих сил относительно оси (осей) вращения колодок. Верхний знак относится к первичной колодке.

Подставив в выражение (3) соответствующие значения $p(\varphi)_{1,2}$, получим

$$p_{\max 1,2}^s = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{bRc \left[\int_{\theta}^{\varphi} \sin^2 \varphi d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\varphi} \left(\frac{R}{c} + \cos \varphi \right) \sin \varphi d\varphi \right]}$$

$$= \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{bRc \left\{ \frac{\alpha + \beta}{2} + \frac{\sin 2\alpha + \sin 2\beta}{4} \mp \mu \left[\frac{R}{c} (\sin \alpha + \sin \beta) + \frac{1}{2} (\sin^2 \alpha - \sin^2 \beta) \right] \right\}}$$

$$p_{\max 1,2}^e = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{bRc \left[\int_{\theta}^{\varphi} \sin \varphi d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\varphi} \left(\frac{R}{c} + \cos \varphi \right) d\varphi \right]}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{Q_{1,2}^h h_{1,2}}{bRc \left\{ \sin \alpha + \sin \beta + \mu \left[\frac{R}{c} (\alpha + \beta) - \cos \alpha + \cos \beta \right] \right\}}; \\
 p_{\max 1,2}^c &= \frac{Q_{1,2}^h h_{1,2}}{bRc \left\{ \int_{\theta}^{\pi/2} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi - \int_{\pi/2}^{\psi} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi + \right. \\
 &\quad \left. + \mu \left[\int_{\theta}^{\pi/2} \left(\frac{R}{c} + \cos \varphi \right) \cos \varphi d\varphi - \int_{\pi/2}^{\psi} \left(\frac{R}{c} + \cos \varphi \right) \cos \varphi d\varphi \right] \right\}}; \\
 &= \frac{Q_{1,2}^h h_{1,2}}{bRc \left\{ \frac{\sin^2 \alpha + \sin^2 \beta}{2} + \mu \left[\frac{R}{c} (2 - \cos \alpha - \cos \beta) + \frac{\alpha - \beta}{2} - \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{\sin 2\alpha - \sin 2\beta}{4} \right] \right\}} \quad (4)
 \end{aligned}$$

В последнем из выражений (4) также учтено изменение знака косинуса при переходе во вторую, по направлению отсчета угла φ , четверть окружности.

В существующих конструкциях тормозов часто углы α и β равны. При $\alpha = \beta$ выражения (4) для максимальных значений распределенных нагрузок примут вид

$$\begin{aligned}
 p_{\max 1,2}^s &= \frac{Q_{1,2}^h h_{1,2}}{bRc \left(\alpha + \frac{\sin 2\alpha}{2} + \mu \frac{2R}{c} \sin \alpha \right)}; \\
 p_{\max 1,2}^e &= \frac{Q_{1,2}^h h_{1,2}}{2bRc \left(\sin \alpha + \mu \frac{R}{c} \alpha \right)}; \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$p_{\max 1,2}^c = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{bRc \left[\sin^2 \alpha + \mu \frac{2R}{c} (1 - \cos \alpha) \right]}$$

Используя формулы (2) и (4), найдем искомые выражения для тормозных моментов $M_{1,2}$, развиваемых первичными M_1 и вторичными M_2 колодками при синусоидальном, равномерном и косинусоидальном распределениях удельных давлений по длине накладок:

$$M_{1,2}^s = \frac{\mu Q_{1,2} h_{1,2}}{\frac{c}{4R} \frac{2(\alpha + \beta) + \sin 2\alpha + \sin 2\beta}{\sin \alpha + \sin \beta} + \bar{\mu} \left[1 + \frac{c}{2R} (\sin \alpha - \sin \beta) \right]}$$

$$M_{1,2}^e = \frac{\mu Q_{1,2} h_{1,2}}{\frac{c}{R} \frac{\sin \alpha + \sin \beta}{\alpha + \beta} + \mu \left(1 - \frac{c}{R} \frac{\cos \alpha - \cos \beta}{\alpha + \beta} \right)}; \quad (6)$$

$$M_{1,2}^c = \frac{\mu Q_{1,2} h_{1,2}}{\frac{c}{2R} \frac{\sin^2 \alpha + \sin^2 \beta}{2 - \cos \alpha - \cos \beta} + \mu \left[1 + \frac{c}{4R} \frac{2(\alpha - \beta) - \sin 2\alpha + \sin 2\beta}{2 - \cos \alpha - \cos \beta} \right]}$$

При $\alpha = \beta$

$$M_{1,2}^s = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{\frac{c}{4\mu R} \frac{2\alpha + \sin 2\alpha}{\sin \alpha} + 1};$$

$$M_{1,2}^e = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R} \frac{\sin \alpha}{\alpha} + 1}; \quad (7)$$

$$M_{1,2}^c = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{\frac{c}{2 \mu R} \frac{\sin^2 \alpha}{1 - \cos \alpha} + 1}$$

Для того чтобы определить момент трения, развиваемый самоустанавливающейся колодкой, необходимо знать закон распределения давления по длине ее накладок. Данные работы [6] и наших наблюдений за распределением износа накладок барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками требуют наряду с синусоидальным, равномерным и косинусоидальным законами распределения давления по длине накладок рассмотреть законы (рис. 2)

$$p^{s\varphi/2}(\varphi) = p_{\max}^{s\varphi/2} \sin \frac{\varphi}{2}, \quad p^{c\varphi/2}(\varphi) = p_{\max}^{c\varphi/2} \cos \frac{\varphi}{2}.$$

В этом случае моменты трения, развиваемые колодками, будут равны

$$\begin{aligned} M^{s\varphi/2} &= \mu b R^2 p_{\max}^{s\varphi/2} \int_{\theta}^{\psi} \sin \frac{\varphi}{2} d\varphi = \\ &= 2 \mu b R^2 p_{\max}^{s\varphi/2} \left(\cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{\psi}{2} \right); \quad (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M^{c\varphi/2} &= \mu b R^2 p_{\max}^{c\varphi/2} \int_{\theta}^{\psi} \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi = \\ &= 2 \mu b R^2 p_{\max}^{c\varphi/2} \left(\sin \frac{\psi}{2} - \sin \frac{\theta}{2} \right). \end{aligned}$$

Из уравнений равновесия самоустанавливающихся колодок найдем максимальные значения распределенных нагрузок:

$$p_{\max 1,2}^{s\varphi/2} = \frac{Q(h \mp \mu_1 e)}{b R c \left[\int_{\theta}^{\psi} \sin \frac{\varphi}{2} \sin \varphi d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\psi} \left(\frac{R}{c} + \cos \varphi \right) \sin \frac{\varphi}{2} d\varphi \right]} =$$

$$= \frac{Q(h\bar{\mu}_1 e)}{bRc \left\{ \sin \frac{\psi}{2} - \sin \frac{\theta}{2} - \frac{1}{3} \left(\sin \frac{3}{2} \psi - \sin \frac{3}{2} \theta \right) + \right.}$$

$$\left. + \mu \left[\left(1 - \frac{2R}{c} \right) \left(\cos \frac{\psi}{2} - \cos \frac{\theta}{2} \right) - \frac{1}{3} \left(\cos \frac{3}{2} \psi - \cos \frac{3}{2} \theta \right) \right] \right\}} \quad (9)$$

$$p_{\max 1,2}^{c\varphi/2} = \frac{Q(h\bar{\mu}_1 e)}{bRc \left[\int_{\theta}^{\psi} \cos \frac{\varphi}{2} \sin \varphi d\varphi + \mu \int_{\theta}^{\psi} \left(\frac{R}{c} + \right. \right.}$$

$$\left. \left. + \cos \varphi \right) \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi \right]} = \frac{Q(h\bar{\mu}_1 e)}{bRc \left\{ \cos \frac{\theta}{2} - \right.}$$

$$\left. - \cos \frac{\psi}{2} + \frac{1}{3} \left(\cos \frac{3}{2} \theta - \cos \frac{3}{2} \psi \right) + \right.}$$

$$\left. \left. + \mu \left[\left(1 + \frac{2R}{c} \right) \left(\sin \frac{\psi}{2} - \sin \frac{\theta}{2} \right) + \frac{1}{3} \left(\sin \frac{3}{2} \psi - \sin \frac{3}{2} \theta \right) \right] \right\}}$$

где e - плечо действия силы $\mu_1 Q$, показанное на рис. 1; μ_1 - коэффициент трения в контакте колодки с разжимным устройством.

Здесь отметим, что в зависимости от закона распределения нагрузки по длине накладок и соответствующего ему износа расстояние s будет оставаться постоянным, увеличиваться или уменьшаться, что вызовет изменения и других параметров. Эти изменения и влияние их на величины максимального удельного давления и тормозного момента можно учесть, рассчитывая момент трения для двух случаев - при новых накладках и при полном (допустимом) их износе.

Подставив в выражения (8) найденные значения максимальной удельной нагрузки (9), получим расчетные формулы для определения тормозного момента барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками

$$M_{1,2}^{s\varphi/2} = \frac{\mu Q (h_+^- \mu_1 e)}{\frac{c}{6R} \frac{3(\sin \frac{\varphi}{2} - \sin \frac{\theta}{2}) - \sin \frac{3}{2} \varphi + \sin \frac{3}{2} \theta}{\cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{\varphi}{2}} \mp$$

$$\mp \mu \left[\left(1 - \frac{c}{2R}\right) - \frac{c}{6R} \frac{\cos \frac{3}{2} \varphi - \cos \frac{3}{2} \theta}{\cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{\varphi}{2}} \right]$$

(10)

$$M_{1,2}^{c\varphi/2} = \frac{\mu Q (h_+^- \mu_1 e)}{\frac{c}{6R} \frac{3(\cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{\varphi}{2}) + \cos \frac{3}{2} \theta - \cos \frac{3}{2} \varphi}{\sin \frac{\varphi}{2} - \sin \frac{\theta}{2}} \mp$$

$$\mp \mu \left[\left(1 + \frac{c}{2R}\right) + \frac{c}{6R} \frac{\sin \frac{3}{2} \varphi - \sin \frac{3}{2} \theta}{\sin \frac{\varphi}{2} - \sin \frac{\theta}{2}} \right]$$

После того как будут найдены моменты, развиваемые первичной и вторичной колодками, получим момент трения тормоза

$$M = M_1 + M_2. \quad (11)$$

Формулы (6), (7) и (10) позволяют определить тормозные моменты в предположении, что в контакте по окружности барабана и колодок действуют нормальные (радиальные) распределенные нагрузки и соответствующие им силы трения, равномерные по ширине накладок.

По формулам (10) можно определить тормозные моменты для случаев распределения нагрузок по длине накладок, показанных на рис. 2, г, д, е, ж. Так, при одностороннем размещении разжимного устройства тормозные моменты будут соот-

ветственно равны: г) $M = M_1^{s\varphi/2} + M_2^{c\varphi/2}$; д) $M = M_1^{c\varphi/2} + M_2^{s\varphi/2}$;
 е) $M = M_1^{s\varphi/2} + M_2^{s\varphi/2}$; ж) $M = M_1^{c\varphi/2} + M_2^{c\varphi/2}$.

В заключение отметим, что формулы (6) легко трансформируются в выражения, полученные в работах [1], [2] и [3], однако в настоящей работе благодаря разделению угла охвата накладок на углы α и β при выводе формул (6) и записи пределов интегрирования в виде $\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha$ и

$\vartheta = \frac{\pi}{2} + \beta$ удалось получить очень простые расчетные формулы (7) для часто встречающегося случая симметричного расположения накладок ($\alpha = \beta$). Что же касается аналитического определения момента трения барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками, то эта задача в таком виде решена впервые.

Расчет тормозов автомобилей БелАЗ-540 и ВАЗ-2101 по формулам (7) и (10) показал хорошее соответствие с экспериментальными значениями тормозных моментов. Отклонение от опыта при этом не превышает 4%.

Вывод. Получены наиболее простые и точные, насколько точны исходные предпосылки, расчетные формулы для определения момента трения барабанного тормоза с неподвижными и скользящими центрами вращения колодок при различных возможных законах распределения удельных давлений по длине накладок.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля. - М., 1947. 2. Jante A., Jahn M. Bremsen-Berechnung.- Kraftfahrzeug-technik, 1961, N3. 3. Метлюк Н.Ф. Исследование и расчет тормозных механизмов.- Автомобильная промышленность, 1968, № 4. 4. Беленький Ю.Б. Расчет колодочных тормозных механизмов и их привода. - Мн., 1963. 5. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. - М., 1965. 6. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей/ Б.Б.Генбом, Г.С.Гудз, В.А.Демьянюк и др. - Львов, 1974. 7. Гадолин В.Л. Исследование колодочных тормозов. - В сб.: Расчеты и исследования некоторых деталей машин. М., 1955.

Н.Е.Андриков, В.А.Шестакович, Т.М.Талалова

К РАСЧЕТУ ЗАТРАТ НА ГОРЮЧЕ-СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ И ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Одним из основных методов обоснования и прогнозирования оптимальности параметров и режимов работы машинно-тракторных агрегатов (МТА) стало математическое моделирование с применением ЭВМ. Критерием, как правило, служит минимум приведенных затрат на выполнение единицы работы. При использовании других критериев, например максимума эффективности труда, затраты на производство сельскохозяйственной продукции также имеют решающее значение. Около половины этих затрат связано с эксплуатацией техники, а с ростом механизации они будут увеличиваться. Значительную часть их составляют расходы на топливо и смазочные материалы. Этим обусловлена необходимость выражения функциональной зависимости затрат на топливо и смазочные материалы от основных параметров МТА.

Принимая во внимание, что исходные нормативы выработки агрегатов, элементов времени смены и др. [1, 2] даются на семичасовую смену в целом, затраты на горюче-смазочные материалы (ГСМ), отнесенные к единице работы, могут быть выражены формулой

$$Z_{\Gamma} = C_{\Gamma} \left(\frac{g N T_o + G_x}{W_{\text{см}}} \right),$$

где Z_{Γ} - затраты на ГСМ, руб/га; C_{Γ} - комплексная цена горючего, принимается равной 0,081 руб/кг; g - удельный расход горючего на выполнение работы, принимается равным 0,245 кг/кВт·ч; N - мощность двигателя, кВт; T_o - время основной работы МТА в течение смены, ч; G_x - расход горючего в течение смены на холостом ходу и при работе двигателя на малых оборотах во время остановок; $W_{\text{см}}$ - сменная производительность МТА, га.

Сменная производительность МТА определяется как функция ширины захвата, скорости движения и времени основной работы в течение смены. Время основной работы в свою очередь выражается функцией параметров агрегата и условий его использования. Мощность двигателя рассчитывается по известным

формулам, исходя из удельного сопротивления машин-орудий, ширины захвата, скорости движения и естественно-производственных условий работы трактора.

Общий расход топлива за смену на холостом ходу и остановках определяется из выражения

$$G_x = G_{пов} T_{пов} + G_{пер} T_{пер} + G_{ост} T_{ост},$$

где $G_{пов}$, $G_{пер}$, $G_{ост}$ - часовой расход топлива соответственно на поворотах, переездах и остановках, кг/ч; $T_{пов}$, $T_{пер}$, $T_{ост}$ - время, затрачиваемое в течение смены соответственно на повороты, переезды и остановки, ч.

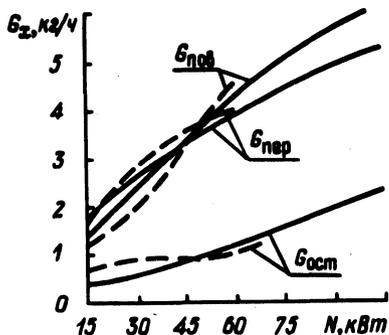


Рис. 1. Эмпирические и функциональные кривые зависимостей расхода топлива на холостом ходу и остановках от мощности двигателя при сплошной культивации.

Часовой расход топлива на холостом ходу и остановки при моделировании приведенных затрат на единицу работы удобнее всего выразить в функции мощности двигателя. Для этого по результатам хронографических наблюдений и с помощью нормативных данных получаем ряд значений часового расхода топлива на поворотах, переездах и остановках при фиксированных значениях мощности двигателя. Построенные по данным ряда таких значений эмпирические кривые, например для операции "сплошная культивация" (на рис. 1 показаны штриховыми линиями), аппроксимируются функциональными зависимостями

$$G_{пов} = 0,199 \cdot 10^{-6} N^3 + 2,356 \cdot 10^{-4} N^2 - 0,45 \cdot 10^{-2} N + 4,98 ; \quad (1)$$

$$G_{пер} = 0,152 \cdot 10^{-5} N^3 + 0,77 \cdot 10^{-3} N^2 - 0,345 \cdot 10^{-1} N + 3,83 \text{ кг/ч}; \quad (2)$$

$$G_{ост} = 0,102 N^{0,7} \text{ кг/ч}. \quad (3)$$

Таблица 1. Функциональные зависимости часовой зависимости расхода топлива

Наименование операции	Расход топлива, кг/ч	
	На поворотах, $G_{пов}$	На переездах, $G_{пер}$
Пахота	$0,269 N^{0,85}$	$0,224 N^{0,85}$
Лущение, дискование	$-0,136 \cdot 10^{-6} N^3 + 0,626 \cdot 10^{-3} N^2 - 0,0149 N + 5,7$	$-0,952 \cdot 10^{-6} N^3 + 0,428 \cdot 10^{-3} N^2 - 1,04 \cdot 10^{-2} N + 3,94$
Боронование	$-1,19 \cdot 10^{-5} N^3 + 0,658 \cdot 10^{-3} N^2 - 0,386 \cdot 10^{-1} N + 6,46$	$-0,952 \cdot 10^{-6} N^3 + 0,526 \cdot 10^{-3} N^2 - 0,309 \cdot 10^{-1} N + 5,17$
Прикатывание	$-1,257 \cdot 10^{-6} N^3 + 0,598 \cdot 10^{-3} N^2 - 0,706 \cdot 10^{-1} N + 4,13$	$-1,05 \cdot 10^{-6} N^3 + 0,5 \cdot 10^{-3} N^2 + 0,589 \cdot 10^{-1} N + 3,44$
Посев	$0,136 N - 0,544$	$0,118 N - 0,476$

Сплошными линиями на рис. 1 показаны кривые зависимостей часового расхода топлива, построенные по уравнениям (1), (2) и (3).

Для некоторых других почвообрабатывающих операций и посева функциональные зависимости часового расхода топлива на поворотах и переездах от мощности двигателя колесного трактора приведены в табл. 1. Часовой расход топлива при работе двигателя на малых оборотах во время остановок для всех операций одинаков и определяется по уравнению (3).

Полученные формулы функциональных зависимостей расхода топлива на холостом ходу и остановках от мощности двигателя могут использоваться для расчетов при обосновании и прогнозировании оптимальности основных параметров почвообрабатывающих и посевных МТА с колесными тракторами. При оптимизации параметров МТА, выполняющих другие операции, такие зависимости могут быть получены аналогично.

Многовариантные расчеты приведенных затрат на единицу работы показывают, что при одних и тех же параметрах, режимах работы и часовой производительности МТА уменьшение затрат на топливо достигается выбором оптимальных способов движения агрегатов при выполнении полевых операций, сокращением времени на переезды и остановки.

Л и т е р а т у р а

1. Типовые нормы выработки и расхода топлива на механизированные полевые работы в сельском хозяйстве. - Л., 1976. ч. II. 2. Глиняный В.Г., Хлуднев А.И., Шавлахов А.Е. Справочная книга по нормированию труда в сельском хозяйстве. - М., 1974.

УДК 629.114.2-585.21

П.П.Артемов, В.Н.Лангазов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИВОДА ВОМ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

кл.20 кН (МТЗ - 142)

В сельском хозяйстве с каждым годом применяется все больше высокопроизводительных машин с активными рабочими органами, имеющими привод от механизма вала отбора мощности (ВОМ) трактора. В настоящее время все тракторы сельскохозяйственного назначения оборудованы механизмом ВОМ, конст-

рукция которого в связи с повышением энергонасыщенности и требований к механизму ВОМ все более усложняется. Поэтому при работе машинно-тракторного агрегата (МТА) надежность механизма ВОМ играет первостепенную роль. Высокая эксплуатационная надежность и долговечность механизма ВОМ может быть достигнута только при точных инженерных расчетах, в процессе конструирования. Эти расчеты должны учитывать характер нагружения механизма ВОМ при агрегатировании трактора с различными сельскохозяйственными машинами.

Таким образом, исследование динамических нагрузок, возникающих в приводе ВОМ в момент пуска и разгона, весьма актуально.

Исследовались динамические нагрузки привода ВОМ при пуске на колесном универсально-пропашном тракторе кл. 20 кН Минского тракторного завода. В отличие от других универсально-пропашных тракторов кл. 14 кН, у которых ВОМ при работающем двигателе включался при помощи сухих фрикционных муфт сцепления или ленточных тормозов планетарного редуктора, этот трактор имеет для включения ВОМ фрикционную мокрую муфту сцепления с гидравлическим управлением. Применение ее позволяет значительно облегчить управление ВОМ, улучшить его эксплуатационные качества в сравнении с ВОМ, имеющим механическую систему управления, а также открывает широкие возможности для автоматизации процесса управления его работой. Однако при работе трактора в комплексе с сельскохозяйственными машинами, у которых активные рабочие органы с большим моментом инерции, при пуске и разгоне в приводе ВОМ возникают динамические нагрузки, превышающие номинальные почти в 10 раз.

Задачей исследований было определение факторов, влияющих на величину динамического крутящего момента с целью разработки рекомендаций по ее снижению. Загрузка ВОМ трактора осуществлялась с помощью специального стенда. Программа и методика стендовых испытаний предусматривала измерение следующих параметров: частоты вращения хвостовика ВОМ и коленчатого вала двигателя; крутящего момента на ВОМ; давление масла перед краном управления и на входе в муфту включения ВОМ; перемещение золотника крана управления. Переменными параметрами были: давление масла перед краном управления; темп перемещения золотника крана управления; величина загрузки ВОМ; частота вращения коленчатого вала двигателя; тормозной момент стенда.

Давление масла в системе перед краном управления изменялось в пределах 0–1,0 МПа с интервалом 0,1 МПа при помощи специальной клапанной коробки. Темп перемещения золотника крана управления изменялся с помощью специального устройства в диапазоне 0,5–3,0 с с интервалом 1 с. Величину загрузки ВОМ изменяли навешиванием на вал стэнда дисков₂ с различным моментом инерции J от 43 Н·м² до 172 Н·м² с интервалом 43 Н·м².

В качестве кранов управления использовали кран трактора МТЗ-142 и трактора MASSEI FERGUSON-1150 (MF-1150).

Анализ динамики пуска ВОМ испытуемого трактора показывает (рис. 1), что при плавном и непрерывном перемещении золотника крана управления давление в бустере муфты ВОМ изменяется ступенчато. В начале включения давление быстро растет до величины $p_1 = 0,1–0,3$ МПа, затем в течение отрезка времени t_2 остается практически постоянным и начиная с давления p_2 быстро повышается до давления p_4 . Время, в течение которого давление в бустере муфты изменяется от 0 до $p_4 = 1,0$ МПа, назовем временем полного включения муфты ВОМ – T .

Быстрое нарастание давления в начале включения обусловлено тем, что диски муфты ВОМ еще неподвижны и объем бустера практически постоянен. Время t_1 характеризует длительность процесса заполнения бустера муфты ВОМ маслом. При достижении давления в бустере величины 0,1–0,3 МПа диски начинают двигаться в осевом направлении и давление остается почти постоянным, так как объем бустера все время увеличивается до момента соприкосновения дисков.

Время t_2 характеризует длительность процесса перемещения дисков до их сжатия. Время t_3 характеризует длительность процесса нарастания крутящего момента на хвостовике ВОМ до максимального значения.

В результате серии опытов ВОМ с кранами управления трактора кл. 20 кН и трактора MF-1150, статические характеристики которых представлены на рис. 2, было установлено, что уменьшение тангенса угла наклона статической характеристики крана управления примерно в 2 раза расширяет зоны t_1 на 90%; t_2 на 40%; t_3 на 10–15% и способствует снижению пикового значения крутящего момента на хвостовике ВОМ на 30% (рис. 1).

Анализ графика на рис. 3 показывает, что величина пикового значения крутящего момента, возникающего на хвостовике

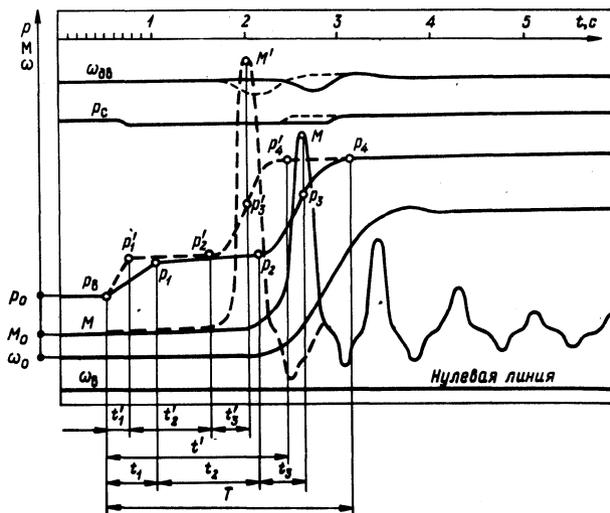


Рис. 1. Осциллограмма процесса включения и разгона ВОМ:

--- с краном трактора МТЗ-142; — с краном MF-1150.

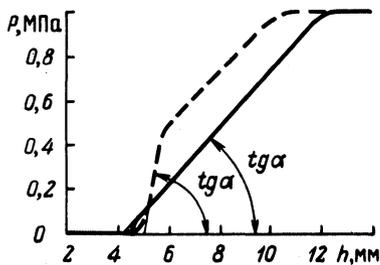


Рис. 2. Статические характеристики кранов управления муфтой ВОМ:

--- кран трактора МТЗ-142;
— кран MF-1150.

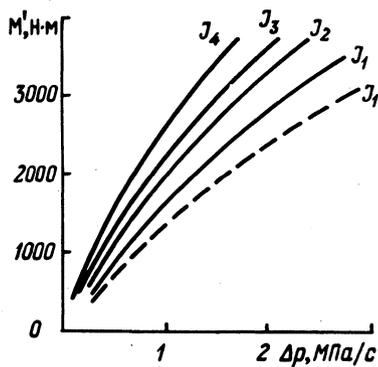


Рис. 3. Зависимость момента на хвостовике ВОМ от темпа роста давления в муфте ВОМ и оборотов двигателя:

$J_1 = 43 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 86 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $J_3 = 129 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $J_4 = 172 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$.

ВОМ при включении и разгоне, зависит от момента инерции разгоняемых масс, частоты вращения вала двигателя и скорости нарастания давления в бустере муфты ВОМ. Скорость нарастания давления (в МПа/с) определяется по формуле:

$$\Delta P = \frac{P_3 - P_2}{t_3}.$$

На основании анализа результатов испытаний сделаны следующие выводы:

1. Величина пикового значения крутящего момента на хвостовике ВОМ не зависит от темпа перемещения золотника крана управления муфтой ВОМ трактора МТЗ-142.

2. Применение крана управления следящего действия типа MF -1150 способствует снижению пиковых нагрузок на 30%.

УДК 631.372:629.114.2.02.075

Ю.Е.Атаманов, И.Л.Трофименко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВОРОТЛИВОСТИ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ТРАКТОРА

В работе анализируется влияние скорости движения на некоторые параметры, определяющие поведение шарнирно-сочлененного трактора с крюковой нагрузкой на повороте.

Криволинейное движение трактора рассматривалось на ровной горизонтальной поверхности с постоянной скоростью в вариантах 4x2 и 4x4 (рис. 1). В вариантах 4x2 исследовалось движение с передним (ПВМ) или только с задним (ЗВМ) ведущим мостом. В варианте 4x4 - с заблокированным межосевым приводом с коэффициентом конструктивного кинематического несоответствия и без него. Принималось, что в ведущих мостах установлены простые конические дифференциалы.

Система уравнений, описывающая движение трактора, имеет вид

$$m\ddot{x} = \sum_1^i x; \quad m\ddot{y} = \sum_1^i y; \quad I\ddot{\beta} = \sum_1^i M_A; \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1)$$

где x , y , M_A - обобщенные силы по обобщенным координатам.

Система уравнений (1) неопределима, поскольку число неизвестных больше числа уравнений. Выразим неизвестные, относящиеся к первой секции, через неизвестные, относящиеся ко

второй секции. Таким образом сократим число неизвестных до количества уравнений, равного трем.

Скорость передней оси

$$v_1 = v_2 \frac{1}{\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \psi_1} ; \quad (2)$$

буксование передней оси

$$\delta_1 = 1 - \frac{1 - \delta_2}{(1 - k_H)(\cos \alpha + \psi_1 \sin \alpha)} , \quad (3)$$

где $k_H = (v_{T2} - v_{T1}) / v_{T2}$ - коэффициент конструктивного кинематического несоответствия [1].

Выразим радиусы траекторий движения центров передней и задней осей через условный радиус R . Из рис. 1 видно, что

$$R_1 = \frac{R}{\cos(\gamma_1 - \psi_1)} ; \quad R_2 = \frac{R}{\cos(\gamma_2 + \psi_2)} ; \quad (4)$$

$$\gamma_2 = \arcsin \frac{l_1 \sin \alpha}{L} ; \quad \gamma_1 = \alpha - \gamma_2 , \quad (5)$$

где ψ_1 и ψ_2 - углы увода передней и задней осей.

Связь между углами увода передней и задней осей найдем из кинематики поворота трактора (рис. 1):

$$\frac{AB}{R} = \operatorname{tg}(\gamma_1 - \psi_1) ; \quad \frac{L - AB}{R} = \operatorname{tg}(\gamma_2 + \psi_2) , \quad (6)$$

где $L = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \alpha}$; l_1, l_2 - расстояния от шарнира для соответствующих осей.

Откуда $AB = R \operatorname{tg}(\gamma_1 - \psi_1)$.

Подставив значение AB во второе выражение, получим

$$L - R \operatorname{tg}(\gamma_1 - \psi_1) = R \operatorname{tg}(\gamma_2 + \psi_2) . \quad (7)$$

Разложим функцию tg в ряд Маклорена и ограничимся двумя членами (погрешность не превышает 5% при максимальных значениях углов γ_1 и ψ_1).

$$\operatorname{tg}(\gamma_1 \pm \psi_1) = \operatorname{tg} \gamma_1 \pm \psi_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1) . \quad (8)$$

Подставив (8) в выражение (7) и, произведя преобразования, получим

$$\psi_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \gamma_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} - \frac{1}{R} \frac{L}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} + \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} \psi_2 . \quad (9)$$

Выражение (3) после подстановки в него (9) примет вид:

$$\delta_1 = 1 - \frac{1 - \delta_2}{(1 - k_H) A}, \quad (10)$$

где $A = \cos \alpha + (\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \gamma_2) \sin \alpha / (1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1)$.

Силы, входящие в систему (1), определим по выражениям: касательные силы тяги ведущих осей

$$P_{ki} = k_i \delta_i, \quad (11)$$

где k_i - переменный коэффициент; δ_i - буксование колес ведущих осей;

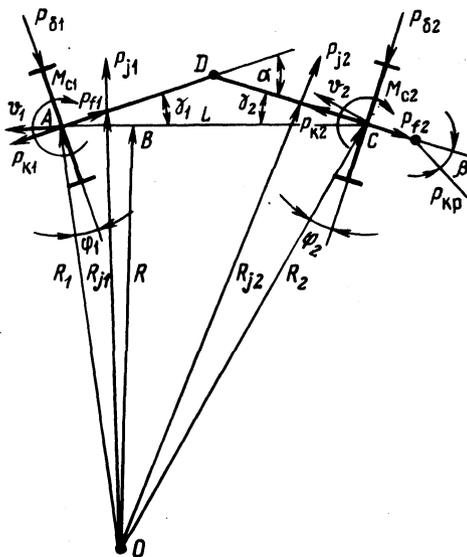


Рис. 1. Схема поворота трактора.

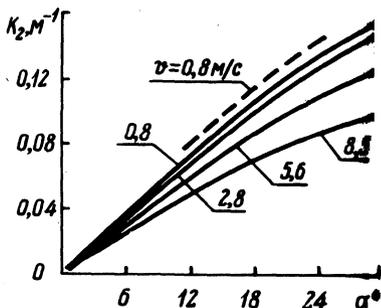


Рис. 2. Зависимости кривизны траектории движения от угла складывания рамы трактора.

силы сопротивления качению

$$P_{fi} = f G_i, \quad (12)$$

где f - коэффициент сопротивления качению; G_i - сила веса, действующая на i -ю ось;

боковые силы

$$P_{bi} = k_{\psi i} \psi_i, \quad (13)$$

где $k_{\psi i}$ - коэффициент сопротивления уводу i -й оси; ψ_i - угол увода i -й оси;

силы инерции

$$P_{ji} = \frac{m_i v_i^2}{R_{ji}}, \quad (14)$$

где m_i - масса i -й секции; v_i - скорость i -й оси; R_{ji} - расстояние от мгновенного центра поворота до центра масс i -й секции.

Значения (2), (4), (9), (10), (11), (12), (13) и (14) подставляем в исходную систему уравнений (1) и, произведя преобразования, приводим ее к виду:

$$\begin{aligned} b_{00} \delta_2 - b_{01} \psi_2 + b_{02} \frac{1}{R} &= b_{03}; \\ b_{10} \delta_2 + b_{11} \psi_2 - b_{12} \frac{1}{R} &= b_{13}; \\ b_{20} \delta_2 - b_{21} \psi_2 + b_{22} \frac{1}{R} &= b_{23}, \end{aligned} \quad (15)$$

где b_{ij} - коэффициенты, зависящие от конструктивных и эксплуатационных параметров трактора.

Выражения, по которым подсчитываются коэффициенты b_{ij} , ввиду их громоздкости не приводятся.

При теоретических исследованиях криволинейного движения трактора варьировались следующие параметры: скорость v_2 в пределах от 0,8 до 10 м/с, угол складывания рамы трактора α от 0° до 30° , крюковая нагрузка $P_{кр}$ от 6 до 15 кН и коэффициент сопротивления качению f от 0,03 до 0,1.

Как показывают теоретические исследования, основными параметрами, влияющими на кривизну траектории движения, являются угол складывания рамы трактора α и скорость движения v (рис. 2).

С увеличением скорости движения кривизна траектории уменьшается при тех же углах складывания рамы. Так, при $\alpha = 10^\circ$ и скорости движения $v_2 = 1,38$ м/с $k_2 = \frac{1}{R} = 0,051 \text{ м}^{-1}$, а при $v_2 = 9,72$ м/с $k_2 = 0,0286 \text{ м}^{-1}$, т.е. кривизна уменьшилась примерно в 1,8 раза.

В табл. 1 приведены результаты исследований влияния схемы привода к ведущим осям и величины крюковой нагрузки на кривизну k_2 при $v_2 = 1,38$ м/с и $\alpha = 22^\circ$.

Из данных таблицы видно, что увеличение крюковой нагрузки приводит к уменьшению кривизны траектории движения, т.е. к увеличению радиуса.

Таблица 1

Колесная формула	Характеристика привода	$P_{кр}$, кН	κ_2 , M^{-1}
4x2	ПВМ	6,6	0,1215
—"	—"	13,2	0,1157
—"	ЗВМ	6,6	0,122
—"	—"	12,2	0,118
4x4	$\kappa_H = 0,05$	6,6	0,1218
—"	—"	13,2	0,1167

Для проверки достоверности теоретических исследований проведены экспериментальные работы с колесными тракторами Т-150К и К-701. Крюковая нагрузка задавалась полунавесным прицепом ЗПТС-14,5П грузоподъемностью 14500 кг.

Пунктиром на рис. 2 показано изменение кривизны для трактора Т-150К, полученное по результатам экспериментов для $v_2 = 0,8$ м/с. Расчетные и экспериментальные данные имеют удовлетворительное совпадение.

Таким образом, на поворотливость шарнирно-сочлененного трактора при малых крюковых нагрузках существенно влияет угол складывания рамы и скорость движения. Схема привода к ведущим осям и изменение крюковой нагрузки до 15 кН оказывает незначительное влияние на изменение кривизны траектории при движении трактора по асфальту.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Мн., 1977, ч. II.

УДК 629.1.073

Н.В.Богдан, Е.А.Романчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НЕРАВНОМЕРНОЙ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРА И ТИПА МЕЖКОЛЕСНОЙ СВЯЗИ

В практике эксплуатации трактора МТЗ-80 в агрегате с прицепами при торможении зачастую возникает неравномерность тормозных сил на задних колесах трактора, которая приводит к

складыванию звеньев поезда. Неравномерность этих сил может возникнуть в результате нарушения регулировки тормозных механизмов; различной податливости привода к правому и левому тормозному механизму; наличия серводействия в дисковых тормозах, а также выхода из строя одного из тормозных механизмов.

Для выравнивания тормозных сил необходимо перераспределить тормозной момент с отстающего колеса на забегающее. Это позволит выравнивать их угловые скорости, что будет способствовать устойчивому движению тракторного поезда, а при полном использовании сцепного веса задней оси трактора одновременному блокированию колес [1].

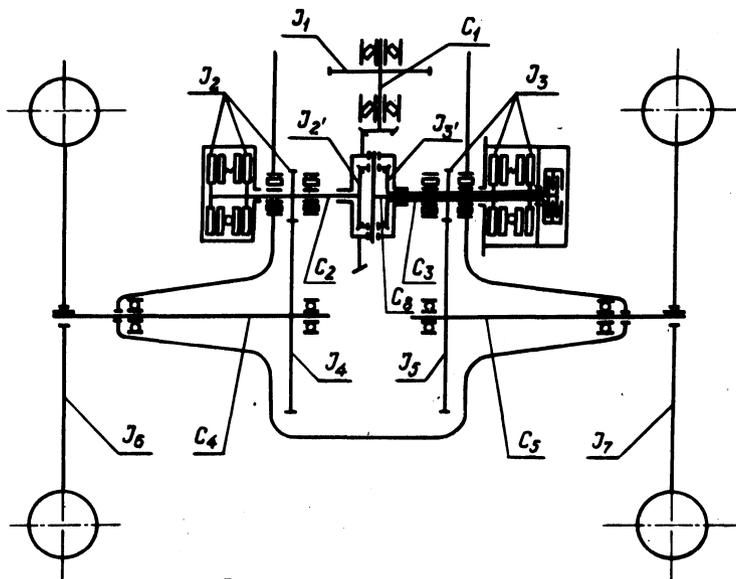


Рис. 1. Расчетная схема заднего моста трактора МТЗ-80.

Для исследования распределения тормозных сил между колесами заднего моста трактора (рис. 1) при их дифференциальной связи и с муфтой блокировки дифференциала необходимо совместное решение систем уравнений, описывающих продольное и вертикальное колебательное движение трактора, а также вращательное движение задних колес и деталей трансмиссии. При рассмотрении дифференциальной связи с муфтой блокировки дифференциала в случае торможения задних колес возможны три варианта работы дифференциала: дифференциал разблокирован, и

момент трения его незначителен; дифференциал разблокирован, но муфтой блокировки создается момент трения; дифференциал заблокирован. Кроме этого, при максимальном использовании сцепного веса возможно блокирование одного или двух колес. Для каждого перечисленного выше случая необходимо рассматривать свою систему уравнений.

В первом случае торможения трактора, который является наиболее общим, система уравнений будет иметь следующий вид:

$$m\ddot{x} = -P_1 - P_2;$$

$$m \frac{1}{L} \ddot{z} + 2k_{ш} \dot{z} + 2c_{ш} z = \frac{h}{L} (P_1 + P_2);$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 + c_4 \left(\varphi_6 - \frac{\varphi_2}{i} \right) = P_1 r_1;$$

$$\left(\frac{J_4}{i^2} + J_2 \right) \ddot{\varphi}_2 + c_4 \left(\frac{\varphi_2}{i} - \varphi_6 \right) + c_2 (\varphi_2 - \varphi_2') = -M_1(x);$$

$$0,25J_1 \ddot{\varphi}_3 + (J_2' + 0,25J_1) \ddot{\varphi}_2' + c_2 (\varphi_2' - \varphi_2) = 0;$$

$$(J_2 + 0,25J_1) \ddot{\varphi}_3 + 0,25 \ddot{\varphi}_2' + c_3 (\varphi_3 - \varphi_3') = 0;$$

$$\left(\frac{J_5}{i^2} + J_3 \right) \ddot{\varphi}_3 + c_5 \left(\frac{\varphi_3}{i} - \varphi_7 \right) + c_3 (\varphi_3 - \varphi_3') = -M_2(x);$$

$$J_7 \ddot{\varphi}_7 + c_5 \left(\varphi_7 - \frac{\varphi_3}{i} \right) = P_2 r_2,$$

где m - масса трактора; h , l , L - высота центра тяжести, его расположение от передней оси и база трактора; φ_i - углы поворота колес и деталей трансмиссии; c_i - жесткость деталей трансмиссии; J_i - моменты инерции деталей трансмиссии и колес; $M_1(x)$, $M_2(x)$ - моменты, развиваемые тормозными механизмами правого и левого колес; P_1 и P_2 - тормозные силы на колесах трактора; $k_{ш}$, $c_{ш}$ - коэффициенты демпфирования и жесткость шины; i - передаточное число бортового редуктора; r_1 и r_2 - динамические радиусы левого и правого колес трактора.

Тормозные моменты, возникающие на колесах, определяются следующей зависимостью:

$$M_{л,п} = \left(-k_{ш} \dot{z} - c_{ш} z + m \cdot g \frac{1}{L} \right) f(S) \cdot r_{1,2},$$

где $f(S)$ - функция изменения коэффициента использования сцепного веса в зависимости от скольжения колеса.

При блокировке тормозных механизмов одного из колес соответствующие обобщенные координаты и их скорости и ускорения обращаются в ноль. Торможение трактора с заблокированным дифференциалом приводит к тому, что число степеней свободы системы уменьшается на две, но при этом учитывается жесткость вала блокировки дифференциала C_8 .

Система уравнений (1) решалась методом Рунге-Кутты на ЭЦВМ "Наири-К". На рис. 2 представлены расчетные зависимости тормозных моментов, возникающих на задних колесах трактора, которые позволяют определить нагруженность вала блокировки дифференциала при распределении тормозного момента от одного тормозного механизма сразу на оба колеса.

Для проверки теоретических расчетов проведены экспериментальные исследования качества торможения трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4, оборудованного тормозами на всех колесах. Исследования проводились на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием при максимальной эффективности торможения в два этапа.

На первом этапе осуществлялось торможение тракторного поезда с отключенным правым тормозом трактора и выключенной блокировкой дифференциала. При максимальном ходе тормозных педалей (рис. 2, а) левое колесо трактора блокировалось и тормозной момент M_L составил в среднем 4-4,2 кН·м. На правом колесе при этом возникает ведущий момент M_D , величина которого в начальный момент торможения резко возрастает и достигает 4,8 кН·м, а затем через 0,2 с снижается и колеблется около среднего положения 0,2 кН·м. Значительное увеличение ведущего момента в начальный период торможения на правом колесе трактора объясняется тем, что при резком нарастании тормозного момента на левом тормозном механизме связанная с ним ведущая шестерня конечной передачи, а также вместе с ней и левая коническая шестерня дифференциала уменьшает свою угловую скорость вращения. Корпус дифференциала и связанные с ним через центральную передачу вращающиеся части коробки передач, обладая значительным моментом инерции, продолжают вращаться с прежней угловой скоростью. Это вызывает перекачивание сателлитов по левой конической шестерне дифференциала, что приводит к вращению правой конической шестерни дифференциала в обратную сторону. На правом колесе в этом случае возникает значительный ведущий момент, который способствует неустойчивому движению трактора, увеличивая разворачивающий момент, действующий на его зад-

ную ось. В дальнейшем ведущий момент на правом колесе обусловлен моментом инерции этого колеса.

Разворачивающий момент, величина которого изменяется от 10 до 4 кН·м, приводит при торможении к складыванию тракторного поезда. На рис. 3 представлены динамические зависи-

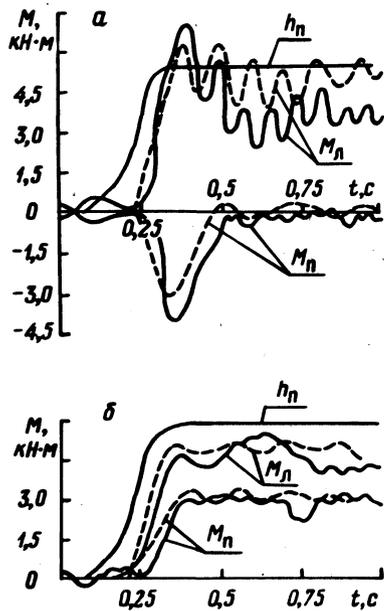


Рис. 2. Динамические зависимости моментов на задних колесах трактора при торможении тракторного поезда с отключенным правым тормозом: а — блокировка дифференциала выключена; б — блокировка дифференциала включена, — — — экспериментальные зависимости; - - - - расчетные зависимости.

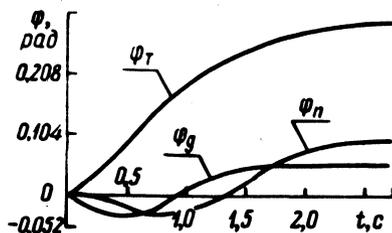


Рис. 3. Изменение продольных углов звеньев поезда при торможении с отключенным правым тормозом трактора и выключенной блокировкой дифференциала.

мости, характеризующие изменение курсовых углов трактора φ_T и прицепа φ_n , а также поворота дышла прицепа φ_d . Величина максимального курсового угла трактора составила $0,296$ рад. Отклонение трактора от прямолинейного движения вызывает с некоторым запаздыванием отклонение прицепа. Максимальный курсовой угол прицепа в этом случае составил $0,104$ рад, а угол поворота дышла $0,07$ рад.

На втором этапе осуществлялось торможение тракторного поезда с отключенным правым тормозом и включенной блокировкой дифференциала. Тракторный поезд при торможении в этом случае двигался, устойчиво сохраняя прямолинейное движение. Наблюдался только незначительный разворот трактора, при этом максимальный курсовой угол его не превышал $0,05$ рад.

Устойчивое движение тракторного поезда обусловлено тем, что на обоих колесах задней оси трактора возникают тормозные моменты (рис. 2,б). Левое колесо трактора находилось на грани блокирования и тормозной момент составил $4,5$ кН·м, а на правом колесе момент находился в пределах $3-3,2$ кН·м. Величина тормозного момента на правом колесе ограничивается максимальным моментом трения муфты блокировки дифференциала. При жестком блокировании полуосей задних колес тормозные моменты будут равны. Следует отметить, что усилие водителя на тормозные педали значительно возросло по отношению к торможению на первом этапе, так как момент, развиваемый левым тормозом, увеличился почти вдвое.

Л и т е р а т у р а

1. Богдан Н.В., Скуртул А.И. Автоматическое распределение тормозных моментов на задних колесах трактора при введении межколесной связи. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей, 1978, вып. 10.

УДК 629.114.2-587

В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров, Н.П.Короц

АЛГОРИТМ И РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ СИЛ ПО КОЛЕСАМ БЛОКИРОВАННОЙ ОСИ НА ПОВОРОТЕ

Для повышения проходимости машин применяют принудительное, а также автоматическое блокирование дифференциалов, в частности самоблокирующиеся дифференциалы. Использование этих механизмов определяет закон распределения тяговых сил между мостами и колесами машины, что влияет на ее эксплуатационные свойства, например на поворачиваемость. Поэтому важно знать закон распределения тяговых усилий.

В данной статье излагается методика определения сил тяги и буксований колес блокированной оси на повороте. Функциона-

льная связь между реализуемым коэффициентом сцепления колеса φ_p и его буксованием δ описывается уравнением экспоненты [1].

С началом поворота начинается перераспределение тяговых усилий между колесами в сторону увеличения тяги на внутреннем и уменьшения на наружном колесе. Сумма их при этом остается постоянной. Сказанное можно показать с помощью уравнений

$$\varphi_p'' = \varphi (1 - e^{-k\delta''}) ; \quad (1)$$

$$\varphi_p' = \varphi (1 - e^{-k\delta'}) ; \quad (2)$$

$$\varphi_p'' + \varphi_p' = 2 \varphi_p, \quad (3)$$

где φ_p'' и φ_p' - реализуемые коэффициенты сцепления внутреннего и наружного колес на повороте; φ_p - при прямом движении; δ'' и δ' - буксования колес, соответствующие коэффициентам φ_p'' и φ_p' ; φ - коэффициент сцепления колеса; k - коэффициент пропорциональности, определяемый свойствами шин и грунта.

Значения φ и k определяются на основе данных тяговых испытаний.

Из плана скоростей на повороте получаем уравнение связи между буксованиями колес

$$1 - \delta'' = (1 - \delta') \frac{R - 0,5B}{R + 0,5B}, \quad (4)$$

где B - колея; R - радиус поворота.

Выражения (1), (2), (3), (4), определяющие значения φ_p'' , φ_p' , δ'' и δ' на различных радиусах поворота (для различных углов поворота управляемых колес α), сводим к уравнению

$$X = C - A X^D \quad (5)$$

где $C = 2 - 2 \frac{\varphi_p}{\varphi}$, $D = \frac{R - 0,5B}{R + 0,5B}$, $A = e^{k(D-1)}$, $X = e^{-k\delta'}$.

В случае $\varphi_p' < 0$ и $\delta' < 0$ их значения в выражения (2), (3), (4) подставляем со знаком минус и тогда (5) принимает вид

$$X_1 = E + A X_1^{-D}; \quad (6)$$

где $E = 2 \frac{\varphi_p}{\varphi}$, $X_1 = e^{k\delta'}$.

Уравнения (5) и (6) решаются относительно X и X_1 методом Вегстейна. Буксование, отнесенное к центру моста, δ_n определяется как среднее арифметическое значение δ'' и δ' .

При достижении φ_p'' величины φ дальнейшее уменьшение радиуса поворота не приведет к перераспределению тяговых усилий. С последующим уменьшением R линейная скорость центра наружного колеса остается постоянной, а линейные скорости центра моста и внутреннего колеса уменьшаются и определяются из плана скоростей на рис. 1, на котором точки a'' , a' и a отражают векторы теоретических скоростей характерных точек моста, а точки b'' , b' и b — векторы их действительных скоростей при прямом движении. Тогда буксование центра моста определится из подобия треугольников $O_d O_{n2} O'_{n2}$ и $O_{n2} O_{n2} O_{n2}$

$$\delta_n = \frac{0,5 B + R \cdot \delta'_{\min}}{0,5 B + R}, \quad (7)$$

а коэффициент, характеризующий потери скорости точки O'' — из подобных треугольников $O_{n2} O_{n2} O_{n2}$ и $O''_{n2} O_{n2} O''_{n2}$

$$\delta_\varphi'' = 1 - \frac{(1 - \delta_n)(R - 0,5 B)}{R}. \quad (8)$$

В случае $\varphi'' = \varphi$ и $\varphi'_p < 0$ в уравнении (7) $\delta' < 0$

$$\delta_n = \frac{0,5 B - R \delta'_{\min}}{R + 0,5 B}. \quad (9)$$

Последовательность решения полученных уравнений представляет собой алгоритм по определению силовых и кинематических параметров колес заблокированной оси на повороте.

Блок-схема алгоритма представлена на рис. 2. На основе алгоритма и блок-схемы была составлена программа расчета на языке программирования "ФОРТАН" для ЭВМ ЕС-1022.

Пример расчета для трактора МТЗ-80 с заблокированным межколесным приводом при движении по слежавшейся пахоте приведен на рис. 3.

Из рис. 3 видно уменьшение φ'_p и возрастание φ''_p с увеличением угла поворота управляемых колес α . Видно, что на повороте буксование δ_n центра моста возрастает по сравнению со своим значением при прямом движении трактора. Это ведет к некоторому снижению поступательной скорости трактора на повороте.

Предложенная методика позволяет проводить более точные расчеты кинематики и динамики ведущего моста на повороте

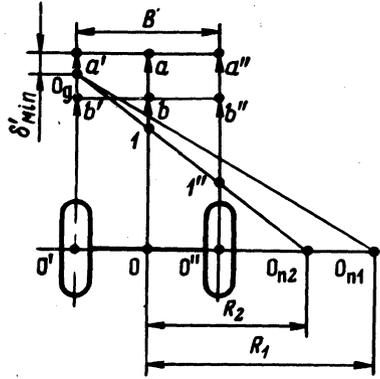


Рис. 1. План скоростей точек моста на повороте при $\varphi_p'' = \varphi$.

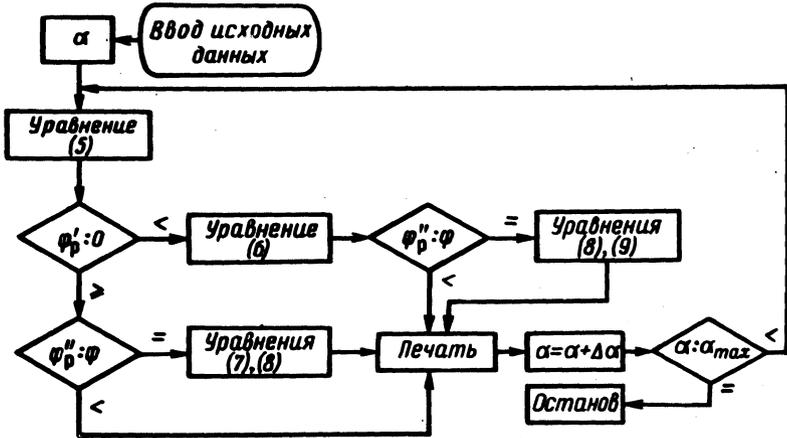


Рис. 2. Блок-схема алгоритма распределения тяговых сил и буксований колес блокированной оси на повороте.

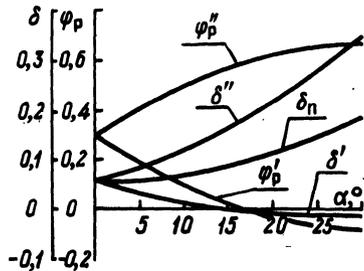


Рис. 3. Зависимость φ_p'' , φ_p' , δ'' и δ' от угла поворота управляемых колес α .

при нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием колес.

Л и т е р а т у р а

1. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. - J. Farm machine design Engineering. England, 1968, Dec.

УДК 629.113-592

Ю.М.Жуковский

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРОВ

Основными факторами, влияющими на механические и фрикционные свойства пар трения тормозных механизмов, являются их объемная и поверхностная температуры, а также температурный градиент. При высоких температурах существенно меняются механические свойства фрикционных материалов и характер взаимодействия элементов пар трения [1-3].

В конструкции серийных тормозных механизмов тракторов "Беларусь" кл. 14 кН используется эффект самоусиления. Это приводит к заклиниванию механизмов даже при служебных торможениях. В Отраслевой НИЛ колесных тракторов и на кафедре "Тракторы" БПИ созданы конструкции дисковых тормозных механизмов прямого действия с пневматическим приводом. Режимы работы этих тормозных механизмов существенно отличаются от режимов работы серийных конструкций, поэтому возникла необходимость их теплового расчета.

Динамическая схема для исследования энергетического баланса процесса торможения трактора в общем случае изображена на рис. 1. Если при торможениях с высокой интенсивностью можно пренебречь силами сопротивления качению, силами трения в трансмиссии и силой сопротивления воздуха, так как величина тормозных сил доходит до 98% от всех замедляющих сил [4-6], то при некоторых исследованиях, например при испытаниях типа II [7,8], пренебрежение этими силами сопротивления недопустимо вследствие того, что они соизмеримы с тормозными силами. Сила сопротивления движению трактора определяется следующим выражением:

$$P_c = P_t + P_f + P_t' + P_{сц} \cos \gamma + P_v - m_t g \sin \alpha, \quad (1)$$

где P_T – суммарная тормозная сила на колесах трактора; P_f – сила сопротивления качению; P'_T – сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам трактора; $P_{сц}$ – усилие в сцепном устройстве между трактором и прицепом; P^B – сила сопротивления воздуха; $m_T g \sin \alpha$ – составляющая от веса трактора, параллельная наклонной плоскости.

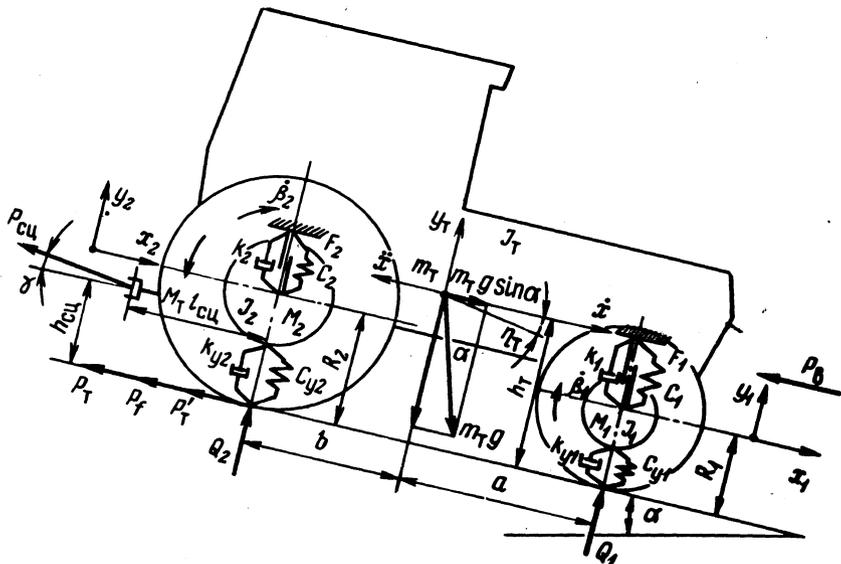


Рис. 1. Динамическая схема исследования энергетического баланса процесса торможения.

Известно, что тормозная сила не может превышать определенного значения, обусловленного нормальной реакцией на колесах заднего моста и коэффициентом сцепления колес с опорной поверхностью

$$P_T = \frac{M_T}{R_2} \leq Q_2 \varphi_{\max}, \quad (2)$$

где M_T – суммарный тормозной момент на задних колесах трактора; R_2 – радиус заднего колеса.

Слагаемые, входящие в правую часть уравнения (1), могут быть определены как расчетным, так и экспериментальным путем [9,10]. Эффективность торможения прицепа, оборудованного тормозными механизмами на всех колесах, выше, чем трактора, имеющего тормозные механизмы лишь на задних колесах, поэтому, как показали исследования, наиболее энергонагруженным для тормозных механизмов трактора является процесс торможения одиночного трактора. Для исследования изменения нормальных реакций на колесах трактора при торможении составим

систему дифференциальных уравнений, допустив, что вектор силы сопротивления воздуха проходит через центр тяжести трактора и колебания в продольном направлении не влияют на изменения нормальных реакций.

$$\left. \begin{aligned} M'_T \ddot{y}_T &= -Q_{\Pi 1} - Q_{\Pi 2} - P_{\text{сц}} \sin \gamma; \\ M_1 \ddot{y}_1 &= -Q_1 + Q_{\Pi 1}; \\ M_2 \ddot{y}_2 &= -Q_2 + Q_{\Pi 2}; \\ J_T \ddot{\eta}_T &= Q_{\Pi 1} a - Q_{\Pi 2} b + (P_T + P_f + P'_T) h_T + \\ &+ P_{\text{сц}} [(h_T - h_{\text{сц}}) \cos \gamma + (b + l_{\text{сц}}) \sin \gamma], \end{aligned} \right\} (3)$$

где M'_T — подрессоренная масса трактора; M_1 и M_2 — неподдресоренные массы соответственно переднего и заднего мостов; J_T — момент инерции остова трактора относительно оси, перпендикулярной его продольной плоскости и проходящей через центр тяжести; $Q_{\Pi 1}$ и $Q_{\Pi 2}$ — усилия в упругих элементах подвесок передних и задних колес; Q_1 и Q_2 — вертикальные реакции на колесах переднего и заднего мостов

$$\begin{aligned} Q_{\Pi 1} &= 2 [c_1 (y_T - a \eta_T - y_1) + k_1 (\dot{y}_T - a \dot{\eta}_T - \dot{y}_1) + \\ &+ F_1 \text{sign}(\dot{y}_T - a \dot{\eta}_T - \dot{y}_1)]; \\ Q_{\Pi 2} &= 2 [c_2 (y_T + b \eta_T - y_2) + k_2 (\dot{y}_T + b \dot{\eta}_T - \dot{y}_2) + \\ &+ F_2 \text{sign}(\dot{y}_T + b \dot{\eta}_T - \dot{y}_2)]; \end{aligned} \quad (4)$$

$$Q_1 = 2 (c_{y1} y_1 + k_{y1} \dot{y}_1); \quad Q_2 = 2 (c_{y2} y_2 + k_{y2} \dot{y}_2),$$

где F_1 и F_2 — силы трения в подвесках передних и задних колес.

Характер протекания процессов буксования и скольжения пневматических шин в диапазоне рабочих режимов качественно одинаков и определяется взаимосвязью напряжений и деформаций в зоне контакта шины с опорной поверхностью, зависящими от физико-механических свойств обоих взаимодействующих тел. Это подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями [11-13]. Математическая обработка кривых буксования тракторов показала, что они являются экспоненциальными функциями [14] и хорошо аппроксимируются зависимостями вида

$$\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{кр max}} (1 - e^{-k\delta}). \quad (5)$$

Для процесса торможения выражение (5) примет вид

$$\varphi = \varphi_{\max} (1 - e^{-kS}), \quad (6)$$

где φ – текущее значение коэффициента использования сцепного веса при торможении.

Умножая обе части уравнения (6) на Q_2 и принимая во внимание, что φQ_2 – текущее значение тормозной силы P_T , после преобразований получим выражение для определения от-носительного скольжения задних колес трактора:

$$S = - \frac{\ln \left(1 - \frac{P_T}{Q_2 \varphi_{\max}} \right)}{k} \quad (7)$$

Замедление движения трактора с учетом инерционности задних колес и связанных с ними вращающихся масс трансмиссии

$$\ddot{x} = \frac{P_c}{m_T + \frac{2}{R_2^2}} \quad (8)$$

Скорость движения в момент времени t

$$\dot{x} = \dot{x}_{\text{нач}} - \int_0^t \ddot{x} dt, \quad (9)$$

где $\dot{x}_{\text{нач}}$ – начальная скорость движения перед торможением.

Тормозной путь, пройденный трактором за время t

$$x = \int_0^t \dot{x} dt. \quad (10)$$

Мощность, поглощаемая тормозными механизмами

$$N_T = M_T \ddot{\beta}_2 = M_T \frac{\dot{x}(1-S)}{R_2}. \quad (11)$$

Энергия, выделившаяся в тормозных механизмах трактора за время торможения t_T

$$W = \int_0^{t_T} M_T \dot{\beta}_2 dt. \quad (12)$$

Тепловая энергия, выделившаяся в одном тормозном механизме

$$W_{T.M} = \varphi W, \quad (13)$$

где Ψ - коэффициент, учитывающий распределение суммарного тормозного момента между колесами трактора.

Расчет температурных полей в металлических деталях тормозных механизмов производился по формуле, приведенной в работе [1]:

$$\vartheta_1 = \frac{(1 - \alpha_{т.п}) W_{т.м} b_1}{\lambda_1 t_r A_{a1}} \left\{ \left[\frac{1}{3} - \varepsilon_1 \left(1 - \frac{\varepsilon_1}{2} \right) \right] \tau_{N1} + \tau_{W F o 1} - \frac{2 \tau_N}{\pi^2} \sum_n \frac{1}{n^2} e^{-(\pi n)^2 F_{o 1}} \tau \cos \pi n \varepsilon_1 \right\}, \quad (14)$$

с введением в нее коэффициента ξ_i , учитывающего долю тепловой энергии, выделяющуюся на i -й поверхности трения, с использованием аналитических зависимостей, рассчитанных по формулам (11 и 12).

$$\vartheta'_{1i} = \vartheta_1 \xi_i \quad (15)$$

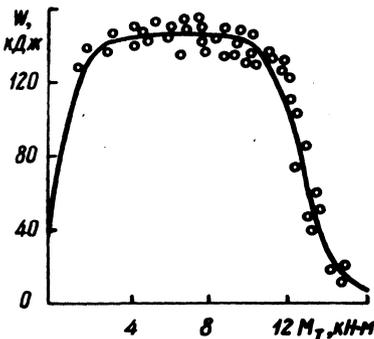


Рис. 2. Энергонагруженность тормозных механизмов в зависимости от суммарного тормозного момента на колесах трактора ($\psi = 0,5$). Торможение с начальной скоростью 9,1 м/с на асфальтированном шоссе ($\varphi_{\max} = 0,94$, $k = 13,2$). — — — расчетная зависимость; \circ — результаты эксперимента.

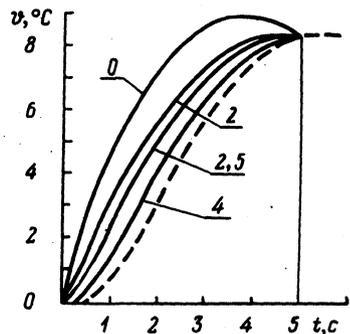


Рис. 3. Температура корпуса тормозного механизма на разных глубинах от поверхности трения ($W_{т.м} = 65,6$ кДж, $t_r = 5,0$ с). — — — расчетные зависимости; — — — экспериментальная зависимость.

Для тормозного механизма с четырьмя парами трения

$$\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 = 1. \quad (16)$$

С использованием настоящей методики составлена программа расчета на ЭЦВМ тепловых режимов работы тормозных механизмов тракторов.

Некоторые результаты экспериментальных исследований и теоретических расчетов представлены на рис. 2 и 3.

Экспериментальная зависимость на рис. 3, характеризующая рост температуры на глубине 2,5 мм от поверхности трения, полностью совпала с зависимостью температуры от времени для точки, находящейся на глубине 6 мм от поверхности трения, и оказалась смещенной от расчетной зависимости для глубины 2,5 мм. Это объясняется нарушением однородности материала корпуса тормозного механизма при установке в него термодатчика и ее инерционностью.

Таким образом, расчетные значения температур достаточно точно совпадают с экспериментальными.

Л и т е р а т у р а

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М., 1967.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. – М., 1968.
3. Зиновьев Е.В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбодфрикционных материалов. – М., 1978.
4. Гуськов В.В. Тракторы. Теория. – Мн., 1977, ч. II.
5. Sagi Ram. Eine theoretische Untersuchung des Bremsverhaltens Schlepper-Anhänger. – Grundlagen Landtechnik, 1970, N 6.
6. Dwyer M. The bracing performance of tractor-combinations. – J. Agr. Eng. Res., 1970, N 2.
7. ОСТ 37.001.016-70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний. Введ. 01.01.73.
8. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Введ. 01.01.81. Срок действия до 01.01.86.
9. Newcomb T.P., Spurr R.T. Braking of Road Vehicles. London, 1967.
10. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М., 1972.
11. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. – М., 1960.
12. Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. – М., 1969.
13. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. – М., 1972.
14. Парфенов А.П. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора. – Тракторы и сельхозмашины, 1968, № 2.

О ВЛИЯНИИ ПОЛОЖЕНИЯ ОСТОВА И ХОДОВОЙ ЧАСТИ КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА НА ЕГО КУРСОВУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

Один из путей повышения устойчивости движения крутосклонных тракторов – наклон остова и ходовой части в сторону вершины склона относительно вертикали [1]. Их наклонное положение приводит к перераспределению опорных реакций под задними ведущими колесами, а следовательно, и развиваемых ими касательных усилий по сцеплению, особенно при заблокированном межколесном приводе, определяющих величину и направление приложенного к трактору в плоскости движения разворачивающего момента. Более высокая курсовая устойчивость трактора при этом обусловлена также уменьшением бокового увода колес вследствие уменьшения опрокидывающего момента, деформирующей шину в поперечной плоскости [2].

С целью экспериментального подтверждения приведенных теоретических предположений Отраслевой НИЛ колесных тракторов БПИ на базе универсально-пропашного трактора крутосклонной модификации разработана специальная полевая установка, обеспечивающая совместный наклон остова и ходовой части на углы до $\pm 0,175$ рад, наклон колес заднего моста независимо от положения остова на углы до $\pm 0,262$ рад.

Испытания проводились на склоне однолетней залежи крутизной $0,262$ рад. Отклонение крутизны склона от среднего значения не превышало $0,0175$ рад. Длина зачетного гона 40 м. Загрузочный трактор двигался так, что линия троса совпадала с направлением движения исследуемой установки. Крюковое усилие составляло 13 кН. Повторность опытов – $7-8$ -кратная. Степень курсовой устойчивости установки оценивалась по углу поворота ее продольной оси относительно заданного направления движения передних направляющих колес, за которое была выбрана и отмечена вешками горизонталь местности.

В ходе эксперимента измерялись и регистрировались: углы поворота продольной оси и направляющих колес, крутящие моменты на задних ведущих колесах и крюковое усилие, обороты задних ведущих колес и путеизмерительного колеса.

Электронная измерительно-регистрирующая аппаратура включала: двенадцатиканальный светолучевой осциллограф К-12-22,

авиационный гироскоп ГПК-52, тензометрические ступицы, тензометрическое звено растяжения, потенциометрические датчики, датчики оборотов типа КВД, пульт, коммутационные коробки. Питание измерительной цепи осуществлялось от двух двенадцативольтовых аккумуляторных батарей. При этом гироскоп был подключен через преобразователь ПАГ-1Ф, обеспечивающий трехфазное напряжение в 36 В при 400 Гц. Погрешность измерений, по данным тарировки, не превышала 5%.

Основные результаты эксперимента иллюстрированы графическими зависимостями, представленными на рис. 1.

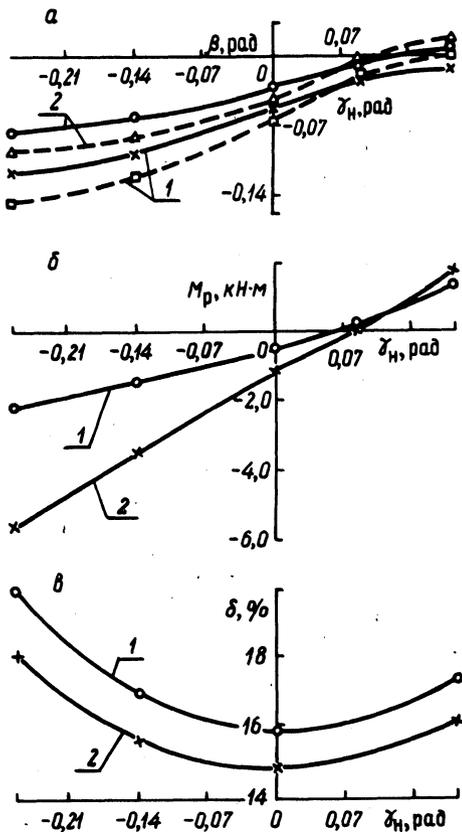


Рис. 1. Влияние положения остова и ходовой части трактора на его курсовую устойчивость (а), величину разворачивающего момента (б) и буксование колес заднего моста (в):

1 — блокировка дифференциала выключена, 2 — включена; — — — $R_{кр} = 0$; — — — $R_{кр} = 13$ кН; γ_n — угол наклона остова и ходовой части; \oplus — вверх по склону; \ominus — вниз по склону относительно вертикали; β — угол разворота продольной оси трактора; \oplus — при забегании колес заднего моста вверх по склону; \ominus — при их сползании; M_p — разворачивающий момент; \oplus — восстанавливающий; \ominus — возмущающий устойчивое движение трактора; δ — буксование колес заднего моста.

Полевые исследования показали, что курсовая устойчивость трактора зависит от положения его остова и, главным образом, от положения ходовой части в поперечной плоскости. При нормальном к поверхности движения расположения остова и ходовой части трактор обладал наихудшей курсовой устойчивостью.

Увод заднего моста составил величину, при которой угол разворота продольной оси трактора при дифференциальном приводе задних колес достигал 0,1 рад и выше, а при блокированном — не менее 0,07 рад.

Наклон трактора в сторону вершины склона улучшает его курсовую устойчивость. Так, при вертикальном положении остова и ходовой части разворот продольной оси составил уже в среднем 0,0525 рад для дифференциального привода и 0,035 рад для блокированного, а при наклоне на угол порядка 0,1рад — соответственно 0,0175 рад и 0,00175 рад.

Установлено, что блокировка дифференциала существенно влияет на курсовую устойчивость трактора лишь при значительной неравномерности распределения веса по бортам. Так, при нормальном расположении остова и ходовой части, что соответствует случаю движения на склоне низкоклиренсного или обычного трактора, блокировка полуосей позволила уменьшить угол его разворота в 1,4–1,5 раза, в то время как при вертикальном — 1,2–1,3 раза (рис. 1,а).

Аналогичные результаты были получены и в случае, когда изменялось лишь положение колес в поперечной плоскости, а остов оставался вертикальным.

Курсовое движение трактора на холостом ходу, т.е. при $P = 0$, менее устойчивое, чем при наличии крюкового усилия. Так, в вертикальном положении остова и ходовой части угол разворота продольной оси в первом случае составил 0,062 и 0,044 рад против 0,0525 и 0,035 рад во втором случае. Блокировка дифференциала улучшает курсовую устойчивость трактора и на холостом ходу.

Положение остова и ходовой части трактора в поперечной плоскости существенно влияет на величину разворачивающего момента, обусловливаемого неравенством касательных сил тяги колес левого и правого бортов заднего ведущего моста. Наибольшую величину, равную 5,8 кН·м для блокированного привода и около 2,1 кН·м для дифференциального, разворачивающий момент имел при нормальном расположении трактора. Наклон остова и ходовой части в сторону вершины склона уменьшает степень неравномерности распределения веса трактора по бортам, а следовательно, и величину разворачивающего момента, составившую при вертикальном положении трактора уже 0,5–1,2 кН·м. При угле же наклона 0,0525–0,078 рад в сторону вершины склона относительно вертикали разворачивающий момент был сведен практически к нулю, что свидетельствует о

равенстве касательных усилий, развиваемых колесами противоположных бортов. Дальнейшее увеличение наклона трактора вновь приводит к появлению разворачивающего момента, правда противоположно направленного. При этом его величина также несколько выше для заблокированного привода, чем для дифференциального (рис. 1,6).

Тяговые свойства трактора оценивались по величине буксования колес заднего моста. Установлено, что изменение положения остова и ходовой части трактора в поперечной плоскости влияет на его буксование, составившее, например, при нормальном расположении трактора 18 и 20% против 14,8 и 15,9% при вертикальном положении соответственно для заблокированного и дифференциального приводов. При дальнейшем наклоне трактора в сторону вершины склона буксование возрастает. Так, наклон в 0,175 рад соответствует буксование уже 16 и 16,9%.

Таким образом, результаты полевых исследований дают основание считать в качестве выходного параметра системы автоматической стабилизации крутосклонных тракторов наклонное в сторону вершины склона положение остова и ходовой части в функции крутизны склона.

Л и т е р а т у р а

1. Яцкевич В.В., Зеленый П.В. Автоматическая система повышения курсовой устойчивости крутосклонного трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей. Мн., 1978. вып 10.
2. Яцкевич В.В., Зеленый П.В. К определению величины выходного параметра системы автоматической стабилизации крутосклонного трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. Мн., 1979, вып. 12.

УДК 62-585.2.001.6

О.П.Лапотко, Н.Я.Онегина

МЕТОД ОЦЕНКИ СРОКА СЛУЖБЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ С ПОМОЩЬЮ ИК-СПЕКТРОСКОПИИ

Существует определенная взаимосвязь между физико-химическими и функциональными свойствами рабочей жидкости, а также параметрами гидросистемы. Эксплуатационный спектр

нагрузок, действующий на рабочую жидкость – давление, температура, скорость, загрязнение, наличие воды и воздуха, – вызывает, с одной стороны, старение жидкости, сопровождающееся ее окислением, термическим разложением, поляризацией, деструкцией молекул, а с другой – износ конструктивных элементов. Процесс старения жидкости связан с процессом износа конструктивных элементов косвенно, через образующиеся продукты старения, или непосредственно вследствие необратимых изменений основных физико-химических свойств (вязкости, кислотности). Износ конструктивных элементов действует на процесс старения рабочей жидкости [1].

О старении масла судят по изменению физико-химических свойств (вязкости, кислотности, щелочности, цвета), определяемых стандартными лабораторными методами испытаний, или по изменению функциональных свойств (противоизносных, смазочных и др.), определяемых по соответствующим методам [1].

Оценка сроков службы рабочих жидкостей с применением этих методов требует долгосрочных испытаний с тем, чтобы показать кинетику изменений, происходящих в рабочей жидкости под воздействием нагрузок и приводящих к утрате жидкостью функциональных свойств – старению. Кроме того, эти методы достаточно дороги, требуют большого объема испытываемой жидкости.

Для исследований структуры углеводородов (масел нефтяного происхождения) применяют инфракрасную спектроскопию (ИК-спектроскопию), с помощью которой изучалась термоокислительная стабильность моторных масел с различной композицией присадок [2]. Кроме того, ИК-спектроскопия применялась для изучения влияния присадок на окисление моторного масла, для расшифровки композиций присадок, для идентификации по ИК-спектрам товарных образцов масел [3].

Спектр инфракрасного поглощения минерального масла представляет собой сплошной фон поглощения с выделяющимися на нем максимумами характеристических полос. Сравнение характеристических полос поглощения рабочей жидкости с полосами подобных и уже известных соединений дает возможность определить тип данного соединения, т.е. позволяет провести качественную оценку структуры рабочей жидкости, и отражает состояние связей в молекуле масла. Интенсивность полосы поглощения пропорциональна количеству тех или иных молекулярных групп масла исследуемого вещества, что дает возможность провести количественный анализ.

ИК-спектры масел записываются двумя способами: I- прямым, относительно воздуха и II - дифференциальным, относительно масла-растворителя или масла в исходной композиции.

Спектры I отражают состав данной пробы в целом.

Спектры II получают в результате компенсации поглощения идентичных составных частей в двух пробах. Они отражают состав продуктов окисления и деструкции молекул смеси, а также наглядно иллюстрируют накопление продуктов окисления за время опыта.

Интенсивность полос поглощения ИК-спектра выражают одним из трех способов:

1) оптической плотностью в максимуме полосы

$$K_1 = \frac{1}{d} \lg \frac{I_0}{I_{\max}} ;$$

2) интегральной оптической плотностью полосы

$$K_2 = \frac{1}{d} \int_{\nu_1}^{\nu_2} \lg \frac{I_0}{I} d\nu ;$$

3) средней оптической плотностью

$$K_3 = \frac{1}{d(\nu_2 - \nu_1)} \int_{\nu_1}^{\nu_2} \lg \frac{I_0}{I} d\nu ,$$

I_0, I - интенсивность падающего света и прошедшего через образец; ν - частота, см^{-1} ; d - толщина кюветы, см.

Для разработки метода оценки и прогнозирования сроков службы рабочих жидкостей в объемных гидроприводах машин мы применили ИК-спектроскопию масла в процессе ресурсных испытаний гидропередат фирмы "Зауэр" в стендовых условиях. Параметры нагрузки объемной гидропередачи следующие:

- 1) давление нагнетания, МПа - 30;
- 2) частота вращения вала насоса (гидромотора), с^{-1} - 37,5;
- 3) температура рабочей жидкости, $^{\circ}\text{C}$ - 85;
- 4) время ресурсных испытаний, ч - 300;
- 5) рабочая жидкость - масло МГЕ - 32В.

При испытании гидропередачи через 50 ч работы отбирались пробы масла, определялись лабораторным методом физико-химические параметры масла и записывался ИК-спектр на двухлучевом спектрофотометре UR -20 прямым и дифференциальным способом.

Исходные физико-химические параметры масла следующие:

- 1) вязкость при $+40^{\circ}\text{C}$, (сСт) - 35,4,
 $+50^{\circ}\text{C}$, (сСт) - 26,4;
- 2) плотность при $+20^{\circ}\text{C}$ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - 0,8861;
- 3) кислотное число мг КОН/г - 0,89.

На рис. 1 представлен ИК-спектр свежего масла МГЕ-32 В, записанный прямым способом с толщиной слоя $d = 0,22$ мм.

По характеристическим полосам можно установить наличие в масле соединений со следующими функциональными группами:

Частота, см^{-1}	Функциональные группы
3000-2800	- поглощение обусловлено валентными колебаниями С-Н, метильная, метиленовая группы (CH_3 , CH_2). Интенсивность полос зависит от числа метиленовых и метильных групп в молекуле углеводорода;
1740	- поглощение карбонильные соединений $>\text{C}=\text{O}$;
1640	- валентные колебания $\text{C}=\text{C}$ (алкены);
1460	- деформационные колебания метильной группы CH_3 ;
1380	- деформационные колебания метильной группы CH_3 ;
1300-1000	- поглощение аминов С - N ;
1200-700	- валентные колебания углеродного скелета;
900-650	- деформационные колебания N-H группы аминов.

Отнесение характеристических полос выполнено на основании литературных данных [4].

В спектре масла, отработавшего 300 ч, наблюдается отсутствующая у свежего масла полоса поглощения кислородсодержащих функциональных групп в области 3600-3000 см^{-1} , а также увеличение интенсивности полосы поглощения на частоте 1740 см^{-1} . Для количественной оценки окисленного масла принято использовать полосу на частоте 1700-1740 см^{-1} , оп-

тическая плотность которой пропорциональна содержанию карбонильных групп конечных продуктов окисления, снижающих эксплуатационные свойства масла, вызывающих рост вязкости, кислотного числа, осадка [2]. По кинетике накопления карбонильного поглощения можно судить о скорости окисления, о качественных изменениях рабочей жидкости.

Проведенный физико-химический анализ масла не показал изменения вязкости и кислотного числа.

Исследования срока службы масла МГЕ-32В в объемной гидропередаче показали, что основной групповой химический состав масла остался неизменным, хотя произошло незначительное окисление его. Параметры нагрузки гидропередачи, особенно температура масла в объеме - 85°C и время ресурсных испытаний - 300 ч, не могли привести к серьезным изменениям функциональных и физико-химических свойств рабочей жидкости, которые бы потребовали полной замены масла или внесения сработавшихся присадок. Это говорит о стабильности масла, о его пригодности для дальнейшей эксплуатации.

Таким образом, метод оценки качества рабочей жидкости с помощью ИК-спектроскопии, опробованный при испытании объемной гидропередачи с наибольшей точностью по сравнению с

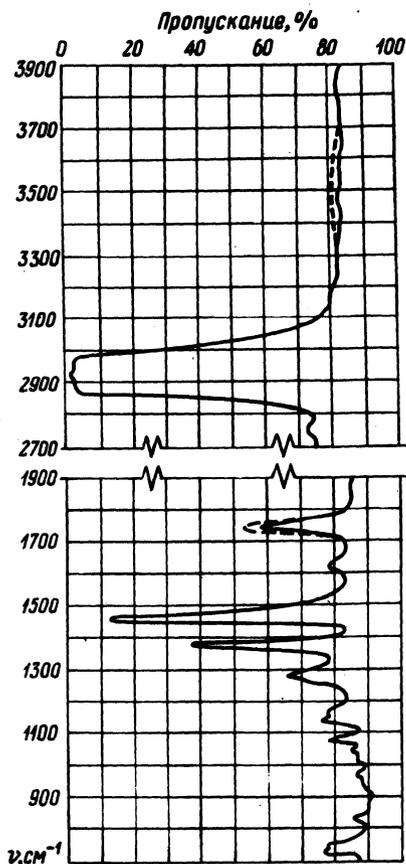


Рис. 1. Инфракрасный спектр масла МГЕ-32В:

— свежее масло; --- — работавшее в гидропередаче.

существующими методами может быть применен для объективной абсолютной оценки структурных изменений, происходящих в маслах при функционировании гидроприводов.

Л и т е р а т у р а

1. Лапотко О.П. Функциональная эффективность рабочих жидкостей гидроприводов машин. – В кн.: Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах. Мн., 1976.
2. ИК-спектрометрический метод оценки окисляемости масел/ Г.Т.Вигант, Г.И.Крылова, Н.Г.Юрченко, Л.Л.Калинина. – Химия и технология топлив и масел. 1978. № 4.
3. Виппер А.Б., Тарасов В.А. Исследование структурных изменений полимерных соединений с сукцинимидной группировкой при окислении минерального масла. – Журнал прикладной химии, 1970. № 7.
4. Казицина Л.А., Куплетская Н.Б. Применение УФ-, ИК- и ЯМР-спектроскопии в органической химии. – М., 1971.

УДК 629.113

А.Т.Скойбеда, А.Ю.Носик, А.А.Шавель,
П.Н.Степанюк, А.М.Тенетко

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ТРАКТОРНЫХ ШИН С ПОЧВОЙ РИСОВЫХ ЧЕКОВ

Характер взаимодействия тракторных шин с почвой рисовых чеков, залитых водой, зависит от различных фазовых состояний грунта по глубине. Верхний, насыщенный водой слой глубиной до 0,1 м обладает низкой сопротивляемостью сдвигу – $\tau = 0,018$ МПа. Средний, основной обрабатываемый почвенный слой имеет относительную влажность 38–40% и сопротивление сдвигу $\tau = 0,052$ МПа. Нижний, необрабатываемый, слой является подстилающим по отношению к первым двум и имеет сопротивление сдвигу $\tau = 0,063$ МПа и влажность до 35% (табл. 1).

Таблица 1. Характеристика почвы рисовых чеков

Глубина пахотного слоя, м	Влажность, %		Объемная масса, кг/м ³	Сопротивление сдвигу, МПа	Слепленние, МПа	Коэффициент внутреннего трения
	в поле	в монолите				
0–01	51,5	40,3	1250	0,018	0,012	0,06
0,1–0,2	37,0	33,2	1380	0,052	0,043	0,12
0,2–0,4	34,5	32,0	1410	0,063	0,050	0,15

Касательная сила тяги колеса с почвозацепами при взаимодействии с почвой, имеющей указанные выше фазовые состояния, определяется зависимостью [1]:

$$P_k = \mu Q_k + \zeta_k F_v, \quad (1)$$

где μ – коэффициент трения опорной поверхности баллона о почву; Q_k – нагрузка на ведущее колесо; F_v – сумма вертикальных проекций упорных поверхностей всех зацепов, находящихся в данный момент времени в соприкосновении с почвой; ζ_k – касательное напряжение в пятне контакта.

Зависимость (1) показывает, что P_k определяется величиной удельного давления, т.е. весовой нагрузкой и площадью опорной поверхности колеса. При этом большое значение имеет соотношение длины и ширины поверхности контакта. С увеличением этого соотношения возрастает интенсивность выдавливания из области взаимодействия колеса с опорной поверхностью среднего слоя почвы, колесо при этом опирается на более твердый, третий слой и создает дополнительную касательную силу тяги.

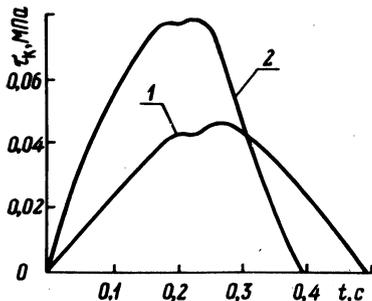


Рис. 1. Распределение тангенциальных напряжений по длине контакта при давлении воздуха в шине 0,09 МПа (1) и 0,14 МПа (2).

Представленные на рис. 1 эпюры тангенциальных напряжений показывают, что при снижении давления воздуха в шине с 0,13 до 0,09 МПа уменьшается интенсивность роста напряжений и их абсолютная величина. При этом увеличивается время контакта почвозацепа с опорной поверхностью, что приводит к уменьшению тангенциального уплотнения почвы и буксования движителей.

Между тангенциальными напряжениями в контакте шины с почвой и буксованием существует зависимость, которая в пределах буксований до 25% может быть принята пропорциональной. Во всех случаях максимуму тангенциальных напряжений соответствует максимум крюковой мощности (рис. 2). На рис. 2 представлены тяговые показатели трактора с серийными шина-

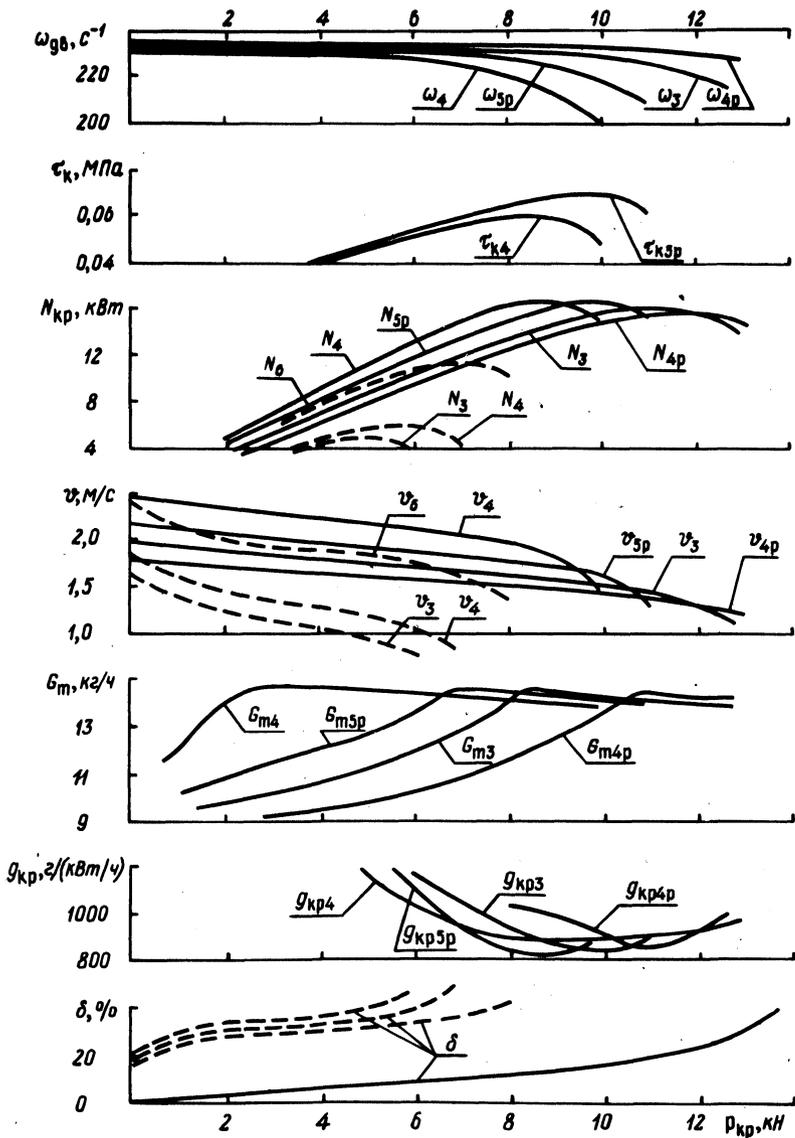


Рис. 2. Тяговая характеристика трактора МТЗ-82Р в рисовом чеке :

— шины передних колес — 16—20" мод. Ф-76; задних колес — 465-868 (18,4/15-34") Р мод. Ф-44; - - - - - шины задних колес 15,5-38"; передних — 15—20" мод. Я-181 δ — буксование колес.

ми 15,5–38", а также с шинами, имеющими увеличенную высоту почвозацепов.

Анализируя результаты экспериментальных исследований, можно сказать, что составляющая $M Q_K$ касательной силы тяги колеса в зависимости (1), получаемая за счет трения опорной поверхности баллона о грунт, составляет 19–21%. Это обусловлено тем, что коэффициент трения имеет величину 0,14–0,16 вследствие повышенной влажности почвы (табл. 1).

Основную долю касательной силы тяги в условиях рисовых чеков, залитых водой, дает взаимодействие почвозацепов, сдвигающих почву, т.е. составляющая $\tau_K F_B$. Поэтому увеличение суммы вертикальных проекций упорных поверхностей зацепов F_B , находящихся в соприкосновении с почвой, ведет к повышению силы тяги колеса. Увеличение площади F_B возможно за счет увеличения высоты грунтозацепов и снижения давления воздуха в шинах.

Л и т е р а т у р а

1. Львов Б.Д. Теория трактора. – Л., 1960.

УДК [629.114.2.001.2:681.3]:628.89

О.А.Мухин, Р.Н.Руденко

РАСЧЕТ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА КАБИН ПОДВИЖНЫХ МАШИН МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОМОДЕЛИРОВАНИЯ

Одна из актуальных и сложных проблем улучшения условий труда водителей-операторов подвижных машин – создание в кабинах теплового режима, отвечающего физиолого-гигиеническим нормативам. До настоящего времени при его изучении, как правило, используются данные лабораторных и натуральных исследований.

Сложность и длительность проводимых экспериментов во всех вариантах в натуральных условиях приводит к необходимости разработать такой метод расчета, который позволил бы в процессе проектирования и исследования готовых образцов с достаточной степенью достоверности оценивать тепловой режим для любого предлагаемого конструктивного решения кабины.

Рассмотрим возможности и особенности применения метода электро моделирования для расчета теплового режима на примере исследования температурного поля внутри кабины Т-100М в зимний период при помощи аналоговой машины ЭГДА-9/60 [1–3].

Математическая формулировка задачи и необходимые исходные данные для ее решения:

1. Рассматривается двухмерная задача определения температурного поля воздушной прослойки внутри кабины.

2. Используется уравнение переноса тепла для стационарного режима при граничном условии третьего рода [1, 4] вида

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y) \frac{\partial t}{\partial y} \right] = 0; \quad (1)$$

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial n} + \alpha \Delta t = 0, \quad (2)$$

где t – температура в любой точке кабины с координатами x и y ; λ – коэффициент теплопроводности; n – нормаль к поверхности; α – коэффициент теплоперехода; Δt – разность между температурой поверхности и температурой среды.

3. Наружная температура на границе исследуемой области t^H принималась средней для холодной пятнадцатки в условиях Белоруссии (СНиП II-A-6.72).

Коэффициенты теплопроводности воздуха λ в кабине рассчитывались по средней температуре поверхностей с учетом влияния конвективного и лучистого теплообмена [3]. Принятые для моделирования коэффициенты теплопроводности различных материалов представлены в табл. 1.

Коэффициенты теплообмена поверхностей с окружающей средой приняты: $\alpha = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Уравнение для электрического тока в модели при стационарном плоскопараллельном движении имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left[\sigma(x^*, y^*) \frac{\partial \varphi}{\partial x^*} \right] + \frac{\partial}{\partial y^*} \left[\sigma(x^*, y^*) \frac{\partial \varphi}{\partial y^*} \right] = 0, \quad (3)$$

Таблица 1. Коэффициенты теплопроводности

Материалы	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
Листовая сталь	75,6
Воздушная прослойка при толщине 1,3 м	8,14
Воздушная прослойка при толщине 0,15 м (под сиденьем)	0,91
Стекло (сталинит)	0,76
Вата хлопковая	0,06

где σ – коэффициент электропроводности; x^*, y^* – координаты той же точки модели; φ – электрический потенциал.

Сопоставляя уравнения (1), и (3), видим, что температурное поле воздушной среды в кабине можно определить электро-моделированием при соблюдении условий подобия конфигурации, физических параметров ($\lambda \sim \sigma$; $t \sim \varphi$; $\Delta t \sim \Delta \varphi$), граничных условий натуры и модели ($\lambda_1 \sim \sigma_1$; $t_1 \sim \varphi_1$; $\Delta t_1 \sim \Delta \varphi_1$; $\frac{1}{\rho} \sim \rho$).

Моделирование областей, состоящих из сред с различными теплофизическими характеристиками, осуществлялось подбором электропроводной бумаги согласно выражению [3]:

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_1} = \frac{\lambda_y}{\lambda_1} = \frac{\rho_1}{\rho_y}, \quad y = 1, 2, 3, 4, 5,$$

где σ – удельная электропроводность бумаги модели; λ – коэффициент теплопроводности натуры; ρ – удельное электрическое сопротивление бумаги.

Для моделирования наружных граничных условий к линии наружной поверхности добавлялось электрическое сопротивление соответствующее сопротивлению теплопередачи, и подавали потенциал, равный 100%, моделирующий температуру наружного воздуха t_n .

Моделирование внутренних граничных условий осуществлялось аналогично и подавался потенциал, равный 0% и соответствующий средней температуре внутреннего воздуха в кабине t_B .

Граничные условия для моделей и натуры должны быть пропорциональны [3], т.е.:

$$\varphi = at + b, \quad (4)$$

где φ – электрический потенциал на модели; t – температура в натуре.

Коэффициенты a и b определялись по двум заданным значениям величины φ так, чтобы величины температур t_{\min} и t_{\max} в натуре соответствовали приведенным значениям потенциалов $\varphi = 0$ и $\varphi = 1$ на модели.

В качестве t_{\min} и t_{\max} принимали температуру самой холодной и самой теплой поверхностей ограждения ($t_{\min} = -25^\circ\text{C}$ и $t_{\max} = 25^\circ\text{C}$).

По заданным значениям температуры в натуре по формуле (4) были вычислены необходимые граничные значения приведенных потенциалов. Реализацию граничных условий производили установлением на границе модели требуемых потенциалов;

$\Psi_1, \Psi_2, \Psi_3, \Psi_4, \Psi_5$, что отражало в натуре температуру соответствующих поверхностей кабины на границе с окружающей средой.

Найденные эквипотенциальные точки соответствуют значениям температуры по выражению (4) и представлены на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что температурное поле характеризуется резким наложением изотермических линий. Это вызвано, в первую очередь, контрастностью внешних и внутренних воздействий (резкое охлаждение наружным воздухом, нагревание за счет тепловыделения двигателя и т.д.), а также небольшим объемом кабины и отсутствием системы воздухораспределения.

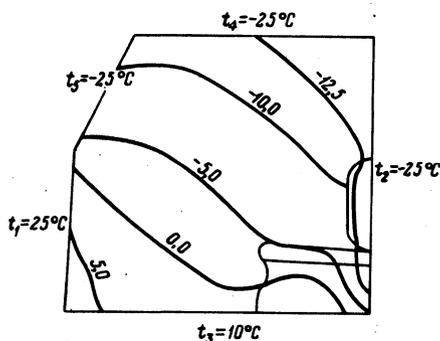


Рис. 1. Температурное поле внутри кабины Т-100М, полученное методом электроанalogии.

Сопоставление теоретических результатов с экспериментальными данными, полученными в ходе полевых испытаний, пока — зало, что применяемый метод имеет достаточную для инженерных расчетов сходимость.

Следует отметить, что процесс переноса тепла в ограниченном воздушном пространстве представляет собой сложную картину и его моделирование затруднительно. Для упрощения расчета перенос в замкнутых воздушных прослойках рассматривался как перенос тепла теплопроводностью, при этом вводился эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{э}}$, равный [4,5]:

$$\lambda_{\text{э}} = \lambda_0 + \lambda_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}} \delta, \quad (5)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности неподвижного воздуха, равный $0,024 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $\lambda_{\text{к}}$ — условный коэффициент передачи тепла конвекцией. Величина его зависит от толщины воздушной прослойки, ее расположения и разности температур на поверхностях прослойки.

Величина $\lambda_{\text{к}}$ определялась из критериального уравнения

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{\lambda_{\text{к}}}{\lambda_0} = 0,18 (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25}, \quad (6)$$

где Gr, Pr – критерии Грасгофа и Прандтля для соответствующих толщин прослойки и температур поверхностей.

Величина $\alpha_{\text{л}}$ определялась по формуле

$$\alpha_{\text{л}} = \epsilon^* \cdot 4,9 \frac{F_1}{F_1 + F_2} \left[\frac{\left(\frac{t_1 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \right], \quad (7)$$

где ϵ^* – приведенный коэффициент излучения; F_1, F_2 – площади противоположных стенок кабины.

За определяющий размер принималась толщина воздушной прослойки $\delta = 1,3$ м, за определяющую температуру – средняя температура воздуха в кабине $t_{\text{ср}} = 0^\circ\text{C}$.

Для воздушной прослойки кабины учитывалось действие горизонтальных и вертикальных потоков. Вычисленное значение $\lambda_{\text{к}} = 3,12$ Вт/(м·К).

Вычисленное значение коэффициента передачи тепла излучением $\alpha_{\text{л}} = 3,89$ Вт/(м²·К). Определенный с помощью расчета эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{э}} = 8,14$ Вт/(м·К) был применен при оценке теплового режима в кабине трактора методом электромоделирования.

Таким образом, метод электротепловой аналогии позволяет исследовать тепловой режим существующих и перспективных кабин, выявлять факторы, оказывающие на него то или иное воздействие, а также может быть использован для расчетов и сравнительной оценки предлагаемых конструктивных решений на стадии проектирования.

Л и т е р а т у р а

1. Ивашкова В.К. Исследование теплотехнических свойств ограждающих конструкций зданий методом электромоделирования: Научное сообщение НИИСФ.– М., 1960, вып. 1. 2. Ивашкова В.К. Исследование теплового режима холодильника методом электротепловой аналогии. – В сб.: Решение задач строительной физики на цифровых и аналоговых машинах. М., 1968. 3. Фильчаков А.А., Панчишин В.И. Интеграторы ЭГДА: Моделирование потенциальных полей на электропроводной бумаге.– Киев, 1961. 4. Лыков А.В. Теоретические основы строительной теплофизики. – Мн., 1961. 5. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. – М., 1973.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЭЦВМ

Повышение эксплуатационных скоростей движения колесных тракторов при неудачно сконструированных параметрах рулевого привода, упругих характеристиках шин, установочных параметров управляемых колес может привести к возникновению колебаний последних [1,2]. Эти колебания существенно влияют на управляемость и устойчивость движения трактора в целом.

Рассмотрим динамику движения передней оси трактора типа "Беларусь". Управляемые колеса этих тракторов могут устанавливаться с некоторым выносом s вперед (рис. 1,в). Особенность конструкции данной оси заключается в наличии балансирной балки (рис. 1,а), которая вносит специфику в динамику движения трактора и имеет три степени свободы по координатам z_c, y_c, ψ .

В процессе движения трактора на его управляемые колеса действуют моменты, обусловленные продольными (X_1, X_2), боковыми (Y_1, Y_2), вертикальными (Z_1, Z_2) реакциями дороги, и стабилизирующие моменты, которые действуют относительно оси поворотного шкворня. Выражения моментов от сил X_i, Y_i имеют вид:

$$M_{x_i} = X_i h_{x_i}; \quad M_{y_i} = Y_i h_{y_i}, \quad i=1,2, \quad (1)$$

где h_{x_i} - плечо действия силы X_i ; h_{y_i} - плечо действия силы Y_i .

На основе рис. 1, б и 1, в запишем:

$$h_{x_i} = l_i \cos(\alpha_i + \psi) + p_i \cos(\lambda_i - \eta_i) - \xi_i; \quad (2)$$

$$h_{y_i} = -p_i \sin(\lambda_i - \eta_i) + s_i + e_i; \quad (3)$$

$$p_i = [R_{ki} \cos(\alpha_i + \psi) + l_i \sin(\alpha_i + \psi)] \operatorname{tg}(\alpha_i + \psi) / \cos \lambda_i; \quad (4)$$

$$\lambda_i = \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \beta_i / \operatorname{tg}(\alpha_i + \psi)] \quad (5)$$

где l_i - длина поворотной цапфы i -го колеса; λ - угол между координатной осью OY и проекцией осевой линии i -го шкворня на плоскость дороги; η_i - угол поворота i -го уп-

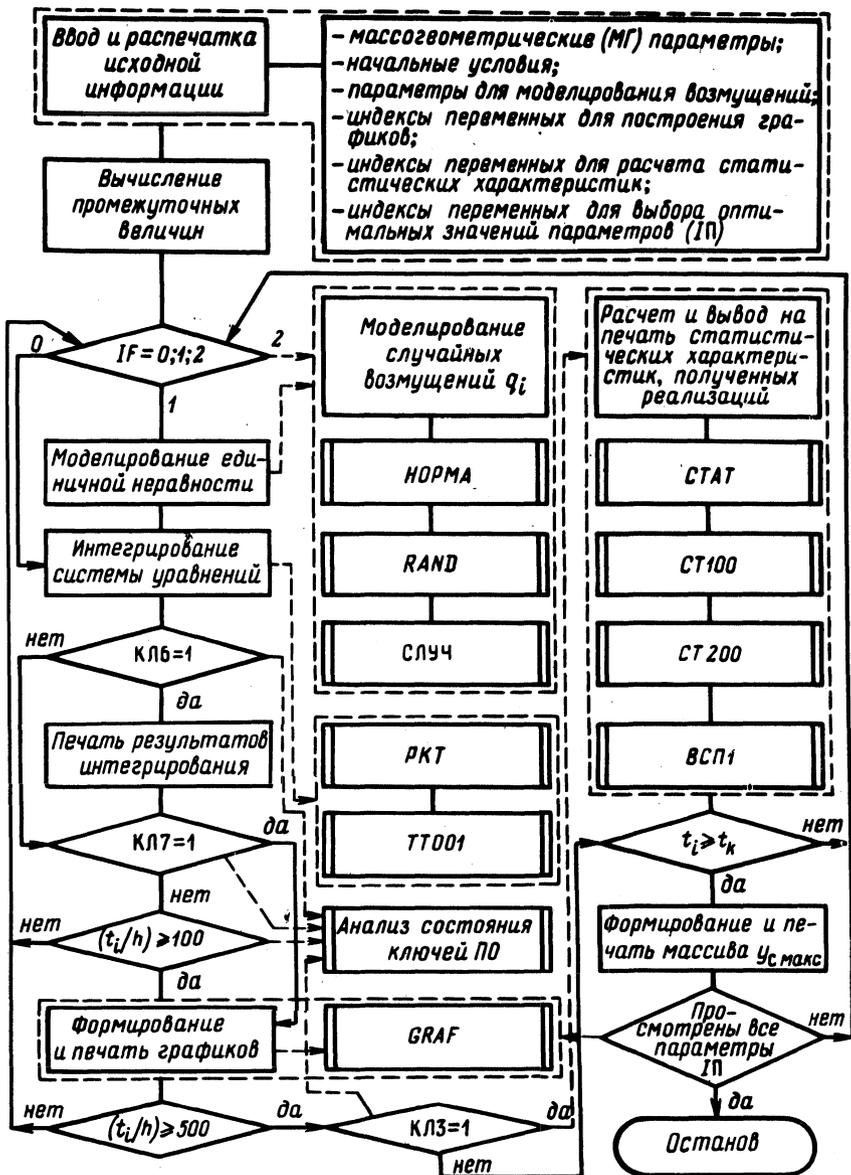


Рис. 2. Структурная схема алгоритма.

равляемого колеса вокруг шкворня; R_{ki} - радиус качения i -го колеса; ζ_i - боковая деформация шины.

Индекс 1 относится к левому колесу, 2 - к правому.

Вертикальную реакцию Z_i разложим на две составляющие: Z_i'' - параллельную оси шкворня (сила Z_i'' не создает момента относительно оси шкворня) и Z_i' - лежащую в плоскости дороги и параллельную линии ОВ. Момент этой силы относительно точки В равен

$$M_{zi} = Z_i' h_{zi}, \quad i = 1, 2; \quad (6)$$

$$h_{zi} = \bar{l}_i \sin(\lambda_i - \eta_i) - (s_i + e_i) \cos(\lambda_i - \eta_i), \quad i = 1, 2, \quad (7)$$

где h_{zi} - плечо действия силы Z_i' .

Реакции Y_i и Z_i можно вычислить, зная боковые и радиальные деформации шин, значения которых определяются в результате интегрирования уравнений кинематических связей колес с опорной поверхностью. Для определения касательной реакции дороги на колеса воспользуемся теоремой о моменте количества движения, тогда после несложных преобразований, получим

$$X_i = \pm \frac{J_{ki} l_i}{R_{ki}^2} \ddot{\eta}_i + \frac{J_{ki}}{R_{ki}^3} (\dot{q}_i - \dot{z}_i)(v + l_i \dot{\eta}_i), \quad i = 1, 2, \quad (8)$$

где J_{ki} - момент инерции i -го колеса относительно его оси вращения; \dot{q}_i - скорости случайных возмущений опорной поверхности.

Анализ выражений (1)-(8) показывает, что на управляемые колеса трактора в процессе его движения действуют моменты, величины которых зависят от большого числа параметров: скорости движения, параметров установки колес, упругих свойств шин, характеристик рулевого привода и некоторых других.

В настоящей работе ставится задача моделирования на ЭЦВМ динамики движения колесного трактора для исследования влияния перечисленных параметров на курсовую устойчивость его движения. Для решения задачи разработана математическая модель передней оси трактора при следующих условиях:

1) трактор движется по опорной поверхности со случайными возмущениями с постоянной скоростью v , при которой не происходит отрыв и скольжение колес;

2) рулевой привод моделируется в виде упругого вала с неподвижно защемленным рулевым колесом.

Динамические уравнения записаны в форме уравнений Лагранжа второго рода. Уравнения кинематических связей получены на основе теории М.В.Келдыша [3]. Для вычисления обобщенных сил (правых частей динамических уравнений) использовались выражения потенциальной энергии, диссипативной функции и зависимостей (1), (6), (8). В результате получена система нелинейных дифференциальных уравнений (9), состоящая из шести динамических второго порядка и четырех кинематических уравнений первого порядка:

$$m^* \ddot{z}_c = \sum_{i=1}^2 \left[c_i^n (z_i - z_i^n) + k_i^n (\dot{z}_i - \dot{z}_i^n) \right];$$

$$m \ddot{y}_c = \sum_{i=1}^2 \left[c_i^B \xi_i + k_i^B \dot{\xi}_i + z_i' \cos(\lambda_i - \eta_i) \right];$$

$$J_x \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^2 \left\{ d_i^n \cos \psi \left[c_i^n (z_i - z_i^n) + k_i^n (\dot{z}_i - \dot{z}_i^n) \right] + Y_i (h + R_{ki}) - f_i^T d_i^n \cos \alpha_i \operatorname{sign} \dot{\psi} \right\};$$

$$m_i \ddot{z}_i = c_i (q_i - z_i) + c_i^n (z_i^n - z_i) + k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i) + k_i^n (\dot{z}_i^n - \dot{z}_i), \quad i=1,2;$$

$$\left[J_{1z} + E_1 J_{2z} - D_1 + D_2 \right] \ddot{\eta}_1 = E_2 J_{2z} \dot{\eta}_1^2 - N_1 - N_2 + M - M_c;$$

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_i = & \left\{ \dot{y}_c \pm \dot{\psi} d_i^n \sin \psi + \left[(z_i^n - z_i) \sin(\alpha_i + \psi) + \right. \right. \\ & \left. \left. + \dot{\psi} (l_{\text{ш}i} - z_i + z_i^n) \cos(\alpha_i + \psi) + \dot{\psi} l_{\text{ш}i} \sin(\chi_i + \psi) + \right. \right. \\ & \left. \left. + (\dot{z}_i - \dot{q}_i) \sin(\chi_i + \psi) + \dot{\psi} R_{ki} \cos(\chi_i + \psi) \right] \cos \beta_i \right\} - \\ & - v_i (\varphi_i + \eta_i), \quad i=1,2; \end{aligned}$$

$$\dot{\varphi}_i = -\dot{\eta}_i + v_i (a_{1i} \xi_i - a_{2i} \varphi_i - a_{3i} \chi_i), \quad i=1,2,$$

здесь $M_c = c_p \eta_1 + k_p \dot{\eta}_1$; $M = \sum_{i=1}^2 (M_{y_i} + M_{z_i})$;

$$N_1 = h_{x1} \frac{J_{ki}}{R_{ki}^3} \dot{z}_i (v-1) \dot{\eta}_1;$$

$$N_2 = h_{x2} \left[\frac{J_{k2}^2 E_2}{R_{k2}^2} \dot{\eta}_1^2 + \frac{J_{k2}}{R_{k2}^3} \dot{z}_2 (v+1) E_1 \dot{\eta}_1 \right];$$

$$D_i = h_{xi} \frac{J_{ki}^1}{R_{ki}^2}, \quad i = 1, 2,$$

где m^* - подрессорная масса; m , m_1 , m_2 - массы балансирующей балки и управляемых колес; z_c , z_1 , z_2 , y_c , ψ , η_1 - обобщенные координаты (рис. 1, а); ξ_1 , ξ_2 , φ_1 , φ_2 - параметры боковых и угловых деформаций шин; q_1 , q_2 , \dot{q}_1 , \dot{q}_2 - случайные возмущения опорной поверхности на колеса и их скорости; J_x - центральный момент инерции балки с колесами относительно продольной оси трактора; J_{1z} , J_{2z} - моменты инерции колес относительно их диаметральных осей; c_1^B , c_2^B , c_1^n , c_2^n - коэффициенты жесткости, радиальной и боковой шин и подвески; k_1^B , k_2^B , k_1^n , k_2^n - коэффициенты демпфирования, радиальной и боковой шин и подвески; c_p , k_p - суммарный коэффициент жесткости и демпфирования рулевого привода; F_1^T , F_2^T - силы сухого трения в подвесках; E_1 , E_2 - коэффициенты геометрической связи между скоростями и ускорениями левого и правого управляемых колес при конечных углах поворота; a_{1i} , a_{2i} , a_{3i} - некоторые постоянные коэффициенты [3].

Связь между углами поворота левого и правого управляемых колес представлена выражением

$$\eta_2 = \arctg \left[\frac{\text{tg } \eta_1}{\left(\frac{B}{L} \text{tg } \eta_1 + 1 \right)} \right], \quad (10)$$

где B , L - ширина колеи передних колес и база трактора.

Решение системы уравнений (9) производилось на ЭЦВМ с использованием численного метода Рунге-Кутты четвертого порядка по специально разработанному алгоритму. Программа расчета, построенная по модульному принципу (включает в себя одиннадцать процедур (рис. 2)), позволяет рассчитать колебания передней оси с управляемыми колесами и исследовать влияние ее параметров на курсовую устойчивость движения трактора. По полученным реализациям имеется возможность

вычислить некоторые их статистические характеристики [4]. Результаты расчета могут быть получены в виде массивов численных значений или графиков в зависимости от режима вывода [4].

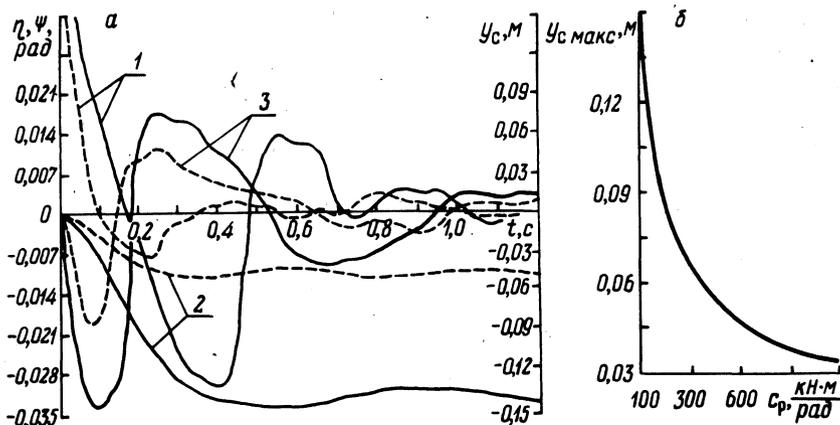


Рис. 3. Результаты расчета:

а – расчетные зависимости параметров η_1 (кривые 1), u_c (кривые 2), ψ (кривые 3) от времени; б – расчетная зависимость $u_{c \text{ макс}}$ от суммарной жесткости рулевого привода.

На рис. 3 представлены некоторые результаты расчета колебаний передней оси трактора М13-80. Расчеты проводились при скорости движения трактора 8 м/с с нулевыми начальными условиями, кроме координаты η_1 , значение которой было принято равным 12° . Для моделирования случайных возмущений опорной поверхности использовались статистические характеристики дорог с асфальтобетонным покрытием [5]. Рисунок 3, а иллюстрирует изменение во времени угла поворота управляемых колес (кривые 1), бокового смещения центра масс балки (кривые 3). Кривые, изображенные сплошными линиями, получены при $C_p = 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$, штриховыми – при $C_p = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$. На рис. 3, б представлена расчетная зависимость $u_{c \text{ макс}}$ от коэффициента суммарной жесткости рулевого привода.

Выводы 1. Разработанная математическая модель и программа расчета позволяют получить номограммы и графики, которые можно использовать для выбора оптимальных параметров передней оси колесного трактора на стадии проектирования с целью обеспечения его курсовой устойчивости движения.

2. В результате обработки серии вариантов расчета установлено, что изменение максимального отклонения центра масс

передней оси трактора в зависимости от коэффициента суммарной податливости рулевого привода происходит по закону, близкому к гиперболическому.

Л и т е р а т у р а

1. Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Исследование поперечных колебаний управляемых колес трактора. – Тракторы и сельхозмашины, 1965, № 5. 2. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. – М., 1955. 3. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неавтономных систем. – М., 1967. 4. Ясюкович Э.И. Автоматизация обработки и анализа результатов моделирования динамики движения транспортных средств на упругих пневматиках с применением ЭВМ. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Мн., 1979, вып. 14. 5. Мельников А.А. Некоторые вопросы проектирования и исследования подвески автомобиля. – Горький, 1973.

УДК 621.431

Г.М.Кухаренок, Д.М.Пинский,
В.А.Рожанский, В.И.Хатянович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФОРСУНКИ ФД-22 С ИЗМЕНЕННОЙ СИСТЕМОЙ ОТВОДА ТОПЛИВА ИЗ ПОЛОСТИ ПРУЖИНЫ

Улучшение технологичности форсунок и снижение затрат металлов на изготовление топливной системы дизелей может быть достигнуто совершенствованием системы отвода топлива из полости пружины, просочившегося в процессе впрыска между иглой и корпусом распылителя.

Возможный путь улучшения этой системы – применение форсунки с перепуском просочившегося между иглой и распылителем топлива в полость высокого давления через обратный клапан.

Конструкция такой форсунки, изготовленной на Вильнюсском заводе топливной аппаратуры, показана на рис. 1.

Задача настоящей работы – исследование работоспособности форсунки с обратным шариковым клапаном.

Методика испытаний включала: определение показателей впрыска топлива на безмоторной установке при работе с насосами УТН-5 и НД-21; сравнительные испытания серийной и

опытной форсунок на одноцилиндровой установке с размерностью дизеля Д-240. При этом измерялось давление в полости пружины форсунки тензодатчиком и в топливопроводе высокого давления давлением пьезокварцевым датчиком.

Индицирование одноцилиндровой установки осуществлялось пьезоэлектрическим индикатором конструкции ЦНИДИ. При индицировании двигателя снимались как диаграммы единичных циклов с высокой скоростью развертки, так и диаграммы ряда последовательных циклов (15-20) с малой скоростью развертки - "гребенка" диаграмм. При обработке результатов индицирования определялась неравномерность протекания рабочих циклов по величине среднего максимального давления.

Испытания опытных форсунок с перепускным клапаном на безмоторном стенде с насосом УТН-5 показали, что форсунки работают при частотах вращения вала насоса 600-1100 об/мин. При этом давление в полости пружины устанавливается приблизительно равным остаточному давлению в топливопроводе плюс усилие затяжки пружины клапана. В процессе впрыска это давление несколько повышается за счет дополнительного сжатия топлива поднимающейся иглой.

Так, при $n = 1100$ об/мин и усилие затяжки шарикового клапана 0,5 МПа среднее давление в полости пружины равно 10,0 МПа, максимальное давление в полости 11,8 МПа, оста-

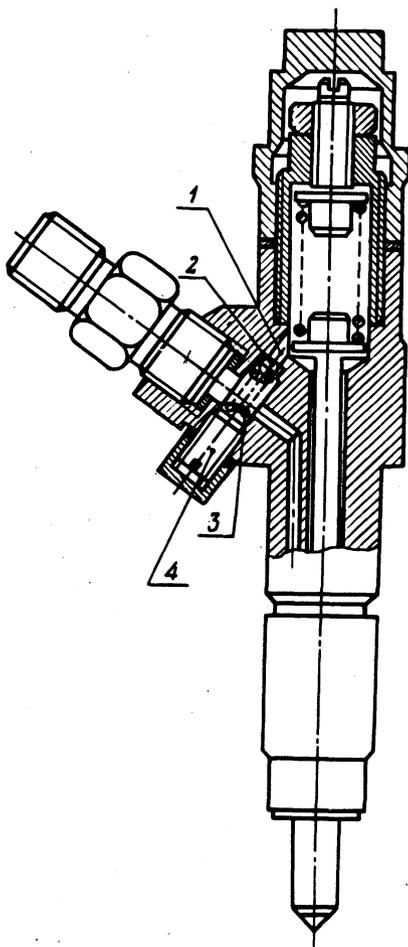


Рис. 1. Форсунка ФД-22 с перепускным шариковым клапаном: 1 - перепускной канал; 2 - шариковый клапан; 3 - пружина; 4 - регулировочный винт.

точное давление в топливопроводе 9,6 МПа, максимальное давление впрыска 33,5 МПа.

Снижение частоты вращения вала топливного насоса до значений менее 600 об/мин приводило к заклиниванию иглы форсунки.

Анализ результатов измерения давления в нагнетательном топливопроводе и полости пружины показал, что заклинивание форсунки при малой частоте вращения связано с тем, что при уменьшении оборотов растет остаточное давление в нагнетательном трубопроводе. Оно удерживает клапан в закрытом состоянии, что приводит к росту давления в полости пружины. В результате в последующих циклах растет давление начала впрыска, давление в полости пружины и остаточное давление. Этот процесс быстро развивается, и подача топлива прекращается. Так, в момент заклинивания иглы форсунки при $n = 350$ об/мин давление в полости пружины равно 26,0 а остаточное давление в топливопроводе 24,0 МПа.

Предварительные исследования позволили сделать вывод о невозможности работы опытных форсунок с насосом УТН-5, поэтому испытания с этим насосом на двигателе не проводились.

Были проведены безмоторные испытания опытной и серийной форсунок с насосом НД-21. Отличительной особенностью системы топливоподачи этого насоса является наличие наряду с нагнетательным клапаном обратного перепускного клапана, обеспечивающего разгрузку нагнетательного топливопровода до определенного давления.

В результате безмоторных испытаний установлено, что при изменении частоты вращения вала насоса от 125 до 1100 об/мин и неизменном положении дозатора наибольшая цикловая подача топлива обеспечивается серийной форсункой (рис. 2). Так, при $n = 1100$ об/мин подача топлива серийной форсункой составила 59 мг/цикл, опытной при затяжке перепускного клапана 5 МПа – 57 мг/цикл. Разница в величинах цикловой подачи топлива форсунками с уменьшением частоты вращения изменяется незначительно.

Увеличение усилия затяжки пружины перепускного клапана ведет к некоторому снижению цикловой подачи топлива. Так, при $n = 1100$ об/мин увеличение этого усилия с 0,5 до 3,0 МПа приводит к снижению цикловой подачи топлива с 57 до 55 мг/цикл.

Изменение системы отвода топлива из полости пружины при неизменных положениях дозатора и частоте вращения вала насоса вызывает изменение действительного угла опережения

впрыска топлива. Величина этого угла с опытной форсункой меньше, чем с серийной (рис. 2).

Отмеченное снижение цикловой подачи и действительного угла опережения впрыска топлива с опытной форсункой по сравнению с серийной связано с наличием давления в полости пружины. На исследованных режимах определялась величина этого давления, а также давления в нагнетательном топливопроводе. С изменением системы отвода просочившегося топлива максимальное давление впрыска при неизменном режиме работы практически не меняется.

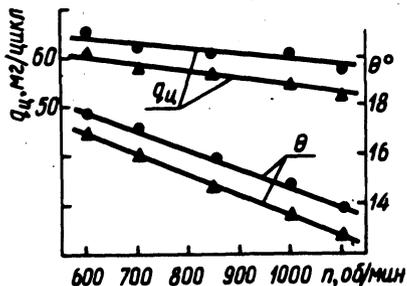


Рис. 2. Зависимость величины цикловой подачи топлива и действительного угла опережения впрыска топлива от частоты вращения вала топливного насоса при постоянном положении дозатора:

● — форсунка серийная; ▲ — форсунка с клапаном, $P_{кл} = 5$ МПа.

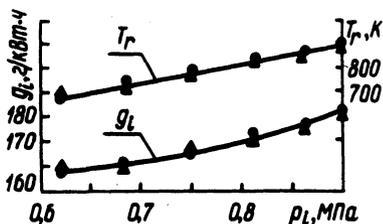


Рис. 3. Нагрузочная характеристика при $n = 2200$ об/мин:

● — форсунка серийная; ▲ — форсунка с клапаном.

Остаточное давление в трубопроводе при повышении частоты вращения вала насоса увеличивается. С применением опытных форсунок остаточное давление несколько выше, чем с серийным. Эта разница уменьшается с уменьшением частоты вращения вала насоса. Так, для форсунки с $p_{кл} = 0,5$ МПа при $n = 1100$ об/мин она равна 0,7 МПа, при $n = 600$ об/мин — 0,5 МПа.

На следующем этапе работы были выполнены сравнительные испытания форсунок с насосом НД-21 на одноцилиндровой установке. Предварительно снимались характеристики по углу опережения впрыска топлива при $n = 2200$ об/мин и $p_i = 0,9$ МПа. Оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива при работе одноцилиндровой установки с серийной форсункой получен равным 29° до ВМТ, а с опытной 32° до ВМТ.

Показатели работы двигателя с серийной и опытной форсунками сравнивались при работе по нагрузочным характеристикам при $n = 1200; 1400; 1700; 2000$ и 2200 об/мин. Для каждой форсунки характеристики снимались при неизменных установочных углах опережения впрыска топлива, соответствующих получению оптимальных показателей на номинальном режиме. Нагрузочная характеристика, снятая при $n = 2200$ об/мин, приведена на рис. 3.

Анализ нагрузочных характеристик показывает, что обе форсунки обеспечивают практически одинаковую экономичность во всем диапазоне нагрузок.

На номинальном режиме работы ($n = 2200$ об/мин, $P_i = 0,9$ МПа) удельный индикаторный расход топлива с серийной и опытной форсунками равен 181 г/кВт.

Изменение усилия затяжки шарика от $0,5$ до $3,0$ МПа также практически не влияет на экономичность двигателя.

Проведено индицирование двигателя с серийной и опытной форсунками. Результаты обработки индикаторных диаграмм представлены в табл. 1. Для опытной форсунки $P_{кл} = 0,5$ МПа.

Таблица 1. Результаты исследования процесса сгорания

Показатели	Форсунка	Режим работы		
		$n =$	$n =$	$n =$
		$=1200$ об/мин	$=1700$ об/мин	$=2200$ об/мин
		$P_i =$ $=0,82$ МПа	$P_i =$ $=0,885$ МПа	$P_i =$ $=0,9$ МПа
Максимальное давление	Серийная	7,6	7,9	7,6
P_{max} , МПа	Опытная	7,4	8,1	7,4
Скорость нарастания давления	Серийная	1,27	1,0	0,76
$\frac{dp}{d\varphi}$, МПа/град	Опытная	1,18	0,92	0,76
Угол опережения воспламенения, град до ВМТ	Серийная	3,2	6,3	2
	Опытная	3,4	6,8	2
Степень неравномерности последовательных циклов	Серийная	0,016	0,029	0,0245
	Опытная	0,016	0,018	0,016

Как видно из таблицы, P_{\max} и $dp/d\varphi$ при использовании различных форсунок не изменяются. Так, при $p_i = 0,9$ МПа и $n = 2200$ об/мин для серийной форсунки $P_{\max} = 7,0$ МПа, $p_i = 0,76$ МПа/град, для форсунки с перепуском топлива $P_{\max} = 7,4$ МПа, $p_i = 0,8$ МПа/град.

Момент воспламенения топлива во всех случаях получился практически одинаковым. Степень неравномерности рабочего процесса для испытанных форсунок не превышала 3%, что свидетельствует об устойчивой работе двигателя с этими форсунками.

Выводы 1. С насосом УТН-5 опытные форсунки с обратным клапаном на средних и малых частотах вращения вала насоса не работают.

2. С насосом НД-21 опытные форсунки работают в исследованном диапазоне частоты вращения вала насоса (150-1100 об/мин).

3. При работе опытных форсунок с насосом НД-21 и неизменном положении дозатора насоса уменьшается цикловая подача и действительный угол опережения впрыска топлива, что связано с наличием давления в полости пружины.

4. Установочный угол опережения впрыска топлива при применении опытных форсунок на 3° п.к.в. больше, чем для серийных.

5. Показатели рабочего цикла и процесса сгорания дизеля Д-240 при применении опытных и серийных форсунок с насосом НД-21 в диапазоне частот вращения коленчатого вала от 1200 до 2200 об/мин практически одинаковы.

УДК 621.431.631

Б.Е.Пышкин

ПРИБОР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

Совершенствование конструкции автомобильного дизеля требует знания его нагруженности в реальных условиях эксплуатации. Эксплуатационный режим работы двигателя можно оценить по развиваемому крутящему моменту M и частоте вращения коленчатого вала n . Непосредственное измерение крутящего момента двигателя на автомобиле представляет определенную трудность. В связи с этим используются косвенные

методы, одним из которых является использование зависимости крутящего момента от цикловой подачи топливного насоса высокого давления. В свою очередь цикловая подача ТНВД определяется положением рейки и частотой вращения кулачкового вала. В частности, на Ярославском моторном заводе по такому методу было проведено режимометрирование большого количества автомобилей.

На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" БПИ изготовлен прибор, основанный на указанном выше принципе определения крутящего момента. Оттарировав его на стенде по положению рейки и частоте вращения, можно проводить ходовые испытания по определению нагрузочного режима работы дизеля.

Прибор — электронно-счетный, он предназначен для непосредственного измерения и регистрации частоты вращения коленчатого вала и положения рейки топливного насоса.

Косвенным путем, после соответствующей тарировки, можно получить значения крутящего момента двигателя, эффективной мощности и расхода топлива.

Для определения этих величин используется запись функций

$$M = f(\Delta g_{II}) = f_1(n, h_p); \quad N_e = f_2(n, h_p);$$

$$G_T = f_3(n, h_p)$$

на блоке регистрации. Здесь Δg_{II} — цикловая подача насоса; h_p — положение рейки; N_e — эффективная мощность двигателя; G_T — расход топлива. Регистрация измерения (в цифровом виде) производится непосредственно на электромеханических счетчиках.

Блок-схема прибора показана на рис. 1. Ее основные узлы; датчик частоты вращения, датчик положения рейки, схема управления, счетчик частоты вращения, частотный счетчик положения рейки, блок регистрации.

Входные элементы прибора — датчик частоты вращения КВД 3-12 и индуктивный датчик положения рейки. КВД 3-12 представляет собой индукционный датчик с встроенным усилителем сигнала. Датчик срабатывает при введении зуба металлического диска в паз головки. Диск может быть установлен на любой вращающийся вал двигателя. Датчик положения рейки — это катушка, индуктивность которой изменяется перемещением ферритового сердечника, жестко связанного с рейкой. Датчик включен в LC генератор, в котором изменение индуктивности катушки L преобразуется в электрические колебания. Частота

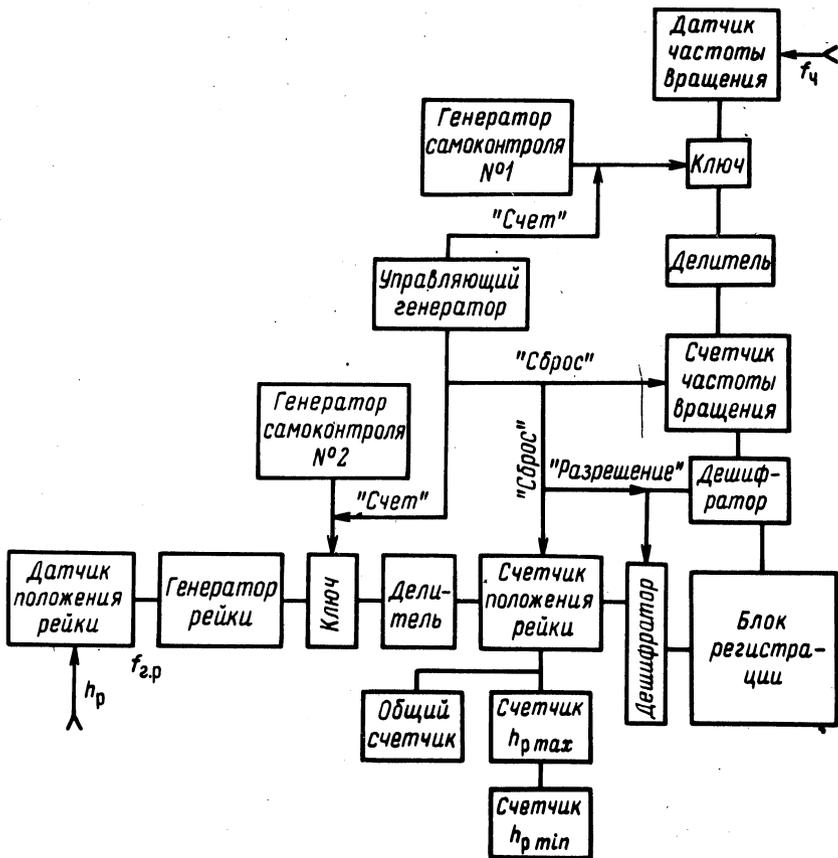


Рис. 1. Блок-схема прибора.

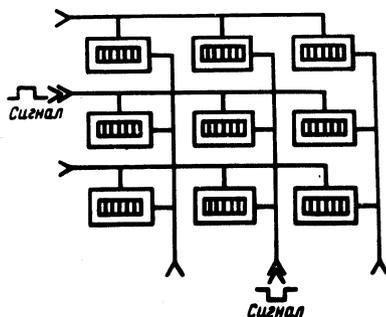


Рис. 2. Схема соединения электромеханических счетчиков в блок регистрации.

генерируемых колебаний пропорциональна перемещению сердечника.

При работе датчиков на входе прибора появляются два сигнала определенной частоты: $f_{\text{ч}}$ — непосредственно частота вращения и $f_{\text{Г.р}}$ — частота генератора рейки.

Схема управления формирует сигналы, управляющие работой счетчиков частоты вращения и положения рейки. Управляющий генератор и делители вырабатывают сигналы "начало" и "конец" счета по рейке и частоте вращения, формируют сигналы "разрешение" и "общий сброс" счетчиков для возвращения их в исходное состояние. Для проверки работоспособности счетчиков предусмотрены два контрольных генератора, которые в режиме самоконтроля прибора имитируют работу датчиков.

Блок регистрации предназначен для записи информации в виде рядов распределения N_e , M , G_T , h_p по частоте вращения. Блок собран на шестизрядных электромеханических счетчиках БЕ-1р-6 с максимальной частотой срабатывания 25 Гц. Электромеханические счетчики соединены так, что при подаче сигнала одновременно на строку и столбец срабатывает только один счетчик (рис. 2). Всего в блоке имеется десять столбцов ЭМС, соответствующих десяти уровням по частоте вращения, и десять строк ЭМС, соответствующих уровням по положению рейки.

Счетчик частоты вращения предназначен для анализа скоростного режима работы двигателя, формирования информационного сигнала и передачи его на соответствующий столбец блока регистрации. Он представляет собой ключ, построенный на логическом элементе, делитель частоты, собственно счетчик частоты на триггерах и дешифратор. Ключ при наличии сигнала "начало" счета разрешает прохождение сигнала от датчика частоты вращения к делителю и счетчику. В зависимости от состояния триггеров счетчика дешифратор выбирает определенный столбец блока регистрации. На выходе дешифратора сигнал появляется только при наличии "разрешения" схемы управления.

Счетчик положения рейки предназначен для анализа положения рейки, формирования информационного сигнала и передачи его на соответствующую строку блока регистрации. Работа этого счетчика происходит так же, как и счетчика частоты вращения.

В схеме прибора предусмотрен счетчик общего количества импульсов, т.е. времени испытания двигателя, и отдельные счетчики для фиксирования времени его работы при положениях рейки 0-10% и 90-100% подачи топлива.

Питание прибора осуществляется от бортовой сети автомобиля напряжением 24 В.

Строки и столбцы блока регистрации разбивают поле возможных режимов работы дизеля на сто зон. Каждой зоне соответствует отдельный электромеханический счетчик, который регистрирует время работы двигателя в этой зоне с частотой 6 Гц. Зная общее время испытания, можно определить вероятность работы двигателя в каждой зоне и построить кривые плотности распределения вероятности по крутящему моменту, частоте вращения, положению рейки, мощности и расходу топлива.

Прибор можно использовать также для регистрации других характеристик дизеля, связанных с указанными параметрами. Например, тепловое состояние двигателя внутреннего сгорания определяется нагрузочным режимом его работы, эффективностью системы охлаждения и температурой окружающей среды. Следовательно, имея возможность оттарировать прибор по параметрам работы системы охлаждения и двигателя в целом – по температурам и расходам охлаждающей жидкости, смазочного масла, выхлопных газов и расходу топлива, – можно получить теплораспределительные характеристики двигателя в реальных условиях эксплуатации автомобиля.

УДК 621.434.15

В.А.Рожанский, Ч.Б.Дробышевский

НЕКОТОРЫЕ ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ Д-240

Как известно, работы по улучшению экономичности дизелей в настоящее время ведутся как в направлении снижения условных механических потерь на трение, так и в направлении улучшения индикаторного КПД η_i .

Индикаторный КПД дизеля может быть улучшен путем увеличения относительного объема камеры в поршне v_k/v_c , коэф-

фициента наполнения η_v , интенсификации процесса сгорания с целью уменьшения его продолжительности. В этом плане на двигателе Д-240 были проведены исследования с целью использования имеющихся в нем резервов улучшения индикаторных показателей.

Величины V_k/V_c и η_v находятся в тесной связи между собой и поэтому зачастую увеличение одной влечет уменьшение другой. Исследования, проведенные на ММЗ и в НАТИ [1], показали, что влияние на рабочий процесс дизеля изменения η_v и V_k/V_c в пределах, соответствующих значениям для современных дизелей, равнозначно. Поэтому для оценки эффективности использования воздуха в двигателе был предложен показатель эффективности использования воздуха

$$\Phi = \eta_v \frac{V_k}{V_c}$$

Достижение максимального значения показателя Φ обеспечивает получение оптимального сочетания η_v и V_k/V_c и, следовательно, повышение индикаторного КПД дизеля.

Подбор оптимальных значений величин η_v и V_k/V_c для получения максимальной величины показателя Φ производился следующим образом. На двигателе устанавливалась головка цилиндров с заведомо завышенным утопанием клапанов, а затем изменялись фазы перекрытия или ход клапанов с одновременным расчетом необходимой величины утопания клапанов, а значит V_k/V_c . После этого строился график изменения Φ в зависимости от утопания клапанов и находилось значение $\Phi_{\text{макс}}$, по которому выбирались фазы перекрытия выпускного и впускного клапанов и утопание клапанов, обеспечивающие максимальное возможное для данной конструкции двигателя использование воздуха.

На рис. 1 представлена зависимость удельного индикаторного расхода топлива g_i от величины показателя использования воздуха Φ . Увеличение Φ на 0,03 снижает индикаторный расход топлива примерно на 7 г/кВт·ч.

При анализе возможности дальнейшего повышения отношения было отмечено, что у дизеля Д-240, как и у других двигателей с водяным охлаждением и сменными гильзами цилиндров, неизбежны дополнительные вредные объемы и поверхности в зоне газового стыка, которые принципиально должны ухудшать показатели рабочего цикла двигателя. Устранение этих объемов ΔV и поверхностей ΔF_1 , ΔF_2 было достигнуто установкой уплотнительных колец (рис. 2). Это привело к увеличению отношения V_k/V_c с 0,75 до 0,765, степени сжатия с 15,85 до 16,25, уменьшило относительную поверхность камеры сгорания $\frac{F_c + F_\varphi}{F_c}$ на 14% и обеспечило снижение удельного расхода

Рис. 1. Зависимость индикаторного расхода топлива от показателя эффективности и использования воздуха при $P_i = 0,9$ МПа, $n = 2200$ об/мин.

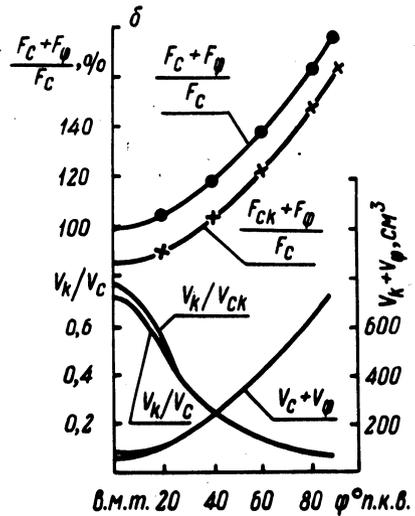
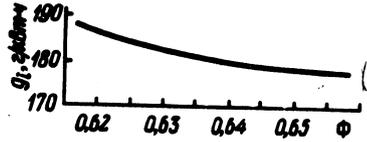
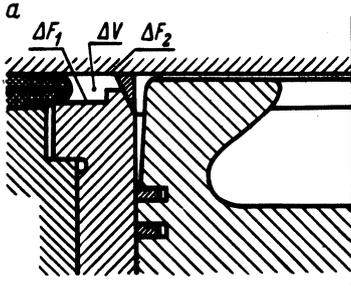
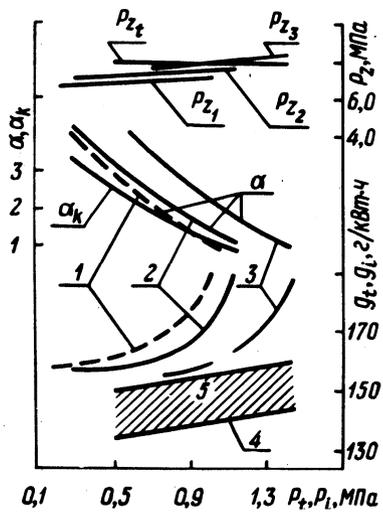


Рис. 2. Вредные объемы ΔV и поверхности ΔF_1 и ΔF_2 в зоне газового стыка дизеля Д-240 (а); характер изменения поверхности камеры сжатия и относительного объема камеры (б); \circ — уплотнение газового стыка в штатном исполнении; \times — уплотнение газового стыка в опытном исполнении.

Рис. 3. Значение ряда параметров термодинамического и действительного цикла в зависимости от среднего давления цикла:

1 — значения g_i и α действительного цикла серийного дизеля Д-240; 2 — значения g_i и α действительного цикла опытного дизеля Д-240; $V_K/V_C = 0,765$, $\eta_V = 0,875$, $\phi = 0,67$; 3 — значения g_i и α при $V_K/V_C = 1,0$; $\eta_V = 1,0$; $\phi = 1,0$; 4 — зависимость g_t от P_t ; 5 — потери тепла в охлаждающую воду действительного цикла.



топлива при $n = 2200$ об/мин практически во всем диапазоне изменения нагрузки: при $P_i = 0,5$ МПа q_i уменьшилось на $1,5$ г/кВт·ч, а при $P_i = 0,9$ МПа на 5 г/кВт·ч. На частичных скоростных режимах экономичность улучшается еще в большей степени.

Дальнейшая интенсификация процессов смесеобразования и сгорания была получена при применении спрофилированной термостойкой вставки с радиусом кромки $0,3-0,5$ мм в горловине камеры сгорания. При этом повысилась интенсивность мелко-масштабной турбулизации за счет срыва потока газов с острой кромки на тактах сжатия и расширения. Применение вставки снизило удельный расход топлива в зависимости от нагрузки от 3 до 5 г/и.кВт·ч при $n = 2200$ об/мин. Оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива уменьшился на $1,5^\circ$ п.к.в.

Для определения возможности увеличения наполнения двигателя проведены исследования аэродинамических характеристик впускных и выпускных каналов. В результате подбора диффузоров для впускного и выпускного каналов и уточнения проточных частей получено увеличение среднего значения отношения эффективного проходного сечения μf к площади поршня F на 4 и 10% соответственно. Применение улучшенных впускных и выпускных каналов обеспечило при $n = 2200$ об/мин, $N_e = 59$ кВт повышение η_v до $0,02$ и снижение g_e на 4 г/кВт·ч.

Для оценки достигнутого индикаторного расхода топлива и возможных резервов по дальнейшему улучшению экономичности дизеля Д-240 на рис. 3 показаны характер изменения $g_i = f(P_i)$, кривая 1, серийного дизеля, кривая 2 при $V_k / V_c = 0,765$; $\eta_v = 0,875$; $\varepsilon = 16$ и при $V_k / V_c = 1,0$; $\eta_v = 1,0$ и $\varepsilon = 16$, кривая 3, а также характер изменения термодинамического цикла (4), определенный, согласно работе [2], при следующих ограничениях: скорость нарастания давления $\Delta P / \Delta \varphi = 0,4$ МПа/град, $P_z = 0,8$ МПа, продолжительность теплоподвода $\varphi_o = 27,5$ п.к.в., угол поворота коленчатого вала до в.м.т., соответствующий началу подвода тепла в теоретическом цикле $\varphi_z = 3^\circ$ п.к.в. Степень сжатия и характер изменения α взяты из реального цикла. Потери тепла в охлаждающую среду в период тепловыделения и расширения оцениваются для быстроходных дизелей около $6,4\%$ от подведенного тепла [3], что составит 19 г/кВт·ч, заштрихованная область 5.

Следовательно, зона между кривой 3 и заштрихованной областью 5 представляет те резервы, которые можно найти при "идеальной" организации рабочего цикла.

Таким образом, можно прогнозировать возможность получения на дизеле с камерой в поршне размерностью 125x110 мм при $P_i = 0,9-1,0$ МПа, g_i на уровне 163 г/кВт·ч и минимального удельного эффективного расхода топлива 205-210 г/кВт·ч.

Л и т е р а т у р а

1. Володин В.М., Давыдков Б.И. Некоторые возможности улучшения показателей дизелей с камерой сгорания, расположенной в поршне. - Тракторы и с.-х. машины, 1970, № 12.
2. Файнлейб Б.Н. Анализ термодинамического цикла быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия. - Тр. ЦНИТА 1964, вып. 20.
3. Рикардо Г.Р. Быстроходные дизели внутреннего сгорания. - М., 1960.

УДК 621.434.038

В.И.Тимончик, В.И.Караченцев

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАГНИТОСТРИКЦИОННЫХ ТОПЛИВНЫХ НАСОС-ФОРСУНОК НА БЫСТРОХОДНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В развитии производства автомобильных двигателей существует тенденция к повышению быстроходности этих двигателей, что обусловлено стремлением улучшить их весогабаритные, экономические и динамические показатели. Это, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к системам питания. Наряду с улучшением традиционных карбюраторных систем все большее значение приобретает создание принципиально новых систем питания, в частности систем впрыска с электронным управлением, которые позволяют наиболее точно программировать подачу топлива на всех режимах работы двигателя.

Несмотря на широкое распространение электронного впрыска в современном автомобилестроении, многие вопросы, связанные с конструкцией аппаратуры, окончательно не решены. Наиболее трудно создать исполнительный орган системы впрыска - форсунку.

Существующие форсунки с электромагнитным приводом обладают принципиальным недостатком - инерционностью, связанной

с намагничиванием и последующим размагничиванием сердечника [1]. Большие трудности в связи с инерционностью электромагнитных форсунок возникают при попытках реализовать их на двухтактных бензиновых двигателях [2].

В данной статье теоретически исследуется возможность применения на автомобильном быстроходном двигателе магнито-стрикционной топливной насос-форсунки, разработанной в МАИ [3].

Насос-форсунка, согласно [3], представляет собой конструкцию, расчетная схема которой показана на рис. 1. Цилиндрическая оболочка изготовлена из биметалла с разным эффектом магнитострикции в слоях: наружный слой - из никеля, а внутренний - из сплава 49КФ. Таким образом, при прохождении управляющего импульса по катушке возбуждения, которая надета на корпус, боковая поверхность деформируется внутрь и при этом происходит впрыск топлива. При снятии управляющего импульса силы упругости возвращают боковую поверхность в начальное положение, чем обеспечивается заполнение объема насос-форсунки топливом.

Рассмотрим процесс истечения топлива и определим зависимости давления и количества вытекающего топлива от времени, т.е. функции $p = f(t)$ и $m = f(t)$. Для упрощения изложения допустим, что боковая поверхность набрана из малых пластинок шириной a и длиной h , т.е. представляет собой n -угольную призму. Условие равновесия каждой грани призмы запишем в виде

$$pS + F_{\text{упр}} = F_{\text{вн}}, \quad (1)$$

где $S = ah$ - площадь грани призмы; $F_{\text{упр}}$ - сила упругости изогнутой грани; $F_{\text{вн}}$ - сила, развиваемая деформированной биметаллической гранью.

$$F_{\text{упр}} = ky, \quad (2)$$

где k - коэффициент упругости; y - прогиб грани в среднем сечении.

Переходя к давлению, перепишем уравнение (1) в виде

$$p + \frac{F_{\text{упр}}}{S} = \frac{F_{\text{вн}}}{S} = p_{\text{вн}} \quad (3)$$

Считая жидкость внутри форсунки несжимаемой, можно сказать, что величина прогиба y пропорциональна объему вытекающего топлива ΔV . Заменив объемы параболических цилиндров объемами призм, ввиду малости y получим

$$\Delta V = \frac{1}{2} n a y h = \frac{1}{2} n S y = \frac{1}{2} S_{\text{бок}} y,$$

где n - число граней призмы; $S_{\text{бок}}$ - площадь боковой поверхности биметаллической оболочки.

Из полученного выражения найдем величину прогиба

$$y = \frac{2}{S_{\text{бок}}} \Delta V. \quad (4)$$

Масса вытекающего топлива, очевидно, будет

$$m = \rho \Delta V,$$

где ρ - плотность топлива.

В таком случае величина прогиба может быть представлена как

$$y = \frac{2}{\rho S_{\text{бок}}} m. \quad (5)$$

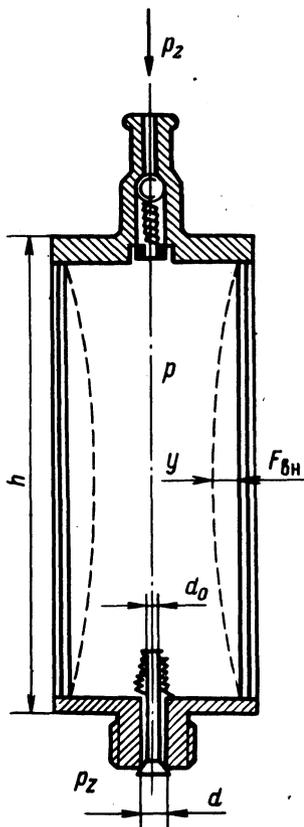


Рис. 1. Расчетная схема насос-форсунки.

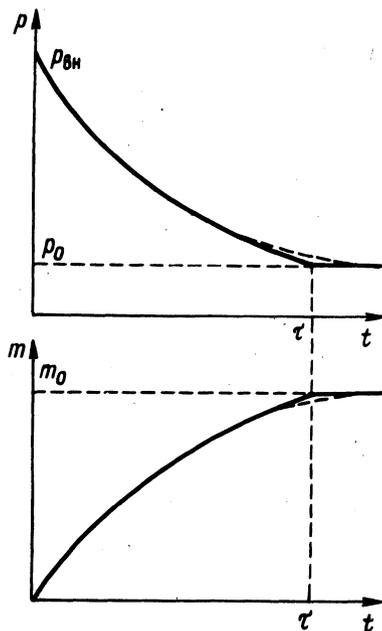


Рис. 2. Графики функций $p = f(t)$ и $m = f(t)$.

Подставляя выражения (2) и (5) в (3), получим

$$p + k \frac{2m}{\rho S_{\text{бок}} S} = p_{\text{вн}},$$

так как $S_{\text{бок}} = n S$,

$$p = p_{\text{вн}} - \frac{2kn}{\rho S_{\text{бок}}^2} m. \quad (6)$$

Предполагая, что открытие запорного органа распылителя происходит под действием гидравлического удара, считаем, что истечение топлива происходит при полностью открытом отверстии распылителя, т.е. отсутствует дросселирование потока топлива запорным органом. Истечение, естественно, происходит при условии, что давление внутри форсунки p превышает давление p_0 открытия запорного органа.

Расход топлива в данном случае запишем [4] следующим образом:

$$Q = \frac{dm}{dt} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p - p_z} \quad \text{при } p > p_0; \quad (7)$$

$$Q = m \quad \text{при } p \leq p_0,$$

где μ - коэффициент расхода; f - площадь отверстия распылителя; p - давление внутри форсунки; p_z - давление среды, в которую происходит вырыск.

Дифференцируя (6) при условии, что $p_{\text{вн}}$ не изменится во времени, получим

$$\frac{dm}{dt} = - \frac{dp}{dt} \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{2kn}. \quad (8)$$

Подставив выражение (8) в (7) и полагая $p_z = 0$, имеем

$$\frac{dp}{dt} = - \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{2kn}{\rho S_{\text{бок}}^2} \sqrt{p} \quad \text{при } p > p_0; \quad (9)$$

$$\frac{dp}{dt} = 0 \quad \text{при } p \leq p_0$$

Интегрируя выражение (9) в пределах, получим

$$p = \left(\sqrt{p_{\text{вн}}} - \frac{n k \mu f}{\rho S_{\text{бок}}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} t \right)^2 \quad \text{при } t < \tau; \quad (10)$$

$$p = 0 \quad \text{при } t \geq \tau,$$

где

$$\tau = \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{n k \mu f} \sqrt{\frac{\rho}{2}} (\sqrt{p_{\text{вн}}} - \sqrt{p_0}).$$

Масса вытекающего топлива из выражений (10) и (6)

$$m = \mu f t \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\sqrt{p_{\text{вн}}} - \frac{n k \mu f}{\rho S_{\text{бок}}^2 \sqrt{2\rho}} t \right) \quad \text{при } t < \tau; \quad (11)$$

$$m = \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{2 k n} (p_{\text{вн}} - p_0) = m_0 \quad \text{при } t \geq \tau.$$

Графики функций $p = f(t)$ и $m = f(t)$ приведены на рис.2.

Учитывая, что один и тот же двигатель на одном и том же режиме независимо от типа топливной форсунки потребляет одинаковое количество топлива за цикл, можно сравнить быстродействие рассматриваемой насос-форсунки с электромагнитной форсункой, получившей наибольшее распространение на автомобильных двигателях с впрыском бензина, если считать, что характеристики распылителей одинаковы.

Впрыск топлива магнитоstrictionной насос-форсункой осуществляется в конечный период времени

$$\tau = \frac{\rho S_{\text{бок}}^2}{n k \mu f} \sqrt{\frac{p}{2}} (\sqrt{p_{\text{вн}}} - \sqrt{p_0}). \quad (12)$$

Впрыск топлива электромагнитной форсункой осуществляется непрерывно в период открытого состояния запорного органа [1].

$$m_{\text{эм}} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2},$$

где $m_{\text{эм}}$ — масса впрыснутого топлива; p_2 — давление насоса подкачки (равно давлению впрыска для электромагнитной форсунки).

Время подачи массы топлива m_0 электромагнитной форсункой равно

$$\tau_{\text{эм}} = \frac{m_0}{\mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2}}. \quad (13)$$

Подставляя выражение (11) в (13) и используя формулу (12), получим

$$\frac{\tau}{\tau_{\text{эм}}} = \frac{2 \sqrt{p}}{\sqrt{p_{\text{вн}}} + \sqrt{p_0}}. \quad (14)$$

Из формулы (14) видно, что двукратное повышение давления открытия запорного органа p_0 ($p_0 = 2p_2$) и внешнего давления $p_{\text{вн}}$ ($p_{\text{вн}} = 2p_0$) позволяет сократить время подачи равной массы топлива магнитоstrictionной насос-форсункой бо-

лее чем в 1,7 раза по сравнению с электромагнитной форсункой.

На основании изложенного можно сделать вывод о возможности использования магнитострикционной насос-форсунки на быстроходных автомобильных двигателях с электронным регулированием подачи топлива.

Л и т е р а т у р а

1. Будыко Ю.И. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. - Л., 1975. 2. Кюнчер Ф. Некоторые результаты развития работ по электронно управляемой системе впрыска топлива. - В кн.: Процессы смесеобразования и сгорания в быстроходных двигателях внутреннего сгорания. Всесоюз. конф. М., 1973. 3. А.с. 253484 (СССР). Насос-форсунка / Моск. авиац. ин-т им. С.Орджоникидзе. Авт. изобрет. В.Г.Базаров. - Заявл. 22.11.66. № 1115650/24-6. Оpubл. в Б.И. 1970, № 13, МКИ F 02 m 57/02. 4. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Под ред. проф. А.С.Орлина. - М., 1972.

УДК 621.436.038

С.Н.Явнишкис

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ

При проектировании и доводке форсунок возникает необходимость исследовать влияние ее конструктивных элементов на процесс топливоподачи. Для этой цели рекомендуется использовать математическую модель, в основу которой положена гидравлическая схема, приведенная на рис. 1. На схеме в качестве частного случая показан гидравлический тракт распределительного топливного насоса, расчет которого можно производить по методике И.В.Астахова [1, 2] или методике, изложенной в работах [3, 4].

Как видно, из схемы, нагнетательный тракт форсунки имеет сложную, разветвленную сеть, состоящую из дополнительных объемов, местных гидравлических сопротивлений в сетчатом фильтре, конусной части в сопловом аппарате, т.е. это трубопровод с изменяющимся диаметром и разветвлениями, пример расчета которого приведен в работе [2]. По длине такого тру-

бопровода нарушается характер течения топлива, изменяются значения амплитуд прямых и отраженных волн давления, которые можно получить, используя гидродинамические уравнения, выведенные Н.Е.Жуковским [5] при исследовании гидравлического удара в трубах. При этом топливный тракт форсунки разделяется на отдельные конструктивные элементы, определяющие процесс топливоподачи. На границах разделения получаются новые значения амплитуд прямых и отраженных волн. Для каждого сечения топливного тракта форсунки гидродинамические уравнения Н.Е.Жуковского, решение которых по Даламберу имеет вид

$$P_n = P_o + F_n \left(t - \frac{l_n}{a} \right) + W_n \left(t + \frac{l_n}{a} \right); \quad (1)$$

$$C_n = C_o + \frac{1}{\alpha \rho} \left[F_n \left(t - \frac{l_n}{a} \right) + W_n \left(t + \frac{l_n}{a} \right) \right], \quad (2)$$

решаются совместно с уравнениями граничных условий на границах разделения конструктивных элементов и уравнением движения топлива через гидравлическое сопротивление.

В общем виде уравнение неразрывности для любого сечения записывается

$$f_n C_n = f_{n+1} C_{n+1}.$$

Уравнение скорости течения топлива через гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$C_m = \mu_m \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_n - P_{n+1}}. \quad (3)$$

С учетом изложенного расчет процесса топливоподачи сводится к составлению граничных условий для каждого сечения, обозначенного на рис. 1

Для сечения 1-1

Уравнение неразрывности для сечения 1-1 запишется в виде

$$f_T C_T = f_{ш} C_1.$$

В этом уравнении скорости C_T и C_1 выразим через волны давления с помощью формул Даламбера [3]

$$C_T = \frac{P_1 + 2W_1 \left(t + \frac{l_1}{a} \right) - P_o}{\alpha \rho};$$

$$C_1 = \frac{P + 2W_2(t) - P_o}{\alpha \rho}.$$

Решение относительно $P_1 - P_o$; $F_2(t)$ и $W_1 \left(t + \frac{l_1}{a} \right)$

имеет следующий вид:

$$P_1 - P_0 = F_1\left(t - \frac{l_1}{a}\right) - W_1\left(t - \frac{l_1}{a}\right);$$

$$P_1 - P_0 = F_2(t) - W_2(t);$$

$$P_1 - P_0 = \frac{2}{f_T + f_{\text{ш}}} \left[f_T F_1\left(t - \frac{l_1}{a}\right) - f_{\text{ш}} W_2(t) \right]; \quad (4)$$

$$F_2(t) = \frac{2f_T}{f_T + f_{\text{ш}}} F_1\left(t - \frac{l_1}{a}\right) + \frac{f_T - f_{\text{ш}}}{f_T + f_{\text{ш}}}; \quad (5)$$

$$W_1\left(t + \frac{l_1}{a}\right) = \frac{f_T - f_{\text{ш}}}{f_T + f_{\text{ш}}} F_1\left(t - \frac{l_1}{a}\right) - \frac{2f_T}{f_T + f_{\text{ш}}} W_2(t). \quad (6)$$

Для сечения 2-2

Уравнение неразрывности для сечения 2-2 имеет вид

$$f_{\text{ш}1} C_1 = f_{\text{фш}} C_2.$$

Выразив C_1 через волны давления, используя выражение (2), а C_2 по формуле (3), получим

$$C_1 = \frac{2F_2\left(t - \frac{l_2}{a}\right) + P_0 - P_2}{\alpha \rho};$$

$$C_2 = \frac{\mu_{\text{фш}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} + P_0 - P_2}{\alpha \rho}.$$

$$P_2 - P_0 = 2F_2\left(t - \frac{l_2}{a}\right) - \alpha \rho C_1;$$

$$P_2 - P_0 = 2F_2\left(t - \frac{l_2}{a}\right) - \frac{\alpha \rho \mu_{\text{фш}} f_{\text{фш}}}{f_{\text{ш}1}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_2 - P_3}; \quad (7)$$

$$P_2 - P_0 = F_2\left(t - \frac{l_2}{a}\right) - W_2\left(t + \frac{l_2}{a}\right);$$

$$P_2 - P_0 = F_3(t - W_3);$$

$$W_2\left(t + \frac{l_2}{a}\right) = \alpha \rho \frac{\mu_{\text{фш}} f_{\text{фш}}}{f_{\text{ш}1}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_2 - P_3} - F_2. \quad (8)$$

$$F_3(t) = F_4(t).$$

Аналогично находятся окончательные уравнения для всех сечений 4-4; 5-5; 6-6; 7-7; 8-8; 9-9.

Для сечения 10-10

Дополнительно вводится уравнение

$$C_{и} = \frac{d h_{и}}{dt}. \quad (9)$$

Для сечения 11-11

$$P_{11} - P_{о} = 2F_{11} \left(t - \frac{l_{11}}{a} \right) - \frac{\alpha \rho}{f_{кн}} \left(\mu_{н} f_{н} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{10} - P_{11}} - f'_{и} C_{и} \right); \quad (10)$$

$$W_{11} \left(t + \frac{l_{11}}{a} \right) = W_{10} \left(t - \frac{l_{10}}{a} \right); \quad (11)$$

$$F_{12}(t) = 2F_{11} \left(t - \frac{l_{11}}{a} \right) + W_{12}(t) - \frac{\alpha \rho}{f_{кн}} \left(\mu_{н} f_{н} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{10} - P_{11}} - f'_{и} C_{и} \right). \quad (12)$$

Уравнение движения иглы форсунки записывается с учетом всех сил, действующих на нее:

$$M_{и} \frac{d^2 h_{и}}{dt^2} + \delta h_{и} + P_{фо} (f_{и} - f'_{и}) = (f_{и} - f'_{и}) (P_{10} - P_{о}) + f'_{и} P_{11}. \quad (13)$$

На движение иглы накладываются нелинейные условия:

$$0 \text{ при } h_{ир} \leq 0;$$

$$h_{и} = h_{ир} \text{ при } 0 \leq h_{ир} \leq h_{и \max};$$

$$h_{и \max} \text{ при } h_{ир} \geq h_{и \max}.$$

Для сечения 12-12

$$P_{12} - P_{о} = 2F_{12} \left(t - \frac{l_{12}}{a} \right) - \frac{\alpha \rho}{f_{кн}} \left(\mu_{ко} f_{ко} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{12} - P_{13}} - f_{и} C_{и} \right); \quad (14)$$

$$W_{12} \left(t + \frac{l_{12}}{a} \right) = \frac{\alpha \rho}{f_{кн}} \left(\mu_{ко} f_{ко} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{12} - P_{13}} - f'_{и} C_{и} \right) - F_{12} \left(t - \frac{l_{12}}{a} \right); \quad (15)$$

$$F_{13}(t) = F_{14}(t). \quad (16)$$

Для сечения 13-13

$$P_{13} - P_0 = 2F_{13} \left(t - \frac{l_{13}}{a} \right) - \frac{\alpha \rho}{f_{\text{ап}}} \times$$

$$\times \left(\mu_{\text{ко}} f_{\text{ко}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{12} - P_{13}} - f''_{\text{и}} C_{\text{и}} \right); \quad (17)$$

$$W_{13} \left(t + \frac{l_{13}}{a} \right) = W_{12} \left(t + \frac{l_{12}}{a} \right); \quad (18)$$

$$F_{13}(t) = 2F_{12} \left(t - \frac{l_{12}}{a} \right) + W_{13}(t) - \frac{\alpha \rho}{f_{\text{ап}}} \times$$

$$\times \left(\mu_{\text{ко}} f_{\text{ко}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{12} - P_{13}} - f''_{\text{и}} C_{\text{и}} \right). \quad (19)$$

Для сечения 14-14

$$P_{14} - P_0 = 2F_{14} \left(t - \frac{l_{14}}{a} \right) - \frac{\alpha \rho \mu_{\text{ро}} f_{\text{ро}}}{f_{\text{ап}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{14} - P_{13}}; \quad (20)$$

$$W_{14}(t) = 2\rho \frac{\mu_{\text{ро}} f_{\text{ро}}}{f_{\text{ап}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{14} - P_{13}} -$$

$$- F_{14} \left(t - \frac{l_{14}}{a} \right). \quad (21)$$

Кроме обозначений, приведенных на рис. 1, в вышеуказанных формулах встречаются следующие:

- $F(t)$ и $W(t)$ - величины прямых и отраженных волн в соответствующих сечениях;
- a - скорость распространения звука в топливе;
- ρ - плотность топлива;
- $C_{\text{и}}$ - скорость перемещения иглы распылителя;
- $M_{\text{и}}$ - масса подвижных частей форсунки;
- $f'_{\text{и}}; f''_{\text{и}}; f'''_{\text{и}}$ - площади поперечных сечений конусной части иглы;
- δ - жесткость пружины форсунки;
- $h_{\text{и}}$ - перемещение иглы распылителя;
- $P_{\text{фо}}$ - давление начала подъема иглы распылителя;
- $l_{1...12}$ - длины участков топливного тракта форсунки.

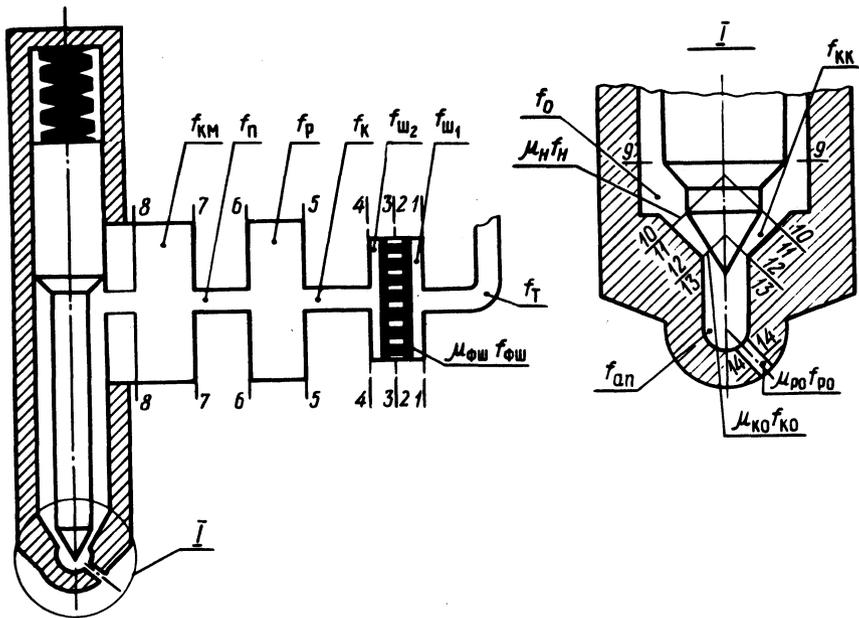


Рис. 1. Принципиальная расчетная схема процесса топливоподачи.



Рис. 2. Сравнение расчетных и экспериментальных данных процесса впрыска топливной аппаратуры дизеля СМД-72:

--- расчетные данные; — опытные данные.

Таким образом, используя одну из известных схем для расчета процесса топливоподачи у насоса и решив предлагаемые уравнения, получаем характеристику процесса впрыска с учетом конструктивных параметров форсунки. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что погрешность расчетного метода гарантирует получение достоверных данных при практических расчетах.

На рис. 2 приведены результаты расчета на ЦВМ "Минск - 32" и результаты осциллографирования топливной аппаратуры двигателя СМД-72.

Л и т е р а т у р а

1. Астахов И.В., Владимиров П.А., Эйдельман Я.А. Основы гидродинамического расчета топливных систем дизелей с насосами распределительного типа. - Тракторы и сельхозмашины, 1969, № 10.
2. Астахов И.В., Трусков В.И. Подача и распыливание топлива в дизелях. - М., 1971.
3. Крук Б.А. Методика гидравлического расчета топливоподдачи дизелей. - Труды ЦНИТА, 1969, вып. 40.
4. Гидравлический расчет распределительной топливной аппаратуры типа НД/Б.А.Крук, Г.П. Ширяев, Н.И.Самусь, В.И.Журбенко. - Труды ЦНИТА, 1971, вып. 48.
5. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. - М.-Л., 1949.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Кокин Г.М. Развитие автомобилестроения Белоруссии . . .	3
Автушко В.П. Математическая модель гидропривода противоблокировочной тормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности	13
Азямова Е.Н., Камоско Е.В., Кислейко П.В., Офенгейм Л.И., Поляков В.И. Влияние радиального зазора на нагруженность радиальных подшипников качения	25
Бартош П.Р. Математическая модель многоконтурного тормозного привода	32
Белоус М.М., Гришкевич А.И. Влияние различных факторов на величину времени переключения передач в системе центральной синхронизации	39
Беляев В.М., Веремеев Н.Н., Ломако Д.М. Сравнение колебаний автомобиля с линейной и нелинейной подвесками . .	44
Буди Яхья. Определение доли движения автомобиля на неустановившемся режиме	48
Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Диденко М.Н., Марамашкин А.В., Чечик В.И. Исследование влияния прицепа на нагруженность трансмиссии автомобиля	52
Капустин В.В., Мочалов В.В. Дорожные испытания противоблокировочной тормозной системы автомобиля грузоподъемностью 750 кН в зимних условиях карьера	58
Книга Н.А. Анализ рабочих характеристик фрикционных сцеплений	63
Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кишкевич П.Н. Исследование циклического режима работы контура пневматического тормозного привода автомобиля	69
Степанов Д.В., Руктешель О.С. К вопросу о методе моделирования движения большегрузных автомобилей на стенде при пониженных мощностях	76
Мамити Г.И. Функциональный расчет барабанных тормозов	80
Андриков Н.Е., Шестакович В.А., Талалова Т.М. К расчету затрат на горюче-смазочные материалы при оптимизации и прогнозировании основных параметров машинно-тракторных агрегатов	91
Артемьев П.П., Лангазов В.Н. Экспериментальные исследования динамических нагрузок привода ВОМ колесного трактора кл. 20 кН (МТЗ-142)	94
Атаманов Ю.Е., Трофименко И.Л. Исследование поворотливости шарнирно-сочлененного трактора	98

Богдан Н.В., Романчик Е.А. Исследование влияния на устойчивость движения тракторного поезда неравномерной работы тормозных механизмов трактора и типа межколесной связи	102
Ванцевич В.В., Лефаров А.Х., Короц Н.П. Алгоритм и решение задачи распределения тяговых сил по колесам блокированной оси на повороте	107
Жуковский Ю.М. Расчет тепловых режимов работы тормозных механизмов тракторов	111
Зеленый П.В., Яцкевич В.В. О влиянии положения остова и ходовой части крутосклонного трактора на его курсовую устойчивость	117
Лапотко О.П., Онегина Н.Я. Метод оценки срока службы рабочей жидкости объемной гидропередачи с помощью ИК-спектроскопии	120
Скойбеда А.Т., Носик А.Ю., Шавель А.А., Степанюк П.Н., Тенетко А.М. О взаимодействии тракторных шин с почвой рисовых чеков	125
Мухин О.А., Руденко Р.Н. Расчет теплового режима кабин подвижных машин методом электро моделирования . . .	128
Ясюкович Э.И., Ким В.А. Моделирование курсовой устойчивости движения колесного трактора на ЭЦВМ	133
Кухаренок Г.М., Пинский Д.М., Рожанский В.А., Хатянович В.И. Исследование работы форсунки ФД-22 с измененной системой отвода топлива из полости пружины . . .	140
Пышкин Б.Е. Прибор для исследования эксплуатационных режимов работы дизеля	145
Рожанский В.А., Дробышевский Ч.В. Некоторые пути совершенствования быстроходного тракторного дизеля Д-240	149
Тимончик В.И., Караченцев В.И. Теоретическое исследование возможности применения магнитострикционных топливных насос-форсунок на быстроходных автомобильных двигателях	153
Явнишкис С.Н. Математическая модель гидродинамического расчета процесса топливоподачи	158

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.431.73

Кокин Г.М. Развитие автомобилестроения Белоруссии. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 3-13.

Излагается история создания автомобильной промышленности в БССР. Рассматриваются периоды разработки новых конструкций автомобилей и освоение их производства.

Отмечается новая форма организации в виде производственного объединения БелавтоМАЗ и производственного научно-учебного объединения БелавтоМАЗ-БПИ.

Освещаются основные задачи объединения БелавтоМАЗ по плану развития народного хозяйства в X пятилетке. - Ил. 4.

УДК 629.113-597.5

Автушко В.П. Математическая модель гидропривода противоблокировочной тормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 13-25.

Разработанная математическая модель описывает динамические процессы, происходящие в гидроприводе противоблокировочной тормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности. Модель учитывает ряд нелинейностей, присущих указанному гидроприводе. Она позволяет исследовать динамику гидропривода при различных схемах установки модуляторов, а также при двух-, трех- и четырехфазовом регулировании давления в исполнительных цилиндрах и тормозного момента, развиваемого тормозными механизмами. - Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 621.822.6

Влияние радиального зазора на нагруженность радиальных подшипников качения / Е.Н.Азямова, Е.В.Камоско, П.В.Кислейко и др. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 25-32.

Установлены основные закономерности влияния радиального зазора и радиальной нагрузки на параметры нагруженности под-

шипника. Даны рекомендации по учету радиального зазора при расчете долговечности радиальных подшипников. – Ил. 4. Библиогр. 6.

УДК 629.113-597.5

Бартош П.Р. Математическая модель многоконтурного тормозного привода. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 32-39

Приведена математическая модель пневматического многоконтурного тормозного привода прицепа, оснащенного корректирующим устройством.

Результаты теоретических исследований привода сравнены с экспериментальными, проведена оценка точности расчетных переходных характеристик. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.113-585

Белоус М.М., Гришкевич А.И. Влияние различных факторов на величину времени переключения передач в системе центральной синхронизации. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 39-44

Приведены результаты теоретического исследования зависимости времени синхронизации от величины дорожного сопротивления, времени срабатывания исполнительного механизма и некоторых других факторов, полученных на комплексе, состоящем из системы автоматического управления и аналоговой вычислительной машины. – Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 6.

УДК 629.113.012.8-85-82

Беляев В.М., Веремеев Н.Н., Ломако Д.М. Сравнение колебаний автомобиля с линейной и нелинейной подвесками. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 44-47.

Проводится сравнение колебаний грузового автомобиля с линейной и нелинейной упругими характеристиками подвески при движении по дорогам со случайным микропрофилем. – Табл. 1. Ил. 3, Библиогр. 1.

УДК 629.113.001.4

Буди Яхъя. Определение доли движения автомобиля на неустановившемся режиме. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 48–52.

Рассмотрен вопрос о целесообразности учета в расчетах деталей трансмиссии автомобилей на выносливость нагрузок, имеющих место на неустановившихся режимах при трогании автомобиля с места и переключениях передач. Предлагается последовательность определения относительного пробега автомобиля на указанных режимах. – Библиогр. 4.

УДК 629.113.001.4

Исследование влияния прицепа на нагруженность трансмиссии автомобиля / Б.У.Бусел, А.И.Гришкевич, М.Н.Диденко и др. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 52–58.

Исследованы особенности процесса формирования нагрузок в трансмиссии автомобиля, работающего с прицепом. Проведено количественное сравнение нагруженности трансмиссий автомобиля и автопоезда. – Ил. 2, Табл. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113.

Капустин В.В., Мочалов В.В. Дорожные испытания противоблокировочной тормозной системы автомобиля грузоподъемностью 750 кН в зимних условиях карьера. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 58–63.

Приводятся результаты дорожных испытаний разработанной в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института противоблокировочной системы (ПБС) для автомобилей особо большой грузоподъемности с гидравлическим тормозным приводом. Описана методика экспериментальных испытаний в зимних условиях карьеров с использованием разработанной контрольно-измерительной аппаратуры. Результаты испытаний подтвердили работоспособность и эффективность автоматического управления торможением, а также корректность теоретических исследований по обоснованию и выбору параметров алгоритма и элементов ПБС с учетом особенностей карьерных автомобилей. Даны рекомендации по установке элементов рабочей ПБС на автомобиле. – Ил. 2. Библиогр. 7.

УДК 621.825.54(088.8)

Книга Н.А. Анализ рабочих характеристик фрикционных сцеплений. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 63-68.

Дается анализ рабочих характеристик фрикционных сцеплений и показано, что в серийно выпускаемых сцеплениях заведомо завышается первоначально устанавливаемая величина коэффициента запаса сцепления β .

Рассмотрена конструкция фрикционного сцепления, в котором обеспечивается стабильность нажимной силы на трущиеся пары в процессе их износа, что в свою очередь позволяет снизить в нужных пределах величину β и усилие отключения на педали сцепления. - Ил. 3. Библиогр. 6.

УДК 629.113-597,5

Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кишкевич П.Н. Исследование циклического режима работы контура пневматического тормозного привода автомобиля. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 69-76.

Предложена математическая модель исследования динамики контура пневматического тормозного привода автомобиля в циклическом режиме работы при двухфазовом и трехфазовом циклах регулирования. Дано сравнение расчетных и экспериментальных динамических характеристик привода в циклическом режиме работы. Получены частотные характеристики изменения давления в тормозных камерах и тормозного момента для пневматического контура управления тормозами задней оси автомобиля МАЗ-5336, определен диапазон рабочих частот этого контура. - Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.113.001.6

Степанов Д.В., Руктешель О.С. К вопросу о методе моделирования движения большегрузных автомобилей на стенде при пониженных мощностях. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 76-80.

Дано обоснование возможности проведения испытаний систем автоматического управления трансмиссией автомобиля на стен-

де при пониженных мощностях. Рассмотрен случай моделирования на стенде движения автомобиля без переключения передач. Обоснование проведено с использованием методов теории подобия и моделирования. – Ил. 1 Библиогр. 2.

УДК 629.113.01.592

Мамити Г.И. Функциональный расчет барабанных тормозов. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 80–90.

Приведены формулы для определения моментов трения барабанных тормозов с неподвижными и скользящими центрами вращения колодок при различных возможных законах распределения удельных давлений по длине накладок. – Ил. 2. Библиогр. 7.

УДК 631.372-112

Андриков Н.Е., Шестакович В.А., Талалова Т.М. К расчету затрат на горюче-смазочные материалы при оптимизации и прогнозировании основных параметров машинно-тракторных агрегатов. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 91–94.

Даны функциональные зависимости расхода топлива на холостом ходу и остановках МТА, а также затраты на горюче-смазочные материалы в зависимости от мощности двигателя. – Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2-585.21

Артемьев П.П., Лангазов В.Н. Экспериментальные исследования динамических нагрузок привода ВОМ колесного трактора кл. 20 кН (МТЗ-142). "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 94–98.

Приведены результаты экспериментальных исследований динамики привода вала отбора мощности (ВОМ) колесного трактора МТЗ-142 с различными кранами управления. Установлено, что применение кранов следящего действия типа MF-1150 снижает на 30% максимальные динамические нагрузки при запуске ВОМ. – Ил. 3.

УДК 631.372:629 114.2.02.075

Атаманов Ю.Е., Трофименко И.Л. Исследование поворотливости шарнирно-сочлененного трактора. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 98-102.

Предложена система уравнений, позволяющая определять буксование ведущих колес, углы увода осей и кривизну траектории движения шарнирно-сочлененного трактора в зависимости от угла складывания рамы, скорости движения, крюковой нагрузки, коэффициента конструктивного кинематического несоответствия в вариантах 4х2 и 4х4.

Приведены теоретические и экспериментальные графические зависимости кривизны траектории движения от угла складывания рамы трактора при разных скоростях движения. - Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.1.073

Богдан Н.В., Романчик Е.А. Исследование влияния на устойчивость движения тракторного поезда неравномерной работы тормозных механизмов трактора и типа межколесной связи. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 102-107.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований устойчивости движения двухзвенного тракторного поезда при торможении. Показано, что при неравномерной работе тормозных механизмов устойчивость движения тракторного поезда можно существенно повысить за счет блокировки дифференциала. - Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.114.2 - 587

Ванцевич В.В., Лефаров А.Х., Короц Н.П. Алгоритм и решение задачи распределения тяговых сил по колесам заблокированной оси на повороте. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с.107-111

Приведена методика определения сил и буксований колес заблокированной оси на повороте с учетом нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием. Показано влияние заблокированного межколесного привода на снижение скорости движения машины при криволинейном движении. - Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.113-592

Жуковский Ю.М. Расчет тепловых режимов работы тормозных механизмов тракторов. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 111-116.

Разработана методика расчета тепловых режимов работы тормозных механизмов при единичных торможениях с учетом эксплуатационных и конструктивных факторов. Приведены расчетные и экспериментальные зависимости. - Ил. 3. Библиогр. 14.

УДК 631.372-78

Зеленый П.В., Яцкевич В.В. О влиянии положения остова и ходовой части крутосклонного трактора на его курсовую устойчивость. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 117-120.

Приведены результаты экспериментального исследования влияния положения остова и ходовой части крутосклонного трактора в поперечной плоскости на его курсовую устойчивость и тяговые свойства. Даны рекомендации о выборе величины выходного параметра системы автоматической стабилизации трактора. - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 62-585.2.001.6

Лапотко О.П., Онегина Н.Я. Метод оценки срока службы рабочей жидкости объемной гидропередачи с помощью ИК-спектроскопии. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 120-125.

Срок службы масла МГЕ-32В оценивали с помощью метода ИК-спектроскопии.

Получены ИК-спектры свежего и работавшего в гидропередаче в течение 300 ч масла МГЕ-32В, определены физико-химические свойства свежего и работавшего масла; выявлена связь оптической плотности карбонильного поглощения с вязкостью и кислотным числом; подтверждена пригодность масла к дальнейшей эксплуатации. - Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113

О взаимодействии тракторных шин с почвой рисовых чеков/ А.Т.Скойбеда, А.Ю.Носик, А.А.Шавель и др. "Автотракто-

ростроение. Теория и конструирование мобильных машин", вып. 15, с. 125-128.

Рассмотрены особенности взаимодействия тракторных шин с почвой рисовых чеков. Приведены характеристики почвы и результаты тяговых испытаний. - Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК [629.114.2.001.2:681.3]:628.89

Мухин О.А., Рудэнко Р.Н. Расчет теплового режима кабин подвижных машин методом электро моделирования. "Автомобильное строение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 128-132.

Представлена методика экспериментально-теоретического расчета температурного поля в кабинах методом электроанalogии. Приведены результаты расчета температурного поля для двухмерного стационарного теплового процесса на примере расчета кабины трактора Т-100М в зимних условиях. - Табл. 1, Ил. 1. Библиогр. 5.

УДК 629.1.02:681.3.069

Ясюкович Э.И., Ким В.А. Моделирование курсовой устойчивости движения колесного трактора на ЭЦВМ. "Автомобильное строение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 133-140.

С целью исследования курсовой устойчивости движения колесного трактора предложена колебательная математическая модель, описывающая динамику движения его передней оси с управляемыми колесами. Представлены алгоритм и программа для ЭЦВМ решения полученной системы нелинейных дифференциальных уравнений. Дана интерпретация результатов моделирования. - Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 621.431

Исследование работы форсунки ФД-22 с измененной системой отвода топлива из полости пружины / Г.М.Кухаренок, Д.М. Пинский, В.А.Рожанский, В.И.Хатянович. "Автомобильное строение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 140-145.

Приведены результаты исследования на безмоторной установке и дизеле Д-240 опытных форсунок ФД-22 с перепуском

топлива из полости пружины в топливопровод высокого давле - ния через обратный шариковый клапан. Испытания проводились с насосами УТН-5 и НД-21. - Табл. 1, Ил. 3.

УДК 621.431.631

Пышкин Б.Е. Прибор для исследования эксплуатационных режимов работы дизеля. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с.145-149.

Описана конструкция и принцип действия прибора, позволяющего регистрировать нагрузочный режим работы дизеля при ходовых испытаниях транспортного средства. - Ил. 2.

УДК 621.434.15

Рожанский В.А., Дробышевский Ч.Б. Некоторые пути совершенствования быстроходного тракторного дизеля Д-240. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 149-153.

Рассмотрены некоторые пути улучшения экономичности двигателя Д-240. Предложен показатель эффективности исследования воздуха в двигателе, который определяет значение индикаторного КПД двигателя. Показаны имеющиеся резервы для улучшения экономичности двигателя Д-240. - Ил. 3. Библиогр.3.

УДК 621.434.038

Тимончик В.И., Караченцев В.И. Теоретическое исследование возможности применения магнитоэлектрических топливных насос-форсунок на быстроходных автомобильных двигателях "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15, с. 153-158.

Приводится теоретическое исследование возможности применения на автомобильном быстроходном двигателе магнитоэлектрической топливной насос-форсунки. - Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 621.436.038

Явнишкис С.Н. Математическая модель гидродинамического расчета процесса топливоподачи. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1980, вып. 15. с. 158-164.

Уточняются известные математические модели расчета процесса впрыска путем учета влияния конструктивных особенностей топливного тракта форсунки. Топливный тракт форсунки принимается как трубопровод с изменяющимся сечением и наличием местных сопротивлений, на границах которых определяются значения амплитуд прямых и отраженных волн с использованием гидродинамических уравнений, полученных Н.Е.Жуковским при исследовании гидравлического удара в трубах. — Ил. 2. Библиогр. 5.