

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Автотракторный факультет

НИРС-2008

Материалы 64-й студенческой
научно-технической конференции

В 2 частях

Часть 1

Минск 2009

УДК 082(063) (476-25)

~~ББК 94.3(4Бел)~~

Н 68

В сборнике представлены материалы 64-й студенческой научно-технической конференции. Тематика статей посвящена актуальным проблемам современной науки и соответствует основным направлениям конференции:

- *Автомобили*
- *Тракторы*
- *Двигатели внутреннего сгорания*
- *Техническая эксплуатация автомобилей*
- *Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод*

ISBN 978-985-479-979-7 (Ч.1)

© БНТУ, 2009

ISBN 978-985-479-981-0

СЕКЦИЯ «АВТОМОБИЛИ»

РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Романенко Иван Владимирович

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Молибошко Л.А.

(Белорусский национальный технический университет)

В статье описан аналитический метод оценки управляемости и устойчивости автомобиля. Составлена математическая модель и программа расчёта управляемости и устойчивости автотранспортных средств категорий М и N, приведены результаты расчета.

Для расчета управляемости и устойчивости автомобиля принята динамическая модель (рисунок 1), в которой поддрессоренная масса автомобиля имеет три степени свободы: вертикальное перемещение вдоль оси z , угловые перемещения (повороты) вокруг продольной оси x и вертикальной оси z . С кузовом автомобиля связана подвижная система координат x - y - z . Начало системы координат расположено в центре тяжести автомобиля. Неподвижная система координат обозначена буквами X - Y - Z . Схема сил, действующих на автомобиль, показана на рисунке 2.

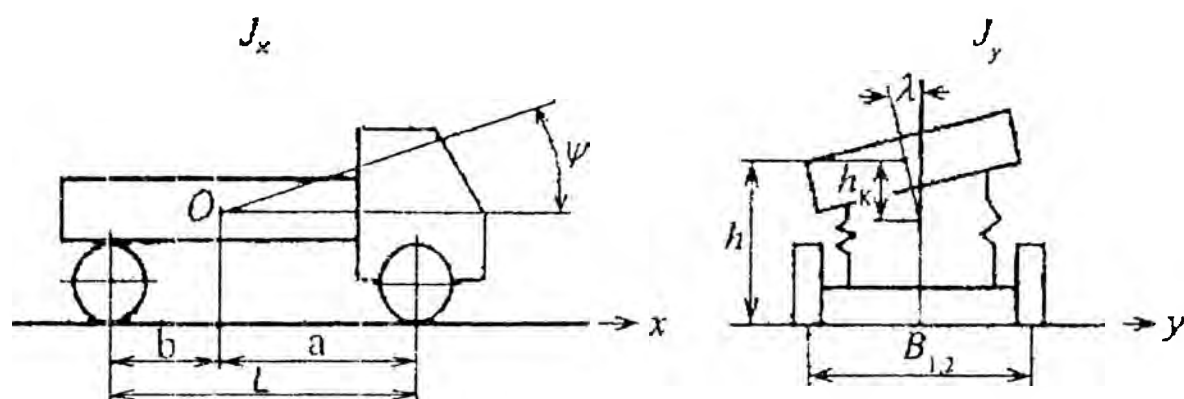


Рисунок 1 - Динамическая модель автомобиля

При выводе уравнений движения приняты следующие допущения: автомобиль движется по ровной горизонтальной поверхности; угловые колебания поддрессоренной массы происхо-

дятся относительно оси крена, расположенной в плоскости симметрии автомобиля; кузов автомобиля считается абсолютно жестким; управляемые колеса переднего моста поворачиваются на одинаковые углы; полная масса автомобиля та представлена в виде двух масс: m_p – поддрессоренной и m_n – неподдрессоренной.

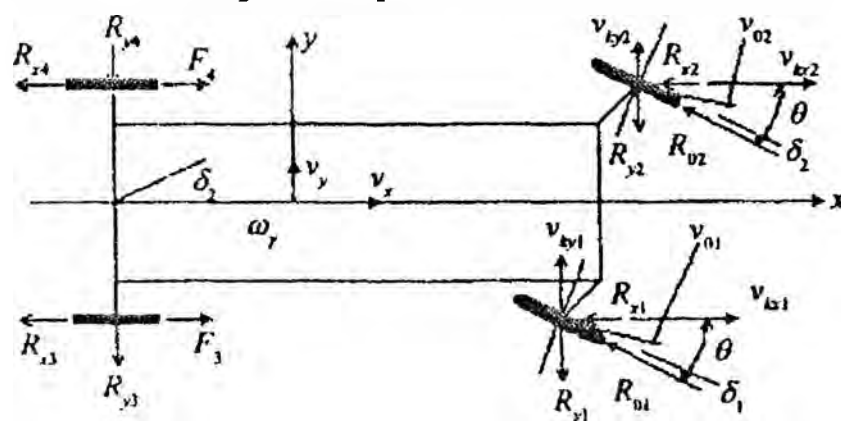


Рисунок 2 - Схема для определения сил и скоростей, действующих на автомобиль при повороте

Для проведения расчетов, связанных с определением показателей устойчивости и управляемости, необходимо иметь следующие конструктивные параметры автомобиля: полную и поддрессоренную массы автомобиля, моменты инерции автомобиля относительно осей x , y и z , базу автомобиля L , расстояние от центра масс до осей вращения колес переднего (ПМ) и заднего (ЗМ) мостов, колею передних и задних колес, расстояние между рессорами переднего и заднего мостов, высоту центра масс (ЦМ) автомобиля, расстояние от ЦМ до оси крена, жесткость передней и задней подвесок, боковую жесткость передней и задней подвесок, боковое сопротивление колес ПМ и ЗМ, коэффициент сопротивления амортизаторов ПМ и ЗМ, коэффициент сопротивления уводу шин ПМ и ЗМ.

При проведении расчетов в качестве базового был взят автомобиль МАЗ-5337.

Для вывода уравнений движения рассматриваемой динамической модели использованы уравнения Лагранжа II рода.

Программа расчета написана на языке Delphi и позволяет оценивать управляемость и устойчивость автомобиля при сле-

дующих режимах движения: рывок руля; движение по кругу $R = 35$ м; переставка.

Расчет «рывок руля» проводится при скоростях: 80 км/ч для категорий M_1 , M_2 и N_1 и 60 км/ч для категорий M_3 , N_2 и N_3 . С этой скоростью АТС движется равномерно и прямолинейно до начала поворота рулевого колеса. Затем производится максимально быстрый поворот рулевого колеса в заданное положение до начала установившегося кругового движения.

Расчет «поворот $R = 35$ м» предназначен для определения предельной скорости выполнения маневра и скоростей, при которых возникают снос, занос и курсовые колебания АТС.

Расчет «переставка $Sp = 20$ м» предназначен для определения предельной скорости, при которой начинается занос автомобиля.

Ниже в качестве примера на рисунках 3, 4 и 5 приведены некоторые результаты расчета управляемости и устойчивости автомобиля МАЗ-5337 на указанных режимах движения.

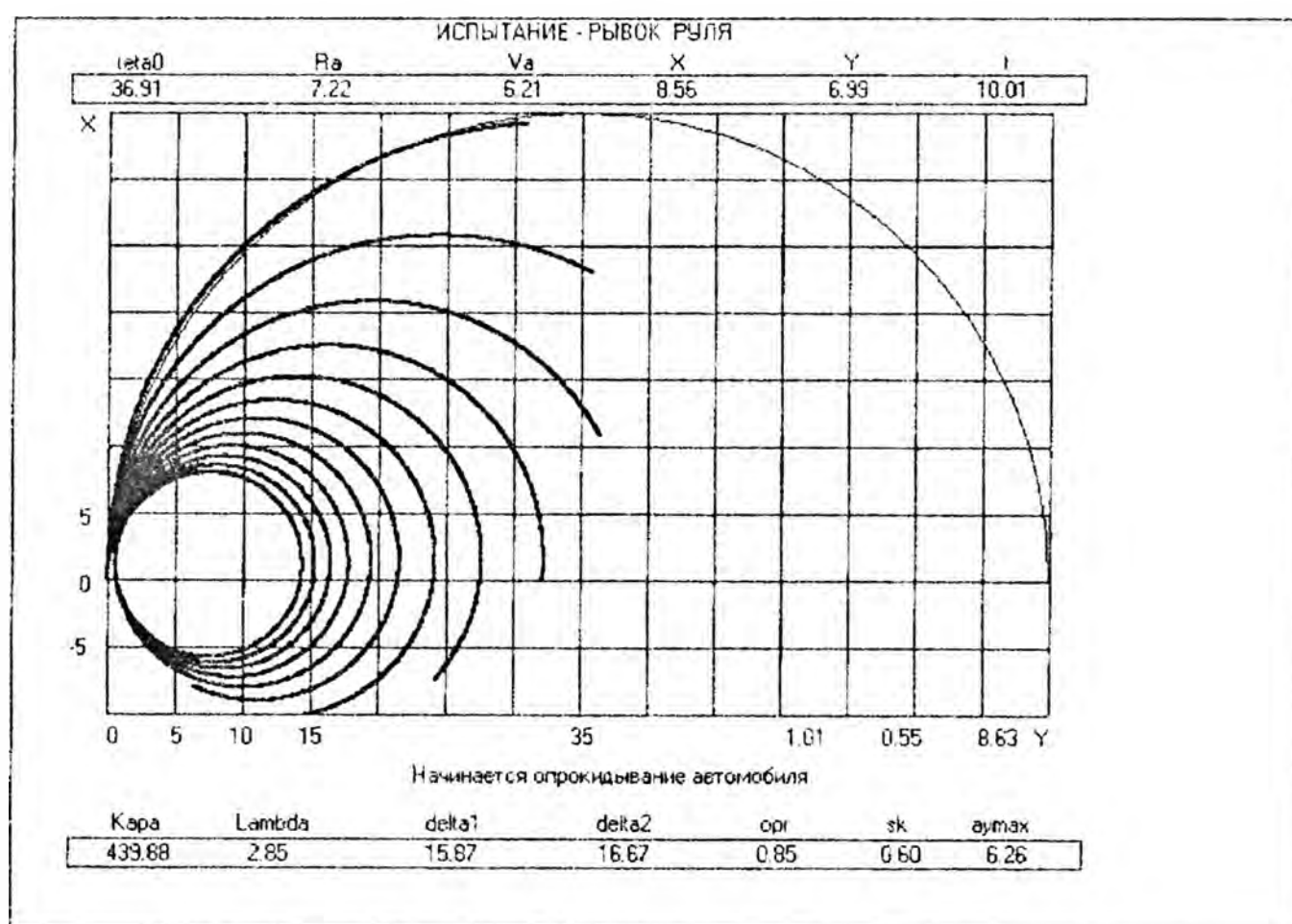


Рисунок 3 — Результаты расчёта маневра «рывок руля»

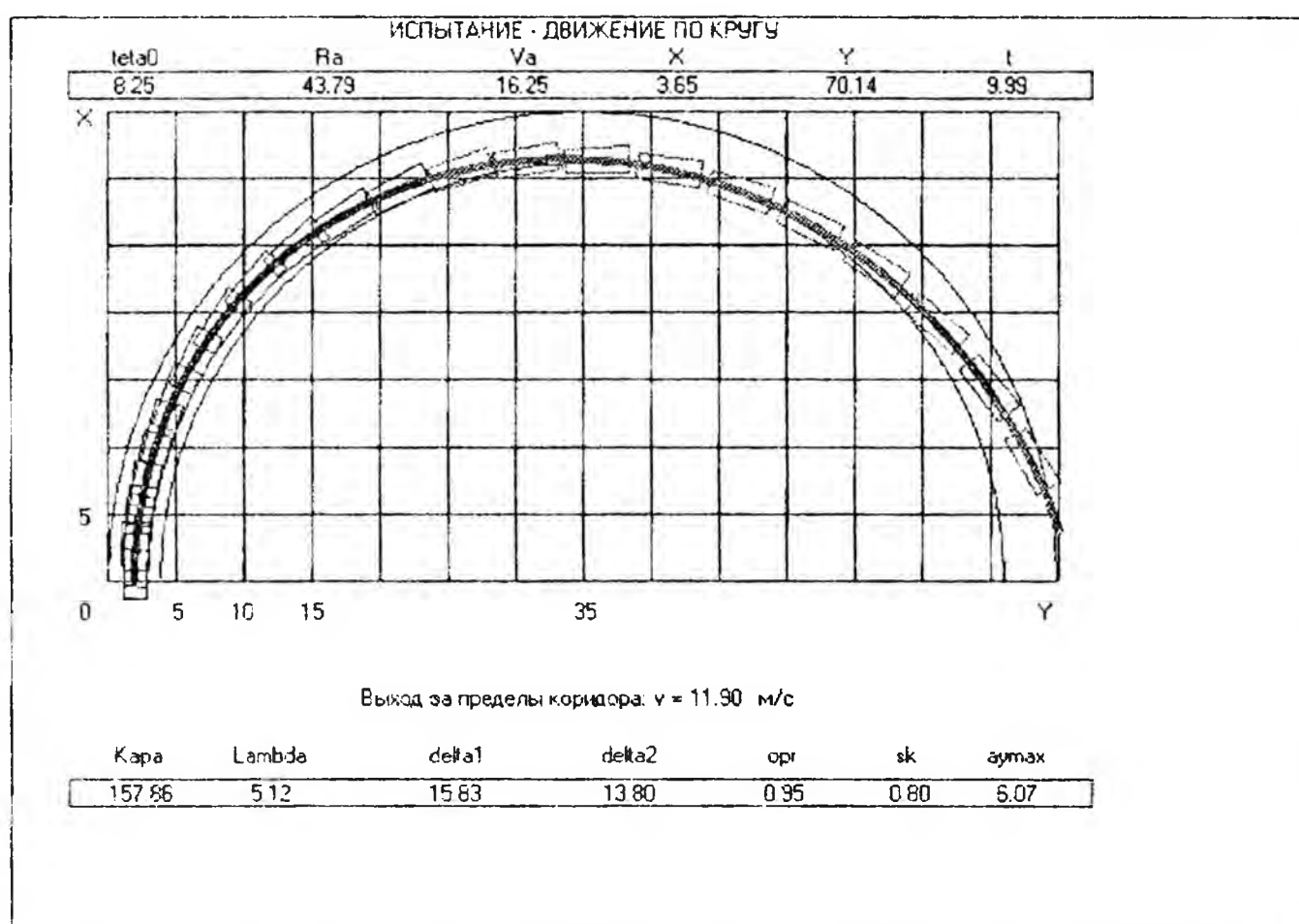


Рисунок 4 - Результаты расчёта маневра «Движение по кругу $R = 35$ м»

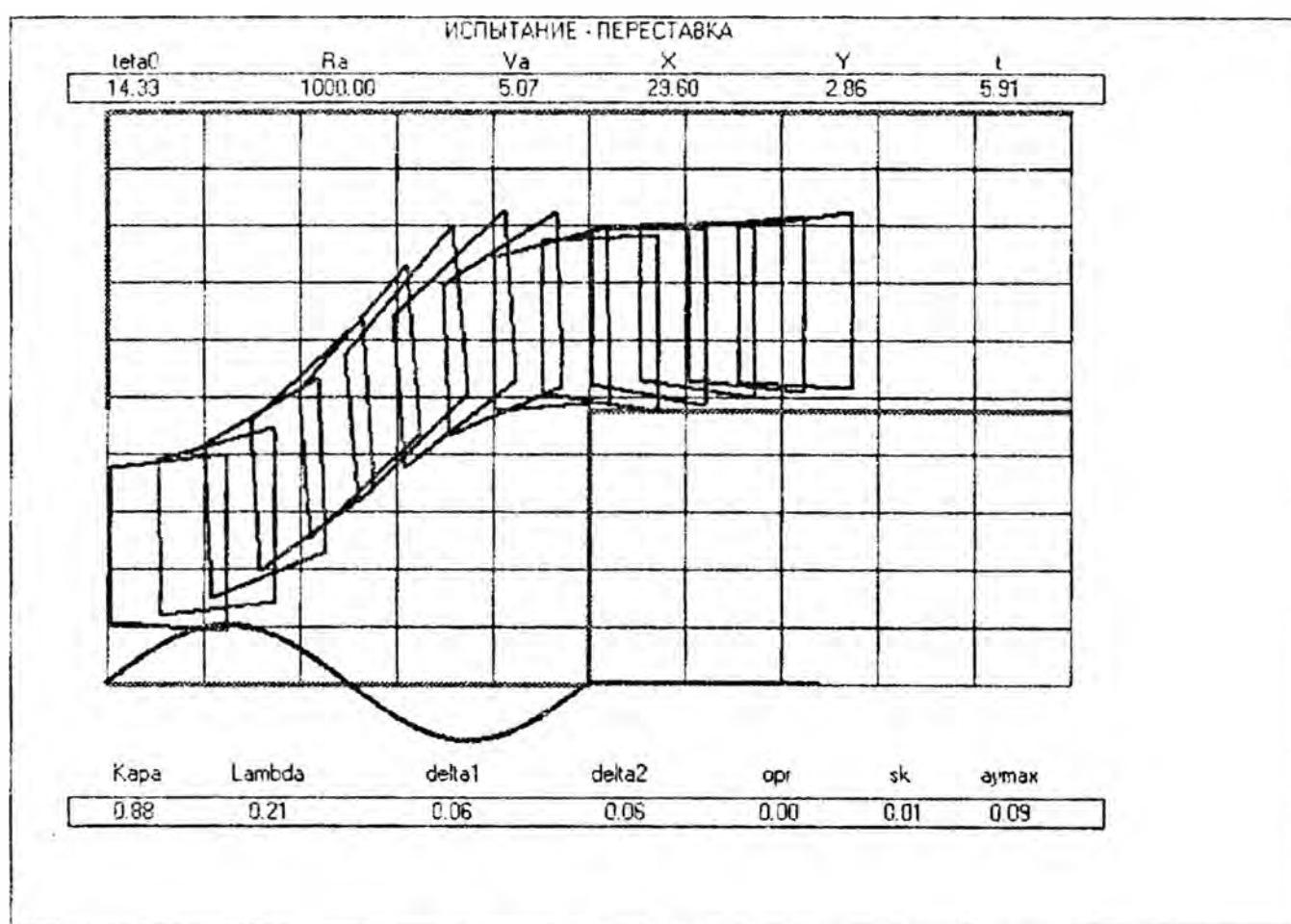


Рисунок 5 - Результаты расчёта маневра «переставка»

Указанные расчеты выполнены в соответствии с [2].

Из выполненных расчетов следует, что наибольшее влияние на устойчивость и управляемость оказывают коэффициенты бокового сопротивления уводу мостов k_{y1} и k_{y2} .

При проектировании автомобиля для повышения устойчивости и управляемости следует добиваться оптимального соотношения коэффициентов сопротивления уводу мостов в соответствии с уравнением:

$$R_a = \frac{L}{\theta} + \frac{v_a^2}{\theta} \left(\frac{m_1}{k_{s1}} - \frac{m_2}{k_{s2}} \right),$$

где k_{s1} и k_{s2} – коэффициенты сопротивления уводу мостов с учетом перераспределения вертикальных нагрузок на колеса при движении автомобиля.

Автомобиль с недостаточной поворачиваемостью более устойчив и лучше сохраняет направление движения, чем автомобиль с избыточной поворачиваемостью. Недостаточная поворачиваемость автомобиля способствует повышению его траекторной и курсовой устойчивости. Однако слишком большой увод колес переднего моста приводит к ухудшению динамической поворачиваемости автомобиля, то есть его способности изменять направление движения в соответствии с поворотом рулевого колеса. Плохая динамическая поворачиваемость затрудняет работу водителя, так как для изменения направления необходимо затратить больше энергии. Кроме того, при слишком большом уводе колес происходит заметное запаздывание поворота автомобиля относительно поворота рулевого колеса.

Рациональными являются такие параметры автомобиля, которые обеспечивают небольшую недостаточную поворачиваемость.

Литература

1. Молибошко, Л.А. Компьютерное моделирование автомобилей/ Л.А.Молибошко. – Минск: ИВЦ Минфина, 2007.– 280 с.
2. ОСТ 37.001.471-88. Управляемость и устойчивость АТС. Методы испытаний.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Вечер Никита Сергеевич

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Руктешель О.С.
(Белорусский национальный технический университет)*

Рассматриваются вопросы оптимизации параметров закона переключения передач для автоматизированной механической коробки, двигатель – дизельный с механическим управлением.

В качестве двигателя используется дизельный двигатель с ТНВД. Его использование обусловлено широкой распространенностью, относительно простым обслуживанием и достаточной надежностью. Сцепление – сухое фрикционное, коробка передач – многоступенчатая, без синхронизаторов, с пневматическими встроенными механизмами включения передач; синхронизация – центральная. Центральная синхронизация предусматривает согласование угловых скоростей соединяемых валов при помощи управления двигателем.

Водитель управляет только скоростью автомобиля, воздействуя только на педаль акселератора. Номер включаемой передачи, а также момент включения рассчитывает электронный блок управления. Он управляет работой двигателя, сцеплением, пневматическими механизмами включения передач. В электронный блок управления заложен двухпараметрический закон переключения передач, т.е. переключения на смежную передачу происходит в зависимости от двух параметров: угла положения педали управления двигателем α_0 и скорости автомобиля V_a . Угловые скорости, при достижении которых происходит переключение на смежную низшую или высшую передачу, рассчитываются по следующим уравнениям:

$$\omega_{\partial}^B = a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_{\partial} + a_3^B \cdot \alpha_{\partial}^2;$$

$$\omega_{\partial}^H = a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_{\partial} + a_3^H \cdot \alpha_{\partial}^2,$$

где a_1^B, a_2^B, a_3^B - коэффициенты, характеризующие момент переключения на смежную высшую передачу;

a_1^H, a_2^H, a_3^H - коэффициенты, характеризующие момент переключения на смежную низшую передачу.

Оптимизация ведется по шести параметрам: $a_1^B, a_2^B, a_3^B, a_1^H, a_2^H, a_3^H$. В качестве критерия эффективности используется стоимостной критерий – себестоимость перевозок:

$$C_{ЭК} = \frac{Z_{ЭК}}{W_a},$$

где $Z_{ЭК}$ – затраты на эксплуатацию автомобиля, $\frac{\text{руб}}{\text{ч}}$;

W_a – часовая производительность автомобиля, $\frac{\text{т} \cdot \text{км}}{\text{ч}}$.

Данный критерий является функцией производительности, учитывает среднюю скорость движения автомобиля и расход топлива. Он также косвенно учитывает число переключений передач, т.к. от их количества зависит время движения автомобиля с разрывом потока мощности.

Для расчета критерия эффективности на ЭВМ моделируется движение автомобиля в различных дорожных условиях. Для этого создана модель системы «Водитель-автоматика-автомобиль-дорога». Для моделирования вводятся исходные данные о двигателе, коробке передач, дороге и автомобиле. Данная система позволяет имитировать движение автомобиля с системой автоматического управления переключением передач.

Для оптимизации законов переключения передач используется комплекс алгоритмов синтеза законов переключения передач. Данный комплекс реализует алгоритм оптимизации и позволяет изменять параметры оптимизации.

В задачах оптимизации данного типа наибольшее машинное время затрачивается на вычисление целевой функции, в данном случае на моделирование движения автомобиля. В качестве алгоритма оптимизации используется метод стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью, т.к. этот алгоритм позволяет свести к минимуму вычисление целевой функции, а, следовательно, и весь процесс оптимизации.

Результатом оптимизации являются оптимальные коэффициенты $a_1^B, a_2^B, a_3^B, a_1^H, a_2^H, a_3^H$, обеспечивающие минимальное значение себестоимости перевозок $Z_{ЭК}$. Для сравнительной оценки полученных результатов можно также получить оптимальные параметры для топливно-экономического, обеспечивающего минимальный путевой расход топлива, и динамического, обеспечивающего максимальную скорость движения автомобиля, законов.

УДК 629.113.004:796.7

ТЕХНОЛОГИИ РАЛЛИЙНОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ В СЕРИЙНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

*Бабенко Илья Александрович, Чистый Александр Николаевич,
Шматин Владимир Александрович
Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Сергеенко В.А.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной статье рассмотрены и исследованы взаимосвязи между технологиями производства серийных автомобилей и автомобилей для раллийного спорта и взаимного влияния этих подразделений друг на друга на основе технических отчетов Mitsubishi Motors Company.

Разработчики Mitsubishi Motors Company (MMC) тесно сотрудничают с командой «Mitsubishi rally team», находящейся в

Великобритании. Активное применение новейших технологий, достигнутых через передовое исследование, укрепляет конкурентоспособность Mitsubishi в автоспорте. В то же самое время, внедряя технологию раллийных автомобилей в серийное производство, компания увеличивает эффективность своих разработок. Однако любая неточность, допущенная в проектировании, сразу же выявляется на соревнованиях, тем самым почти все узлы и агрегаты проходят заочные испытания в тяжелейших условиях. Рассмотрим некоторые основные усовершенствования, впервые использованные в «Mitsubishi LANCER EVOLUTION WRC».

Алюминиевый кузов

Оптимальное положение центра тяжести автомобиля наравне с трансмиссией и ходовой частью, оказывает существенное влияние на управляемость, устойчивость и динамику автомобиля. Чтобы добиться максимального снижения массы Lancer Evolution, MMC рассматривала использование алюминиевого материала для изготовления капота, крыльев и крыши. Так как крыша является самой высокой частью кузова, уменьшение ее массы эффективно понижает центр тяжести автомобиля, и может, таким образом, улучшить управляемость транспортного средства.

Основная задача конструкторов при разработке алюминиевого кузова, состояла в том, чтобы добиться показателей прочности и уровня шума в салоне автомобиля сопоставимых с моделью стального кузова. В ходе научных исследований была разработана технология изготовления алюминиевого кузова. Характеристика шума в салоне представлена на рисунке 1.



Рисунок 1 – Уровень шума в салоне автомобиля

Подвеска

При проектировании автомобиля огромное внимание уделяется разработке подвески. Поэтому инженерами MMC для автомобиля «Mitsubishi LANCER EVOLUTION WRC» было предложено два варианта исполнения задней подвески. Первый вариант является классическим — новая подвеска разработана на основе многорычажной подвески с продольными рычагами. Благодаря доработанным поперечным рычагам подвеска отличается повышенной надёжностью и лучше ведёт себя в поворотах. Подвеска хорошо сбалансирована, в ней используются облегчённые и обладающие повышенной жёсткостью детали из ковального алюминия. Использование алюминиевых деталей позволило уменьшить массу, а замена сайлентблоков на шаровые шарниры и опоры позволило добиться более лёгкого хода подвески, соответственно более оперативной реакции подвески на дорожные неровности.

Второй вариант конструктивного исполнения представляет большой интерес. Увеличение размера колёсных арок позволило применить заднюю подвеску типа McPherson, что привело к увеличению хода подвески, а также к увеличению ширины колеи. Длина нижних рычагов также была увеличена, тем самым был достигнут наиболее оптимальный диапазон изменения углов развала колес задней оси, представленный на рисунке 2.

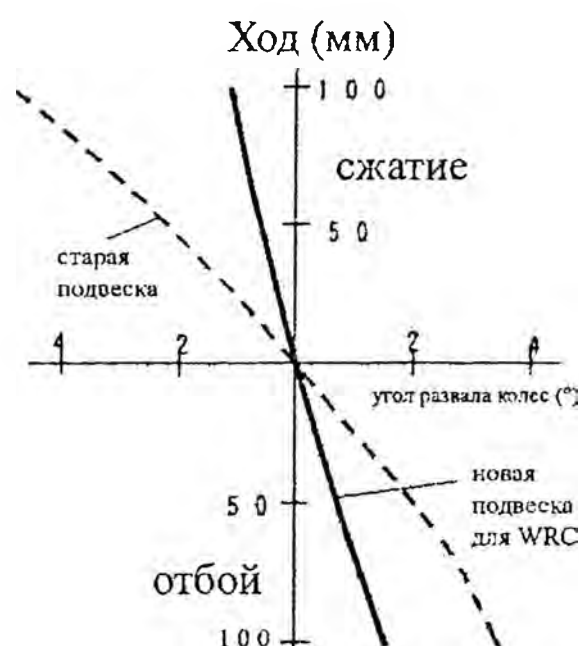


Рисунок 2 – Изменение угла развала колёс при применении различных типов подвески

Система регулирования давления воздуха в шинах

Оптимальное давление воздуха в шинах определяется дорожными условиями: высокое давление является подходящим для твердых поверхностей, поскольку оно обеспечивает адекватную продольную жесткость шин и, таким образом, улучшает управляемость и предотвращает проколы, а низкое подходит для мягких покрытий, поскольку оно создает большую площадь контакта шин с поверхностью и, таким образом, препятствует пробуксовке. Работа системы осуществляется следующим образом: контроллер регулирует оптимальное давление шин, обрабатывая сигналы датчиков давления, подает сигналы на пневмораспределитель для соединения воздухопроводящих магистралей с ресивером. При необходимости уменьшения давления воздуха в шинах, пневмораспределитель сообщает воздухопроводы с вакуумным источником. При воздействии разрежения поршень клапана отрывается от седла, шину с атмосферой — давление снижается. Для увеличения давления ресивер сообщается с воздухопроводом, далее воздух проходит через каналы в подшипнике (рисунок 3) и через ступицу поступает к клапану, клапан открывается, давление в шине увеличивается, когда давление в шине достигает необходимой величины, пневмораспреде-

литер занимает среднее положение, разобщая воздухопровод с ресивером.

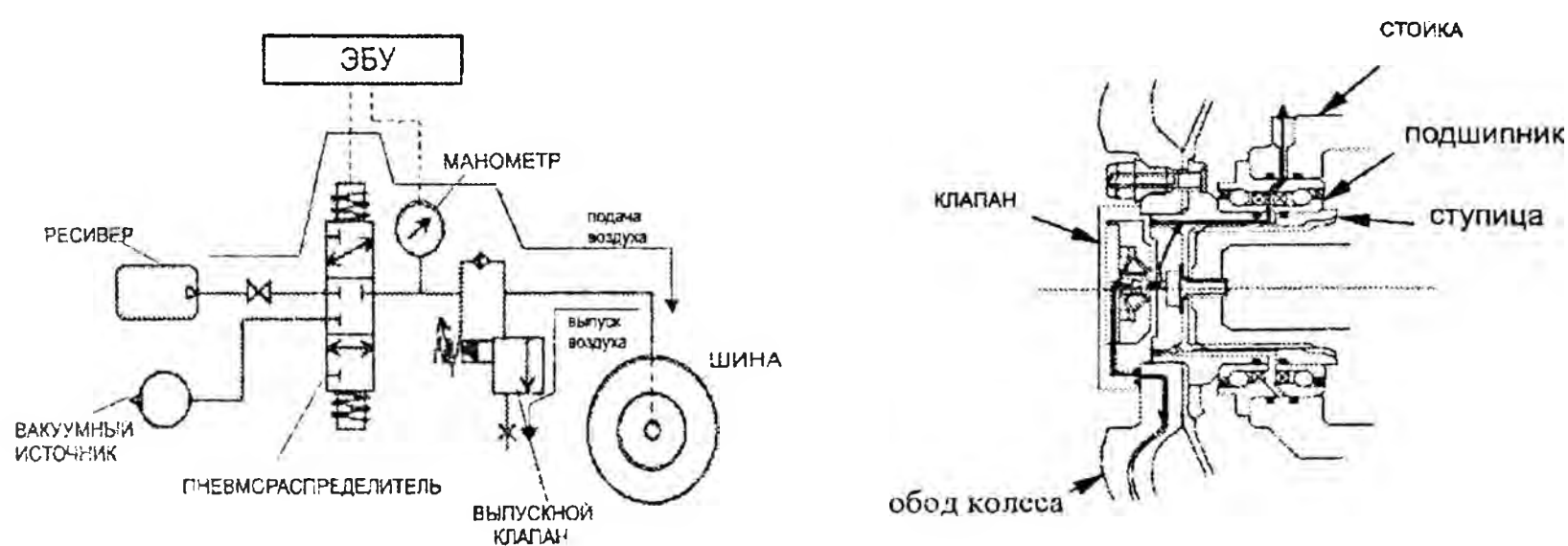


Рисунок 3 – Система регулирования давления воздуха в шинах

В статье выявлены основные взаимосвязи между технологией раллийного автомобилестроения и серийным производством. В течение последних лет наблюдается тесное взаимодействие этих отраслей и, как результат, ускоренный технологический рывок в автомобилестроении в целом.

Литература

1. Mitsubishi motors technical review № 14 – 18
2. Рампель, Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/ пер. с нем. А.Л. Карпухина; под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.: ил.

ПРИМЕНЕНИЕ ЗАКОНА БЕРНУЛЛИ В АЭРОДИНАМИКЕ БОЛИДА FORMULA-1

Иванис Павел Владимирович

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Сергеев В. А.

(Белорусский национальный технический университет)

Цель статьи – рассказать о сущности закона Бернулли и применении его при разработке форм аэродинамических элементов болидов Formula-1.

Закон Бернулли играет огромную роль в действиях аэродинамических поверхностей болидов F1. Он является следствием закона сохранения энергии для стационарного потока идеальной (то есть без внутреннего трения) несжимаемой жидкости (газа).

Согласно закону сохранения энергии, энергия замкнутой системы сохраняется во времени. Проще говоря, энергия не может возникнуть из ничего и не может в никуда исчезнуть, она может только переходить из одной формы в другую. Это выражается формулой:

$$\frac{\rho v^2}{2} + \rho gh + p = const, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости (газа),

v – скорость потока,

h – высота, на которой находится рассматриваемый элемент жидкости (газа),

p – давление.

При рассмотрении относительного движения газа (или жидкости), энергия делится на три части:

- 1) давление в воздухе;

- 2) кинетическая энергия воздуха (энергия движения);
- 3) потенциальная энергия воздуха.

Болид F1, находящийся в неподвижном или подвижном относительно него воздушном потоке, испытывает со стороны последнего давление. В первом случае (когда воздушный поток неподвижен) – это статическое давление; во втором случае (когда воздушный поток подвижен) – это динамическое давление, которое чаще называется скоростным напором.

Статическое давление в струйке воздуха аналогично давлению покоящейся жидкости (вода, газ). Вода в трубе может находиться в состоянии покоя или движения, но в обоих случаях стенки трубы испытывают давление со стороны воды. В случае движения воды давление будет несколько меньше.

Энергия струи воздушного потока в различных сечениях есть сумма кинетической энергии потока, потенциальной энергии сил давления, и энергии положения тела, причем эта сумма – величина постоянная:

$$E_{кин} + E_p + E_n = const . \quad (2)$$

Кинетическая энергия $E_{кин}$ – способность движущегося воздушного потока совершать работу равна

$$E_{кин} = \frac{mV^2}{2} , \quad (3)$$

где m – масса воздуха, кг; V – скорость воздушного потока, м/с.

Если вместо массы m подставить массовую плотность воздуха ρ , то получим формулу для определения скоростного напора q , в $\frac{H}{м^2}$:

$$q = \frac{\rho V^2}{2} . \quad (4)$$

Потенциальная энергия E_p – способность воздушного потока совершать работу под действием статических сил давления. Она равна

$$E_p = PFS, \quad (5)$$

где P – давление воздуха, Н/м^2 ;

F – площадь поперечного сечения струйки воздушного потока, м^2 ;

S – путь, пройденный 1 кг воздуха через данное сечение, м;

произведение SF называется удельным объемом и обозначается ν , подставляя значение удельного объема воздуха в формулу (4), получим

$$E_p = P\nu. \quad (6)$$

Энергия положения (E_n) - способность воздуха совершать работу при изменении положения центра тяжести данной массы воздуха, при подъеме на определенную высоту и равна

$$E_n = mgh, \quad (7)$$

где h - изменение высоты, м.

Так как на трассах, где проходят гонки F1, уровень ландшафта обычно меняется не слишком сильно, то последнюю величину (энергию положения) можно принять за константу.

Рассматривая во взаимосвязи все виды энергии применительно к определенным условиям, можно сформулировать закон Бернулли, который устанавливает связь между статическим давлением в струе воздушного потока и скоростным напором. Рассмотрим трубу (рисунок 1) переменного диаметра (1, 2, 3), в которой движется воздушный поток.

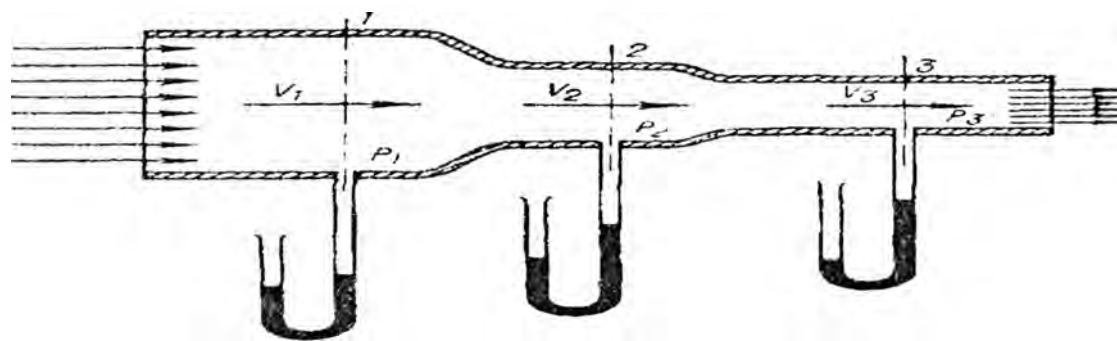


Рисунок 1 – Объяснение закона Бернулли

Если через поперечное сечение S_1 за одну секунду в трубу входит объем воздуха $v_1 = S_1 \cdot V_1$, то, очевидно, что через сечение S_2 такой же объем $v_2 = S_2 \cdot V_2$ воздуха за одну секунду выходит, иначе поток воздуха где-то внутри трубы должен либо расширяться, либо сжаться. Поскольку и то, и другое невозможно, то сказанное справедливо для любого сечения трубы. Следовательно, $v_1 = v_2 = v_3 = const$. Иначе говоря, через все сечения трубы за одну секунду проходит одинаковый объем воздуха (закон постоянства секундных объемов)

$$S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2 = S_3 \cdot V_3 = const . \quad (8)$$

Поскольку поперечные сечения различны (см. рисунок 1) $S_1 > S_2 > S_3$, то и скорости воздуха в разных сечениях не одинаковы: $V_1 < V_2 < V_3$.

Для измерения давления в рассматриваемых сечениях используются манометры, одна трубка которых соединена с атмосферой. Анализируя показания манометров (см. Рисунок 1), можно сделать заключение, что наименьшее статическое давление (по сравнению с атмосферным) показывает манометр в сечении 3-3.

Значит, при сужении трубы (увеличивается скорость воздушного потока) статическое давление падает. Причиной падения статического давления является то, что воздушный поток не производит никакой работы (без учета работы сил трения) и по-

этому полная энергия воздушного потока остается постоянной. Значит, в данном случае возможен только переход кинетической энергии воздушного потока в потенциальную и наоборот.

Именно по этой причине передний носовой обтекатель болида, который первым начинает рассекают воздушный поток, имеет зауженную в начале форму (рисунок 2).

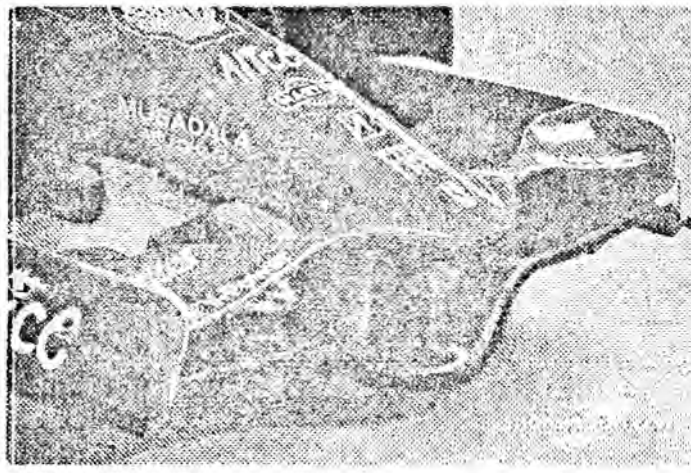


Рисунок 2 - Передний обтекатель болида

СЕКЦИЯ «ТРАКТОРЫ»

РУЛЕВОЙ ПРИВОД С ГИДРОЦИЛИНДРОМ В ПОПЕРЕЧНОЙ ТЯГЕ

Войнилович Виктор Васильевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Андреев А.Ф.

(Белорусский национальный технический университет)

В статье рассмотрены кинематические расчёты рулевого привода с гидроцилиндром в поперечной тяге. Предложен способ определения силы на штоке гидравлического цилиндра, обусловленный моментом сопротивления повороту управляемых колес.

Рулевой привод представляет собой два коромысло-ползунных механизма с общим ползуном. Рассмотрим коромысло-ползунный механизм поворота правого колеса (рисунок 1).

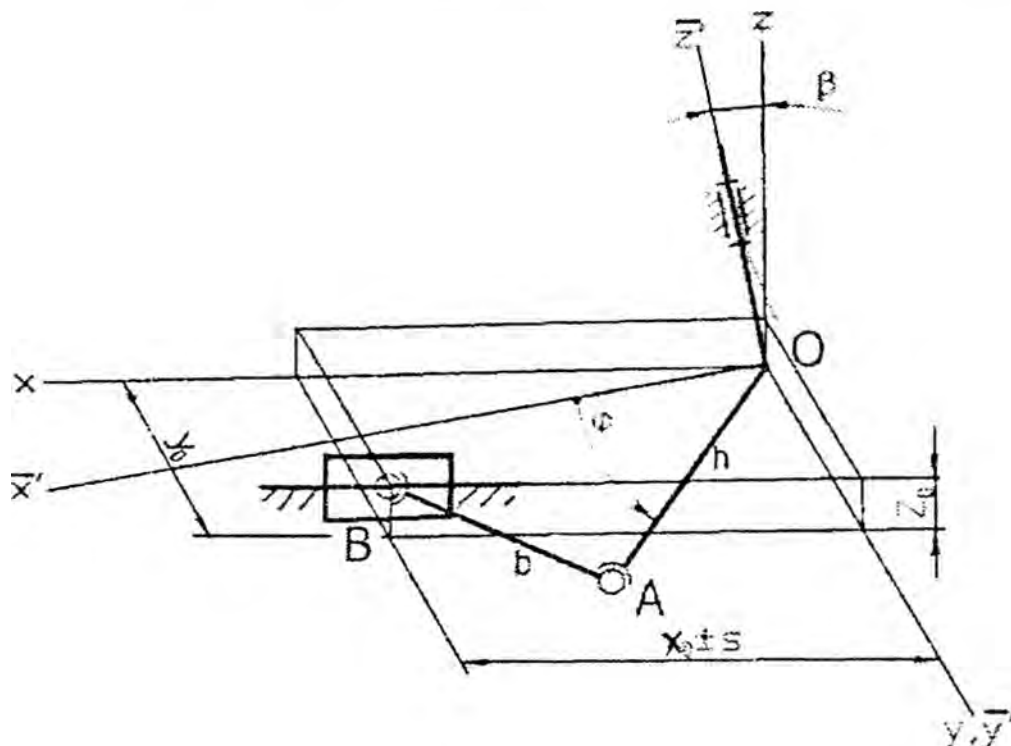


Рисунок 1 – Коромысло-ползунный механизм поворота

Рычаг OA поворотной цапфы (коромысло) со шкворнем образует вращательную пару. Через точку поворота O коромысла проведем плоскость xOy перпендикулярную плоскости xOz , в которой расположены оси шкворней поворотных цапф так, чтобы линия пересечения плоскостей – ось Ox – была параллельна

оси моста. Ось Oz направим так, чтобы образовалась правосторонняя система координат (рисунок 1). При этом ось шкворня поворотной цапфы, расположенная в плоскости xOz проходит через точку O и образует с осью Oz угол, равный углу β поперечного наклона шкворня. Образует правостороннюю систему координат $\overline{xyz}$ с началом в точке O .

Ось $\overline{Oz}$ направим вдоль оси шкворня, а ось $\overline{Oy}$ – вдоль оси Oy . Очевидно, что центр A шарового шарнира коромысла при повороте колеса перемещается в плоскости $\overline{xOy}$.

Его координаты в системе $\overline{xyz}$:

$$\overline{X}_A = h \cdot \cos \varphi; \overline{Y}_A = h \cdot \sin \varphi; \overline{Z}_A = 0, \quad (1)$$

где φ – угол между осью $\overline{Ox}$ и рычагом OA ;

h – длина рычага OA .

В базовой системе xuz координаты точки A :

$$\begin{aligned} X_A &= \overline{X}_A \cdot \cos \beta = h \cdot \cos \beta \cdot \cos \varphi; \\ Y_A &= \overline{Y}_A = h \cdot \sin \varphi; Z_A = -\overline{X}_A \cdot \sin \beta = -h \cdot \sin \beta \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \quad (2)$$

Ползун имеет прямолинейно-поступательное движение, а центр B сферической пары, которую он образует со звеном AB (шатун), перемещается параллельно оси Ox . Координаты точки B в системе xuz :

$$X_B = X_O \pm S; Y_B = Y_O = const; Z_B = Z_O = const, \quad (3)$$

где X_O, Y_O, Z_O – начальные координаты точки B ;

S – перемещение ползуна (знак «+» для внутреннего колеса, знак «-» – для внешнего).

Длина b шатуна AB связана с координатами точек A и B :

$$b^2 = (X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2. \quad (4)$$

Откуда

$$X_B = \sqrt{b^2 - (Y_B - Y_A)^2 - (Z_B - Z_A)^2} + X_A. \quad (5)$$

Задаваясь углом поворота α_1 внутреннего колеса, найдем угол:

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - (\theta + \alpha_1), \quad (6)$$

где θ — угол установки рычага OA .

Затем определяем координаты точки A в системе xuz по уравнениям (2). Значение координаты X_B и перемещение ползуна $S = X_B - X_0$.

Для внешнего колеса преобразуем уравнение (4), принимая во внимание, что $Y_B = Y_0 = const$, $Z_B = Z_0 = const$,

$$X_B = X_0 - S \text{ (для внешнего колеса), } X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2 = h^2.$$

$$2 \cdot (X_0 - S) \cdot X_A + 2Y_0 \cdot Y_A + 2Z_0 \cdot Z_A = (X_0 - S)^2 + Y_0^2 + Z_0^2 + h^2.$$

Подставив в это равенство выражения (2), получим уравнение $c_1 - c_2 \cdot \cos \varphi = \sin \varphi$, в котором

$$c_1 = \frac{(X_0 - S)^2 + Y_0^2 + Z_0^2 + h^2 - b^2}{2Y_0 \cdot h}; \quad c_2 = \frac{(X_0 - S) \cdot \cos \beta - Z_0 \cdot \sin \beta}{Y_0};$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - (\theta - \alpha_2),$$

где α_2 — угол поворота внутреннего колеса.

Откуда

$$\alpha_2 = \theta - \arcsin \left(\frac{c_1 \cdot c_2}{c_2^2 + 1} - \sqrt{\left(\frac{c_1 \cdot c_2}{c_2^2 + 1} \right)^2 - \frac{c_1^2 - 1}{c_2^2 + 1}} \right). \quad (7)$$

Сила на штоке гидравлического цилиндра складывается из двух составляющих: силы F_{u1} , обусловленной моментом сопротивления $T_{\Sigma 1}$ повороту внутреннего колеса и силы F_{u2} , обусловленной моментом сопротивления $T_{\Sigma 2}$ повороту внешнего колеса

$$F_u = F_{u1} + F_{u2} = \left(\frac{T_{\Sigma 1}}{h_1} + \frac{T_{\Sigma 2}}{h_2} \right) / \eta$$

где h_1, h_2 — приведенное плечо относительно оси шкворня соответственно силы F_{u1} и силы F_{u2} .

Соответствующие значения плеч h_1 и h_2 можно вычислить по формулам

$$h_1 = h \cdot \frac{\cos(\theta + \alpha_1 + \eta_1)}{\cos \eta_1 \cdot \cos \beta}; \quad h_2 = h \cdot \frac{\cos(\theta - \alpha_2 + \eta_2)}{\cos \eta_2 \cdot \cos \beta}, \quad (8)$$

где η_1 и η_2 – угол между проекцией звена AB на плоскость $\bar{x}\bar{O}\bar{y}$ и осью $\bar{Ox}$ для механизма внутреннего и наружного колеса соответственно.

Угол η вычисляется для каждого коромысло-ползунного механизма по формуле

$$\eta = \arctg \frac{Y_0 - \bar{Y}_A}{(X_0 \pm S) \cdot \cos \beta - Z_0 \cdot \sin \beta - \bar{X}_A}. \quad (9)$$

Описанная методика расчета позволяет найти оптимальные параметры рулевой трапеции.

По данной методике были определены оптимальные значения рулевой трапеции вилочного погрузчика грузоподъемностью 5 т. По минимальной среднеквадратичной ошибке между требуемым условием по отсутствию скольжению и получаемым при заданных параметрах рулевой трапеции.

Найденные оптимальные параметры рулевой трапеции представлены на рисунке 2.

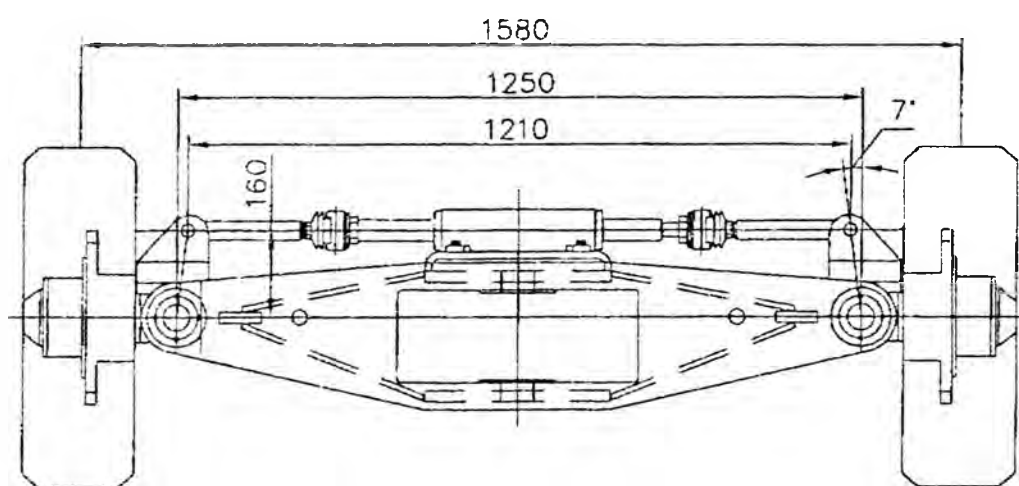


Рисунок 2 – Оптимальные параметры трапеции механизма поворота

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В ГИДРООБЪЁМНЫХ ПЕРЕДАЧАХ (МОДЕЛЬ ПОТЕРЬ МИШКЕ-ВИЛЬСОНА)

Рудович Владимир Михайлович

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Андреев А.Ф.

(Белорусский национальный технический университет)

В этой статье рассмотрена теорико-экспериментальная модель потерь Мишке-Вильсона, в которой рассматриваются механические и объёмные потери, которые являются настолько превалирующими над остальными что можно рассматривать их в качестве единственных с последующей корректировкой экспериментальных коэффициентов.

Обычно используемые в качестве основных элементов объёмных гидropередач роторные гидромашины характеризуются большими поверхностями трения, механические и объёмные потери на которых превалируют над остальными, и поэтому в качестве математической модели рассматриваются потери только в зазорах между упомянутыми поверхностями. Разумеется, принятие такой модели не исключает существование других видов потерь (например, гидравлические потери, потери обусловленные сжимаемостью рабочей жидкости и т.д.), которые чаще всего раздельно не рассматриваются. Поскольку коэффициенты потерь определяются экспериментально, то соответствующим их корректированием можно с достаточной для практических целей точностью описывать рабочий процесс.

Коэффициенты утечек, вязкостного и кулонового трения, которые определяются исходя из сертифицированных параметров гидромашин [1, 2].

Таблица 1 – Коэффициенты утечек C_y , вязкостного C_v и кулонового трения C_f

Насос	Мотор
$C_y = (1 - \eta_{он}^*) S_0^*$	$C_y = \frac{(1 - \eta_{ом}^*)}{\eta_{ом}^*} S_0^*$
$C_v = \frac{(1 - \eta_{он}^*)}{\eta_{н}^* S_0^*}$	$C_v = \frac{(1 - \eta_{ом}^*) \eta_{м}^*}{\eta_{ом}^* S_0^*}$
$C_f = \frac{1}{\eta_{н}^*} (2\eta_{он}^* - 1) - 1$	$C_f = 1 - \eta_{м}^* \left(1 + 2 \frac{1 - \eta_{ом}^*}{\eta_{ом}^*} \right)$

Предполагая, что в зазорах между деталями имеет место ламинарное течение жидкости и что зазоры образованы параллельными поверхностями, поток утечек можно выразить как

$$Q_y = \frac{\delta^3 b \Delta p}{12 \mu L}$$

где δ – зазор; b – ширина канала; L – его длина; Δp – перепад давления.

Так как b и L пропорциональны характерному размеру D_v , то

$$Q_y = k_y \frac{\delta^3 \Delta p}{\mu} \text{ или } Q_y = k_y \left(\frac{\delta}{D_v} \right)^3 \frac{\Delta p}{\mu n} V_{он}.$$

Обозначим

$$C_y = k_y \left(\frac{\delta}{D_v} \right)^3 ; S_0 = \frac{\mu n}{\Delta p}$$

где S_0 – критерий Зиммерфельда, тогда

$$Q_y = C_y \frac{V_{он}}{S_0} = C_y \frac{V_{он}}{\mu n} \Delta p = C_y \frac{V_0}{\mu} \Delta p.$$

Таким образом, поток утечек пропорционален разности давлений и не зависит от частоты вращения.

Мощность механический потерь на трение при граничной смазке:

$$P_f = C_f \Delta p V_0 n.$$

Отсюда момент трения на валу гидромашины:

$$M_f = \frac{P_f}{2\pi n} = C_f \frac{\Delta p V_0}{2\pi}.$$

При линейном распределении скоростей по перечному сечению плёнки масла касательное напряжение τ , возникающее при скольжении по слою масла прямоугольной пластинки размерами $L \times b$ со скоростью v и при зазоре δ между ней и плоской поверхностью, определяется законом Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{dv}{d\delta} = \frac{\mu v}{\delta}.$$

Поскольку поверхность поршней пропорциональна D_v^2 , а средняя скорость поршней пропорциональна коэффициенту быстроходности $D_v n$, то мощность, расходуемая на вязкостное трение:

$$P_v = \frac{k_v \mu n^2 D_v^4}{\delta} = k_v \mu \left(\frac{D_v}{\delta} \right) V_0 n^2.$$

Обозначим

$$C_v = k_v \frac{D_v}{\delta}$$

получим

$$P_v = C_v \mu V_0 n^2.$$

Отсюда момент трения на жидкостное трение:

$$M_v = \frac{P_v}{2\pi n} = C_v \frac{\mu n \Delta p V_0}{\Delta p} \text{ или } M_v = C_v S_0 \frac{\Delta p V_0}{2\pi}.$$

На основании теоретико-экспериментальной модели потерь определяются зависимости расхода рабочей жидкости и момента на валу гидромашины в зависимости от режима работы.

При работе гидромашины в режиме гидромотора:

$$Q_m = Q_{тм} + Q_{ум} = (\epsilon_m + C_{ум} S_{0м}) V_{0м} n_m$$

$$M_H = M_{TH} - M_{ГТМ} = (\epsilon_H - (C_{fH} + C_{вн} S_{OH})) \frac{\Delta p V_{OH}}{2\pi}.$$

При работе гидромашины в режиме насоса:

$$Q_H = Q_{TH} - Q_{УН} = (\epsilon_H + \frac{C_{УН}}{S_{OH}}) V_{OH} n_H$$

$$M_H = M_{TH} - M_{ГТН} = (\epsilon_H + C_{fH} + C_{вн} S_{OH}) \frac{\Delta p V_{OH}}{2\pi}.$$

Литература:

1. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / Прокофьев В.Н. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объёмные гидро- и пневмомашин и передачи / Андреев А.Ф. [и др.]. – Минск: Высшая школа, 1987. – 311 с.

УДК 629.114

ВЫВОД ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЁТА СИЛЫ ТЯГИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКОНАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ КОЛЕСА НА ПОЧВУ

Адась Владимир Андреевич

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Атаманов Ю.Е.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе проведен вывод формул для расчета касательной силы тяги при различных распределениях ведущего колеса на почву, а также сравнение результатов этих формул с целью дальнейшего использования в проекторочных расчетах тракторов.

В условиях интенсификации сельскохозяйственного производства одним из определяющих требований к сельскохозяйственной технике является повышение ее производительности. Однако при этом происходит усложнение машин, расширение

функциональных возможностей, что связано с увеличением их массы. Это вызывает повышение механического воздействия ходовых систем на почву. Последнее приводит к увеличению уплотнения почвы и другим негативным последствиям, снижающим ее плодородие и урожайность сельскохозяйственных культур.

Уменьшение воздействия движителей машин на почву для различных условий требует обоснования пределов давлений и буксования движителей. С точки зрения повышения урожайности сельскохозяйственных культур необходимо снижать не только уплотнение почвы, но и уплотняемую площадь. Неравномерность плотности почвы обуславливает различное тяговое сопротивление агрегата на длине гона, приводит к увеличению затрат энергии при пахоте, культивации и других операциях.

Создание современных энергонасыщенных тракторов и дальнейшее развитие отечественного тракторостроения потребовали развития отдельных вопросов теории, особенно в области взаимодействия движителя с грунтом, устойчивости и управляемости, плавности хода трактора, комфорта водителя и тягово-динамического расчета.

Общая касательная сила тяги состоит из двух составляющих: касательной силы тяги необходимой для преодоления сдвига грунта и касательной силы тяги возникающей при срезе грунтовых кирпичей боковыми гранями грунтозацепа:

$$F_k = F_{k.cd} + F_{k.cp} = b \int_0^L f_{ck} p_x \left(1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\delta x}{k_\tau}} \right) th \frac{\delta x}{k_\tau} dx +$$

$$+ 2\tau_{cp} h_z \frac{L}{t_z},$$

где b – ширина грунтозацепа колеса; f_{ck} – коэффициент трения скольжения; p_x – закон распределения давления ве-

дущего колеса на почву; f_{np} – приведенный коэффициент трения; δx – деформация грунтозацепа на расстоянии x от начала зацепления; k_τ – коэффициент деформации; τ_{cp} – модуль среза; h_r – высота грунтозацепа; L – длина площади контакта; t_r – шаг грунтозацепа; dx – элементарная площадка опорной поверхности колеса.

Формула (1) справедлива для любого закона распределения давления ведущего колеса на почву. В частности в учебнике «Тракторы. Теория» под редакцией В.В. Гуськова принят равномерный закон, что не полностью отражает действительное распределение давлений в пятне контакта шины с почвой. Нами предложен эллиптический закон распределения давления колеса на почву:

$$p_x = p_{\max} \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{(0,5L)^2}}, \quad p_{\max} = \frac{2 \cdot G}{0,5 \cdot \pi \cdot L}, \quad (2)$$

где G – сила тяжести трактора.

Подставляя в (1) закон распределения давления (2) мы сталкиваемся с проблемой: интеграл в явном виде получить невозможно. Преобразовав интеграл к двойному и взяв пределы от $-L/2$ до $L/2$ получим значение касательной силы тяги необходимой для преодоления сдвига грунта:

$$F_{к.сд.} = G \cdot b \cdot f_{ск.} \int_0^L \left(1 + \frac{f_{np.}}{ch \frac{\delta \cdot x}{k_\tau}} \right) \cdot th \frac{\delta \cdot x}{k_\tau} dx.$$

Интегрируя и учитывая касательную силу тяги возникающую при срезе грунтовых кирпичей боковыми гранями грунтозацепа получим конечную формулу для расчета кас-

тельной силы тяги при эллиптическом законе распределения давления ведущего колеса на почву:

$$F_K = F_{K,cd} + F_{K,cr} = \frac{b \cdot f_{ck} k_\tau G}{\delta} \left[\ln ch \frac{\delta L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2\tau_{cp} h_r \frac{L}{t_r}. \quad (3)$$

Результаты расчетов по зависимости (3) позволяют сделать следующие выводы.

1. Касательная сила тяги зависит от параметров двигателя, распределения давления по длине опорной ветви буксования и физико-механических свойств грунта;

2. При создании современных энергонасыщенных тракторов и дальнейшем развитии отечественного тракторостроения требуется рассчитывать более точно все характеристики двигателя в нашем случае касательную силу тяги учитывая действительный закон распределения давления колеса на почву. Так по результатам расчетов значения касательных сил тяги при различных законах и малых значениях коэффициента деформации почти равные, однако с увеличением коэффициента деформации значения начинают различаться в 2-3 раза;

3. Эллиптический закон распределения давления колеса на почву дает более точное значение касательной силы тяги по сравнению с равномерным распределением давления;

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА СТАТИЧЕСКОЙ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ

Махнач Екатерина Сергеевна,

Юденюк Мария Викторовна

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Атаманов Ю.Е.

(Белорусский национальный технический университет)

В статье рассматривается вопрос определения вида статической поворачиваемости полноприводной колесной машины на стадии проектирования. Предлагается методика определения коэффициентов для уравнений кругового движения полноприводных машин со всеми управляемыми колесами.

Поворачиваемость – свойство колесной машины совершать повороты с заданной кривизной траектории. Различают три вида статической поворачиваемости: избыточная поворачиваемость – уменьшение радиуса поворота при увеличении скорости движения; недостаточная поворачиваемость – увеличение радиуса поворота при увеличении скорости движения; нейтральная поворачиваемость – радиус поворота при увеличении не изменяется скорости движения.

Машина при прямолинейном движении под действием внешней боковой силы может самопроизвольно входить в поворот. При избыточной поворачиваемости этот процесс может развиваться вплоть до потери управляемости, а при недостаточной поворачиваемости этот процесс происходит до определенного момента, когда внешняя боковая сила уравнивается нормальной составляющей силой инерции.

Поэтому желательно, чтобы проектируемая машина обладал некоторой недостаточной поворачиваемостью, при которой движение будет устойчивое.

Проблема определения вида статической поворачиваемости существует давно и решается различными способами, но до сих пор не найдено наилучшего решения. Например, в учебнике «Тракторы: теория» были выведены алгебраические уравнения связывающие тяговые усилия ведущих мостов и боковые силы, действующие на мосты при дифференциальном и блокированном приводах из условия, что вектор суммарной силы тяги машины равен векторной сумме тяговых усилий ведущих мостов: $F_k = F_{k1} \cos \alpha_1 + F_{k2} \cos \alpha_2$. Однако в этих уравнениях не учитывается проекция на ось Y. Мы предлагаем принять $F_k = F_{k1} + F_{k2}$, что существенно изменяет расчеты.

С учетом сказанного коэффициенты уравнения движения колесной машины с дифференциальным межосевым приводом примут следующий вид:

$$\begin{aligned} A[1,1] &= (1 - \xi) \cos \alpha_1 + \xi \cos \alpha_2; \\ A[2,1] &= (1 - \xi) \sin \alpha_1 + \xi \sin \alpha_2; \\ A[3,1] &= a(1 - \xi) \sin \alpha_1 + b\xi \sin \alpha_2; \\ B[1] &= F_{f1} \cos \alpha_1 + F_{f2} \cos \alpha_2 + F_{jx}; \\ B[2] &= F_{f1} \sin \alpha_1 - F_{f2} \sin \alpha_2 + F_{jy}; \\ B[3] &= aF_{f1} \sin \alpha_1 + bF_{f2} \sin \alpha_2. \end{aligned}$$

Соответственно коэффициенты уравнений движения для машины с блокированным межосевым приводом примут вид:

$$\begin{aligned} A[1,1] &= \frac{[i_2 \lambda_1 \cos(\alpha_2 + \varphi_2) \cos \alpha_1 + i_1 \lambda_2 \cos(\alpha_1 - \varphi_1) \cos \alpha_2]}{z}; \\ A[2,1] &= \frac{[-i_2 \lambda_1 \cos(\alpha_2 + \varphi_2) \sin \alpha_1 + i_1 \lambda_2 \cos(\alpha_1 - \varphi_1) \sin \alpha_2]}{z}; \\ A[3,1] &= \frac{[-b i_1 \lambda_2 \cos(\alpha_1 - \varphi_1) \cos \alpha_2 - a i_2 \lambda_1 \cos(\alpha_2 + \varphi_2) \cos \alpha_1]}{z}; \\ A[1,2] &= -\sin \alpha_1; \quad A[2,2] = -\cos \alpha_1; \quad A[3,2] = -a \cos \alpha_1; \\ A[1,3] &= \sin \alpha_2; \quad A[2,3] = -\cos \alpha_2; \quad A[3,3] = -b \cos \alpha_2; \\ B[1] &= F_{f1} \cos \alpha_1 + F_{f2} \cos \alpha_2 + F_{jx} - \\ &\quad \frac{(\lambda_2 r_{21} \cos(\alpha_1 - \varphi_1) - \lambda_1 r_{22} \cos(\alpha_2 + \varphi_2)) \cos \alpha_1}{z} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{(-\lambda_2 r_{d1} \cos(\alpha_1 - \varphi_1) + \lambda_1 r_{d2} \cos(\alpha_2 + \varphi_2)) \cos \alpha_2}{z} \\
B[2] = & F_{f1} \sin \alpha_1 - F_{f2} \sin \alpha_2 + F_{jy} + \\
& + \frac{(\lambda_2 r_{d1} \cos(\alpha_1 - \varphi_1) - \lambda_1 r_{d2} \cos(\alpha_2 + \varphi_2)) \sin \alpha_1}{z} - \\
& - \frac{(-\lambda_2 r_{d1} \cos(\alpha_1 - \varphi_1) + \lambda_1 r_{d2} \cos(\alpha_2 + \varphi_2)) \sin \alpha_2}{z}; \\
B[3] = & a \frac{(\lambda_2 r_{d1} \cos(\alpha_1 - \varphi_1) - \lambda_1 r_{d2} \cos(\alpha_2 + \varphi_2)) \sin \alpha_1}{z} - \\
& - b \frac{(-\lambda_2 r_{d1} \cos(\alpha_1 - \varphi_1) + \lambda_1 r_{d2} \cos(\alpha_2 + \varphi_2)) \sin \alpha_2}{z} \\
z = & i_2 \lambda_1 \cos(\alpha_2 + \varphi_2) + i_1 \lambda_2 \cos(\alpha_1 - \varphi_1).
\end{aligned}$$

Нами была разработана программа, позволяющая аналитическим методом рассчитывать изменения радиуса поворота колесной машины со всеми управляемыми колесами, как с дифференциальным межосевым приводом, так и с заблокированным межосевым приводом, что позволяет определять вид статической поворачиваемости машины в зависимости от ее конструктивных параметров и условий эксплуатации на этапе проектирования.

УДК 62-762(035)

КИНЕМАТИКА РУЛЕВЫХ ТРАПЕЦИЙ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЕЁ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ

*Пивоварчик Евгений Вячеславович,
Дымский Евгений Олегович*

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Атаманов Ю.Е.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе проведен анализ кинематики поворота троллейбуса и кинематики рулевых трапеций, а также представлены мето-

дики оптимизации некоторых параметров четырехзвенной и шестизвенной рулевых трапеций.

При криволинейном движении все колеса троллейбуса катятся с единым мгновенным центром поворота даже при нарушении кинематики поворота управляемых колес. Такое «согласование» кинематики поворота троллейбуса и кинематики поворота управляемых колес происходит за счет боковой деформации шин и в некоторых случаях бокового скольжения передних или задних колес. Скользят обычно колеса, имеющие меньшую нормальную нагрузку или находящиеся в худших условиях сцепления. Деформация шин и боковое скольжение колес приводит к увеличению силы сопротивления качению, повышенному износу шин и увеличенному расходу топлива при совершении поворота.

Как известно, при криволинейном движении управляемые колеса троллейбуса должны поворачиваться на разные углы – внутреннее колесо поворачивается на больший угол, чем наружное. Поворот управляемых колес троллейбуса на разные углы и согласование углов их поворота с кинематикой поворота троллейбуса осуществляется с некоторой погрешностью рулевой трапеции.

Для получения правильного соотношения между углами поворота колес (кинематики рулевой трапеции) необходимо подобрать размеры элементов рулевой трапеции и согласовать их с базой и шириной колеи (кинематики поворота) троллейбуса. Основным фактором, определяющим кинематику рулевой трапеции, является угол наклона (установки) рулевых рычагов при нейтральном положении управляемых колес, длина рулевых рычагов, а также длина рулевой сошки в шестизвенной рулевой трапеции.

В работе представлены методики оптимизации некоторых параметров четырехзвенной и шестизвенной рулевых трапеций. Рассмотрим алгоритм работы на примере шестизвенной рулевой трапеции.

Для начала работы необходимо ввести параметры шестизвенной рулевой трапеции, которую нужно будет оптимизировать.

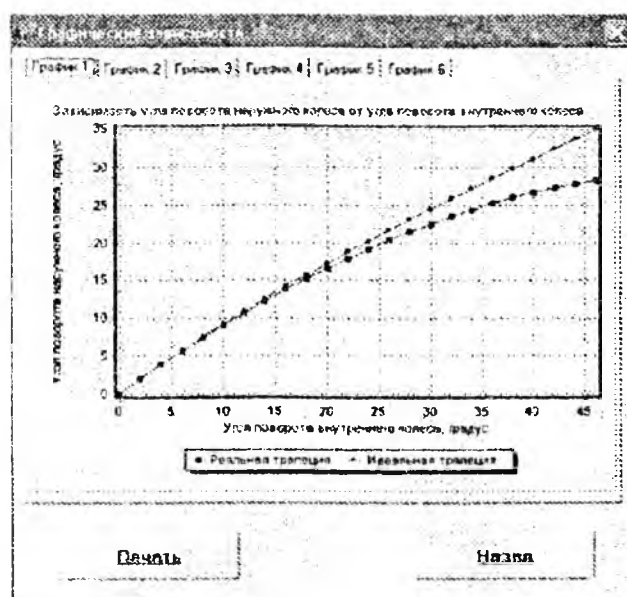


Рисунок 1

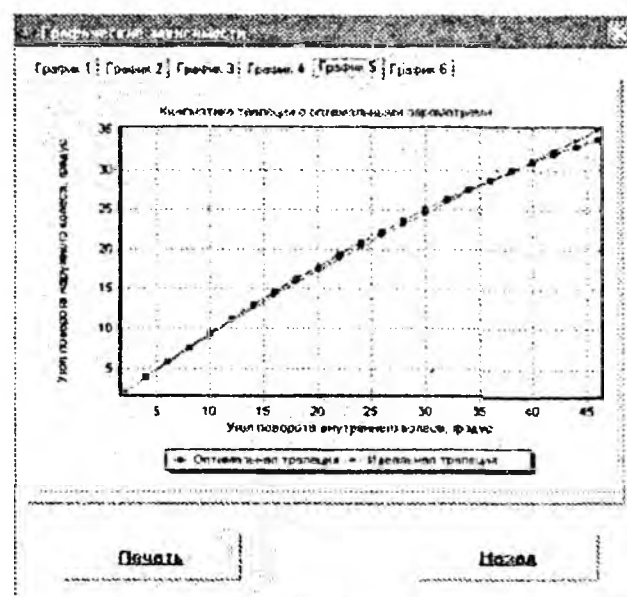


Рисунок 2

Вы можете посмотреть зависимость действительного угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего колеса при указанных параметрах (рисунок 1), а также сравнить ее с теоретической зависимостью.

Оптимизация трапеции начинается с поиска оптимального угла установки рулевых рычагов. Критерий поиска – наименьшая сумма квадратов отклонений $\sum \Delta^2$ действительных углов поворота управляемых колес от теоретических углов поворота. Изменение этого критерия от угла установки рулевых рычагов показано на рисунке 3. Оптимальный угол установки поворотных рычагов определяется методом золотого сечения.

После расчета оптимального угла установки рулевых рычагов, переходим к исследованию влияния длины рулевой сошки на кинематику шестизвенной рулевой трапеции (остальные параметры трапеции – фиксированы, причем угол установки рулевых рычагов принимался равным оптимальному углу установки рулевых рычагов). Критерием приближения кинематики действительной шестизвенной рулевой трапеции рулевой трапеции к идеальной в зависимости от длины рулевой сошки яв-

лялась сумма квадратов отклонения $\sum \Delta^2$ действительного угла поворота наружного управляемого колеса от его теоретического угла поворота. Результаты этих исследований представлены на рисунке 4. Поиск оптимальной длины рулевой сошки осуществляется методом золотого сечения.

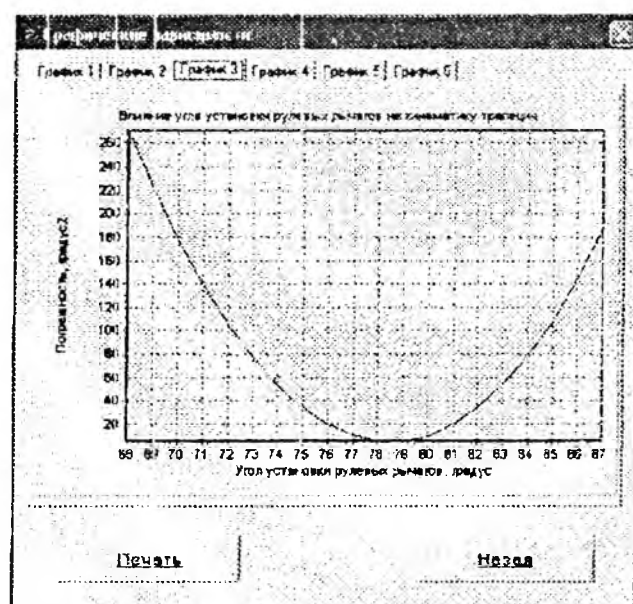


Рисунок 3

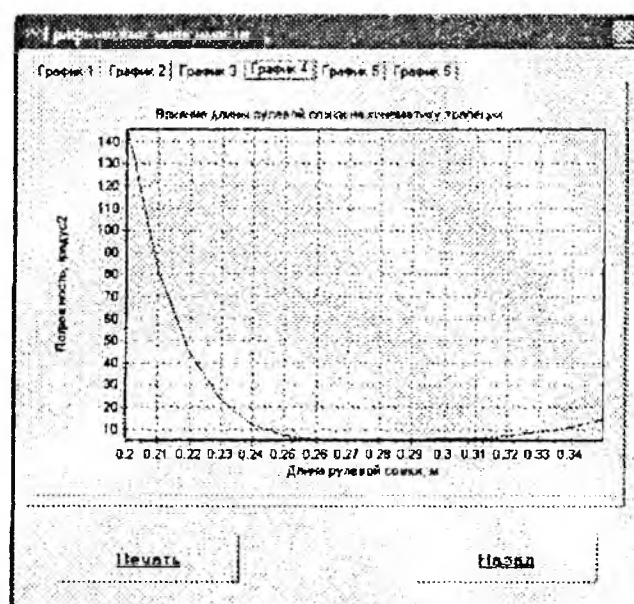


Рисунок 4

Вы можете посмотреть зависимость действительного угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего колеса оптимизированной трапеции (рисунок 2), а также сравнить ее с теоретической зависимостью.

В заключении еще раз бы хотелось сказать, что в ходе работы были разработаны аналитические зависимости, позволяющие расчетным методом исследовать кинематику рулевых трапедий, что повышает точность и уменьшает время, необходимое для исследования кинематики рулевой трапеции.

ИССЛЕДОВАНИЕ БУКСОВАНИЯ И СИЛЫ ТЯГИ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА 4К2 НА РАЗЛИЧНЫХ РАБОЧИХ ФОНАХ ПРИ МАКСИМАЛЬНОМ ТЯГОВОМ КПД

Уринович Дмитрий Юрьевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Атаманов Ю.Е.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе проведёны исследования по определению буксования и касательной силы тяги колёсного трактора 4К2 на различных рабочих фонах при максимальном КПД.

Разработка программы направлена на исследование буксования и касательной силы тяги колёсного трактора при максимальном тяговом КПД. Что в результате даст возможность определить оптимальные условия работы сельскохозяйственной машины. Представится возможным подбор машины-орудия при использовании, которого колёсный трактор будет работать при максимальном тяговом КПД. В результате чего повысится производительность трактора данного типа и снизится до минимума расход топлива. Снизится загрязнение окружающей среды.

Используя известные в теории трактора формулы, рассчитывается касательная сила тяги трактора при максимальном тяговом КПД и максимальное значение тягового КПД. Покажем, что оптимальное буксование на заданном рабочем фоне зависит только от показателей взаимодействия шины с грунтом, характеризующих коэффициентами сопротивления качению f , сцепления ϕ и показателя степени k , а так же от вертикальной нагрузки на ведущие колёса трактора.

Тяговый КПД трактора данной эксплуатационной массы на определённом сельскохозяйственном фоне является функцией тягового сопротивления машины-орудия к скорости движе-

ния агрегата. Эту зависимость можно представить следующим выражением:

$$\eta_m = \eta_{mp} \cdot \eta_a \cdot \eta_f \cdot \eta_{\delta}$$

Подставляя в данное выражение все составляющие КПД, и проведя некоторые преобразования, получим конечное уравнение:

$$f\{e^{-k \cdot \delta} \cdot [k \cdot (1 - \delta) - 1] + 1\} - \varphi \cdot \lambda_2 \cdot (1 - e^{-k \cdot \delta})^2 = 0;$$

Решая это уравнение, находим величину буксования трактора δ_{opt} при его максимальном тяговом КПД (оптимальное буксование). Подставляя найденную величину буксования в выражение для определения касательной силы трактора, определим её величину, а затем рассчитаем максимальный тяговый КПД трактора.

Из анализа уравнения, полученного для определения оптимального буксования трактора видно, что в него входят только характеристики взаимодействия шины с грунтом. Это коэффициенты сцепления φ , сопротивления качению f и показатель степени k . Параметры колёсного трактора в этом уравнении представлены только одним коэффициентом λ_2 — нагрузки ведущих колёс.

Из сказанного можно сделать вывод, что буксование колёсного трактора типа 4К2 при максимальном тяговом КПД зависит только от характеристик взаимодействия шин с грунтом и доли веса трактора, приходящейся на ведущие колёса, и не зависит от таких параметров трактора, как эксплуатационная масса, база и другие.

Таким образом, приходим к выводу, что максимальный тяговый КПД колёсного трактора типа 4К2 для любого рабочего фона достигается тогда, когда весь вес трактора приходится на ведущие колёса. Однако по условиям управляемости на передние колёса должно приходиться не менее 20% веса трактора, что несколько снижает тяговый КПД и повышает буксование трактора по сравнению с оптимальными величинами.

СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТРАКТОРА

Кучко Максим Валерьевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Грибко Г.П.

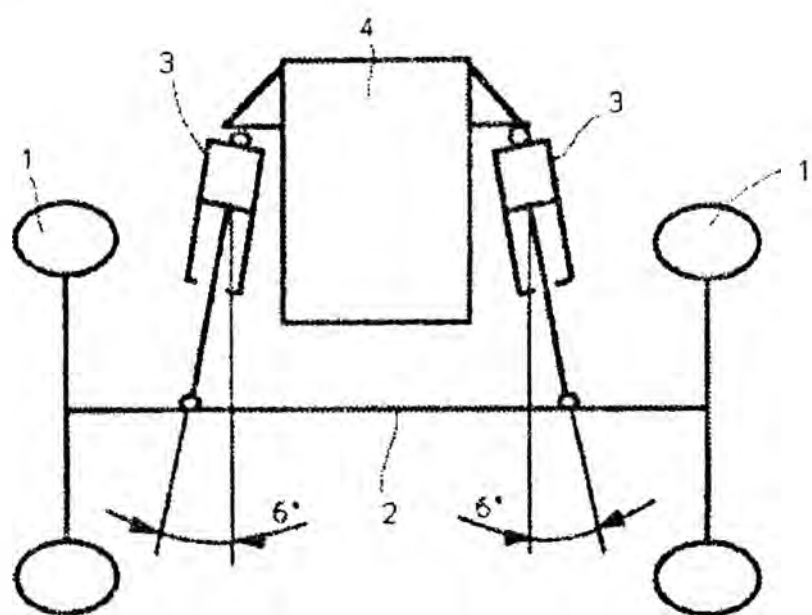
(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе производится анализ систем поддресоривания переднего и заднего мостов, применяемых на тракторах ведущих мировых производителей автотракторной техники, рассматривается возможность применения таких систем на тракторах МТЗ.

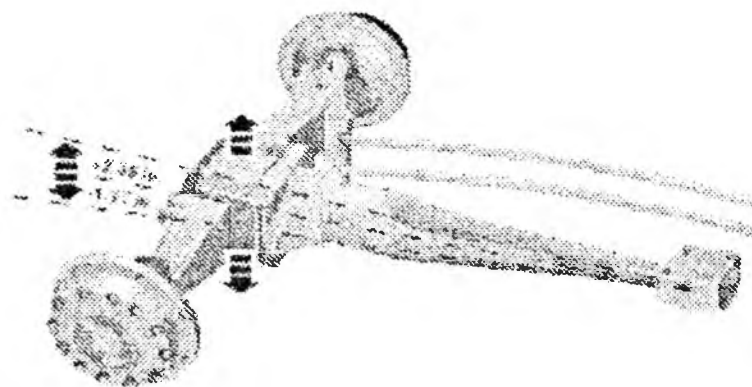
В последние годы ведущие мировые производители тракторов стали активно внедрять системы поддресоривания переднего и заднего мостов. Данная технология надежно стабилизирует движение трактора, улучшает сцепление с дорогой и уменьшает вибрации на рулевое управление, что приводит к повышению безопасности движения и улучшению комфорта вождения, уменьшению колебаний, вредных для здоровья водителя, снижению вибрационных нагрузок на трансмиссию и корпусные детали. Система поддресоривания обеспечивает плавное и мягкое управление трактором с навесным оборудованием, позволяет преодолевать неровности на поверхности без эффекта подпрыгивания. Исследования показали, что применение данной технологии позволило искусственно увеличить качество сцепления с поверхностью на 5%. При наличии более сложной системы поддресоривания возможно применение системы динамической стабилизации, не позволяющей отклониться от заданной траектории поворота. Так же есть возможность автоматизировать изменение дорожного просвета в зависимости от условий работы и обеспечить выравнивание передней и задней подвески для поддержания установленной высоты кузова независимо от нагрузки.

Далее рассмотрим схемы систем поддресоривания переднего и заднего мостов передовых производителей тракторов.

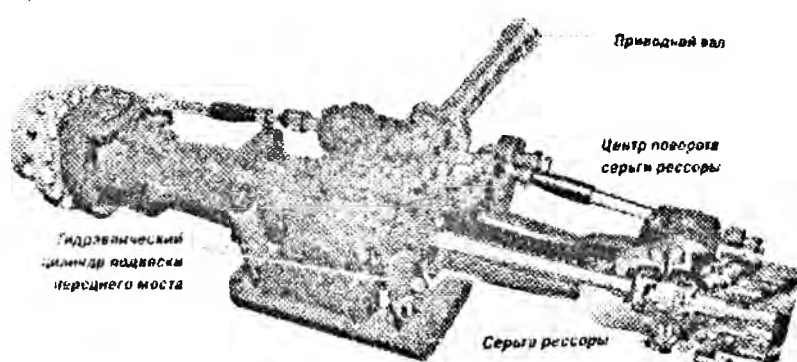
а)



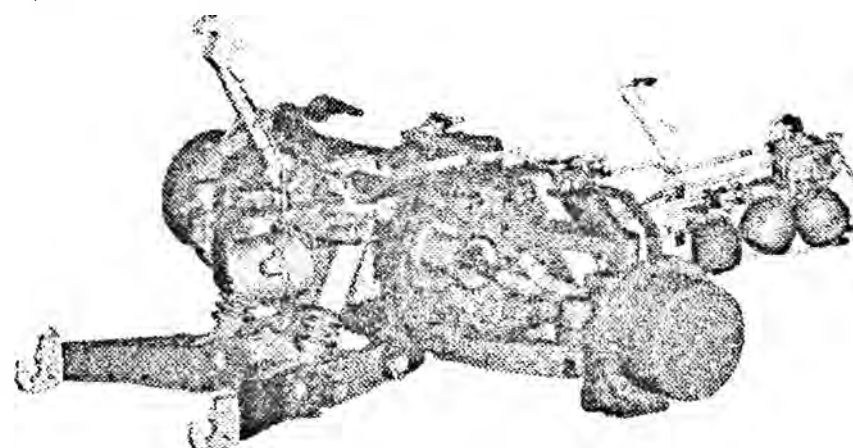
б)



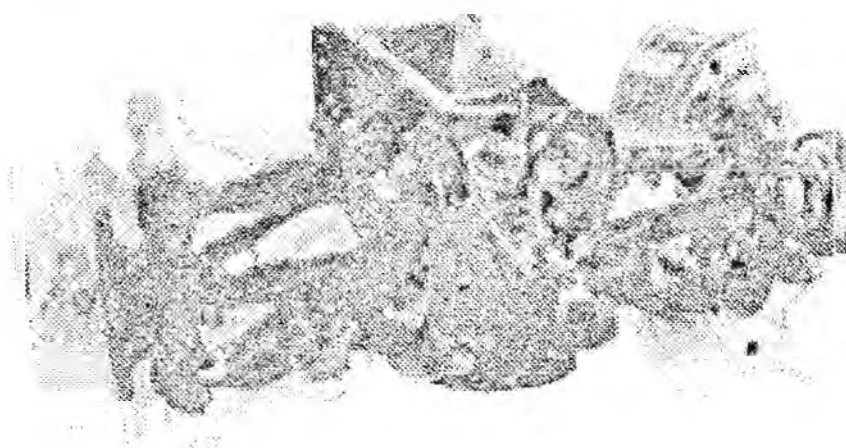
в)



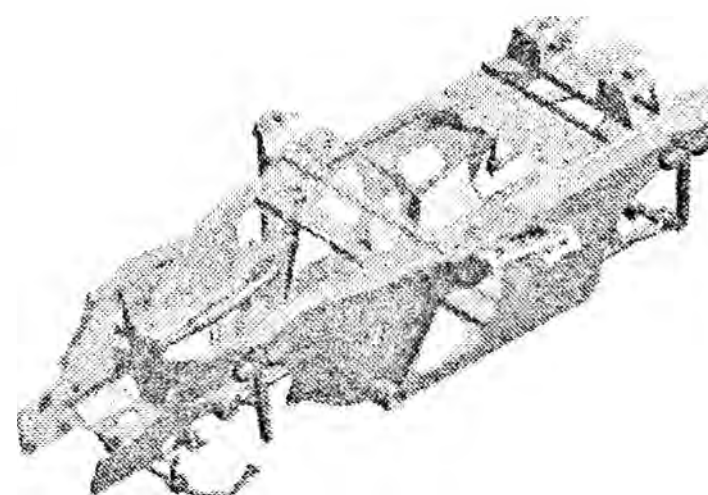
г)



д)



е)



а – John Deere 7930; б – Case MXM MAXXUM PRO;
в – Deutz Fahr Agtron 265; г – Fendt 936 Vario;
д – John Deere 8530; е – JCB FASTRAC 7000

Рисунок 1 – Схемы подвесок современных тракторов

На тракторе John Deere 7930 (рисунок 1, а) применяется система амортизации TLS. В такой конструкции балка переднего моста крепится на два гидроцилиндра подвески, торсионный вал и поддерживается поперечными тягами от бокового смещения. Такая система увеличивает силу тяги, позволяет работать на большей скорости и более комфортно.

Трактора серии MXM MAXXUM PRO (рисунок 1, б) фирмы Case укомплектованы механизмом регулирования жёсткости оси переднего моста, что позволяет добиться плавного и мягкого управления трактором с навесным оборудованием, преодолевая неровности на поверхности "без прыжков". Для более точного контроля движения на скоростях до 12 км/ч, система может быть отключена вручную.

Подрессоренный передний мост трактора Deutz Fahr Agrotrop 265 (рисунок 1, в) имеет качающееся крепление на серьге рессоры, значительно повышает безопасность и обеспечивает комфорт вождения на скорости 50 км/ч. Подвеска осуществляется гидропневматическим методом и имеет прогрессивные характеристики, т.е. ее действие усиливается при увеличивающейся балластировке.

Независимая полностью необслуживаемая гидропневматическая подвеска (рисунок 1, г) переднего моста, аналогичная автомобильной, со встроенной системой динамической стабилизации FSC, не позволяющей отклониться от заданной траектории поворота дает возможность трактору Fendt 936 Vario двигаться со скоростью 60 км/ч. В зависимости от скорости движения коррекция подвески переднего моста происходит автоматически, в поперечном направлении.

Независимая подвеска новейшей конструкции трактора John Deere 8530 (рисунок 1, д) усиливает передний мост и делает его более стабильным. Благодаря ей увеличивается транспортная и рабочая скорость, повышается эффективность использования прицепного устройства, уменьшается тряска при передвижении трактора.

На тракторе JCB FASTRAC 7000 (рисунок 1, е) установлена гидропневматическая подвеска всех четырех колес с системой автоматического выравнивания передней и задней оси для поддержания установленной высоты кузова независимо от нагрузки.

С целью повышения эксплуатационных показателей на тракторах МТЗ целесообразно применять систему подрессоривания переднего моста аналогичную системе применяемой на тракторе Deutz Fahr Agrotron 265 с небольшими доработками и изменениями. Такая система проста в изготовлении, обеспечивает достижение высоких эксплуатационных показателей, и может быть установлена на трактора МТЗ с минимальными изменениями конструкции остова трактора.

УДК 621.878

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОНАВЕСНОЙ СИСТЕМОЙ ТРАКТОРА

Лещинский Иван Иванович

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Жуковский Ю.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе проведен анализ автоматизированных систем управления гидронавесных систем тракторов. Установлена необходимость установки на мощные тракторы систем управления, которые обеспечивают регулирование по положению, усилию, буксованию, а также смешанное регулирование.

Анализ конструкций современных систем управления гидронавесными системами (ГНС) отечественных и зарубежных сельскохозяйственных тракторов показывает, что тракторы мощностью свыше 150 кВт все чаще оснащаются электрогидравлическими системами с использованием пропорциональных

электрогидрораспределителей. Электрогидравлическое управление положением золотников секций внешних потребителей от блока дистанционного управления позволяет облегчить условия работы оператора и автоматизировать управленческие функции путем программирования последовательности их выполнения.

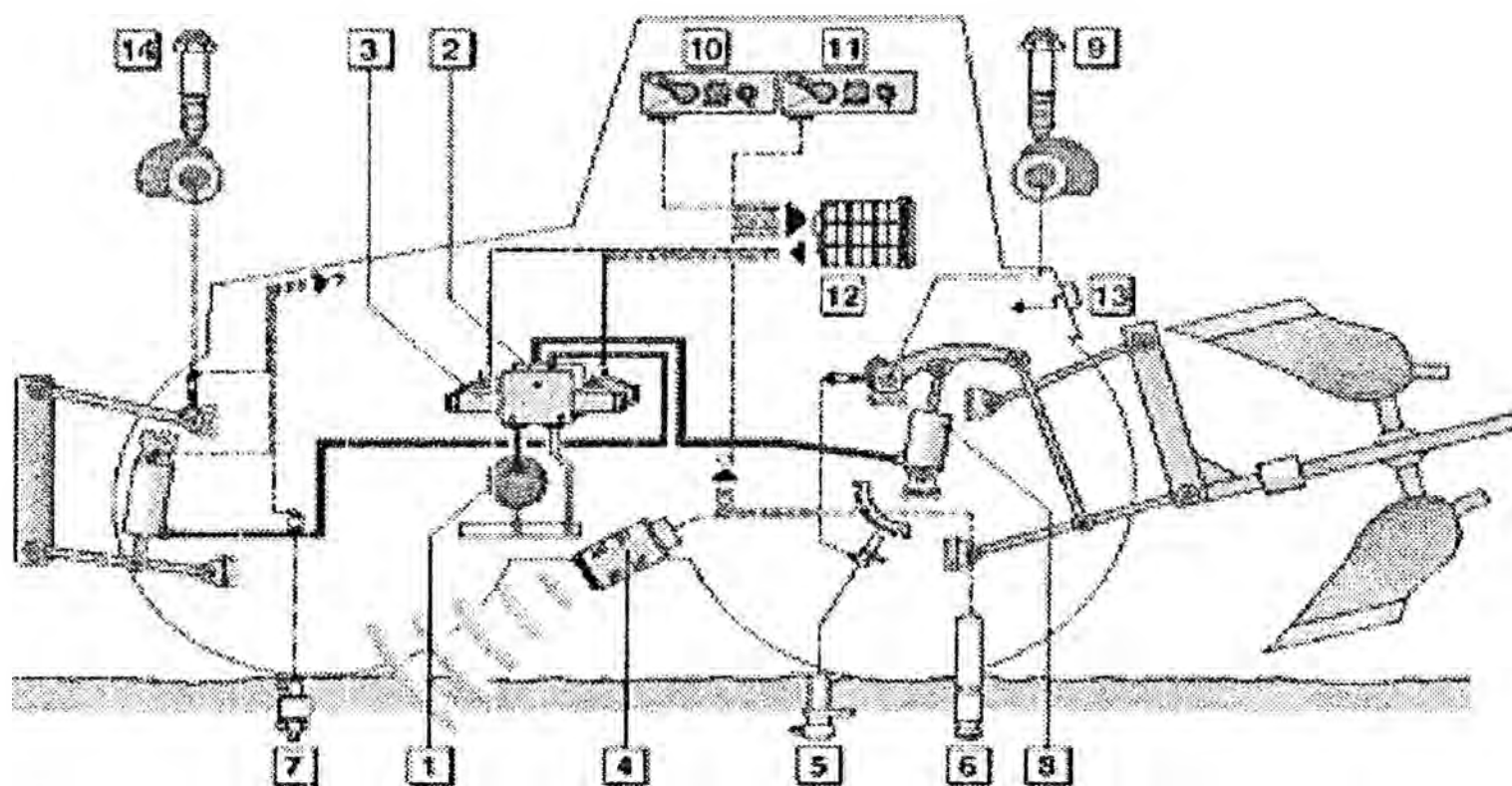
Поэтому в настоящее время все большее распространение получают "системы чувствительные к нагрузке" (СЧН). В этих системах в процессе работы контролируется соответствие величины потока рабочей жидкости, поступающего к исполнительным механизмам от управляющих золотников распределителя, заданной величине. При отклонениях величины потока от заданного значения на регулирующий элемент МИП поступает сигнал, в зависимости от знака (направления) отклонения увеличивающий или уменьшающий подачу рабочей жидкости к потребителям. В результате в напорной гидролинии устанавливается и поддерживается давление, соответствующее наиболее нагруженному потребителю, и обеспечивается работа во взаимозависимых режимах всех исполнительных механизмов.

Обеспечение давления по наиболее нагруженному потребителю позволяет СЧН уменьшить потери мощности на величину, определяемую разницей между уровнем постоянного давления и уровнем действующего рабочего давления.

Конструктивной особенностью МИП типа СЧН является необходимость использования сравнительно сложных распределителей с устройством формирования сигнала о наибольшей нагрузке подключенных потребителей.

Большинство тракторов зарубежных производителей оборудованы электронногидравлическими системами управления задним и передним навесными устройствами (ЗНУ и ПНУ) из компонентов производства фирмы «BOSCH» (рисунок 1). Комплект стандартной системы управления позволяет выполнять режимы обработки почвы по усилию, по позиции, либо смешанный, а также режим демпфирования продольных колебаний, регулирование скорости опускания, ограничение высоты подъема НУ. Опционально предусмотрена установка радарного датчика скорости и

системы предотвращения буксования для электрогидравлического регулирования.



1 —насос; 2 — распределитель задний; 3 — распределитель передний; 4 — радарный датчик скорости; 5 — датчик теоретической скорости; 6 — датчик усилия; 7 — датчик давления; 8 — гидроцилиндр; 9 — датчик позиции; 10 — пульт управления ЗНУ; 11 — пульт управления ПНУ; 12 — электронный блок управления; 13 — выносной пульт управления; 14 — датчик положения

Рисунок 1 — Электрогидравлическая система трактора фирмы “BOSCH”

Характеристики некоторых компонентов системы следующие:

Датчик положения.

В качестве датчиков положения на всех моделях установлен электронный поворотный датчик позиции фирмы «BOSCH». Выходной сигнал — 2,5...7,5 В.

При подъёме или опускании ЗНУ проворачивается вал и закреплённый на нём эксцентрик, который воздействует на опорный шарик датчика позиции и перемещает сердечник измерительной катушки. В результате этого происходит изменение магнитного потока, протекающего в катушке датчика. Элек-

тронная плата датчика обрабатывает изменение параметров катушки и выдаёт выходной электрический сигнал, пропорциональный перемещению ЗНУ. Электронный блок анализирует выходной сигнал датчика и формирует управляющий сигнал позиционного регулирования.

Датчики усилия.

В качестве измерителя усилия используется индуктивная катушка. При приложении нагрузки к датчику происходит изгиб датчика и изменение магнитного потока (протекания тока) через индуктивную катушку. Изменение магнитного потока при помощи встроенной электронной платы преобразуется в стандартный сигнал 2,5...7,5 В. В ненагруженном состоянии сигнал равен 5 В, т.к. датчик должен измерять как тяговое, так и толкающее усилия.

Датчик скорости.

Датчик содержит пьезокерамический преобразователь, генератор, электронный преобразователь и блок первичной обработки сигналов. Генератор создает последовательность импульсов напряжения электрического сигнала, которая поступает на пьезокерамический преобразователь, излучающий ультразвуковой сигнал. Этот сигнал, распространяясь в воздухе со скоростью c , достигает почвы, отражается от неё и возвращается на указанный преобразователь, переведённый в режим приёма. С выхода последнего снимается импульсный электрический сигнал и подаётся на блок его первичной обработки. В результате этого, на выходе блока возникает импульс электрического сигнала с задержкой ϕ по отношению к импульсу синхронизации, направленному к электронному преобразователю от генератора. Электронный преобразователь генерирует выходное напряжение в соответствии с действительной скоростью движения.

На тракторах процесс автоматического управления в навесных системах в основном выполняется по трем регулируемым параметрам:

- по величине потока рабочей жидкости;
- по времени действия распределителя;

– по последовательности включения.

Электронные системы управления НУ в основном производят регулирование по таким основным параметрам как: позиция, усилие, смешанное, ограничение подъема по положению, скорость опускания. На некоторых тракторах в систему управления введено регулирование буксования. Измерение буксования рассчитывается электроникой по информации, получаемой от датчиков теоретической скорости движения (частота вращения полуосей трактора) и радарного датчика действительной скорости. При превышении допустимого порога буксования происходит выглубление сельхозорудия, и наоборот – при уменьшении буксования происходит заглубление орудия.

УДК 621-585.2

ПЕРСПЕКТИВНОЕ СЕМЕЙСТВО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ

Проворов Андрей Игоревич

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Жуковский Ю.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе проведен анализ конструкций семейства перспективных гидромеханических коробок передач, разрабатываемых для колесных тягачей специального назначения. Выявлены особенности конструкций элементов гидромеханических передач и их систем управления.

Перспективное семейство гидромеханических передач тягачей МЗКТ (рисунок 1 и рисунок 2) имеет полностью унифицированную электрогидравлическую систему управления с электронным блоком автоматического переключения передач. Система имеет некоторые принципиальные отличия от существующей системы управления ZF-ECOMAT:

1. Питание гидросистемы осуществляется двумя насосами: передним с приводом от двигателя (насосного колеса гидротрансформатора) и задним с приводом от выходного вала трансмиссии. Наличие заднего насоса позволяет осуществлять запуск двигателя буксировкой автомобиля, буксировку неисправного автомобиля без демонтажа карданного вала (обеспечивается смазка коробки передач), отключение переднего насоса при достижении определенной скорости движения (повышается ресурс переднего насоса).

2. Давление жидкости для смазки подводится в общую полость противодействия двух вращающихся фрикционных муфт, обеспечивая гарантированный отвод поршней и компенсацию оставшегося центробежного давления в бустерах.

3. В гидросистеме имеется два уровня главного давления: нормальный и повышенный при включении передачи заднего хода.

4. Вместо регулятора силового давления в контуре управления фрикционными муфтами используется центральный механизм плавного включения с пружинным гидроаккумулятором по принципу работы аналогичный применяемому в тяжелых трансмиссиях KOMATSU. Параллельно ведутся работы по использованию пропорциональных электрогидравлических клапанов с электронным управлением для непосредственного регулирования процессов нарастания давления в бустерах фрикционных муфт. Подобная система управления применяется в трансмиссиях ALLISON серии WT(WORLD TRANSMISSION).

5. Трансмиссии МЗКТ пока не имеют встроенного тормоза-замедлителя с соответствующей системой управления, но работы в этом направлении ведутся.

6. Электронный блок управления работает по сигналу частоты вращения выходного вала трансмиссии, а не турбинного колеса как у ZF.

7. Система управления переключением передач (см. рисунок 2) имеет возможность работать как в автоматическом, так и

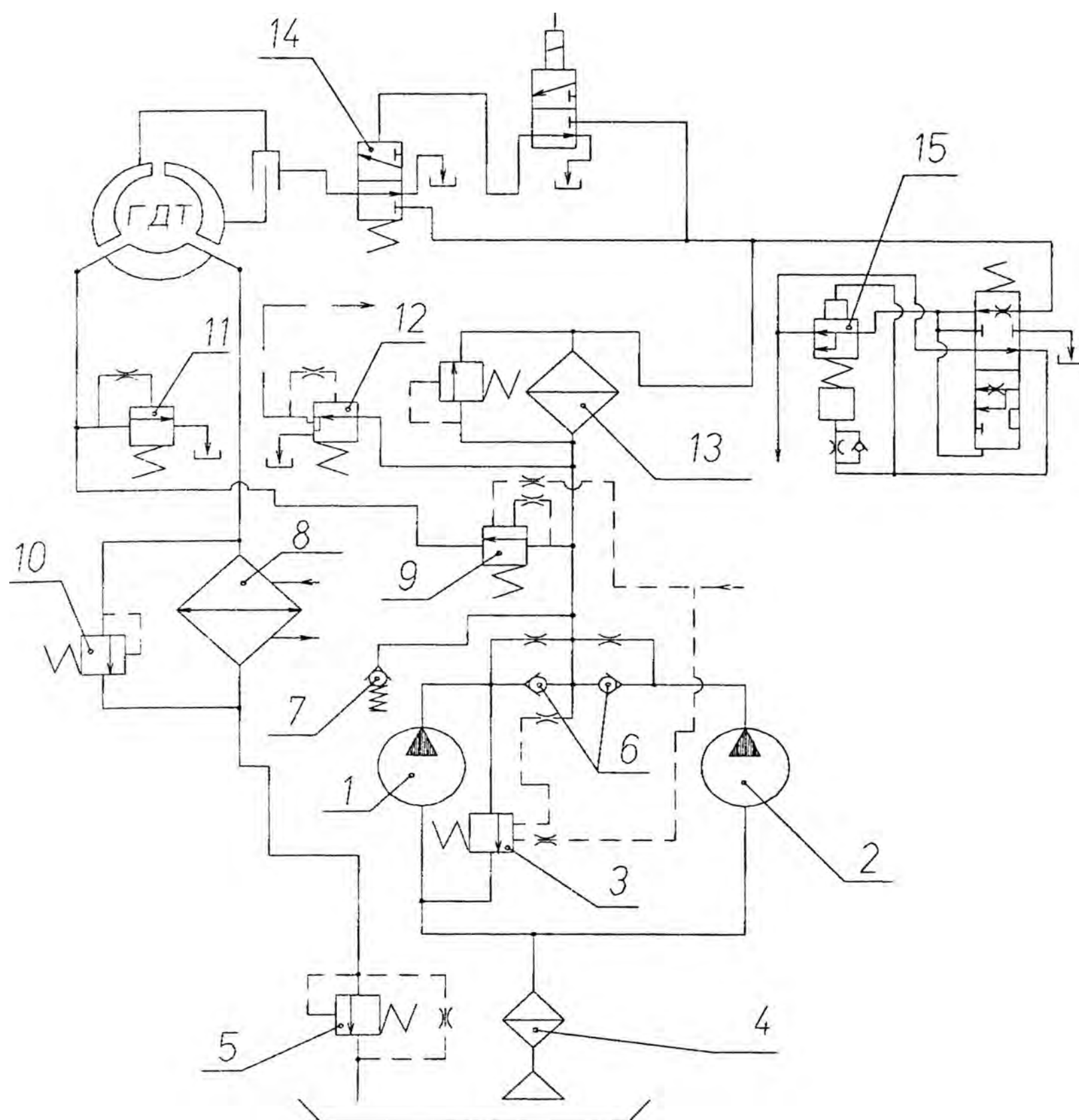
в командном режимах (в случае неисправности электронного блока или в других необходимых обстоятельствах).

8. В гидросистеме на входе в контур управления включением фрикционных муфт установлен дополнительный фильтр тонкой очистки масла.

9. Все клапанные устройства системы управления имеют наружное расположение на левом борту трансмиссии. Этим обеспечивается удобство технического обслуживания, диагностики и замены вышедших из строя элементов (в трансмиссии ZF-ЕСОМАТ для обслуживания элементов гидросистемы необходимо слить масло и демонтировать поддон).

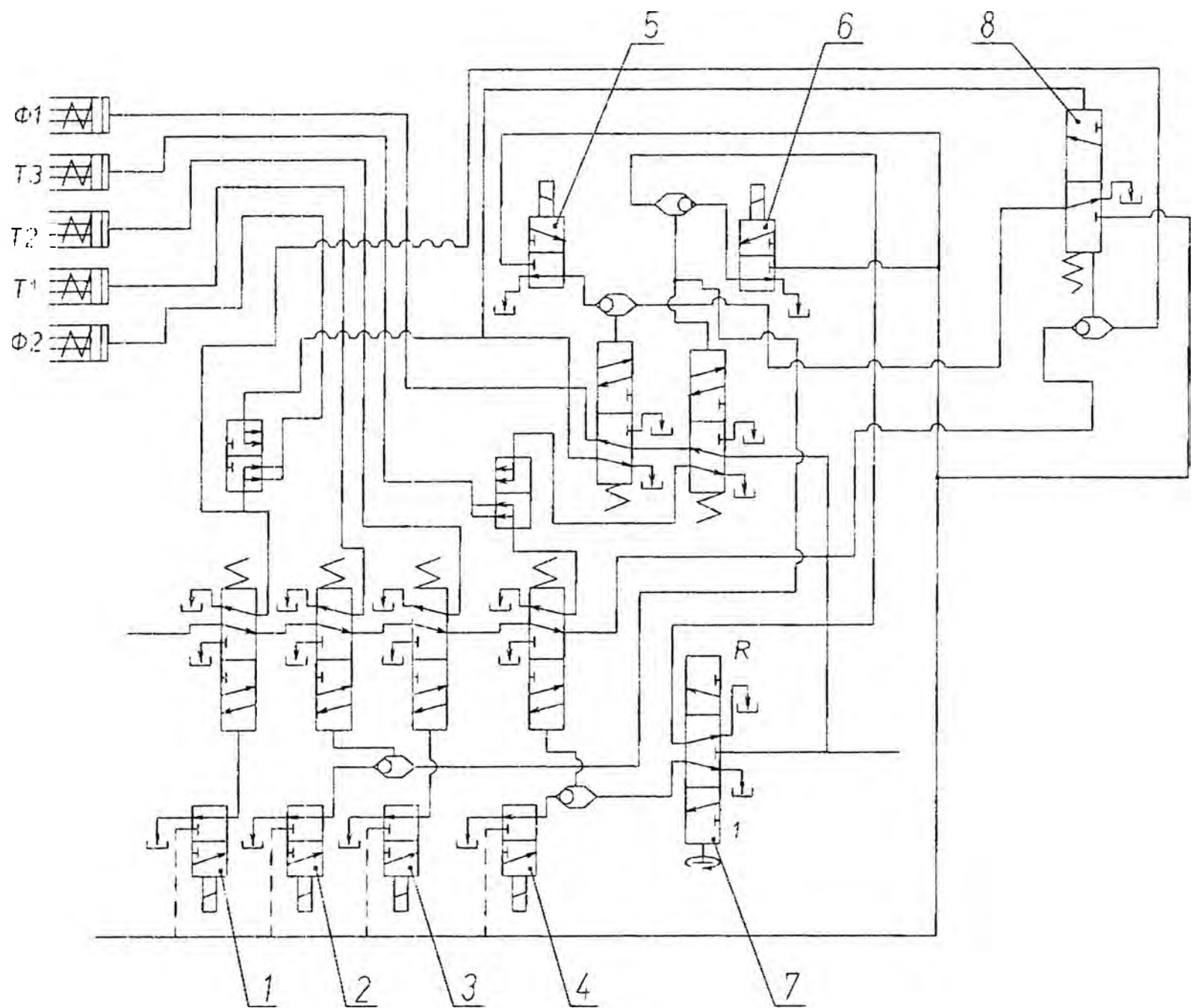
10. На трансмиссии установлен наружный аварийный переключатель первой и задней передач, которым можно воспользоваться при отсутствии электропитания.

Вышеперечисленные отличия обусловлены необходимостью применения трансмиссий на автомобилях специального назначения, занимающих значительное место в программе производства МЗКТ, и направлены на повышение надежности работы системы управления.



1 — передний насос; 2 — задний насос; 3 — клапан давления переднего насоса; 4 — фильтр-заборник; 5 — подпорный клапан; 6 — обратные клапаны; 7 — предохранительный клапан; 8 — водомасляный радиатор; 9 — клапан главного давления; 10 — предохранительный клапан радиатора; 11 — предохранительный клапан на входе в ГДТ; 12 — клапан смазки; 13 — фильтр тонкой очистки; 14 — клапан блокировки; 15 — механизм плавности.

Рисунок 1 — Схема гидравлической системы ГМП:



1 — электрогидравлический клапана (ЭГК) и клапан включения фрикциона $\Phi 1$; 2 — ЭГК и клапан включения фрикциона $T1$; 3 — ЭГК и клапан включения фрикциона $T2$; 4 — ЭГК и клапан включения фрикциона $T3$; 5 — ЭГК и клапан включения фрикциона $\Phi 2$; 6 — ЭГК и клапан включения фрикциона $T3$; 7 — клапан аварийного переключения; 8 — клапан защиты.

Рисунок 2 — Схема механизма переключения передач:

ВОЗМОЖНОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ ОБЪЁМНОЙ ПОЛНОПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПОГРУЗЧИКА «АМКОДОР» СИСТЕМОЙ ДИАГНОСТИКИ

Рудович Владимир Михайлович

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Рахлей А.И.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной статье предложен вариант оборудования объёмной полнопоточной гидромеханической передачи погрузчика «Амкодор» системой диагностики.

Объёмная гидropередача представляет собой часть объёмного гидропривода и состоит из насоса, объёмного гидромотора, гидрوليний и элементов, обеспечивающих исправную работу гидромашин (обратные клапаны, напорные клапаны и др.)

Рассматривая объёмная полнопоточная гидромеханическая передача ковшового погрузчика «Амкодор» грузоподъёмностью 1,2 тонны, состоит из двух регулируемых насосов Н1 и Н2, четырёх нерегулируемых гидромоторов М1...М4 и бортовых редукторов между гидромоторами и ведущими колёсами. Каждый насос питает два гидромотора одного борта параллельно. В комплект насоса входят система подпитки с напорным клапаном, двумя обратными клапанами и фильтр. Перед поступлением в бак поток рабочей жидкости проходит через систему кондиционирования (фильтр Ф и теплообменник ТО). Контроль за работой двух гидромоторов, включённых параллельно, осуществляется клапанами ограничения расхода КОР1...КОР8.

Для самодиагностики объёмных гидроприводов рабочих машин можно применить несколько способов:

Первый способ:

Установка датчика давления, для самодиагностики наилучшим вариантом будет установка порогового датчика. Этот

датчик будет срабатывать при минимально допустимом, для работы, давлении рабочей жидкости в гидролинии. При срабатывании датчика в кабине оператора загорается сигнальная лампа, которая сигнализирует что давление в гидролинии низкое для нормального функционирования рабочих органов машины и её движения.

Устанавливать данные датчики, по моему мнению, лучше всего будет перед гидромоторами, так как будут учитываться потери в гидролинии

Второй способ:

При максимальном давлении (давление превышающие усилие сжатия пружины в предохранительном клапане гидролинии) срабатывает предохранительный клапан, который сливает жидкость через систему кондиционирования в бак, при длительном сливании масла через предохранительный клапан приводит к повышению температуры рабочей жидкости. Если температура рабочей жидкости превысила допустимую норму то в кабине загорается сигнальная лампа, сигнализирующая водителю что машина работает в режиме повышенной грузоподъемности, то есть перевозимый груз превышает допустимую грузоподъемность (1,2 тонны). Явление превышения грузоподъемности происходит довольно редко, но возможен, так как оператор не может точно определить, какой массой груз забирает и перевозит машина.

Устанавливать датчик температуры рекомендуется перед системой кондиционирования, так после этой системы масло охлаждено и определение функционирования трансмиссии невозможно.

Возможна установка расходомеров, для определения расхода рабочей жидкости, но этот способ не оправдывается, так как такие приборы весьма дороги.

Вместо пороговых датчиков давления можно устанавливать аналоговые (они несколько дороже), они показывают текущие давление в гидролинии. Но их применение также не оправданно, так как оператору нужно отвлекаться на приборную па-

нельзя что бы видеть текущее значение давления в гидролинии, что непозволительно, при сигнализации светом или звуковым сигналом оператор сразу же поймёт что есть какие то неполадки в гидролинии.

Возможная установка датчиков показана на рисунке 1, в виде обозначения 

РАСШИРЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ ТРАКТОРОВ В СЛОЖНЫХ ГРУНТОВЫХ УСЛОВИЯХ

Гарах Виктор Александрович

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе проведен поиск путей повышения проходимости тракторов, рассмотрены альтернативные варианты усовершенствования гусеничных и колесных движителей, разработана конструкция трактора 6К6 полугусеничной модификации.

По результатам проводимых исследований установлено, что относительный недобор урожая растет с увеличением давления на почву и числа проходов тракторов. С целью снижения воздействия колесной техники на уплотнение почвы широко применяются различные способы увеличения опорной площади: сдваивание колес, использование крупногабаритных и широкопрофильных шин низкого и сверхнизкого давления. Однако применение шин низкого давления и сдваивания колес ограничивается вписываемостью в междурядья, транспортными условиями, а по результатам исследований урожайности (таблица 1) видно, что установка сдвоенных колес не дает большего эффекта.

Таблица 1 – Данные об урожайности

Показатель	Тракторы в агрегате с тремя сеялками			
Давление на почву, кПа	Т-150К	Т-150К со сдвоенными колесами	Belarus 2022	Belarus 2022 со сдвоенными колесами
	180	136	200	135
Урожай, %	82,6	85,5	76,9	84,2

Наиболее рациональным решением является совмещение гусеничного и колесного движителей, когда один из них является универсальным, т.е. колесная балансирующая система оснащается гусеницей упрощенного и облегченного типа. Параметры универсального гусеничного движителя подбирается таким образом, что проходимость машины будет конкурентоспособной с гусеничным трактором.

Основной целью работы является расширение возможностей колесного трактора за счет создания полугусеничного трактора с колесной формулой 6К6.

Была разработана конструкция трактора 6К6 полугусеничной модификации, на которую кафедрой «Тракторы» и РУП ПО «МТЗ» получен патент (рисунок 1). Использование полугусеничного хода с резиноармированной гусеницей на колесном тракторе позволит ему эффективно работать на торфяно-болотных, переувлажненных и рыхлых почвах, на заливных лугах и снежном покрове, повысит максимальную силу тяги и уменьшит давление на почву.

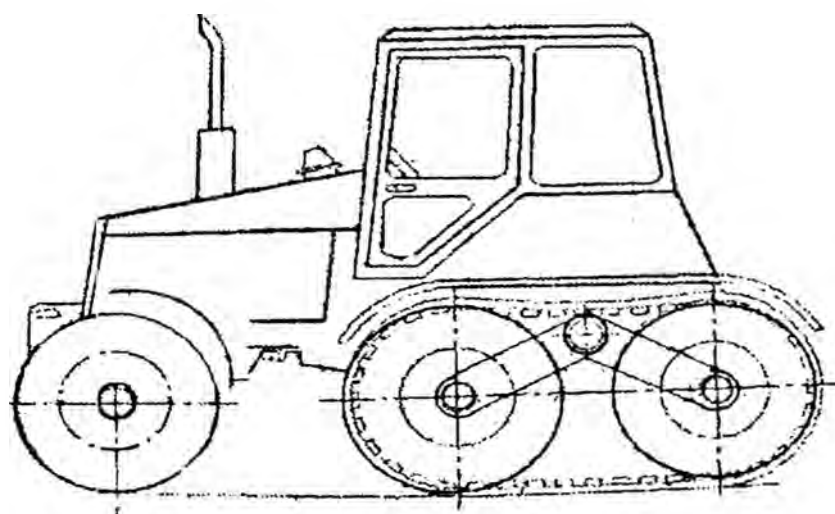


Рисунок 1 – Полугусеничный трактор

В перспективе возможна установка пневмогусеничного резино-троссового движителя. Идея создания такого движителя возникла из стремления устранить недостатки, присущие колесному и гусеничному движителям, с одной стороны, а с другой – объединить их положительные качества. Исследования, проведенные в разных странах, позволили установить принципиальную возможность работы в качестве гусеничной цепи резино-кордной оболочки с внутренним давлением воздуха, а также эф-

эффективность использования пневмогусеничного движителя по сравнению с гусеничным и колесным в условиях бездорожья и на дорогах с твердым покрытием.

Регулировка натяжения гусеницы осуществляется без каких-либо дополнительных приспособлений. Гусеничный обвод натягивается на полуспущенные шины задних колес трактора 6К6 с балансирной тележкой, а при накачивании колес до номинального давления, лента натягивается и обеспечивает выполнение своих тягово-сцепных функций протектора и гусеничной ленты. Зацепление гусеничного обвода с пневмоколесами обеспечивается формой протектора и грунтозацепов шин.

Определение нагрузочного режима полугусеничного трактора на базе 6К6 практически не будет отличаться от определения нагрузочного режима колесной тракторной техники, особенность составит расчет проектируемого узла – гусеничного обвода. Расчет узла производится из условия

$$F_0 > \frac{F_\phi}{2} \cdot \frac{\left(e^{(\alpha_1 + \alpha_2)f} + 1\right)}{\left(e^{(\alpha_1 + \alpha_2)f} - 1\right)},$$

где F_0 – предварительное натяжение гусеницы;

F_ϕ – максимальная касательная сила тяги по сцеплению;

$\alpha_1, \dots, \alpha_2$ – угла обхвата колес гусеничной лентой;

f – коэффициент трения.

Если данное условие не выполняется, то возникнет проскальзывание ведущих колес по поверхности гусениц, что недопустимо при движении.

Проведенные конструкторские исследования и расчеты показывают, что полученный трактор может использоваться не только как сельскохозяйственная машина, но и как транспортное средство для перевозки грузов в различных природно-климатических зонах, в различные сезоны и практически на любых покрытиях.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МНОГООСНОЙ ТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

Гарах Виктор Александрович

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе производится обоснование целесообразности применения многоосной тракторной техники, приводятся решения по изготовлению тракторов с повышенными тягово-сцепными свойствами с колесной формулой 6К6.

Многолетний опыт эксплуатации тракторов в сельском хозяйстве показывает важность создания тракторов высокой проходимости, обладающих хорошими эксплуатационными показателями как при движении по полю, так и по грунтовым дорогам независимо от их состояния, что позволяет продлить сроки работы с ранней весны до поздней осени. В последнее время в нашей стране возникла необходимость в применении в сельском хозяйстве многоосной полноприводной тракторной техники, а серийное производство таких тракторов позволит расширить экспорт и получить дополнительные средства.

Проведенные патентные исследования и результат технико-экономического обоснования позволяют вести дальнейшие работы по созданию таких компоновок тракторов.

Результаты исследований показывают, что применение многоосной тракторной техники позволит значительно снизить давление на почву, что очень важно при обработке сельскохозяйственных культур. Это связано, прежде всего, с тем, что относительный недобор урожая растет с увеличением давления на почву и числа проходов тракторов по одному следу. Данное заключение, подтвержденное многоплановыми данными по изменению почвенных характеристик, легло в основу концепции решения проблемы переуплотнения почв движителями.

Также применение тракторов с тремя осями, на которых установлены одинаковые шины, дает увеличение площади опоры по сравнению со стандартными тракторами примерно на 70%, при этом все шины одного размера идут по одной колее, что не только уменьшает вытаптываемую площадь, но и приводит к экономии топлива, благодаря снижению сопротивления качения. Применение сдвоенных колес снижает давление, но укатываемая трактором почва также увеличивается в два раза. Особенно важно для развития сельского хозяйства применение многоосной тракторной техники, которая позволит в республике начинать сельскохозяйственные работы намного раньше на переувлажненных почвах, что позволит снизить необходимость применения в хозяйствах общего парка машин. При движении по переувлажненным грунтам, трактору приходится преодолевать повышенное сопротивление движению. Кроме того, для тяжелых дорожных условий характерно плохое сцепление ведущих колес с почвой. Реализуемая сила тяги по сцеплению зависит от величины сцепного веса $G_{сц}$ трактора, поэтому для обеспечения наиболее полного использования веса в качестве сцепного применяется привод на все колеса.

На кафедре «Тракторы» разработана и защищена патентами модель трактора 6К6.

В указанной модели установка балансирной тележки позволяет на базе двухосного трактора Belarus с колесной формулой 4К4 создать трехосный трактор с колесной формулой 6К6 (рисунок 1).

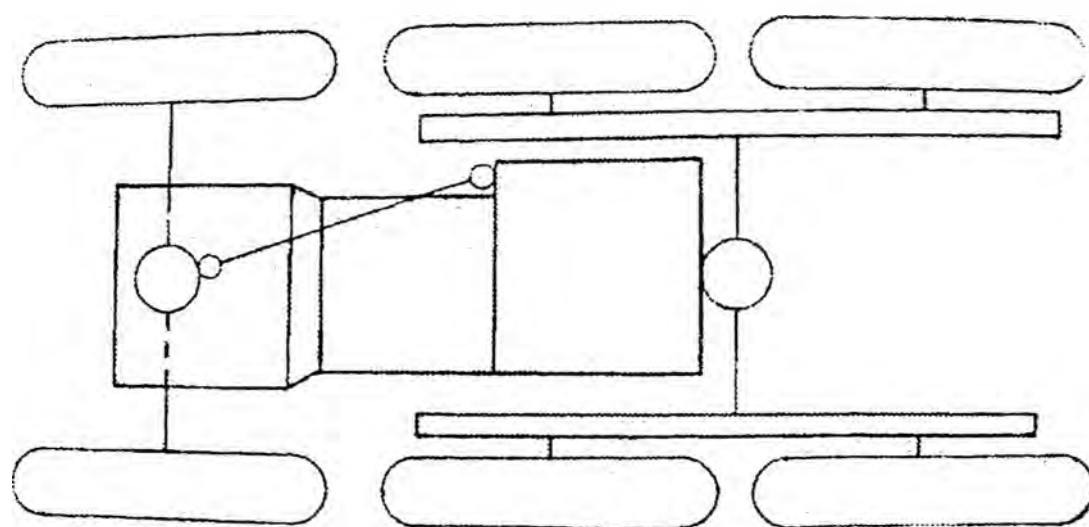


Рисунок 1 – Схема трансмиссии трактора 6К6

Бортовой редуктор обеспечит хороший контакт с неровностями опорной поверхности полевых и грунтовых дорог, сохранит достаточный дорожный просвет и будет являться амортизирующим поддрессорованием заднего моста трактора.

Проектирование трактора 6К6 выполнялось на базе трактора Belarus с введением бортового редуктора, поэтому проведены соответствующие расчеты с обоснованием спроектированной трансмиссии.

Балансирный редуктор (рисунок 2) представляет собой передачу с цилиндрическими зубчатыми колесами, смонтированными в стальном сварном корпусе. Передача состоит из двух промежуточных шестерен 2, которые являются паразитными и передают крутящий момент и двух конечных шестерен 3, которые установлены на валах, вращающихся в подшипниках одновременно с ведущими колесами. Крутящий момент поступает от центральной (ведущей) шестерни 1, которая расположена на выходном валу заднего моста. Трактор 6К6 является полноприводным трехосным трактором, в котором обеспечивает максимальное использование веса в качестве сцепного, что приводит к получению высокого значения реализуемой силы тяги, обуславливающей высокую проходимость, малое удельное давление на почву и пониженное сопротивление передвижению.

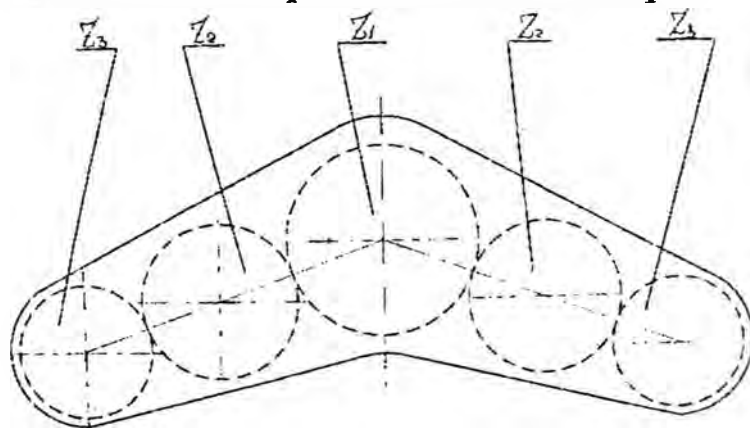


Рисунок 2 — Схема балансирного редуктора

Применение тракторов 6К6 позволит повысить производительность, снизит потребление горючего и стоимость эксплуатационных затрат, а также увеличит производительность в сельскохозяйственных работах.

ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТРОЛЛЕЙБУСОСТРОЕНИЯ

Гарный Максим Петрович,

Широкова Юлия Александровна

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В статье рассматриваются перспективы развития троллейбусостроения на принципах энергосбережения; указываются преимущества использования малогабаритного троллейбуса на базе сравнительного расчета экономичности эксплуатации ГЭТ.

В настоящее время всесторонне решаются проблемы энергосбережения, обостряющиеся по причинам дефицита природных ресурсов. В связи с этим экономичному использованию энергоресурсов, а так же проведению работ по повышению эффективности их применения уделяется большое внимание.

Применительно к троллейбусостроению нами разработано следующее направление в решении этой проблемы: использование малогабаритного троллейбуса в интервалах времени суток, когда объемы пассажиропотоков невелики. С целью обоснования целесообразности использования такого типа троллейбусов исследованы вопросы зависимостей пассажиропотоков г. Минска по времени суток и дням недели.

На графике изменения пассажиропотоков в течение недели (рисунок 1) показано, что пассажиропоток снижается с течением дней недели и к пятнице составляет 90% от максимального, который наблюдается в понедельник. Коренным образом картина меняется в выходные (и праздничные) дни. Пассажиропоток снижается до 25...30%.

На рисунке 2 показан график изменения общегородского пассажиропотока в течение суток. Здесь можно выделить следующие временные интервалы: с 7.00 до 9.00 утра наблюдается

первый пик активности пассажиров, связанный с поездками большинства людей на работу либо на учебу. Второй подъем активности происходит с 15.00 до 19.00 ввиду того, что в это время происходит перемещение посредством городского пассажирского транспорта людей, занятых во вторую смену, а так же рабочих, возвращающихся с первой смены.

Промежутки времени с 9.00 до 15.00 и с 19.00 до 01.00 – интервалы малой активности пассажиров, возникающие по понятным причинам, в которых рационально использовать малогабаритные троллейбусы со сниженными энергозатратами.

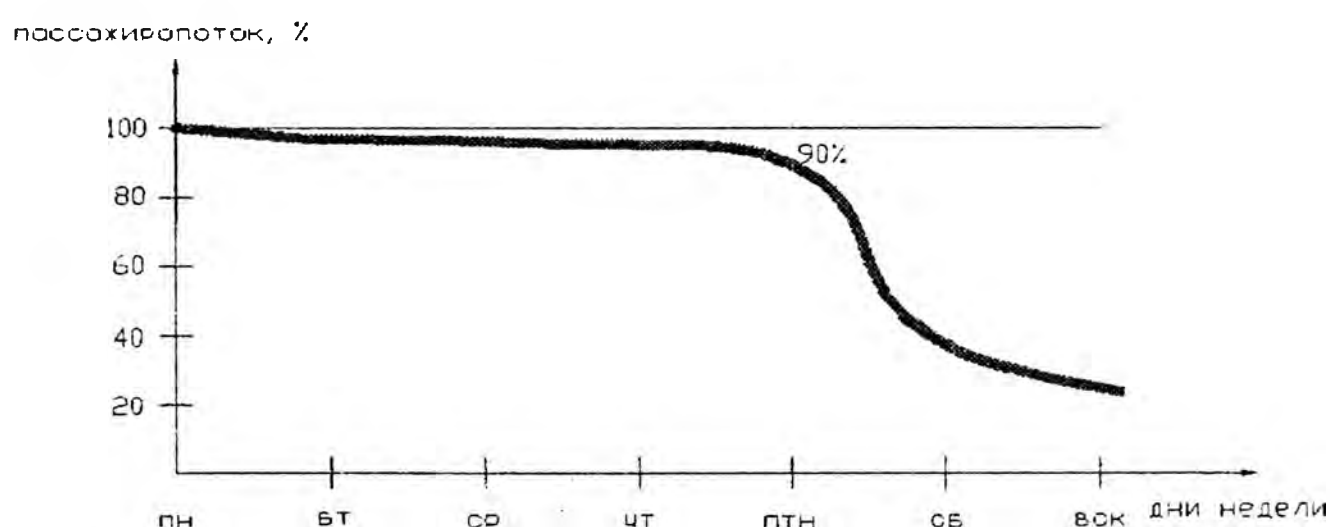


Рисунок 1 – Изменение пассажиропотока г. Минска в течение недели

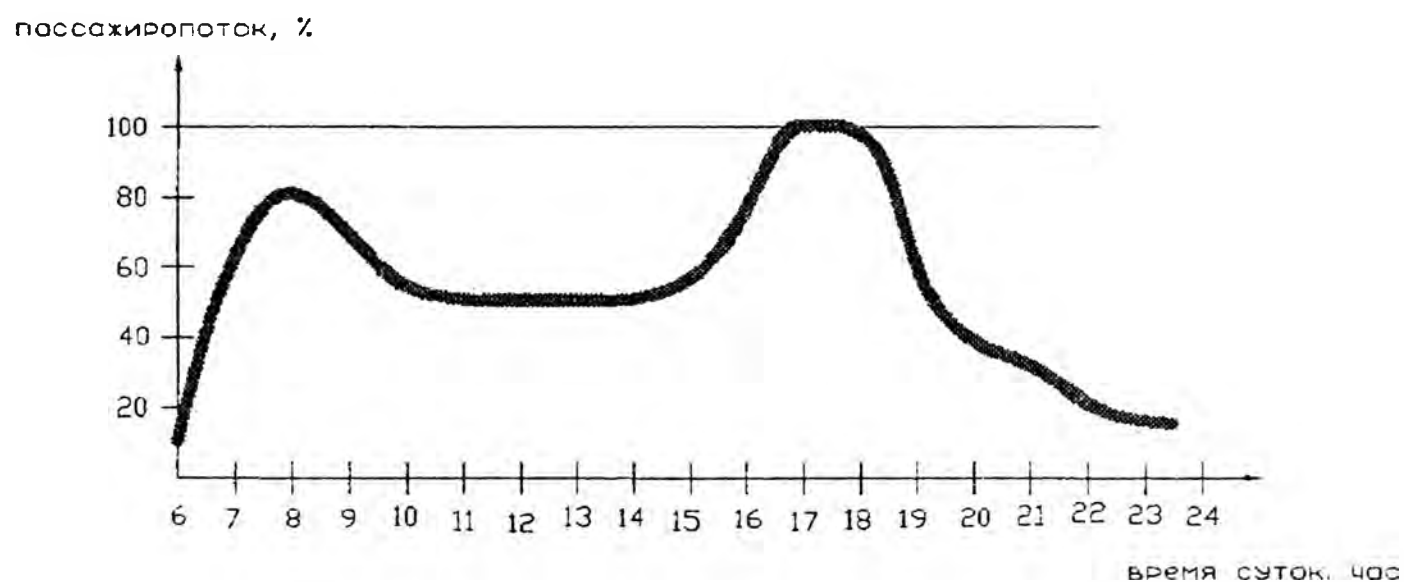


Рисунок 2 – Изменение пассажиропотока г. Минска в течение суток

В качестве базовой модели целесообразно разработать троллейбус, унифицированный с малогабаритным автобусом, например МАЗ 256, показанном на рисунке 3.

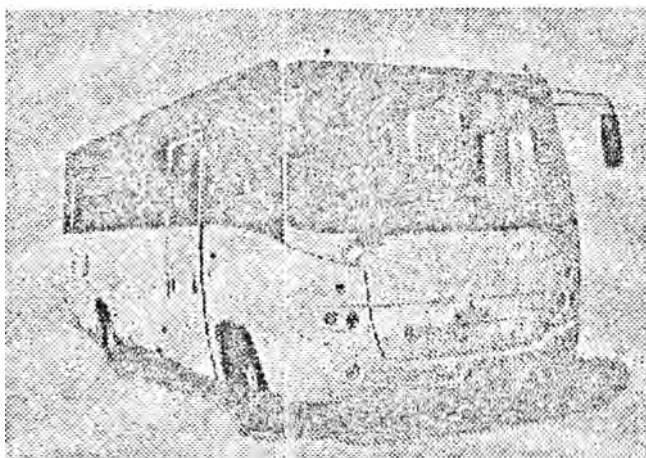


Рисунок 3 — Малогабаритный автобус МАЗ 256

Расчёт экономичности использования малогабаритного троллейбуса

Нами выполнен расчет экономичности использования малогабаритного троллейбуса МАЗ 256Т (условно назовем его так) в сравнении с обычным троллейбусом МАЗ 103Т.

Принято, что количество пассажиров в интервалах работы условного троллейбуса МАЗ 256Т – 20 человек.

Необходимая для движения троллейбуса мощность:

$$P = F \cdot V,$$

где F – сила тяги троллейбуса, Н;

V – скорость движения троллейбуса, км/ч;

$$F = \frac{1}{1000 \cdot \eta_{тр}} \cdot \left(g \cdot m \cdot \psi_d + \frac{k_v \cdot A \cdot V^2}{3.6^2} \right),$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

ψ_d – суммарный коэффициент сопротивления дороги;

k_v – коэффициент лобового сопротивления;

A – площадь лобовой поверхности троллейбуса, м²;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии троллейбуса.

m – масса троллейбуса с 20 пассажирами, кг:

$$m = m_{сн} + 20 \cdot m_{пас},$$

где $m_{сн}$ – масса снаряженного троллейбуса, кг;

$m_{пас}$ – масса одного пассажира, кг;

Троллейбус МАЗ 103Т:
 $m = 11000 + 20 \cdot 70 = 12400.$

тогда:

$$P = \left(\frac{V}{3600 \cdot \eta_{mp}} \right) \cdot \left(g \cdot m \cdot \psi_d + \frac{k_a \cdot A \cdot V^2}{3.6^2} \right) =$$

$$= \left(\frac{60}{3600 \cdot 0.92} \right) \cdot \left(9.81 \cdot 12400 \cdot 0.03 + \frac{0.4 \cdot 7 \cdot 60^2}{3.6^2} \right) = 81 \text{ кВт}.$$

Троллейбус 256Т:
 Масса троллейбуса с 20 пассажирами:
 $m = 8000 + 20 \cdot 70 = 9400;$

тогда:

$$P = \left(\frac{V}{3600 \cdot \eta_{mp}} \right) \cdot \left(g \cdot m \cdot \psi_d + \frac{k_a \cdot A \cdot V^2}{3.6^2} \right) =$$

$$= \left(\frac{60}{3600 \cdot 0.92} \right) \cdot \left(9.81 \cdot 9400 \cdot 0.03 + \frac{0.4 \cdot 7 \cdot 60^2}{3.6^2} \right) = 64 \text{ кВт}.$$

Экономия энергии:
 $100\% - \frac{64 \text{ кВт}}{81 \text{ кВт}} \cdot 100\% = 21\%,$

В результате имеем, что использование малогабаритного троллейбуса приносит более, чем двадцатипроцентную, экономию электроэнергии.

На основе проведенной работы, можно сделать вывод о том, что использование малогабаритного троллейбуса в интервалах малых пассажиропотоков является рациональным энергосберегающим фактором.

ПУТИ РАЗВИТИЯ ТРОЛЛЕЙБУСОСТРОЕНИЯ

Гарный Максим Петрович,

Широкова Юлия Александровна

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе исследуются пути совершенствования развития в троллейбусостроении, а также производится выбор рациональных схем привода и ходовой системы.

Развитие троллейбусостроения в последние годы проводилось в основном в бывшем СССР с применением однотипных моделей, производимых специальным предприятием, а мировая практика основана на выпуске троллейбусов, унифицированных с автобусами.

В последние годы направление развития существенно увеличилось и троллейбусы выпускают предприятия Белоруссии, России, Украины и Казахстана.

В настоящее время существуют различные схемы приводов троллейбусов. Применение ведущего моста с главной передачей и бортовой конечной передачей позволяет обеспечить оптимальный режим работы ТЭД и, за счёт этого, снизить его удельные экономические показатели и рационально использовать конструктивную унификацию с другими транспортными средствами.

Тяговые передачи троллейбуса классифицируются по количеству ведущих мостов, по количеству ТЭД, по расположению ТЭД на шасси, по типу и расположению элементов редуктора. Наибольшее распространение получили тяговые передачи с одним и двумя ведущими мостами.

Троллейбус выполняется с одним, двумя и, в редких случаях, с четырьмя ТЭД.

Наибольшее распространение получила конструкция, в которой передача имеет один ТЭД, расположенный впереди ведущего моста. В данной конструкции крутящий момент от ТЭД к ведущим колёсам передаётся карданным валом на двойную разнесённую главную передачу, состоящую из центрального конического редуктора, межколёсного дифференциала, планетарной колёсной передачи, размещённой в ступице колёс.

В конструкции, с расположением ТЭД позади ведущего моста, крутящий момент передаётся от ТЭД к ведущим колёсам, аналогично, как и в предыдущей конструкции. Как правило, заднее расположение ТЭД предопределяет и заднее расположение тяговой электрической аппаратуры.

В настоящее время предприятия-производители стремятся создавать транспортные средства (автобусы или троллейбусы) с низким уровнем пола. Выполнена разработка предложений по использованию малогабаритного троллейбуса с низким уровнем пола.

Рациональным является применение переднеприводных конструкций троллейбуса, позволяющих снижать уровень пола по всей длине пассажирского салона.

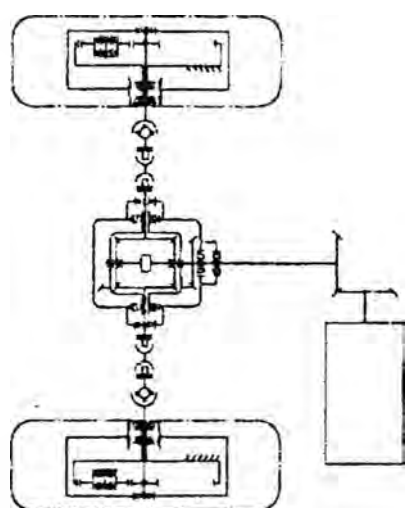


Схема тяговой передачи переднеприводного троллейбуса

Одним из перспективных направлений является применение балансирных редукторов на ведущих колёсах, что увеличивает сцепление колёс с дорогой (за счёт того, что возрастает количество пятен контакта.), и улучшается плавность хода.

К снижению уровня пола приводит также применение колёс с малым диаметром, грузоподъёмность которых позволяет их использование на троллейбусах с передним приводом. По

характеристикам колёс разного диаметра видно, что применение колёс малого диаметра снижает уровень пола примерно на 120 мм.

Характеристика шины троллейбуса МАЗ 103Т – 275/70
R22.5

Характеристика шины троллейбуса МАЗ 256Т – 235/70
R17.5

Следовательно, возможное снижение уровня пола за счет применения колес с меньшим диаметром:

$$(22,5 - 17,5) \cdot 25,4 = 127 \text{ мм}$$

Для повышения мобильности транспортных средств существенное внимание уделяется разработке методики выбора шин для троллейбуса.

Наибольшее распространение при анализе колебаний транспортных средств получила двухэлементная модель шины Кельвина-Фогта (на рисунке ниже), содержащая пружину с линейной характеристикой и параллельно с ней работающий демпфирующий элемент. Частота собственных колебаний этой модели вычисляется по формуле

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C_p}{m}}.$$

Коэффициент упругости $C_p = F/z$ - при линейной характеристике или $C_p = f(Fz)$ - при нелинейной характеристике. Для определения коэффициента упругости шины можно использовать формулу Хейдекеля:

$$h = \frac{G}{2 \cdot \pi \cdot P_w \cdot \sqrt{r_0 \cdot r_c}},$$

Тогда коэффициент упругости шины определится по формуле

$$C_{ш} = \frac{G}{h} = 2 \cdot \pi \cdot P_w \cdot \sqrt{r_0 \cdot \frac{b_0}{2}}.$$

Геометрические размеры шин и колёс на величину демпфирования влияния практически не оказывают. Основное влияние на величину $\kappa_{ш}$ в шине оказывает конструкция ее каркаса и у радиальных шин она в среднем в два раза меньше, чем у диагональных.

Приведенные результаты экспериментальных данных достаточно описываются выражениями:

для диагональных шин:

$$\kappa_{ш} = 2 + 0,275(6 - \nu)^2$$

для радиальных:

$$\kappa_{ш} = 1 + 0,16(5 - \nu)^2$$

Шины из РВК имеют коэффициент демпфирования несколько ниже (в 1,5 – 2,0 раза), чем диагональные, т.е. почти на уровне радиальных шин. Шина, изготовленная литьем из полиуретана имеет $\kappa_{ш}$ в 4–6 раз ниже, чем обычные серийные шины.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что демпфирование в шине не зависит от ее геометрических размеров и определяется в основном конструкцией кордного каркаса и свойствами используемых для изготовления шин материалов: у радиальных шин демпфирование примерно в 2 раза ниже, чем у диагональных, а бескаркасная шина из полиуретана снижает этот показатель в среднем в 5 раз.

В ходе этой работы были определены альтернативные направления по снижению уровня пола и по улучшению плавности хода троллейбуса.

УПЛОТНЕНИЕ ГРУНТА КАТКАМИ ОСЦИЛЛЯТОРНОГО ТИПА

Добровольский Андрей Станиславович
Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.
(Белорусский национальный технический университет)

В докладе рассматриваются особенности уплотнения грунта катками осцилляторного типа. Анализируются принцип работы, конструктивные особенности, а также достоинства и недостатки вибрационного уплотнения грунта.

Широкое регулирование силовых воздействий виброкатков на уплотняемый материал обеспечивает высокую эффективность процесса уплотнения. Современные уплотняющие системы оборудованы в основном двухуровневой вибрацией. Режим вибрирования устанавливается путем увеличения или уменьшения амплитуды колебаний вальца в 2 раза при реверсе вращения дебалансного вала. Двухрежимная вибрация является недостаточной для технологии уплотнения материалов различного типа и состояния при значительном варьировании толщин уплотняемых слоев. При одинаковой эффективности уплотнения материалов метод дает возможность для устройств с направленными колебаниями плавно изменять направление вектора суммарной центробежной силы от 0 градусов до 90 и регулировать значение вертикальной составляющей от 0 до максимума, плавно переводя колебания вальца с чисто вертикальных до горизонтальных.

Наличие возможности изменять центробежную силу вибровальца в большую или меньшую сторону, а также наличие приборов контроля качества уплотнения грунтов по относительным показателям, привело к созданию систем автоматического регулирования силовых воздействий в соответствии с показаниями приборов, контролирующих качество уплотнения.

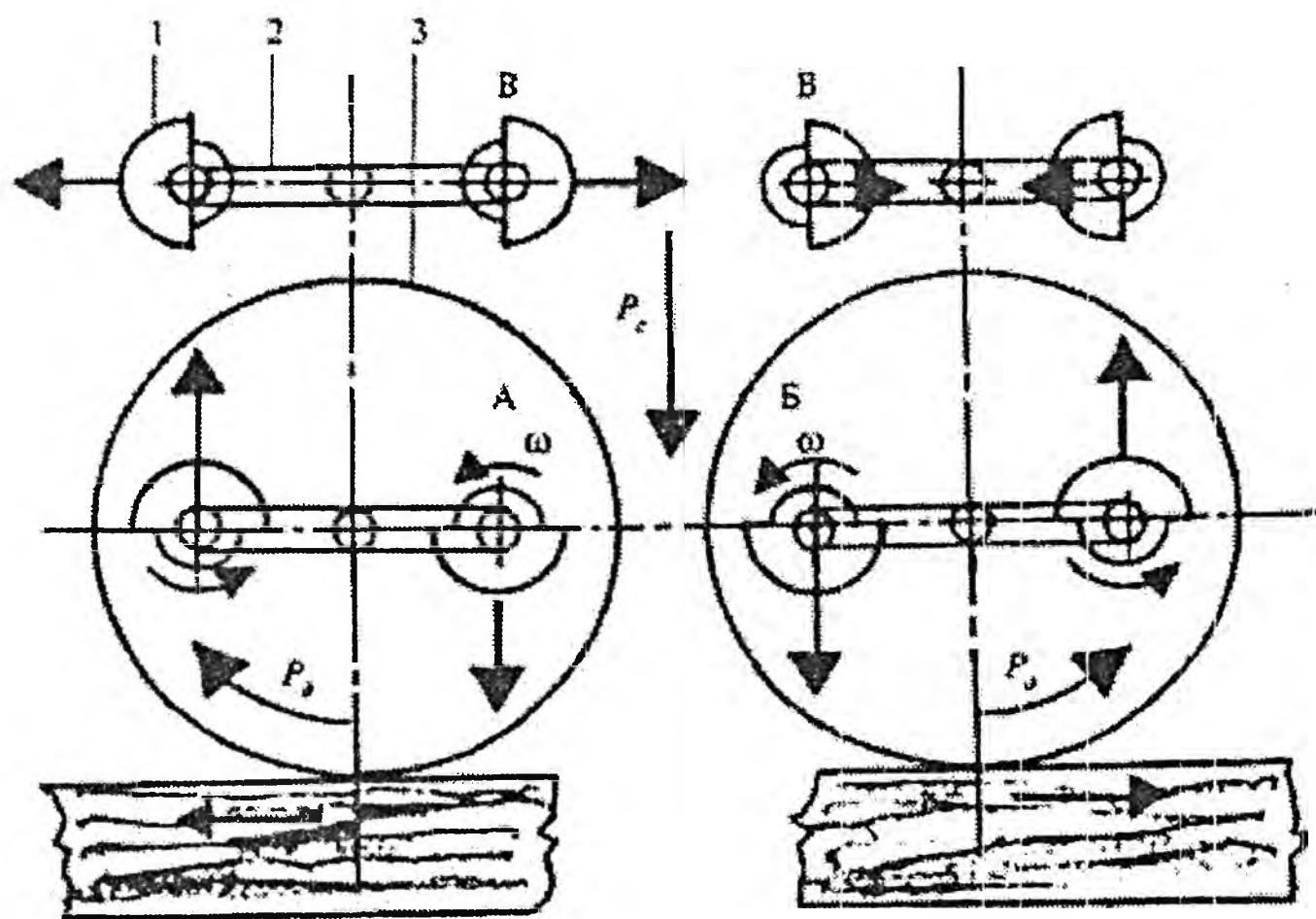
Предельная толщина материала и предельная глубина активной зоны зависит в основном от трех факторов – характера нагрузки (статическая, вибрационная, виброударная, чисто ударная), размера контактной площадки, передающей усилия уплотнения материалу, и, от соотношения контактных давлений рабочего органа уплотняющей машины и предела прочности на сжатие уплотняемого материала.

Четвертый фактор влияния определяется количеством циклов нагружения уплотняющей нагрузкой. Полная реализация потенциальных возможностей катка повышать прочность материала происходит примерно за 8-10 проходов при условии, что его давления будут близки прочностным показателям материала. При снижении контактных давлений катка количество потребных проходов возрастает с одновременным снижением глубины проработки. Нехватку силовых воздействий можно лишь частично компенсировать количеством проходов или циклов нагружения. Это не всегда технологически доступно и экономически выгодно, например, при уплотнении горячих асфальтобетонных смесей.

Разновидности дорожных катков по степени эффективности уплотнения - повышения качества и толщины слоя уплотнения за счет увеличения силового давления и размеров контактной площадки с одновременным снижением сдвиговых смещений (волн) приповерхностной зоны укатки, можно расположить в следующей последовательности: гладковальцовый статический, кулачковый статический, кулачковый статический, в том числе с трамбуемым эффектом (за счет скоростной укатки), сегментный статический, решетчатый статический, ребристый статический, гладковальцовый вибрационный, кулачковый вибрационный, сегментный или многогранный вибрационный, трамбуемый с квадратным вальцом. Появляются новые разработки, обеспечивающие существенную интенсификацию процесса уплотнения. Наиболее эффективным решением вопросов повышения качества уплотнения считается сочетание статиче-

ского и вибрационного воздействия с регулированием направления динамического воздействия на среду.

В ряде случаев эффект достигается при использовании осцилляторного воздействия. Осцилляторное уплотнение отличается от традиционного виброуплотнения характером действия динамических сил. При традиционном виброуплотнении динамические импульсы действуют в направлении, перпендикулярном к уплотняемой поверхности. Осцилляторные импульсы действуют, главным образом, в горизонтальной плоскости. Схема механизма осцилляторного действия на уплотняемую среду показана на рисунке 1.



1 — уплотняемый материал; 2 — уплотняющий валец; 3 — дебаланс вибратора; А — осцилляторное движение вальца влево; Б — осцилляторное движение вальца вправо; В — положение дебалансов, когда силы инерции уравниваются

Рисунок 1 — Схема работы с осцилляторным уплотнением.

Когда центробежные силы, развиваемые дебалансами, располагаются в горизонтальной плоскости, они уравниваются, и их действие на валец нейтрализуется. При расположении центробежных сил в вертикальной плоскости под действием силы R_d возникают динамические моменты, которые сообщают валцу в зоне контакта с уплотняемой средой возвратно-поступательные движение в горизонтальном направлении. Горизонтальные вибрации снижают силы трения между частицами в уплотняемом материале. Это является следствием появления в точках контакта частиц сил трения движения, существенно меньших сил трения покоя. В этом случае уплотнение материала статическим воздействием вальца осуществляется более эффективно.

Осцилляторно-статические катки при уплотнении асфальтобетонных смесей и других материалов по сравнению с вибрацией традиционного вида достигает более 95% уплотнения и обеспечивает снижение энергозатрат. Осцилляторные системы существенно снижают вибрационное динамическое действие в вертикальном направлении, это позволяет уплотнителю работать близко к объектам, чувствительным к вибрации (фундаменты зданий, электрокабелям, трубопроводам и др.) При уплотнении асфальтобетонных смесей осцилляция существенно снижает разрушение фрагментов щебеночных включений. Осцилляторные системы позволяют снизить вибрационное воздействие на машину и увеличить срок службы техники. Снижается шум в кабине и в зоне работы техники. Наиболее перспективным является создание катков комбинированного воздействия на грунт. Из вышесказанного можно сделать вывод, если конструкция позволяет применять на tandemных катках на переднем валце вертикальные колебания (отключаемые), а на заднем горизонтальные, то целесообразней применять именно этот способ уплотнения.

РАЗВИТИЕ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ ДОБЫЧИ МЕСТНЫХ ВИДОВ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

Казакевич Юрий Григорьевич

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе рассматривается существующая ситуация механизации местных видов топлива, предлагается методика выбора наиболее рациональной схемы добычи, исследуются вопросы применения самосходных агрегатов на базе двухосного модуля для разработки торфяных месторождений.

Сегодня при сокращении объемов добычи нефти и газа, их традиционном остром дефиците в период зимних холодов местный торф может достаточно успешно конкурировать с привозным топливом. Торф – ценнейший природный биологический материал. Из всех видов твердых топлив - это самое молодое отложение, образующееся естественным образом, путем разложения отмерших частей деревьев, кустарников, трав и мхов, в условиях повышенной влажности и ограниченного доступа кислорода.

Основные сферы применения можно условно разделить на две группы: энергетика и сельское хозяйство. Использование торфа как топлива обусловлено его составом: большим содержанием углерода, малым содержанием серы, вредных негорючих остатков и примесей. По сути, это молодой уголь. Основными недостатками этого вида топлива являются: более низкая, чем у угля энергетическая калорийность и трудности сжигания из-за высокого содержания влаги (до 65%), но:

- низкая себестоимость производства;
- экологическая чистота сгорания (малая доля серы);
- полное горение (малый остаток золы);
- появившиеся новые технологии сжигания.

Все это делает торф перспективным местным источником полученной тепловой и электрической энергии:

- более дешевой, чем при использовании каменного угля и жидкого топлива;
- более экологически чистой.

В качестве топлива торф применяется в трех видах:

- фрезерный (измельченный) торф в виде россыпи для сжигания во взвешенном состоянии;
- кусковой (полубрикет) торф, малой степени прессования, производимый непосредственно на торфяной залежи;
- торфяной брикет, высококалорийный продукт большой степени прессования на технологическом оборудовании, заменяет каменный уголь.

В 70-е годы прошлого столетия заводы торфяного машиностроения наладили серийный выпуск полного комплекта оборудования, необходимого для добычи торфа и ремонта производственных площадей, погрузки и вывозки торфа, а также противопожарного оборудования. Добыча торфа стала полностью механизированной, а её объемы за сезон в Республике Беларусь достигли 1,5 млн тонн топливного и сельскохозяйственного торфа. Изготовление торфяного оборудования было равномерно распределено по заводам изготовителям. Но торфяникам были нанесены удары, от которых пострадала торфяная отрасль. Во-первых, решениями Правительства ряд электростанций были переведены с проектного вида топлива (торф) на резервное (газ, мазут). Во-вторых, аграрный комплекс перестал покупать торф из-за отсутствия финансирования. Последний удар был нанесен в 90-е годы

Торфяная отрасль в советское время была планово-убыточной из-за высокой себестоимости добычи сырья. В итоге был сделан акцент на природный газ, в связи с чем вновь началось обсуждение перспективы разработки торфа. Запасов торфа хватит еще надолго, и он значительно дешевле газа, угля и мазута. К тому же из всех видов природного топлива этот – самый экологически чистый. Его отличает более низкая зольность по

сравнению с углем, в результате чего сокращаются выбросы в атмосферу, меньше остается продуктов сгорания, шлама.

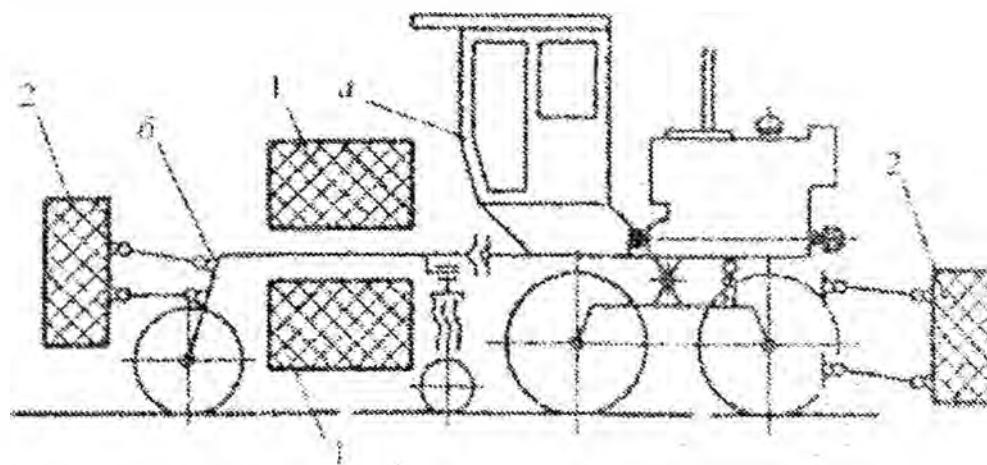
Ввод одного гектара участка в среднем обходится в 100 млн рублей. Средневзвешенная цена на торф составляет 39000 рублей за тонну. Это позволяет компенсировать текущие затраты в процессе добычи и поставки топливного торфа, а также поэтапно совершенствовать и производить замену технологического оборудования. Но ввод новых площадей для добычи торфа и покупка новой техники требуют значительного привлечения инвестиционного капитала.

Итак, специальные трактора для торфяников больше не выпускаются. Старому парку 20 и более лет. Встает вопрос, что делать? Какой же выход у торфопроизводителей?

Первое – отказаться от традиционной схемы уборки торфа машинами МТФ-43А. Второе – приступить к внедрению раздельного способа уборки торфа с применением открытой схемы осушения. Третье – заменить гусеничные трактора на операциях добычи торфа колесными тракторами. Четвертое – заменить узкоколейный транспорт на автотранспорт. Для чего необходимо формировать штабеля на суходолах. Один, два штабеля на участок с программой 50 тыс. тонн. Погрузку осуществлять тракторными погрузчиками на пневмоходу с емкостью ковша 4,0 куб. На штабелировании торфа на торфопредприятиях применяются машины МТФ-71А. Формирование штабеля ведется по обычной схеме вдоль штабеля. Так как отечественному аналогу уже более 50 лет и он уже не соответствует предъявляемым требованиям к данному типу машин, было принято решение о разработке новой штабелирующей машины ДП 101213/17. Приведем ещё несколько причин, по которым было принято решение создать машину для штабелирования торфа:

- во-первых, полное отсутствие производства таковых машин в Беларуси и странах СНГ;
- во-вторых, гидрообъемный привод хода и рабочего оборудования обладает безусловными преимуществами перед механическим.

В существующую конструкцию в необходимо внести ряд новых конструкторских предложений. Для обеспечения большей маневренности, производительности, занятости в течении года металлическую гусеница будет заменена на резиномоторную; скребковый конвейер заменить на шнек переменного сечения. Привод хода будет осуществляться через трехступенчатый планетарный мотор-редуктор, что повысит тяговую характеристику машины. Для обеспечения занятости в течении года в состав сменного оборудования будет включено оборудование для ремонта картовых каналов, планировщик, применение этого сменного оборудования расширит сроки эксплуатации машины с трех месяцев до семи-восьми в год.



a — энергетический модуль (ЭМ); *б* — технологический модуль (ТМ);
1 и 2 — места размещения дополнительного оборудования, входящего в состав технологического комплекса на базе двухосного модуля

Рисунок 1 — Построение самоходных агрегатов на базе двухосного модуля:

Построение машин для механизации добычи, переработки торфа должно вестись по принципу применения мобильного энергетического средство мощность 120 – 150 кВт (163–204 л.с.). Оно может быть использовано в качестве замены существующих машин для рытья и ремонта осушителей проводящей сети; волкования, ворошения фрезерного торфа; машин для подбора и погрузки пней после корчевания и др. В основе построения самоходных агрегатов на базе двухосного модуля (рисунок 1) лежит соединение (стыковка) двух самостоятельных модулей — энергетического (ЭМ) и технологического (ТМ). В качестве ЭМ

используется двухосное энергетическое средство, оснащенное двигателем, гидротрансмиссией и балансирной ходовой системой. На ЭМ установлен жесткий стыковочный узел и универсальная навесная система. Бортвые балансиры могут блокироваться с помощью гидроцилиндров, благодаря чему ЭМ может автономно перемещаться от одного ТМ к другому. Такой самоходный агрегат становится универсальным энергетическим средством (УЭС), представляющим собой однобрусное шасси с колесной формулой 6К4 или 6К6.

УДК 629.113.62

РЕССОРНАЯ ПОДВЕСКА

Карпов Александр Николаевич

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В докладе сравнивается листовая рессора и рессора параболической формы, а также рассматривается вопрос целесообразности ее применения на транспорте.

Листовые рессоры получили широкое распространение на транспорте, так как могут выполнять функции упругого элемента, направляющего и гасящего устройства. Они просты в изготовлении и удобны при проведении ремонтных работ. Недостатком листовых рессор является высокая металлоемкость, значительная неподрессоренная масса и малый срок службы.

Листовая рессора представляет собой состоящий из набора листов упругий элемент, соединяющий подрессоренную и неподрессоренную массы троллейбуса. Рессора крепится по середине к одной из них, а по концам – к другой. При изготовлении листовых рессор листам придают различную кривизну: более длинные листы (коренной и смежный с ним) имеют больший радиус. Поэтому при сборке они получают предваритель-

ные деформации, знак которых противоположен знаку рабочих деформаций. Это обеспечивает некоторую разгрузку длинных листов при соответствующей перегрузке коротких.

Листы рессоры стянуты центровым болтом, основное назначение которого удержание листов в собранном состоянии. Головки центровых болтов служат в качестве установочного штифта при монтаже рессоры на балке моста. Собранные листы стягиваются стремянкой и дополнительно удерживаются хомутами, допускающими проскальзывание между поверхностями листов при деформации рессоры. Недостаточная долговечность листовых рессор определяется большим межлистовым трением и сложным напряженным состоянием, восприятием вертикальных, продольных и боковых усилий и их моментов. Для уменьшения трения поверхности листов смазывают графитной смазкой.

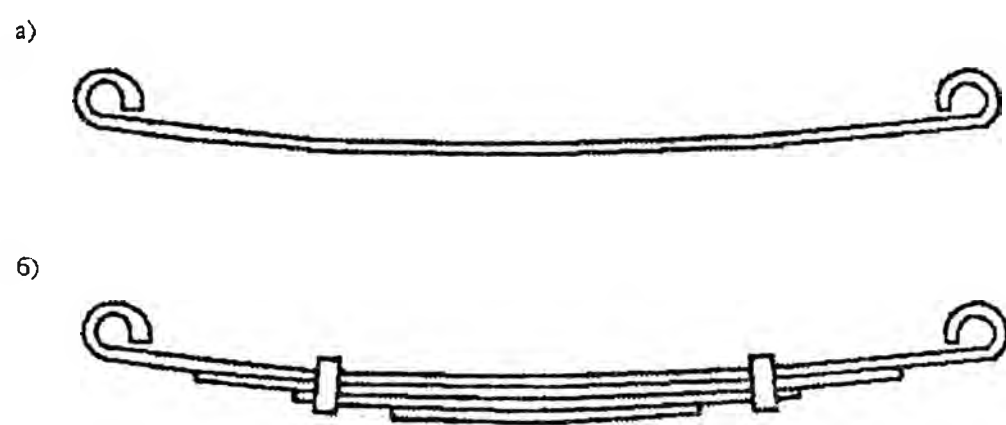


Рисунок 1 – Рессоры равного сопротивления:
а – однолистовая; б – многолистовая

Рессора параболической формы позволяет уменьшить габариты и обеспечить более высокий угол поворота колес, что даст возможность повысить мобильность транспортных средств. Такая форма рессоры существенно снижает накопление на ее поверхности загрязнений, что повышает сроки службы и качество работы.

Рессоре придают параболическую форму для равномерного распределения нагрузок по всей ее длине, а так же для при-

менения новых технологий, например методом обкатки, позволяющих снизить стоимость и повысить качество материалов.

При наезде колеса на неровность рессора выполняет роль упругого элемента подвески, воспринимает на себя резко возрастающие по амплитуде колебания, рассеивает их по всей своей длине, чем уменьшает общие колебания кузова.

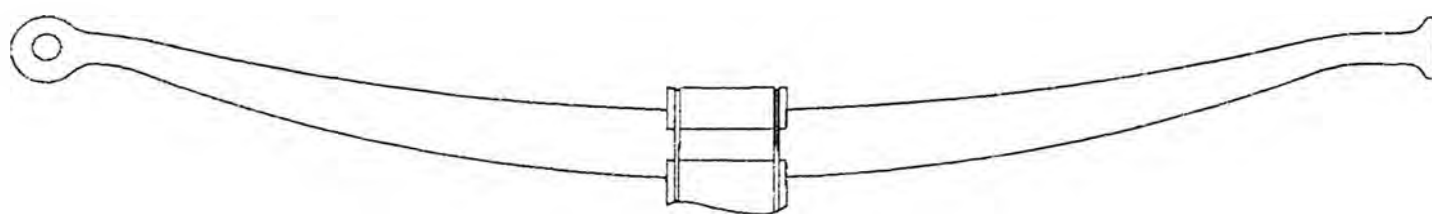


Рисунок 2 – Рессора параболической формы

Заявляемая рессора в подвеске транспортного средства воспринимает не только колебания, но и выполняет направляющую функцию.

Создание рессоры параболической формы позволит достичь высоких показателей плавности подвески.

УДК 629.113.62

МОТОР-КОЛЕСНЫЙ ПРИВОД В РЕЛЬСОВОМ ТРАНСПОРТЕ

Короткий Вячеслав Сергеевич

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В работе проводится анализ существующих приводов с мотор-колесами. Проводится обзор уже существующего технического применения мотор-колес в рельсовом транспорте и запатентованных решений, которые возможно будут реализованы.

Цели исследования:

- анализ существующих приводов с мотор-колесами;
- состояние существующего технического применения

мотор-колесных приводов в рельсовом транспорте;

- обзор патентов мотор-колесных приводов в рельсовом транспорте.

Типы существующих приводов с мотор-колесами:

- электромотор-колесный;
- гидромотор-колесный;
- турбомотор-колесный.

Из существующих приводов наиболее подходящим для рельсового транспорта является электромотор-колесный, т. к. он имеет меньшие габариты по сравнению с другими видами универсальных трансмиссий, а также более простую конструкцию. Установка мотор-колесного привода на рельсовый транспорт дает возможность понижения уровня пола в транспортном средстве, что актуально для городских перевозок пассажиров. Понижение уровня пола влечет за собой понижение центра тяжести вагона, что хорошо влияет на устойчивость рельсового транспортного средства, например, при входе в поворот.

В настоящее время некоторые производители рельсовых транспортных средств западной Европы используют мотор-колеса в своей продукции.

INCENTRO AT 6/5 L. Французская компания Adtranz предложила новую концепцию подвижного состава трамвая, которую воплотила в трамвае AT 6/5 L. Вагоны компании Adtranz позволяют путем адаптации унифицированных основных узлов, агрегатов и модулей создать подвижной состав длиной от 17 до 45 метров. Тележка вагонов выполнена полностью симметричной с мало изнашиваемыми независимо вращающимися колесами, каждое из которых имеет свой индивидуальный тяговый двигатель с редуктором. Очень компактные трехфазные асинхронные тяговые двигатели продолжительной мощностью 45 кВт с водяным охлаждением смонтированы на четырех концах Н-образной рамы тележки причем их валы перпендикулярны ложным осям тележки. Подвешенные с одной стороны к раме тележки, с другой они опираются на резинометаллические конические блоки первой (буксовой) ступени рессорного подвешивания. При этом неподрессорен-

ная масса каждой тележки составляет 2,07 т. Вторая (центральная) ступень подвешивания включает две цилиндрические пружины с каждой стороны, объединенные промежуточными резинометаллическими блоками, назначением которых является увеличение жесткости в конце прогиба и предотвращение выхода вагона за пределы габарита.

GT6N R-Type. Произведенный компанией Siemens совместно с Duewag, вагон состоит из 3-х секций, каждая из которых опирается на тележку: крайние секции – моторные, средняя – поддерживающая. Длина вагона составляет 27600 мм, ширина – 2350 мм. Siemens попробовал применить новую систему, где каждое управляемое колесо фактически является составной единицей мотор-колеса. Однако эти трамваи имели много проблем в начале их эксплуатации, а после были сняты с производства. Самый большой недостаток конструкции был в том, что электродвигатель в колесе перегревался, и требовал постоянного жидкостного охлаждения.

В 1993 г. транспортная компания г. Хемница (Германия) получила первый вагон трамвая модульной конструкции семейства Variobahn. Он разработан и изготовлен в Берлине компанией ABB Henschel (ныне входит в состав Bombardier). В виде отдельных модулей выполнены лобовые части, ходовая часть и секции пассажирских салонов. Концепция Variobahn соответствовала уровню техники того периода и позволяла за короткое время переоборудовать вагоны в соответствии с колебаниями пассажиропотоков. Австрийское отделение компании Adtranz, ныне Bombardier Transportation Austria, разработало для вагонов трамвая с низким уровнем всей площади пола специальный вид тягового привода типа 8 WXA 3442. Он базируется на трехфазном асинхронном двигателе с внешним ротором и жидкостным охлаждением, который приводит во вращение одно колесо. Вагоны Variobahn с тяговым приводом такого типа, кроме Хемница, эксплуатируются в Дуйсбурге, Хельсинки и Сиднее. Концепция привода характеризуется тем, что частота вращения ротора тягового двигателя равна частоте вращения колеса. Благо-

даря этому отпадает необходимость в редукторе. Такая конструкция обеспечивает пониженный уровень шума и значительно меньшие эксплуатационные расходы по сравнению с классическим приводом. Все компоненты тягового привода, а именно двигатель, элемент, передающий крутящий момент на ступицу, осевой подшипник, тормозные диски и т. д., интегрированы в компактный модуль. Опытные поездки вагона Variobahn выполнялись в 1994 и 1995 гг. При этом проводились измерения температуры, а также исследовались величины ускорений на оси привода.

В мировой практике существует много идей по конструкции мотор-колес, которые запатентованы и в будущем могут быть реализованы в рельсовом и нерельсовом транспорте, а также в других областях. Далее проводится патентный обзор решений в западной Европе.

Патент EP 0464929A2 (Италия).

На рисунке 1 показана схема предлагаемого изобретения. На неподвижной оси винтами прикреплен статор двигателя и блок управления. Колесо с тормозным диском крепится на неподвижной оси через конические подшипники. К колесу винтами прикреплен внешний ротор. В такой конструкции отсутствует ротор, что делает конструкцию проще, однако с выбором параметров малооборотного двигателя с большим моментом могут возникнуть проблемы. Размеры такого двигателя возможно будут очень большие.

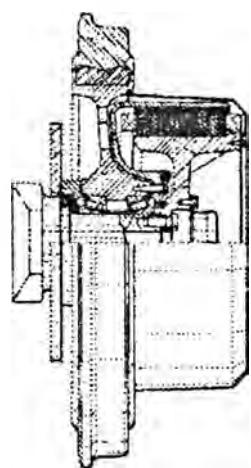


Рисунок 1

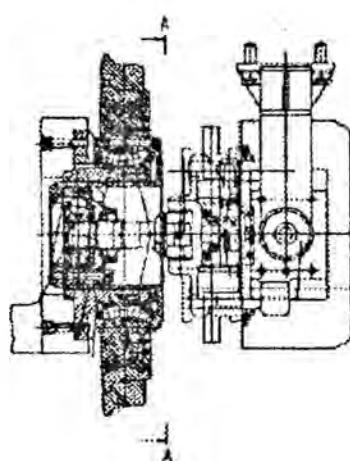
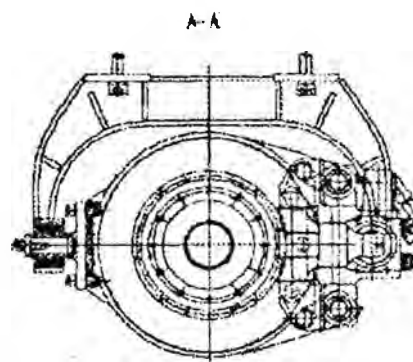


Рисунок 2



Патент ЕР 1867543А2 (Чехия)

На рисунке 2 показано исполнение данного изобретения. Особенность такой конструкции в том, что высокооборотный электродвигатель крепится на держателе с вращательной степенью свободы. Держатель жестко крепится к кузову транспортного средства. Крутящий момент от двигателя на колесо передается через карданный шарнир. Далее через редуктор понижаются обороты, и момент передается непосредственно на колесо. Преимущество такой схемы заключается в том, что электродвигатель становится частью поддрессоренной массы, а не поддрессоренная масса уменьшается, что хорошо сказывается на плавности хода.

Для внедрения запатентованных решений в производство необходимо проведение исследований по оценке энергозатрат, металлоемкости, экономической эффективности. Считаю целесообразным включение данной тематики в курсовое и дипломное проектирование.

УДК 629.113.62

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРАМВАЕВ

Корсун Олег Дмитриевич

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе рассматриваются существующие типы тормозных механизмов и приводов трамвайных вагонов, их классификация и применение на подвижном составе. Рассмотрен также вопрос применения того или иного типа тормозного механизма или привода.

Тормозные устройства на трамвае предназначены для уменьшения скорости при движении вагона, для его полной остановки и удержания в неподвижном состоянии на разрешенном

уклоне. Трамвайные вагоны оборудуют двумя системами тормозов: электрическими и механическими.

По принципу реализации тормозной силы они делятся на две группы: зависящих от сил сцепления колес с рельсами и не зависящих от этих сил. К тормозам первой группы относят колесные и центральные тормоза. У колесных тормозов тормозное усилие передается непосредственно на колесную пару. Центральный тормоз передает тормозное усилие на силовую передачу, которая увеличивает его и передает для реализации на колесную пару. При этом реализуемые тормозные силы ограничены предельной силой сцепления колес с рельсами. У тормозов второй группы тормозные усилия непосредственно от вагона передаются на рельсы. В этом случае тормоза называют рельсовыми.

По конструкции фрикционных преобразователей тормоза делятся на колесно-колодочные, барабанные, дисковые и рельсовые.

В колесно-колодочном тормозе тормозная сила реализуется благодаря трению тормозных колодок о бандажи колесных пар. В дисковом тормозе для реализации тормозных усилий используют нажатие тормозных колодок на тормозные диски, посаженные на ось колесной пары или связанные жестко с тяговой передачей. При барабанном тормозе усилие, необходимое для торможения, через колодки передается на барабан, жестко связанный с тяговой передачей или движущим колесом. Колодки приводятся в действие разжимным кулаком.

Основной частью рельсового тормоза является тормозной башмак с фрикционными накладками, укрепленный на тележке или раме кузова вагона и приводимый в действие электромагнитом или пневматическими цилиндрами, смонтированными на башмаке и служащими в качестве привода. Тормозная сила в данном случае передается на рельс непосредственно тормозным башмаком.

По конструкции привода тормозные устройства подвижного состава бывают пневматические, пневмопружинные, гид-

равлические, электромагнитные, электромагнитопружинным. Если для нажатия тормозных колодок используют сжатый воздух или электромагниты, то привод такого тормоза называют пневматическим или электромагнитным.

Существуют конструкции привода, где для торможения используют энергию пружины. В этом случае пружины воздействуют на тормозные колодки — и трамвай заторможен. При возобновлении движения его необходимо растормозить, т. е. сжать пружины. Для этой цели используют электромагниты или сжатый воздух. Такой вид привода называют электромагнитопружинным или пневмопружинным. Кроме того, подвижной состав городского электротранспорта оборудуют ручным приводом тормоза, которым пользуются при длительных остановках (стояночный тормоз). Эту же функцию могут выполнять рычажно-тормозные передачи, имеющие пневматический или электромагнитный привод.

На трамвайных вагонах основным служебным тормозом является электрический. Механические тормозные устройства используют в качестве дотормаживающих, запасных и экстренных. В качестве дотормаживающих применяют барабанные тормоза. Приводы этих тормозов включаются сразу же после прекращения действия электрического тормоза и постижения вагоном скорости 4-6 км/ч. Электромагнитный рельсовый тормоз применяют в качестве экстренного тормоза и в случае отказа остальных видов тормозов.

Как видно в на трамвайных вагонах могут применяться различные типы тормозных механизмов с различными приводами. Попробуем разобраться в целесообразности применения каждого из них.

Выбор типа привода зачастую определяется применяемыми тормозными механизмами: так при использовании дисковых тормозных механизмов как правило применяется гидравлический привод, при использовании барабанных тормозных механизмов — пневматический либо электромагнитный. Использование пневмопривода подразумевает наличие достаточно сложной

пневмосистемы, однако при её наличии имеется возможность организовать простой привод других нетормозных механизмов, так что целесообразность применения пневматического либо электромагнитного привода определяется конструкцией конкретного трамвая. Также необходимо отметить, что электромагнитный привод легко поддаётся автоматизации, так что внедрение АБС в такой привод будет проще. С точки зрения безопасности следует применять пневмопружинный или электромагнитопружинный привод хотя бы на одной из тележек, это позволит осуществить торможение при выходе из строя пневмосистемы в случае с пневмоприводом и аккумуляторных батарей в случае электромагнитного привода.

При выборе тормозных механизмов, помимо прочего, необходимо учитывать тип привода, необходимого для приведения его в действие. Так наиболее распространённая схема с дисковыми механизмами подразумевает гидропривод, который довольно сложен и не так подходит для привода нетормозных механизмов из-за высокого давления. Дисковые тормозные механизмы имеют следующие преимущества перед колодочными: меньшие зазоры между дисками и колодками в незаторможенном состоянии (0,005...0,1 мм) и ход колодки, что позволяет повысить быстродействие тормозного привода; меньшую массу и габариты; более равномерное изнашивание фрикционных материалов, так как распределяется равномерно давление по поверхности пары трения диск — колодка; больший тормозной момент, развиваемый за счёт уравнивания сил, действующих со стороны колодок на диск; возможность обеспечения эффективного теплоотвода от трущихся элементов; большую стабильность развиваемого тормозного момента, если посмотреть на использование механического тормоза в трамвае, то можно увидеть, что используется он в основном для дотормаживания и как аварийный. Из этого можно сделать вывод, что такие положительные стороны дисковых тормозных механизмов, как высокое быстродействие и стабильность тормозного момента могут оказаться невостребованными. Однако в современных трам-

ваях всё большее применение находят мотор-колёса и зачастую дисковый тормозной механизм является единственным, который можно скомпоновать с ними, так как он имеет меньшие габариты и не требует наличия жёсткой механической связи с приводом. Из вышесказанного можно сделать вывод, если конструкция позволяет установить барабанный механизм, то целесообразней применять именно его.

УДК 629.113.62

ПРИМЕНЕНИЕ ТЯГОВЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ НА БАЗЕ IGBT И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Пинчук Владимир Сергеевич

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. А.М. Сологуб
(Белорусский национальный технический университет)*

Расширяющееся использование асинхронных двигателей требует таких преобразователей, которые обеспечивают надежную работу систем привода. Рассмотрены вопросы с применения биполярных транзисторов с изолированным затвором (IGBT).

Применение IGBT существенно упрощает схему, уменьшает число ее элементов и, следовательно, стоимость, масса и габариты преобразовательной установки по сравнению со схемой на тиристорах GTO. Также сокращаются затраты времени на замену компонентов, а стандартизация плат и крепежа удешевляет конструкцию и способствует продлению срока службы.

Экономичность и надежность

1. С устранением рассеивания мощности и благодаря свойственным IGBT малым коммутационным потерям снижаются общие потери в преобразователе, следовательно, повышается его экономичность.

2. Надежность также повышается за счет уменьшения числа элементов в схеме. Кроме того, в схемах управления пре-

образователей на базе IGBT обеспечивается более полная защита от бросков тока и перенапряжений, чем существенно снижается риск отказов и повреждений.

3. Все это уменьшает также общие затраты в расчете на весь срок службы.

Техническое обслуживание электрооборудования тягового привода ограничивается простой и быстрой заменой блоков.

Для питания низковольтных цепей тягового привода и прочих бортовых потребителей электроэнергии, таких, как двигатели вентиляторов и компрессоров, освещения и заряда аккумуляторных батарей пониженным напряжением служат вспомогательные преобразователи.

Для разных случаев применения в зависимости от сформулированных заказчиком требований по входному и выходному напряжению и выходной мощности преобразователи имеют характеристики, варьирующиеся в широком диапазоне. Так, входное напряжение, как и частота, могут соответствовать любой величине напряжения и частоты в контактной сети, а потребная выходная мощность может исчисляться и в единицах, и в сотнях киловольт-ампер.

Устройство и особенности работы. Биполярный транзистор с изолированным затвором (IGBT – Insulated Gate Bipolar Transistors) – полностью управляемый полупроводниковый прибор, в основе которого трёхслойная структура. Его включение и выключение осуществляются подачей и снятием положительного напряжения между затвором и истоком. На рисунке 1 приведено условное обозначение IGBT.

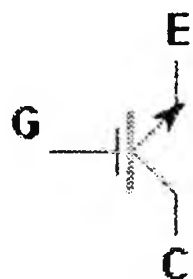


Рисунок 1 – Условное обозначение IGBT

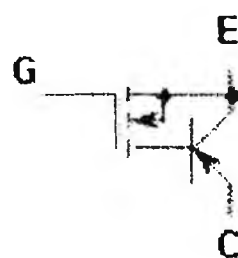
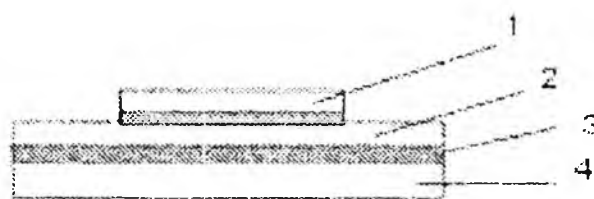


Рисунок 2 – Схема соединения транзисторов в единой структуре IGBT

В настоящее время транзисторы IGBT выпускаются, как правило, в виде модулей в прямоугольных корпусах с односторонним прижимом и охлаждением ("Mitsubishi", "Siemens", "Semikron" и др.) и таблеточном исполнении с двухсторонним охлаждением ("Toshiba Semiconductor Group"). Модули с односторонним охлаждением выполняются в прочном пластмассовом корпусе с паяными контактами и изолированным основанием. Все электрические контакты находятся в верхней части корпуса. Отвод тепла осуществляется через основание.

Типовая конструкция модуля в прямоугольном корпусе показана на рисунке 3.



1 — кристалл; 2 — слой керамики; 3 — спайка;
4 — нижнее тепловыводящее основание

Рисунок 3 — Типовая конструкция IGBT-модуля

Ток управления IGBT мал, поэтому цепь управления — драйвер (программное обеспечение) конструктивно компактна. Наиболее целесообразно располагать цепи драйвера в непосредственной близости от силового ключа. В модулях IGBT драйверы непосредственно включены в их структуру. "Интеллектуальные" транзисторные модули (ИТМ), выполненные на IGBT, также содержат "интеллектуальные" устройства защиты от токов короткого замыкания, системы диагностирования, обеспечивающие защиту от исчезновения управляющего сигнала, одновременной проводимости в противоположных плечах силовой схемы, исчезновения напряжения источника питания и других аварийных явлений. В структуре ИТМ на IGBT предусматривается в ряде случаев система управления с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) и однокристалльная ЭВМ. Во многих модулях имеется схема активного фильтра для коррекции коэффициента мощности и уменьшения содержания колебаний в питающей сети.

IGBT-модуль по внутренней электрической схеме может представлять собой единственный IGBT, двойной модуль (half-bridge), где два IGBT соединены последовательно (полумост), прерыватель (chopper), в котором единственный IGBT последовательно соединён с диодом, однофазный или трёхфазный мост. Во всех случаях, кроме прерывателя, модуль содержит параллельно каждому IGBT встроенный обратный диод. Наиболее распространённые схемы соединений IGBT-модулей приведены на рисунке 4.

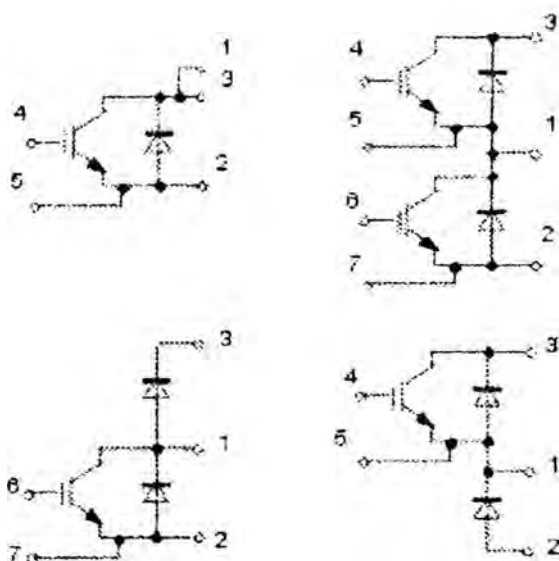


Рисунок 4 – Схемы IGBT-модулей

На сегодняшний день IGBT как класс приборов силовой электроники занимает и будет занимать доминирующее положение для диапазона мощностей от единиц киловатт до единиц мегаватт.

Дальнейшее развитие IGBT связано с требованиями рынка и будет идти по пути:

- повышения диапазона предельных коммутируемых токов и напряжений (единицы килоампер, 5–7 кВ);
- повышения быстродействия;
- повышения стойкости к перегрузкам и аварийным режимам;
- снижения прямого падения напряжения;
- разработка новых структур с плотностями токов, приближающихся к тиристорным;
- развития "интеллектуальных" IGBT (с встроенными функциями диагностики и защит) и модулей на их основе;

- создания новых высоконадёжных корпусов, в том числе с использованием MMC (AlSiC) и прижимной конструкции;
- повышения частоты и снижение потерь SiC быстровосстанавливающихся обратных диодов;
- применения прямого водяного охлаждения для исключения соединения «основание – охладитель».

УДК 629.113.62

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОТОР-КОЛЕСНЫХ ПРИВОДОВ НА ПНЕВМОКОЛЕСНОМ ТРАНСПОРТЕ

Романович Александр Владимирович
Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.
(Белорусский национальный технический университет)

В работе рассматриваются предложения по применению мотор-колесного привода, на пневмоколесном транспорте, тракторах, погрузчиках, троллейбусах и других машинах.

Повышение конкурентоспособности белорусской техники на мировом рынке требует постоянного ее технического совершенствования. Одним из наиболее реальных направлений является развитие транспортных средств с электромеханическим приводом, соответствующего мировым тенденциям развития машиностроения.

Поэтому одной из первоочередных задач в Республике Беларусь стоит в создании мотор-колесных приводов в городском электрическом транспорте, автомобилях, тракторах, погрузчиках, а также в других транспортных средствах, таких как многоцелевые колесные машины, различной дорожной, строительной и землеройной технике.

Транспортные средства с мотор-колесным приводом целесообразно создавать унифицированными с уже созданными. Для этого необходимо вместо механической трансмиссии, включающей сцепление, коробку передач, карданный вал, дифференциал и др., установить дизель-генератор и мотор-колеса. Кинематические схемы представлены на рисунках 1–3.

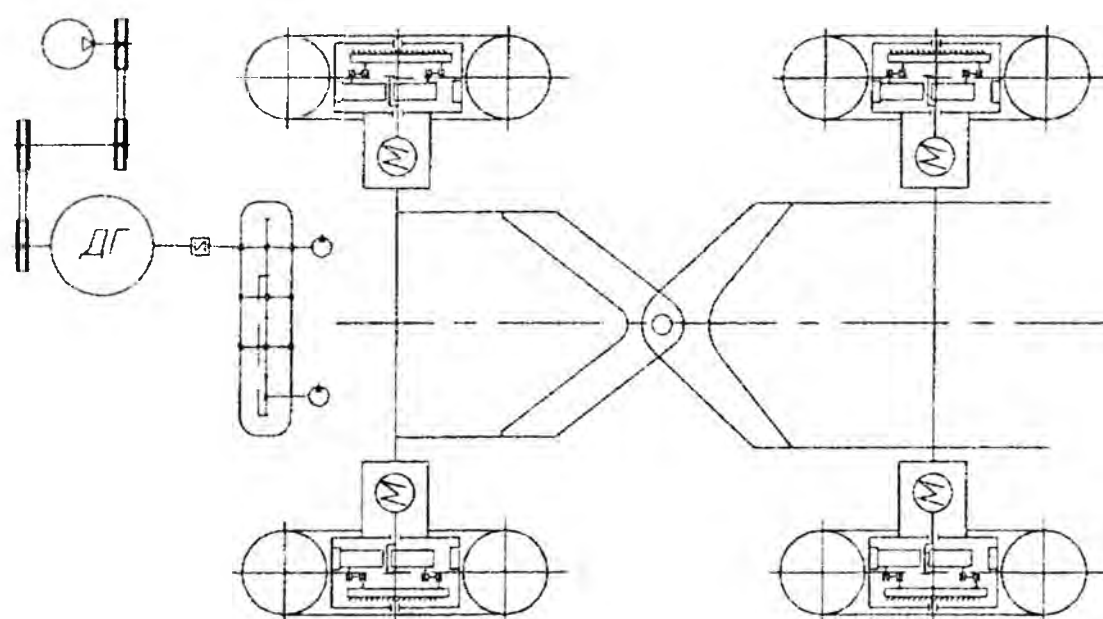


Рисунок 1 – Кинематическая схема погрузчика с мотор-колесным приводом

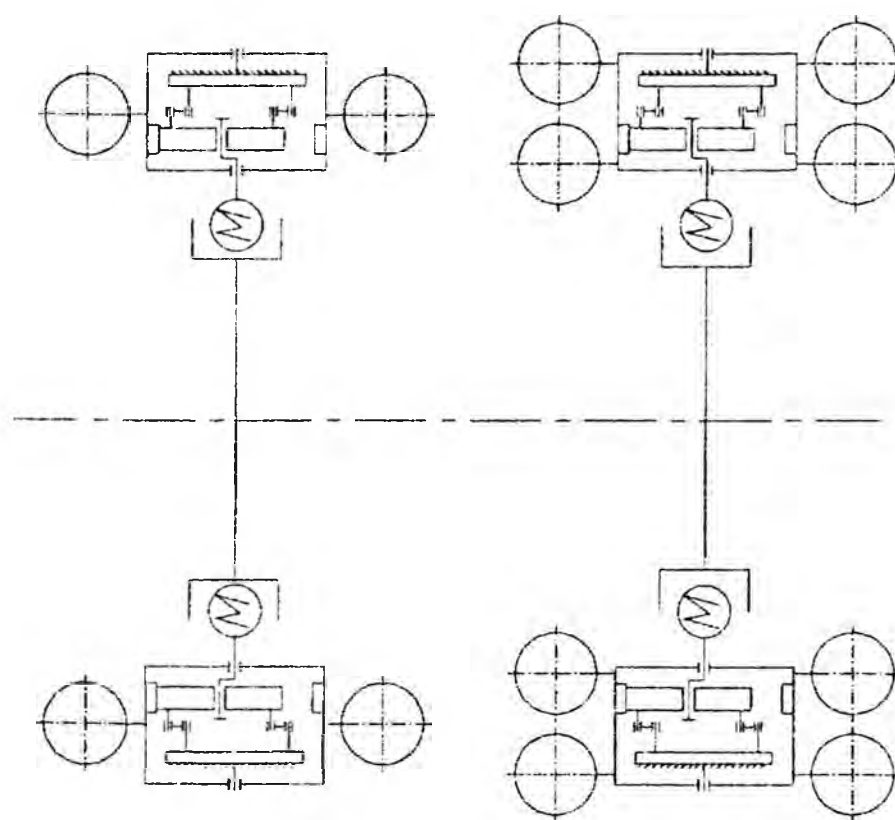


Рисунок 2 – Кинематическая схема троллейбуса с мотор-колесным приводом

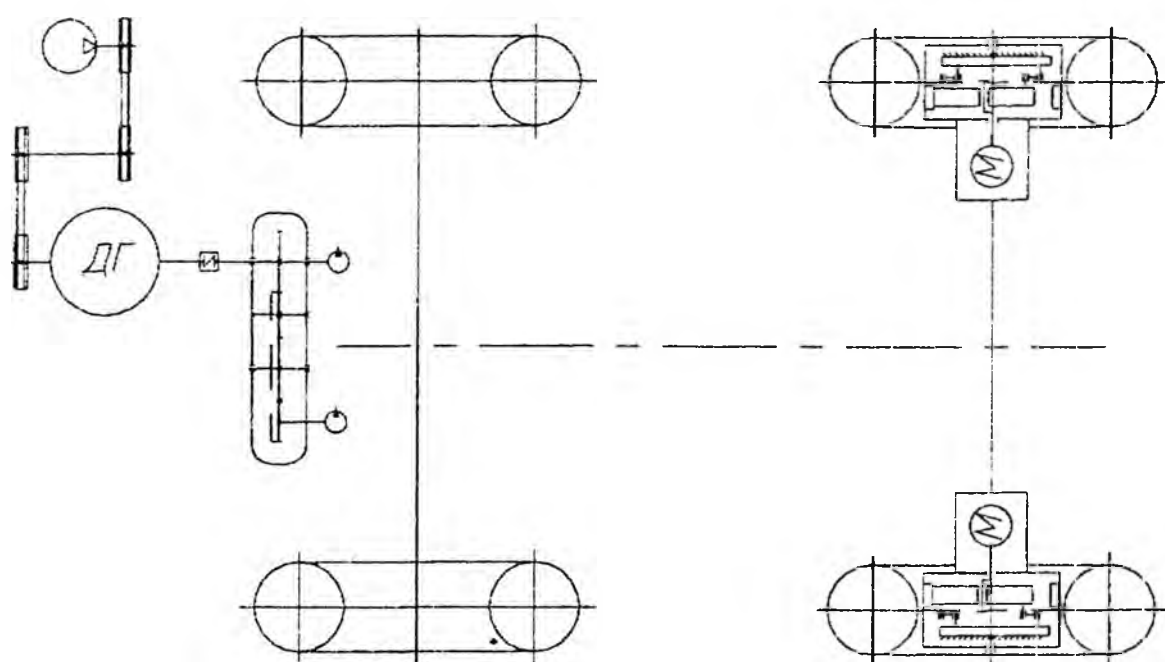


Рисунок 3 – Кинематическая схема трактора
с мотор-колесным приводом

Применение мотор-колесного привода позволит снизить металлоемкость конструкции троллейбуса до 30 %, трактора до 15 %, погрузчика до 20 %.

Снижение трудоемкости изготовления трансмиссии до 50 %, что в целом позволяет снизить стоимость изделия и расходы при эксплуатации.

УДК 629.113.62

РАСШИРЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ МОТОР-КОЛЕСНОГО ПРИВОДА НА ПНЕВМОКОЛЕСНОМ ТРАНСПОРТЕ

Романович Александр Владимирович

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В работе рассматриваются преимущества мотор-колесного привода, методика выбора наиболее рациональной конструкции мотор-колеса, исследуются вопросы применения мотор-колесного привода на пневмоколесном транспорте.

В настоящее время все большую актуальность приобретает потребность в проведении исследований по созданию мотор-колесных приводов на пневмоколесном транспорте, а также в выборе рациональных схем мотор-колес для транспортных средств.

Механическая трансмиссия современной пневмоколесной машины представляет собой усложненный групповой механический привод. Это усложнение объясняется тем, что на трансмиссию помимо передачи энергии ДВС потребителям возложены многие дополнительные функции, к выполнению которых механический привод оказался недостаточно пригодным. Эти функции обусловлены необходимостью расширения диапазонов допустимых изменений скорости и момента ДВС, потреблением значительной мощности ДВС при холостом ходе, устранением жесткой связи между ведущими колесами одной оси при поворотах и неровностях пути и т. п. Приспособление трансмиссий к выполнению этих функций вызвало их существенное усложнение за счет применения сцепления, коробки передач, дифференциала, универсальных шарниров и др.

Помимо значительной сложности и ступенчатого регулирования скорости механическим трансмиссиям присущи и другие недостатки. Основной из них заключается в том, что данная трансмиссия мало применима на прицепных и полуприцепных машинах со всеми ведущими колесами.

В связи с отмеченными недостатками возникает вопрос о целесообразности замены на пневмоколесных машинах группового механического привода индивидуальным электрическим или гидравлическим, поскольку расстояния между ДВС и колесами невелики, что позволяет передавать энергию при помощи гибкого звена с ничтожными потерями.

Трансмиссия с индивидуальным приводом колес более совершенна по сравнению с механической трансмиссией и обладает следующими преимуществами:

- 1) использование полной мощности первичного двигателя во всех режимах работы машины для обеспечения ее максимальной производительности;
- 2) бесступенчатое регулирование скорости, при котором возрастает продолжительность использования полной мощности двигателя и снижаются нагрузки динамических режимов, что повышает маневренность машины и ее долговечность;
- 3) обеспечение высокой энергетической экономичности машины;
- 4) минимальные удельные показатели: вес и стоимость агрегатов трансмиссии, отнесенные к одному киловатту мощности первичного двигателя;
- 5) независимость кинематической компоновки машины от размеров и конструкции агрегатов трансмиссии;
- 6) минимальное число деталей;
- 7) использование трансмиссии для автоматизации процессов работы самоходных машин;
- 8) простота и легкость управления движением машины;
- 9) возможность применения на машинах приводов с новыми источниками энергии: молекулярные накопители, ДВС с генератором и др.

Различают мотор-колеса с электродвигателем постоянного тока, мотор-колеса с электродвигателем переменного тока, а также с объемным гидравлическим двигателем.

Мотор-колесо с объемным гидравлическим двигателем получило меньшее распространение из-за отсутствия возможности применения данного типа мотор-колеса на быстроходным машинах, а также вследствие затруднений при монтаже тормозов.

Основное применение электромотор-колеса находят на транспортных машинах большой и особо большой грузоподъемности: на карьерных автомобилях-самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 50–180 т, двухзвенных автопоездах грузоподъемностью до 200 т, автопоездах для перевозки особо тяжелых неделимых грузов или сыпучих тел, многозвенных и двухзвен-

ных полноприводных автопоездах, а также на дорожно-строительных и землеройно-транспортных машинах: скреперах, автогрейдерах, грейдер-элеваторах, бульдозерах. Созданы образцы специальных шасси 24×24 МАЗ 7907 с 24 мотор-колесами. Ведутся работы по применению мотор-колес для активизации полуприцепов двухзвенных автопоездов.

Все конструктивные разновидности электромотор-колес ведущих мировых фирм по принципу компоновки могут быть разделены на две группы:

1. Конструкции типа фирмы «Летурно» (США).
2. Конструкции типа фирмы «Дженерал-Электрик» (США).

Отличительной особенностью конструкции первой группы является размещение внутри обода колеса редуктора и части электродвигателя, круглый корпус которого выступает с одной стороны колеса.

В конструкциях второй группы электродвигатель размещается внутри обода колеса, а редуктор вынесен за его пределы. Редуктор имеет небольшой размер по оси и значительный диаметр. Корпус редуктора используется в качестве фланца, при помощи которого мотор-колесо закрепляется на раме машины.

Преимущества конструкции мотор-колеса первой группы состоят в следующем:

- применении основных подшипников небольших размеров;
- удобстве обслуживания коллектора электродвигателя и тормоза, находящихся за пределами обода;
- устройстве принудительной вентиляции электродвигателя, так как имеется достаточный зазор между его корпусом и ободом для отвода горячего воздуха;
- использовании единственного сальникового уплотнения небольшого диаметра, вследствие чего обеспечивается его продолжительная и надежная работа.

К недостаткам данной конструкции относятся:

- размещение основных подшипников колеса между двигателем и редуктором, от чего подшипниками занимает значительная часть внутреннего пространства обода;

– применение двухступенчатого редуктора, при котором затруднительно реализовать значительное суммарное передаточное число из-за небольших передаточных чисел, допускаемых для каждой пары зацепления и силовых зубчатых передачах; при этом скорость вращения двигателя уменьшается, а габариты возрастают.

В конструкции мотор-колеса типа фирмы «Дженерал-Электрик» редуктор вынесен за пределы обода колеса; он имеет малый аксиальный размер, что не снижает клиренса машины.

Конструкция мотор-колеса фирмы «Дженерал-Электрик» имеет следующие недостатки:

– обслуживание коллектора двигателя крайне затруднено, так как для осмотра коллектора необходимо снимать тормоз;

– применение двух подшипников большого диаметра приводит к удорожанию мотор-колеса и неполному использованию кольцевого пространства внутри обода;

– необходимость установки нескольких сальниковых уплотнений большого диаметра и не менее двух уплотнений на валу электродвигателя связана со значительными трудностями при обеспечении надежной работы уплотнения большого диаметра.

Из сравнения этих конструкций видно, что конструкция первой группы имеет значительно меньше недостатков по сравнению с конструкцией второй группы, причем эти недостатки менее существенны.

По принципу компоновки первой группы сконструирован индивидуальный колесный привод с планетарной передачей ZF (DE 19709577, Германия, 1999 г.) (рисунок 1). По принципу компоновки второй группы сконструировано мотор-колесо автобуса Renault (патент EP 850795, Франция, 1999 г.) (рисунок 2).

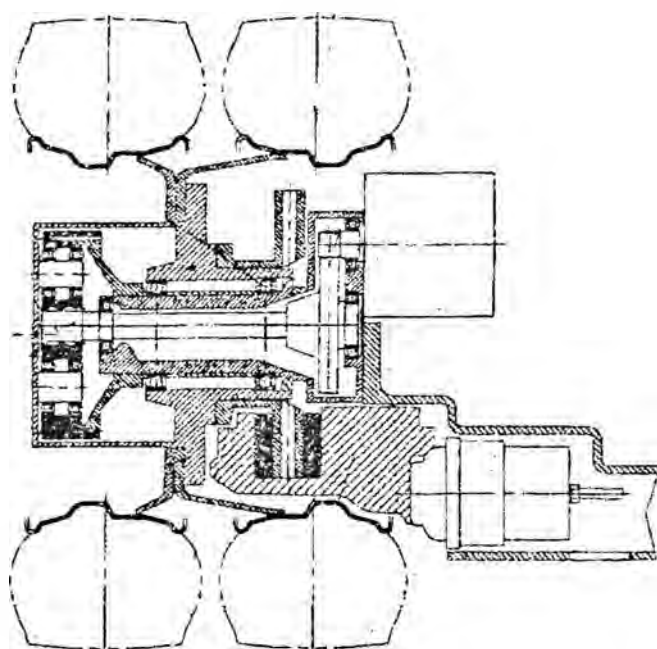


Рисунок 1

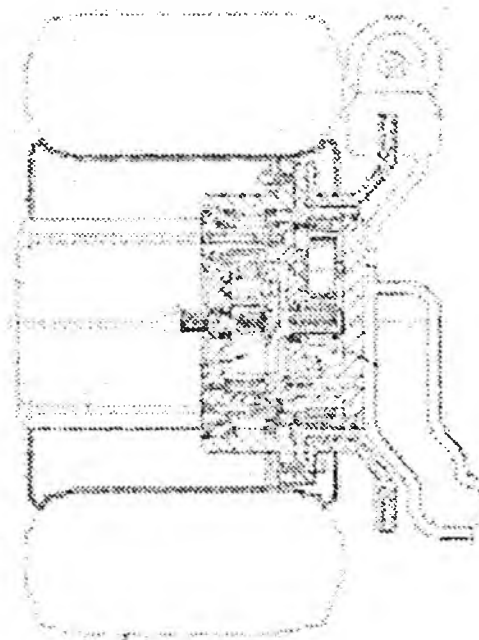


Рисунок 2

Приведенный анализ технического состояния применения мотор-колес на пневмоколесном транспорте показывает, что развитие мотор-колесных приводов находит все большую и широкую заинтересованность в мировой практике.

УДК 629.113.62

ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТИ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

Семченков Сергей Сергеевич

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе рассматриваются вопросы обеспечения электробезопасности троллейбусов. Анализируются причины возникновения токоутечки, конструктивные особенности подвижного состава троллейбуса. Предложен вариант принципиально нового решения проблемы.

Для нормальной работы подвижного состава электро-транспорта необходимо, чтобы все электрические провода и аппараты имели надежную изоляцию. Троллейбус получает пита-

ние от двухпроводной контактной сети напряжением 550 В посредством токоприемников, причем кузов троллейбуса изолирован от земли пневматическими шинами. Поэтому ухудшение или нарушение изоляции токоведущих частей может вызвать возникновение на кузове некоторого потенциала по отношению к земле. Это явление называется токоутечкой. В данной ситуации человек, стоящий на земле и касающийся металлических частей кузова, пропустит ток утечки через свое тело в землю. Величина токов утечки зависит от потенциала на кузове троллейбуса и в некоторых случаях может быть опасной для жизни человека. Наиболее часто токоутечка возникает в сырую погоду, так как дождь, туман, мокрый снег понижают сопротивление изоляции. Это явление усугубляется при попадании на токоведущие части грязи, медной и угольной пыли.

Проблема токоутечки решается двумя способами: совершенствованием конструкции троллейбуса и созданием эффективных средств оперативного контроля технического состояния всех элементов троллейбуса, влияющих на электробезопасность. Очевидно, полная безопасность пассажиров может быть обеспечена только в том случае, когда при попадании на корпус опасного потенциала будет производиться автоматическое отключение троллейбуса от контактной сети.

Диагностика подвижного состава выполняется путем измерения величины тока утечки с кузова троллейбуса на землю и путем измерения сопротивления изоляции токопроводящих частей троллейбуса с помощью мегомметра. Различают бортовые приборы оперативного непрерывного измерения тока утечки, переносные приборы, стационарные приборы с подвижным, неподвижным и переносным щупом.

Принципиальная схема измерения величины тока утечки представлена на рисунке 1. Для определения величины тока используются магнитоэлектрические миллиамперметры с пределами измерения от 0 до 10 мА. Троллейбус подается к посту измерения величины тока утечки. После этого методика измерений требует установить оба токоприемника на плюсовой провод

(левый провод) контактной сети, включить все высоковольтные и низковольтные цепи троллейбуса, чтобы провода и электроаппараты находились под полным напряжением относительно земли. В то же время руководства по эксплуатации различных моделей троллейбусов производства УП «Белкоммунмаш» с электронной системой управления рекомендуют установить токоприемники в соответствии с принятой полярностью, после этого включить все высоковольтные и низковольтные цепи троллейбуса.

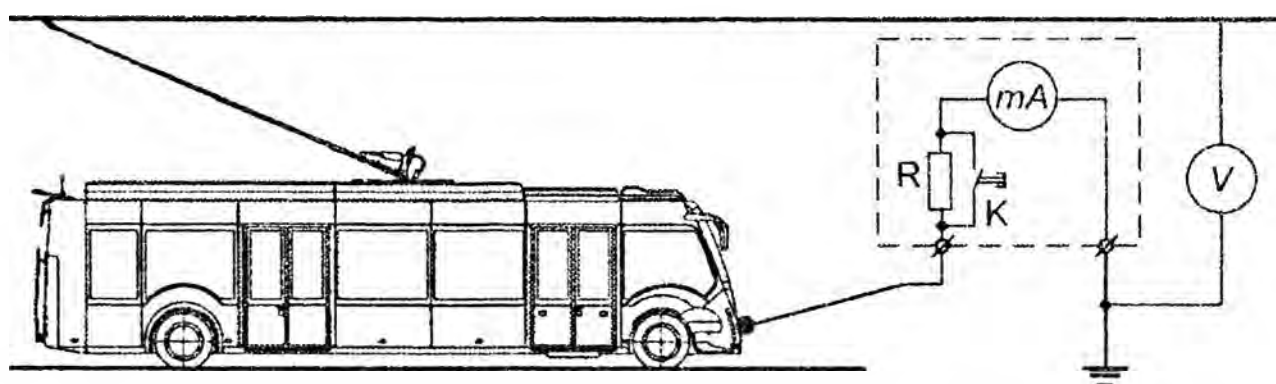


Рисунок 1 – Принципиальная схема замера тока утечки

Затем щупом прибора касаются металлической части корпуса троллейбуса, свободной от грязи и краски. Ток утечки идет по цепи: кузов троллейбуса–щуп–ограничительное сопротивление R –миллиамперметр mA –земля. Отклонение стрелки миллиамперметра mA за ограничительную красную черту свидетельствует о наличии неисправности в электрических цепях троллейбуса и большой величины тока утечки. В этом случае запрещается нажимать кнопку «К», троллейбус следует немедленно отстранить от эксплуатации. Если стрелка миллиамперметра mA отклонилась до ограничительной черты, то следует нажать кнопку K и по шкале прибора определить истинное значение тока. Резистор R предохраняет индикатор от чрезмерных токов при плохом состоянии изоляции. Вольтметр V необходим для пересчета показания миллиамперметра в случае отклонения напряжения контактной сети от номинальной величины.

Расчетный ток утечки $I_{ут.р}$ определяется по формуле $I_{ут.р} = I_{ут.з} (U/U_{ном})$, где $I_{ут.з}$ – измеренный ток утечки, мА; U – измеренное напряжение контактной сети, $U_{ном}$ — номинальное напряжение контактной сети. Для автоматизированного контро-

ля токов утечки выпускают сигнализаторы, состоящие из прибора измерения величины тока, щеточного устройства, кнопочного поста и светового табло. Потенциал с кузова или шасси троллейбуса проходящего через контрольный пост, снимается щеточным устройством (щупом). Допустимая величина расчетного тока утечки для троллейбусов, находящихся в эксплуатации составляет 3 мА.

В настоящее время действует ряд нормативных документов, регулирующих вопросы обеспечения электробезопасности: СТБ 1728-2007 «Транспорт дорожный. ТРОЛЛЕЙБУСЫ. Требования по обеспечению электробезопасности при производстве и эксплуатации», СТБ 1729-2007 «Транспорт дорожный. ТРОЛЛЕЙБУСЫ. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки»

Принципиально новым является конструирование троллейбусов с использованием т.н. «безопасных» компоновок с изолированными от салона энергоблоками. Один из вариантов такой компоновки приведен на рисунке 2.

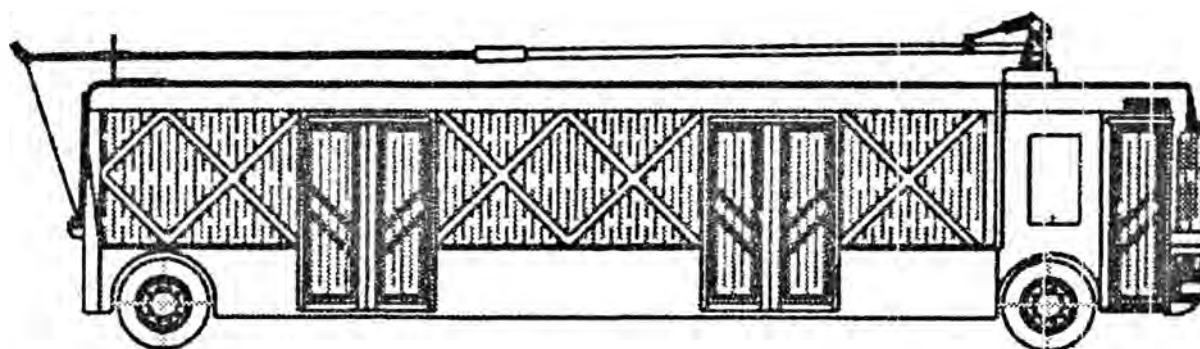


Рисунок 2 — Троллейбус перспективной компоновки

Конструкция каркаса кузова выполнена в виде пространственной мостовой фермы, продольные раскосы охватывают все внешние грани. Такое решение позволяет разгрузить основание кузова, существенно уменьшив при этом массу основания. Уменьшение собственной массы данной конструкции приводит к экономии энергоресурсов, уменьшению воздействия на дорожное полотно. Пассажирский салон выполняется в виде отдельного модуля и имеет низкий пол по всей длине, в передней части салон стыкуется с кабиной водителя при помощи быстро-

разъемных соединений, причем полностью от нее изолирован. Кабина представляет собой энергетический модуль, в котором располагается все электрическое оборудование троллейбуса, полностью изолированное от салона. В пассажирском салоне присутствует только «низкое» напряжение – 24 В.

Преимущество данного решения заключается в том, что расположение электрооборудования в блоке, электрически изолированном от салона, является наиболее безопасным для пассажиров, а уменьшение заднего свеса до минимума позволило создать троллейбус с постоянным уровнем пола по всей длине и удобной планировкой салона.

УДК 629.113.62

РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАМВАЯ

Семченков Сергей Сергеевич

Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе рассматриваются особенности торможения трамвайных вагонов современных моделей. Анализируется принцип работы, конструктивные особенности, а также достоинства и недостатки различных систем торможения. Предложен вариант рационального использования тормозных систем.

При конструировании подвижного состава трамвая большое внимание необходимо уделять тормозным системам. Вообще различают три режима торможения трамвая:

1. Служебное (рабочее) – используется при нормальных режимах работы вагона на линии для подтормаживания при требуемом ограничении скорости и для торможения до полной остановки для остановки на запрещающий сигнал светофора или для высадки-посадки пассажиров на остановочных пунктах.

2. Экстренное (аварийное) – используется для остановки трамвайного вагона на минимальном тормозном пути в исключительных, аварийных ситуациях. Однако в этом случае при определенном стечении обстоятельств может наблюдаться потеря устойчивости движения трамвайного вагона рельсовом пути.

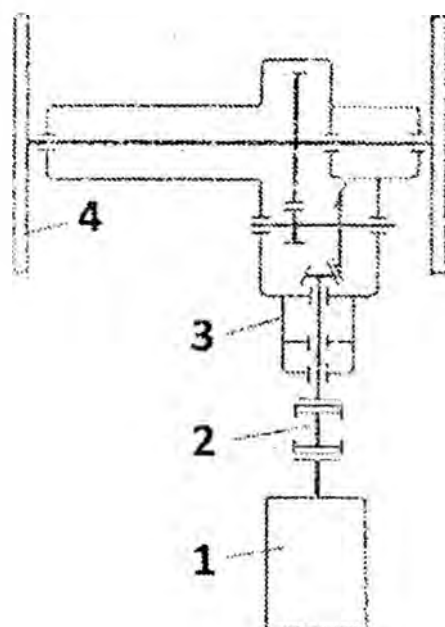
3. Стояночное (остановочное) – используется для удержания трамвайного вагона на остановке или стоянке для предупреждения возможности неконтролируемого движения.

Согласно ГОСТ 8802-78 «Вагоны трамвайные пассажирские» длина тормозного пути вагона с номинальной нагрузкой при торможении с начальной скорости 40 км/ч составляет при служебном торможении 60 м, при экстренном – 30 м. По правилам технической эксплуатации трамвая, утвержденным Приказом Министра ЖКХ Республики Беларусь от 03.09.96 № 101, п. 2.5.2 «Тормозной путь порожнего вагона при сухих и чистых рельсах со скорости начала торможения 40 км/ч должен составлять при служебном торможении не более 45 м, а при экстренном – не более 21 м.

Конструкцией современного трамвайного вагона (кинематическая схема ходовой части на рисунке 2) предусматривается, как минимум, три независимо действующие системы тормозов:

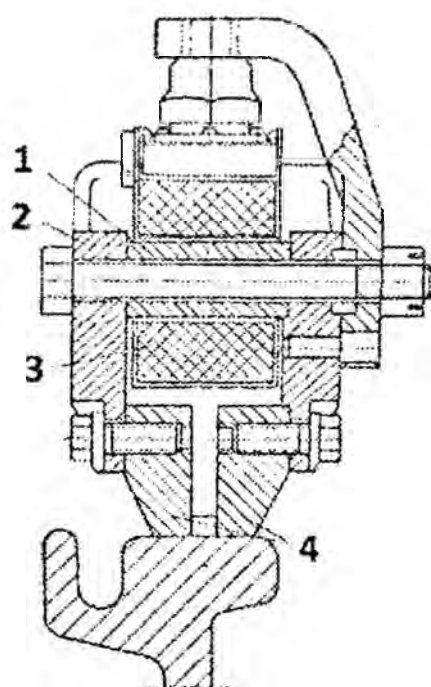
1. Электродинамический тормоз – служебный, обеспечивает стабильное снижение скорости вагона до скорости менее 2 км/ч. Этот вид тормоза основан на принципе обратимости электрических машин: двигатель работает в режиме генератора, вырабатываемая им электрическая энергия гасится в тормозных реостатах. Это основной вид тормоза при работе на линии.

2. Механический тормоз с электромагнитным приводом, служит для полной остановки вагона при движении на малых скоростях и удержания неподвижного вагона на остановках и стоянках. Тормозной барабан расположен на входном валу редуктора. Надежность этого тормоза обуславливается источником тормозной силы – пружиной. Для растормаживания на обмотку тормозного электромагнита подается напряжение 24 В.



1 – ТЭД; 2 – карданный вал; 3 – редуктор; 4 – колесная пара
Рисунок 1 – Кинематическая схема трамвайного вагона

3. Электромагнитный рельсовый тормоз (рисунок 2) предназначен для экстренного торможения трамвайного вагона. Получает питание от аккумуляторной батареи и обеспечивает торможение вагона за счет трения поверхности магнитных колодок и рельса. Сила прижатия каждой магнитной колодки 40–50 кН.



1 – сердечник; 2 – полюсы; 3 – обмотка; 4 – поверхность трения
Рисунок 2 – Электромагнитный рельсовый тормоз

При буксовом состоянии пути резко ухудшается сцепление колес трамвайного вагона с рельсами: при этом трамвайный вагон при торможении значительно подвержен юзу. Для вывода

вагона из юза можно использовать метод «перетормаживания», когда режим торможения сначала выключается, а последующее его включение производится с меньшей тормозной силой (тормозным током) и сопровождается подачей песка на рельсы. Однако трамвай работает в условиях городского движения и поэтому предпочтительным в случае возникновения юза является применение электромагнитного рельсового тормоза, который конструктивно реализует тормозную силу непосредственно между кузовом трамвая и рельсовым полотном, без участия в этом системы «колесо-рельс». Так, для восстановления сцепления, как правило, достаточно применить в течение небольшого промежутка времени торможение электромагнитным рельсовым тормозом, включая его короткими импульсами. В результате скорость трамвайного вагона начнет снижаться, вагон начнет выходить из юза. Но в трамваях белорусского и российского производства невозможно использовать электромагнитный рельсовый тормоз независимо от других видов тормоза. При установке рукоятки контроллера в положение экстренного торможения помимо электромагнитного рельсового тормоза будет действовать электрический тормоз в полную силу и механический тормоз также в полную силу. Последние своим действием будут еще больше провоцировать юз, способствовать развитию процесса срыва сцепления и образованию на поверхности катания колеса местного проката («лысок»). Кроме того, отключить механический тормоз (действующий в полную силу) можно только включив трамвайный вагон в режим хода. Таким образом, использование электромагнитного рельсового тормоза для вывода вагона из юза становится малоэффективным.

Для решения данной проблемы на пульте водителя в зоне действия правой руки необходимо установить рукоятку независимого управления электромагнитным рельсовым тормозом.

Таким образом, нельзя исключать возможность использования предложенного метода торможения и целесообразно провести дополнительные испытания в условиях эксплуатации.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ

Семченков Сергей Сергеевич

*Научный руководитель — д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В докладе рассматривается применение информационных систем на городском пассажирском транспорте, их назначение, классификация. Предложены различные варианты грамотной организации их работы, информационного наполнения, и рассмотрены способы интеграция с другими системами транспорта.

Роль транспорта в наше время без преувеличения велика. Практически не существует ни одного человека, который в повседневной жизни не использует тот или иной вид транспорта. Ежегодно сотни миллионов людей совершают поездки в пределах городов. Перемещения вызваны различными причинами: это деловые связи, потребность в обмене информацией, поездки на работу, отдых и многое другое. Огромна роль транспорта и в решении социальных задач: от качества работы транспорта во многом зависят условия жизни населения, использование свободного времени. Как известно, весь городской транспорт делится на массовый и индивидуальный. Острота конфликта между массовыми и индивидуальными средствами транспорта состоит в том, что легковой автомобиль, обладая бóльшей комфортабельностью, более высокой скоростью сообщения, возможностью доставки пассажира «от двери к двери», отличается вместе с тем малой провозной способностью и занимает значительную часть полезной транспортной площади, отнимая пассажиров у более эффективно работающего массового транспорта (для перевозки одного и того же количества пассажиров трамваю достаточно двух полос, троллейбусу и автобусу — трех и четырех соответственно, то легковым автомобилям необходимо двадцать три полосы). В настоящий момент одна из задач

городского транспорта — не только обеспечение достойного технического уровня, но и достижение высокого уровня сервиса, состоящего из многих элементов. Одним из таких элементов являются информационные системы. Ведь современного человека уже не устраивают примитивные носители информации (картонные или фанерные таблички, ленточные трафареты и т.п.). Ритм жизни диктует свои правила. Информация должна быть подана ясно, быстро: звук — четкий, табло — яркое, видно издалека, в любую погоду, бегущая строка — своевременна и читаема. Кроме того, следует помнить, что информационные системы не только повышают уровень сервиса, но и облегчают труд водителя, который концентрирует свое внимание на управлении транспортным средством, дорожной обстановке и не отвлекается объявлением остановок по микрофону.

Информационная система — это стационарно установленный в городском маршрутном транспорте комплекс устройств, позволяющий донести до каждого пассажира определенные виды звуковой и визуальной информации. За обеспечение предоставления каждого вида информации в системе отвечает определенный компонент. Неотъемлемую часть информационных систем составляет пульт управления с процессором и программным обеспечением.

Как правило, современные информационные системы включают в себя три компонента: радиоинформатор, который посредством акустической системы транслирует в пассажирский салон информацию о названии остановочного пункта, особенностях прохождения маршрута, производит различные напоминания и сообщает прочую дополнительную информацию; бегущая строка, расположенная в пассажирском салоне, сообщает пассажиру о названии остановочного пункта, текущих дате и времени, погоде и т.п.; блинкерные табло, расположенные снаружи транспортного средства, информируют потенциального пассажира, ожидающего транспорт на остановочном пункте, о номере маршрута, конечных пунктах, пункте назначения, особенностях движения по измененному маршруту.

Информационные системы по характеру исполнения могут быть интегрированными или автономными. Интегрированные информационные системы содержат в себе все три компонента, автономные — только один, хотя ничто не мешает устанавливать на транспортное средство несколько автономных компонентов для создания полноценной информационной системы, однако при этом усложняется их интеграция.

Вновь создаваемые информационные системы должны быть интегрированного исполнения, то есть создаваться только по модульному типу. В эксплуатации может быть задействован только один компонент, тогда эта система будет являться частичной, а в случае необходимости система может быть дополнена другими компонентами до полной. Таким образом, необходимо предусмотреть в пульте управления возможность работы со всеми компонентами.

Носитель информации информационных систем должен быть — флэш-карта. Причем распространенного формата (MMC, MMC-Plus, CD, CF), кроме того должна обеспечиваться полная совместимость различных объемов карт и их производителей. Кроме того, можно предусмотреть вариант стационарного носителя информации, однако программирование должно осуществляться без снятия устройства с подвижного состава.

Блинкерные табло должны обладать возможностью загрузки в них различных шрифтов и любой графической информации, аналогичными требованиями должна обладать и бегущая строка, размещенная в пассажирском салоне.

Пользовательский интерфейс информационной системы должен быть максимально упрощен и рассчитан на пользователя самой низкой квалификации. На экране должны присутствовать подсказки, чтобы даже самый неподготовленный пользователь мог использовать основные элементарные функции. Дисплей пульта информационной системы должен быть многострочным, шрифт — четким. Кнопки управления должны быть названы четко, ясно и однозначно, рассчитаны на многократное нажатие, расположены так, чтобы нажатие одной кнопки не вы-

зывало случайного нажатия других. Должна быть предусмотрена возможность выведения дублирующих кнопок основных действий (как минимум, объявление текущей и следующей остановок) на основной пульт управления транспортным средством для облегчения управления.

В информационной системе должна быть предусмотрена возможность быстрого отключения какого-либо компонента системы, а также возможность перевода компонента «Информатор» в режим работы «объявление по микрофону», причем этот перевод должен осуществляться однозначно (включено/выключено).

Должны быть предусмотрены такие настройки, как громкость воспроизводимых звуковых объявлений, причем отдельно для основных объявлений и рекламных объявлений. Громкость целесообразно менять как в ручном режиме, так и предусмотреть ее изменение программным путем. Должна регулироваться яркость бегущей строки, скорость бегущей строки. В информационной системе должны быть предусмотрены часы.

Что касается вопроса наполнения информационной системы, то в ней должны быть предусмотрены все основные маршруты. Для каждого маршрута учтены все возможные варианты движения и все необходимые дополнительные действия.

Таким образом, в процессе работы над проблемой информационных систем для подвижного состава городского транспорта разработаны алгоритмы для информационных систем «Интеграл-СИТ», «МЭМЗ», «Маршрут», «ТРЭК»; предложен оригинальный подход к структуре работы информационной системы; созданы инструкции по эксплуатации информационных систем на доступном любому уровню пользователю языке; усовершенствованные по предложенным методикам информационные системы уже сегодня используются на трамваях г. Минска и г. Новополюцка.

ТРОЛЛЕЙБУС НИЗКОПОЛЬНЫЙ С УЛУЧШЕННОЙ КОМПОНОВКОЙ САЛОНА

Шишко Сергей Александрович

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Сологуб А.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В статье рассматриваются существующие типы компоновок салонов троллейбусов. Рассматриваются способы и методы оптимизации пространства салона и связь решений по компоновке с другими системами, которые на нее влияют.

Рассматриваемые модели троллейбусов – модель 321, производства УП «Белкоммунмаш» и модель 103Т производства РУП МАЗ.

Компоновка салона кузова троллейбуса непосредственно влияет на комфортабельность и удобство пассажиров. Продуманной, соответствующей международным правилам ЕЭК ООН компоновкой можно существенно повысить конкурентоспособность транспортного средства на внешних рынках. Усовершенствование многих узлов и агрегатов часто приводит к необходимости изменения конструкции кузова, а вместе с ним и изменения пассажирского салона.

И АКСМ-321 и МАЗ-103Т имеют в своей конструкции низкий уровень пола. К задней площадке уровень пола незначительно увеличивается, что объясняется наличием под полом электрооборудования и размерами заднего моста. Как видим из рисунков 1 и 2, планировка салона значительно отличается.

Вышеуказанные модели имеют следующие недостатки.

Узкий проход между сидениями на уровне задних колесных арок. Расстояние между ними равно в обеих конструкциях всего 75 см. Так же второе сидение на 6 см. выступает в проход за колесную арку, тем самым, уменьшая ширину прохода до 63 см.

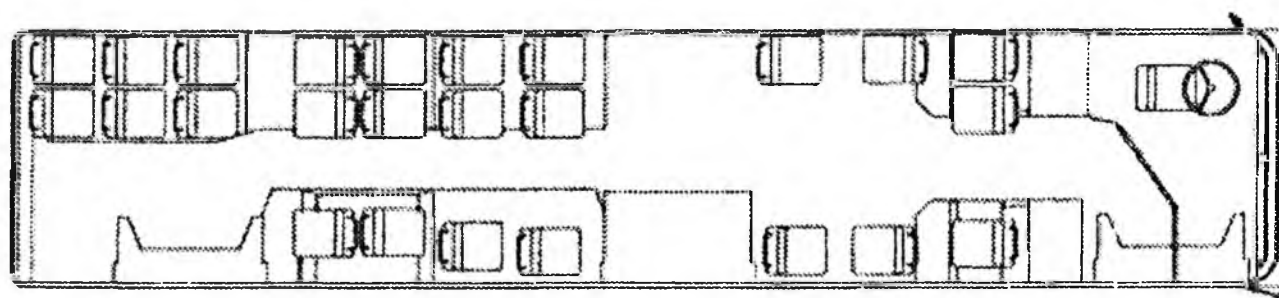


Рисунок 1 – Планировка салона троллейбуса МАЗ-103

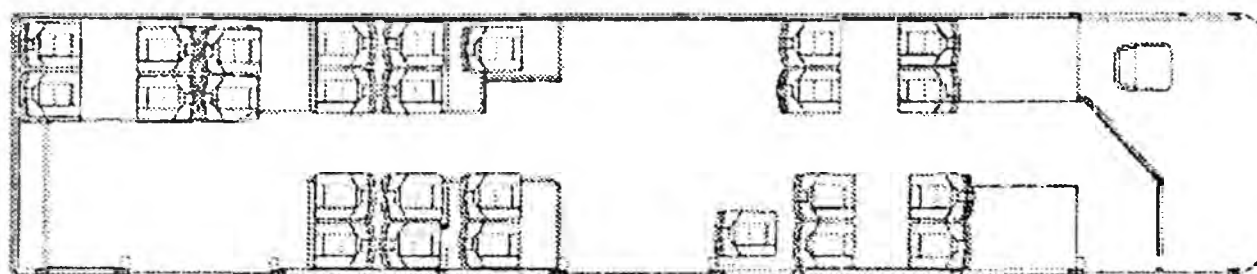


Рисунок 2 – Планировка салона троллейбуса модели 321

Такой небольшой проход мешает перемещению пассажиров и кондуктора в машине. Компоновки салона на базовых моделях различаются. В компоновке салона троллейбуса МАЗ-103Т по одной стороне (левой по ходу движения) установлены сиденья, в то время, как в троллейбусе модели 321 сиденья установлены по обеим сторонам.

Предлагаемое техническое решение: ширину колесных арок возможно уменьшить. На троллейбусе модели 321 и МАЗ-103Т используются на заднем ведущем мосту сиденья колеса. Колеса дисковые 8,25х22,5 Шины – 11/70R22.5. Такие две шины можно заменить одной, но более широкой по сравнению с базовым колесом Бел – 108 производства ОАО Белшина.

Таким образом, на каждой стороне троллейбуса ширину колесных арок можно уменьшить на 156 мм, если уменьшить ширину сразу двух колесных арок, то проход может увеличиться на 312 мм, т.е. почти в полтора раза. Такое решение значительно улучшит комфортабельность троллейбуса.

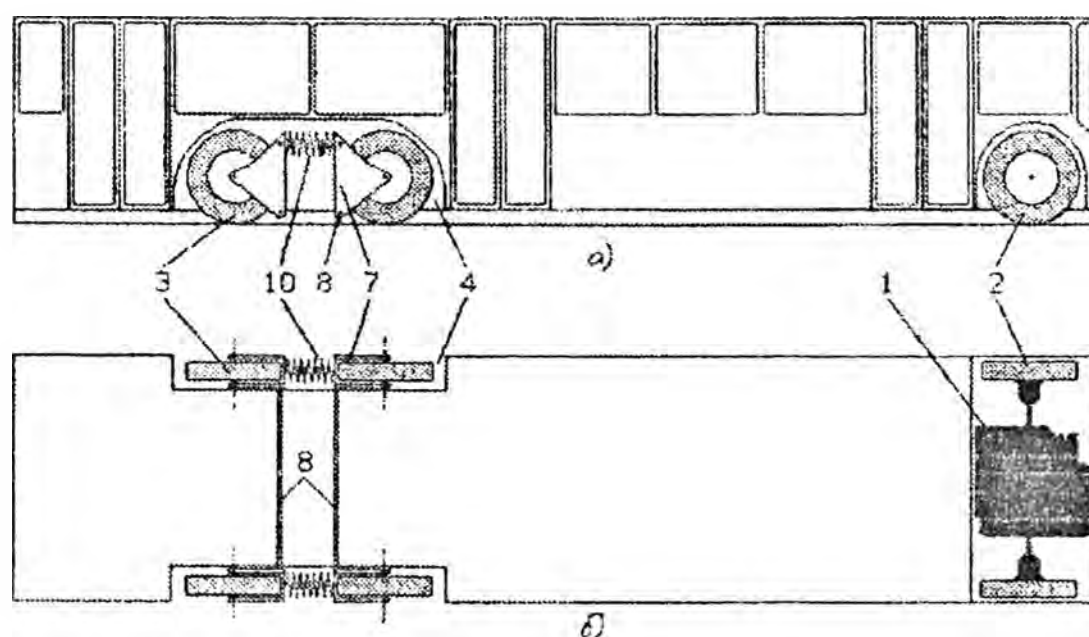
Кроме того, применение широкопрофильных шин позволяет снизить массу и вибронагруженность автомобиля, уменьшить сопротивление качению колес и значительно снизить трудоемкость технического обслуживания.

Также в статье предоставляется вариант компоновки троллейбуса, у которого площадь низкого пола была бы макси-

мальной, и соответственно, был бы наиболее удобный и комфортабельный салон.

Предложенная конструкция: для передних колес устанавливается индивидуальный привод, под полом пассажирской части отсутствует ЭД и трансмиссия, что позволяет сделать пол ниже. Также сзади устанавливаются 2 оси с одинарной ошиновкой, что позволит минимально задействовать внутреннее пространство салона.

Для такой конструкции предполагается следующий тип подвески:



а — вид сбоку; б — вид сверху; 1 — силовой агрегат; 2 — привод передних колес; 3 — одинарные задние колеса; 4 — кузовная ниша; 5 — подшипник; 6 — ось; 7 — треугольный рычаг; 8 — ось поворота; 9 — шарнир; 10 — упруго-демпферный элемент.

Рисунок 3 - Общий вид низкопольного автобуса

Таким образом, предложенная компоновка является оптимальной с точки зрения удобства пассажиров и упрощения конструкции.

**СЕКЦИЯ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ»**

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СИЛ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПРИ ПОВОРОТЕ МОТОЦИКЛА

Булкин Виктор Александрович

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Петрученко А.Н.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе рассматривается влияние гироскопических сил от коленчатого вала и способ их уравнивания.

Кривошипно-шатунный механизм является достаточно сложным механизмом. Его звенья, движущиеся с ускорением, развивают силы инерции. Эти силы передаются на корпус двигателя и далее на остов транспортного средства, что ухудшает комфортность, а в мотоциклах ещё и управляемость из-за вибраций.

При классическом анализе двигателей на динамическую нагруженность рассматривают следующие силы и моменты:

1. Силы инерции возвратно-поступательного движущихся масс 1-го и 2-го порядков.

2. Центробежные силы инерции от вращающихся неуравновешенных частей КШМ.

3. Продольные моменты от сил инерции 1-го и 2-го порядка.

4. Продольные моменты от центробежных сил инерции.

5. Неравномерный крутящий момент, равный и противоположно направленный опрокидывающему моменту.

6. Реактивные, переменные по величине, силы и моменты от неравномерно движущихся в двигателе жидкостей и газов, а также реакции от силы тяги лопастных вентиляторов.

Однако существуют двигатели, в которых появляется ещё один источник, нагружающий детали КШМ – гироскопический

момент. Достаточно сильно он проявляется в двигателях, у которых коленчатый вал вращается с большими угловыми скоростями порядка 8000-11000 об/мин. Такие двигатели применяются преимущественно на мотоциклах, у которых всего две точки опоры, и поэтому влияние гироскопических сил на управляемость будет существенным. Также именно гироскопический эффект ограничивает применение на скоростных мотоциклах продольное расположение двигателя, когда коленчатый вал расположен вдоль рамы, так как это вызовет потерю контроля над мотоциклом при выходе из поворота на высокой скорости. Учитывая эти данные, был проведён анализ одного из методов снижения вредного воздействия гироскопического эффекта.

Рассмотрим коленчатый вал с двумя шатунными шейками и, соответственно, тремя коренными. При повороте данного коленчатого вала в горизонтальной плоскости парой сил F_1 и F_1' и его одновременном вращении по часовой стрелке возникают гироскопические силы F_2 и F_2' . Эти силы образуют момент, который стремится повернуть коленчатый вал в вертикальной плоскости (рисунок 1).

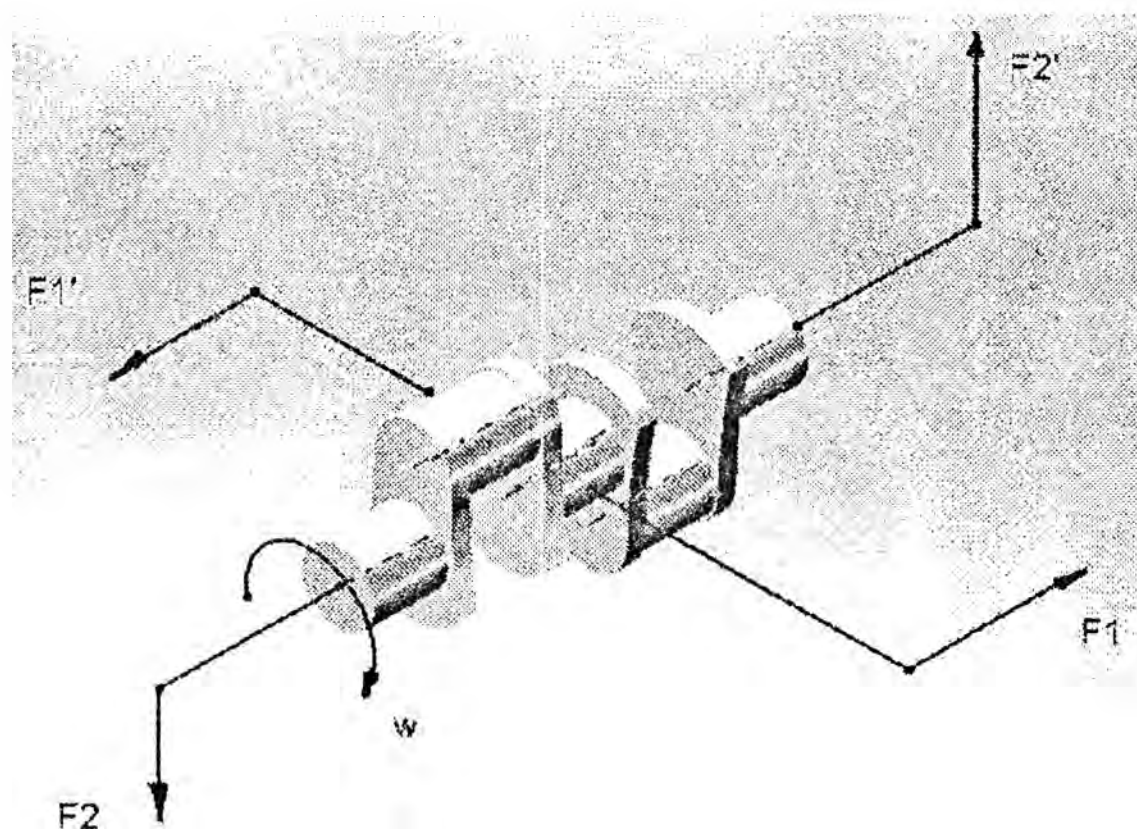


Рисунок 1 — Гироскопические силы

А теперь представим, что этот коленчатый вал установлен в мотоциклетном двигателе. Причём двигатель расположен на раме продольно. Таким образом, получается, что при повороте мотоцикла как раз и возникает гироскопический эффект. При этом гироскопические силы будут воздействовать через коренные опоры на картер двигателя, а тот, в свою очередь, через крепления двигателя на раму. В зависимости от направления поворота (левый или правый) гироскопический момент будет или прижимать переднее колесо к дороге, и отрывать заднее колесо, или прижимать заднее колесо, а отрывать переднее. Однако данные силы будут не столь значительны по сравнению с центробежными силами, которые возникают при наклоне мотоцикла в повороте, и особых проблем не вызовут. Но при выходе из поворота они не позволят легко выровнять мотоцикл, снижая управляемость и тем самым скорость выхода из поворота. Решение этой проблемы особенно актуально для мотоспорта, где возможность применения продольно установленного двигателя позволит улучшить габаритные и аэродинамические параметры.

Одним из методов исключения влияния гироскопических сил является применение разрезного коленчатого вала, половины которого вращаются в разные стороны, но с одинаковыми угловыми скоростями. Согласование вращения может происходить при помощи конических шестерён или других механизмов, что не столь важно.

Рассмотрим такой вал. Конические шестерни показаны условно. Так как направление гироскопических сил зависит от направления вращения коленчатого вала, то при действии на коленчатый вал сил F_1 и F_1' в разных половинах вала возникают силы F_2 и F_2' , F_3 и F_3' . При этом F_2 и F_3 , F_2' и F_3' равны и сонаправлены (рисунок 2). Таким образом, возникающие гироскопические моменты будут компенсироваться жёсткостью картера. На опоры двигателя, и, соответственно, на мотоцикл будет действовать уже не момент, а направленная сила, которая не вызовет проблем при выходе из поворота.

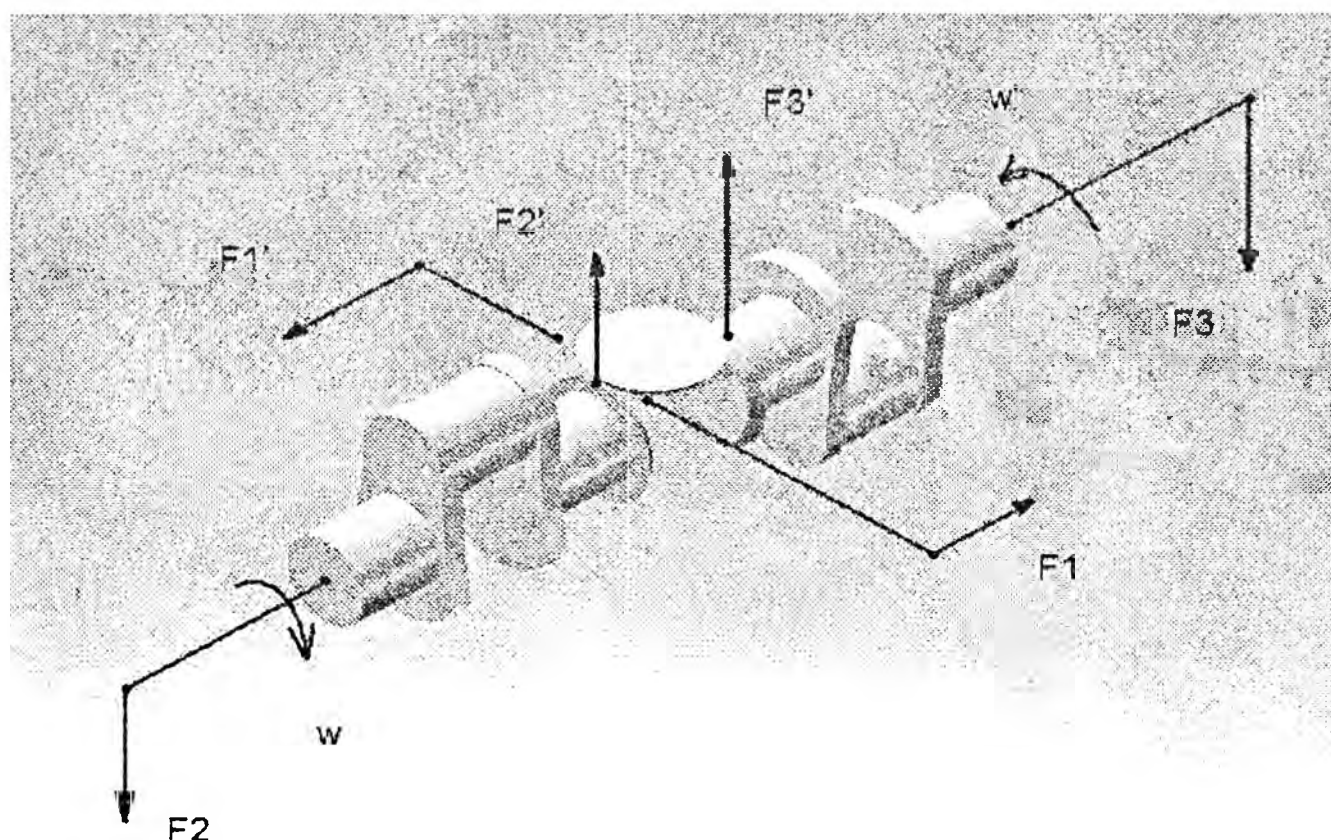


Рисунок 2 – Схема уравнивания гироскопических сил

Естественно, что основная сложность такой конструкции состоит в разрезном коленчатом вале. Однако в настоящее время такие конструкции существуют и устанавливаются на машинах специального назначения, но с несколько другими целями – выключение нескольких цилиндров из работы для экономии топлива при частичных нагрузках.

УДК 621.436

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ЕЕ СНИЖЕНИЯ

Жарнов Михаил Викторович

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Кухаренок Г.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе рассматриваются проблема перегрева распылителя форсунки и методы ее решения на двигателях Минского моторного завода.

Из всех узлов топливной аппаратуры распылитель находится в наиболее тяжелых условиях работы. Его детали подвергаются переменному высокому давлению топлива и цилиндрических газов, воздействию высоких температур, что является причиной выхода из строя распылителя – его коксуемости и потери подвижности иглы.

Исследованию температурного режима распылителей посвящено множество работ. Все авторы признают тот факт, что температура распылителя прямо влияет на его коксуемость и потерю подвижности иглы.

Надежность форсунки определяется в основном двумя факторами:

- стабильностью параметров распылителя – его стойкостью против коксуемости;
- качеством распыливания.

На интенсивность коксования сопловых отверстий распылителя наиболее существенно влияние оказывает: протекание конечной фазы подачи топлива, качество топлива, материал распылителя, а главное – его температура.

При работе форсунок с повышенной температурой помимо высокой склонности к коксованию проходных сечений возможно зависание иглы в корпусе распылителя вследствие тепловых деформаций и появления отложений на сопрягаемых поверхностях. Происходит снижение твердости материала корпуса и иглы вследствие отпуска, что является причиной износа уплотняющих конусов и нарушении герметичности.

По данным различных источников температура «порога» интенсивного коксования распылителей лежит в пределах 180...190°C.

При этом установлено, что температура около 220°C является для распылителей уже критической. К этому пределу близки фактические температуры распылителей целого ряда форсированных дизелей.

Для устранения источников недопустимых тепловых деформаций распылителя, исключения длительного действия на

него высоких температур, с течением времени проводящим к микроструктурным изменениям материала и коксуемости, в дизелестроении применяются различные способы снижения теплонпряженности распылителя. В дизелях большой мощности (судовых, стационарных) возможно использование сложных по конструкции и эксплуатации охлаждаемых форсунок. Имеются два основных пути снижения температуры распылителя:

1. Отвод теплоты от распылителя методом его охлаждения. Для этого требуется усложнение и удорожание конструкции: применение, например, стаканов форсунки из латуни с обеспечением герметичности водяной рубашки.

2. Ограничение передачи теплоты к распылителю и уменьшение его нагрева. Это наиболее простой способ снижения температуры.

Основное количество теплоты к распылителю подводится со стороны цилиндрических газов через радиальный зазор между носиком распылителя и поверхностью отверстия головки цилиндров. Обычно монтажный зазор составляет 0,3...0,4 мм на сторону. А при эксцентричном положении форсунки зазор может увеличиваться до 0,8 мм. Изменение же радиального зазора от 0,2 до 0,8 мм повышает температуру распылителя примерно на 40°C.

Для предотвращения прорыва газов между торцом отверстия в головке цилиндров и торцом гайки форсунки в основном используется кольцевая прокладка из меди. Эти прокладки не предотвращают утечки газов через кольцевой зазор между распылителем и внутренним диаметром прокладки.

Фирмой «BOSCH» для снижения температуры распылителя было запатентовано и использовалось в серийном производстве экранирование распылителей металлическими чехлами (рисунок 1).

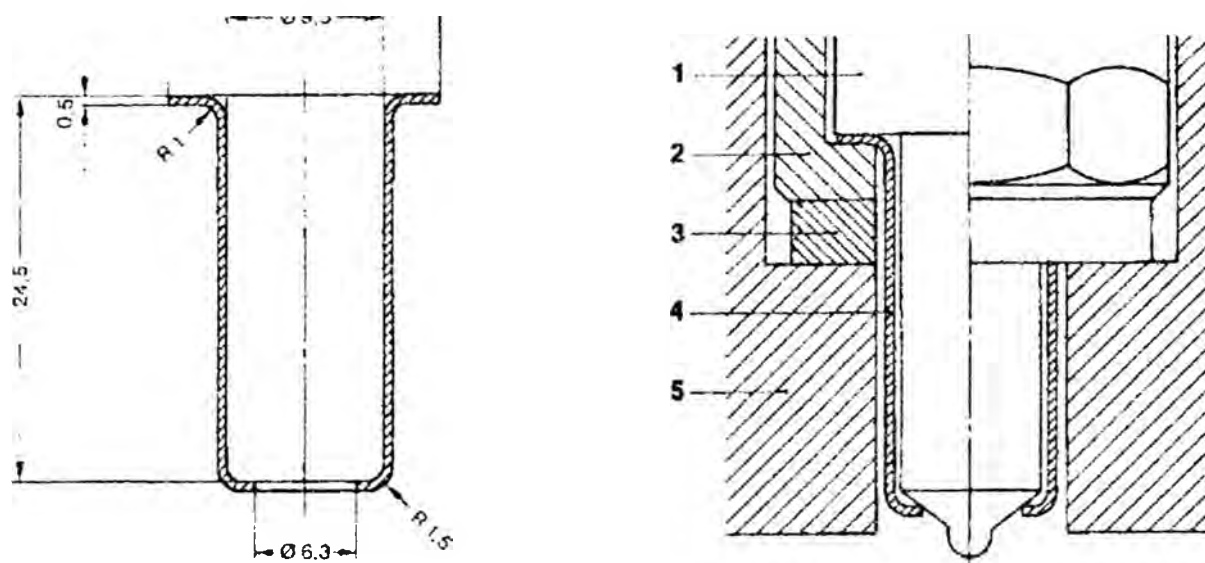


Рисунок 1

На Минском моторном заводе работы по снижению температуры распылителей с целью уменьшения коксуемости распылителей начались с разработкой дизелей с непосредственным впрыском. Частично проблема решалась применением латунного стакана, а позднее организацией интенсивного охлаждения монолитного чугунного стакана форсунки.

Однако, дальнейшее форсирование дизелей, обусловившее повышение температурного режима распылителей, вызвала острую необходимость тепловой защиты распылителей. Отделом главного конструктора ММЗ были опробованы различные варианты теплозащиты распылителя. Одним из них было напыление теплоизолирующего материала (окись циркония) на корпус распылителя.

Такое решение позволяло снизить температуру носика распылителя на $10...12^{\circ}\text{C}$, однако оно не нашло применения в связи с тем что технология напыления была трудоемка и нестабильна а так же требовалось увеличить диаметр отверстия в головке цилиндров, что приводило к возможности появления трещин межклапанных перемычек.

Самым оптимальным вариантом по эффективности в снижении температуры распылителя, простоте конструкции и надежности в эксплуатации была признана прокладка-экран из фторопласта со стальной обоймой (рисунок 2).

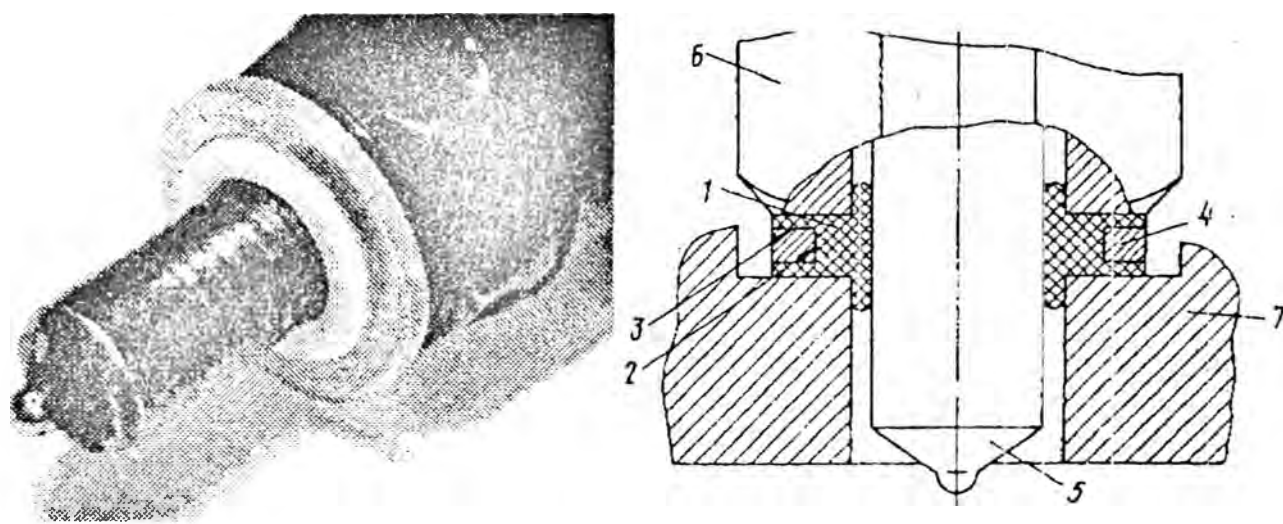


Рисунок 2

Прокладка из фторопласта, обладающего текучестью, надежно предохраняет распылитель от проникновения горячих газов и его перегрева. Осевое усилие при установке форсунки в головку цилиндров деформирует фторопластовую вставку и образует на торцах кольцевые выступы, которые теплоизолируют гайку форсунки от торца головки. Стальная обойма фиксирует расположение носика относительно камеры сгорания (рисунок 2). Применение сталь-фторопластовой прокладки-экрана снижает температуру в зоне сопловых отверстий распылителя на $18...30^{\circ}\text{C}$ и на $25...35^{\circ}\text{C}$ в зоне прецизионной части, обеспечивая его стойкость распылителя против коксуемости и заклинивания иглы. Внедрение указанной конструкции не потребовало каких-либо изменений сопрягаемых деталей и в настоящее время на все двигатели ПО ММЗ устанавливаются указанные прокладки-экраны. Эффективность конструкции подтверждена ее использованием на серийно выпускаемых дизелях других заводов. Конструкция защищена патентом Республики Беларусь № 868.

ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА ДВС

Жарнов Михаил Викторович

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Кухаренок Г.М.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе рассматриваются вопросы применения этанола, смесевых топлив для дизельных двигателей и водорода на автомобильном транспорте.

Основным горючим, применяемым на Земле, является углерод. Он в разных количествах содержится в древесине, угле, нефти, природном газе и т.д. Сжигание содержащих углерод топлив (соединение углерода топлива с кислородом) – экзотермическая химическая реакция, при которой выделяется тепловая энергия.

Закончатся нефть и газ в ближайшем будущем или не закончатся – вопрос открытый. Прогнозы об истощении мировых запасов и коллапсе всей энергетики делаются регулярно, но столь же регулярно обнаруживаются новые месторождения. К тому же постоянно совершенствуются технологии энергосбережения, повышается КПД энергоустановок, а один из главных потребителей горючего – автомобиль – потребляет его все меньше. Но рано или поздно переход на альтернативные источники энергии произойдет, и надо быть к этому готовым.

Анализ информации, поступающей со всех уголков планеты, позволяет сделать вывод о том, что покрытие дефицита энергии и постепенное замещение традиционных источников энергии (нефти, газа, угля и т.д.) будет осуществляться путем изготовления горючего из биомассы. В мире ежегодно образуется 170...200 млрд т биомассы (древесины, сельхозпродукты, отходы сельского хозяйства и т.д., что эквивалентно 70...80 млрд т нефти). Специалисты предполагают, что уже че-

рез 20 лет из биомассы будет вырабатываться до 25% энергии, потребляемой в мире. Основанием для такого вывода может служить, с одной стороны, динамика роста цен на нефть, а с другой – сведения о росте производства и потребления горючего из биотоплива.

В августе 2005 г. в США был принят закон об энергетической безопасности и потребительском выборе, в соответствии с которым к 2015 г. двигатели всех автомобилей в стране должны работать как на традиционном горючем, так и на горючем из биотоплива.

В США для производства этанола будет использовано около 25 % урожая кукурузы. Сейчас этот показатель составляет 14 %, что позволяет производить около 15 млрд литров биотоплива в год. Согласно закону об энергетической политике, к 2012 г. производство этанола должно выйти на уровень 28,4 млрд литров. Ожидается, что с помощью биотехнологий удастся увеличить содержание крахмала в кукурузе, а также усовершенствовать саму технологию производства спирта. Планируется, что благодаря этому удастся увеличить выход этанола (сейчас из тонны кукурузы удастся получить около 413 л этанола). Помимо кукурузы в США планируют использовать для производства этанола и другие виды сырья, в частности, отходы сельского и лесного хозяйства. Кроме того, США импортируют спирт: в среднем ежемесячно ввозится около 95 млн литров бразильского этанола.

Бразилия является крупнейшим в мире производителем этанола. Этанол изготавливается по технологии ферментации и дистилляции сахарного тростника. Спирт заправляется в топливные баки все большего числа бразильских автомобилей. В настоящее время 7 из 10 новых автомобилей, которые приобретают покупатели в Бразилии, способны работать как на этаноле, так и на бензине. Более того, на обычных бензозаправках бензин продается только в смеси с 25 % этанола.

Машины, рассчитанные на использование биотоплива, выпускают и в Европе, но больше всего на Востоке (Mazda,

Nissan, Isuzu). Чтобы еще больше стимулировать продажи таких машин правительствами разных стран предоставляются налоговые льготы, как покупателям, так и производителям и продавцам горючего E85. Если сейчас себестоимость этанола E85 пока выше, чем у бензина, то с расширением сети производства и продаж непременно произойдет снижение себестоимости E85 и, следовательно, снижение цены. Уже сейчас в некоторых странах, например, в Швеции смесь этилового спирта и бензина на 25 % дешевле чистого бензина. Таким горючим может заправляться SAAB 9-5 FFV BioPower, двухлитровый двигатель которого на этой смеси развивает 180 л.с., что на 30 л.с. больше, чем при работе на бензине.

В России уже давно проводятся исследования возможности применения диметилового эфира. Это горючее используется в дизельных двигателях ЗИЛ 5301 "Бычок". Важнейшим достоинством такого топлива считается отсутствие выбросов сажи (как известно, сажа, в изобилии вылетающая из выхлопных труб дизельных двигателей грузовиков и автобусов, является сильным канцерогеном). КАМАЗ также приступил к переделке своих двигателей для работы на диметиловом эфире. В некоторых странах (Япония, Корея и др.) уже построены заводы по производству диметилового эфира, в основном из природного газа. А вот в Швеции диметиловый эфир планируют получать путем переработки биомассы и отходов бумажного производства.

Для дизельных двигателей существует свое альтернативное горючее. Например, жидкость B5, содержащая наряду с обычным дизельным горючим 5 % биотоплива. Для выработки биодизельного горючего ("биодизеля") используют растительное масло: подсолнечное, рапсовое, соевое, пальмовое, хлопковое и т.д. Наиболее выгодным оказалось рапсовое масло. Во-первых, с одного гектара посева рапса можно получить до 15 т биотоплива. Во-вторых, при работе двигателя на рапсовом масле снижаются выбросы в атмосферу углеводорода, сажи и оксидов азота, отсутствует сера и ароматические углеводороды - канцерогенные вещества, присущие обычному дизельному го-

рючему. Но имеются у рапсового масла и отрицательные стороны. Оно обладает повышенной вязкостью (что затрудняет работу при низких температурах), через определенное время работы цилиндры и поршни покрываются углеродистыми отложениями, а форсунки закоксовываются. Оптимальной оказалась смесь 20 % рапсового масла и 80 % дизельного горючего. На таком горючем современный дизель может работать без переделок.

Другим перспективным видом альтернативного топлива является водород.

Очевидным преимуществом водорода является его неисчерпаемые ресурсы в природе и возможность получения из возобновляемых сырьевых источников. Водород обладает чрезвычайно высокой энергоемкостью (почти в три раза больше, чем у традиционных нефтяных топлив). Результаты испытаний подтвердили экологические преимущества водорода. Даже при смешанном питании двигателя водородом и бензином выбросы оксида углерода снижаются в 10 раз, выбросы несгоревших углеводородов - в 2...3 раза, окислов азота - в 2 раза. Топливная экономичность при работе автомобиля на бензоводородном топливе по сравнению с работой на бензине повышается в среднем на 17 %.

По мнению ряда ученых, будущее за водородными авто на топливных элементах, а не за легковушками с ДВС, сжигающими водород вместо бензина. По пути создания топливных элементов для легкового автомобиля пошли, в частности, BMW и Mazda. Дело в том, что к.п.д. у топливных элементов вдвое больше, чем у ДВС, и, следовательно, потенциально они обеспечивают вдвое больший пробег на каждый килограмм водорода.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО И ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМОВ ПО ГРАФИКАМ МГНОВЕННОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Матюшенко Александр Васильевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Бармин В.А.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе рассматриваются принципы диагностирования КШМ и ГРМ ДВС по графикам мгновенной частоты вращения коленчатого вала.

Использование встроенной системы бортовой диагностики далеко не всегда позволяет определить неисправности, связанные с некорректной работой КШМ и ГРМ ДВС. Поэтому не редкой является ситуация, когда при отсутствии кодов ошибок в памяти неисправностей системы бортовой диагностики, в двигателе имеет место неисправность.

Одним из предлагаемых методов диагностирования неисправностей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов (КШМ, ГРМ) ДВС может служить метод анализа графиков мгновенной частоты вращения коленвала (ЧВ КВ) двигателя.

Сущность метода заключается в построении графика мгновенной частоты вращения коленчатого вала двигателя от угла поворота коленвала и сопоставлении этого графика с возникшей в двигателе неисправностью.

На рисунке 1 изображен график изменения мгновенной частоты вращения коленвала 4-цилиндрового рядного двигателя автомобиля Renault Megane с рабочим объемом 1,4 л при проворачивании двигателя стартером на прогретом двигателе.

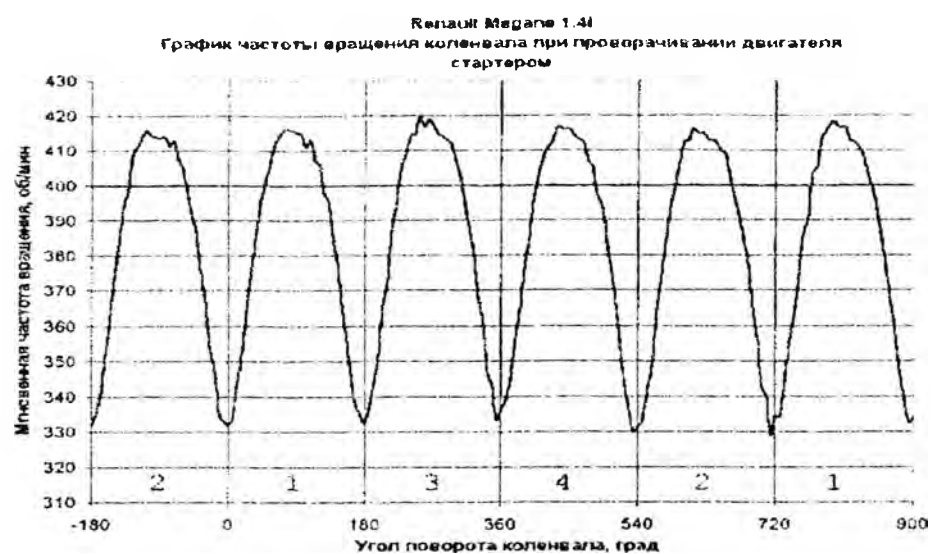


Рисунок 1

Из графика видно, что пики максимальной мгновенной частоты вращения коленвала от каждого цилиндра имеют одинаковые значения, что свидетельствует об исправности КШМ и ГРМ двигателя.

На рисунке 2 представлен график изменения мгновенной частоты вращения коленвала 4-цилиндрового рядного двигателя автомобиля Ford Mondeo с рабочим объемом 1,6 л. Из данного графика видно, что при повороте коленвала на 90град ПКВ относительно НМТ 2-го цилиндра, пик максимальной частоты вращения 2-го цилиндра выше относительно остальных цилиндров двигателя. Данный факт говорит о том что во 2-м цилиндре данного двигателя снижена компрессия.

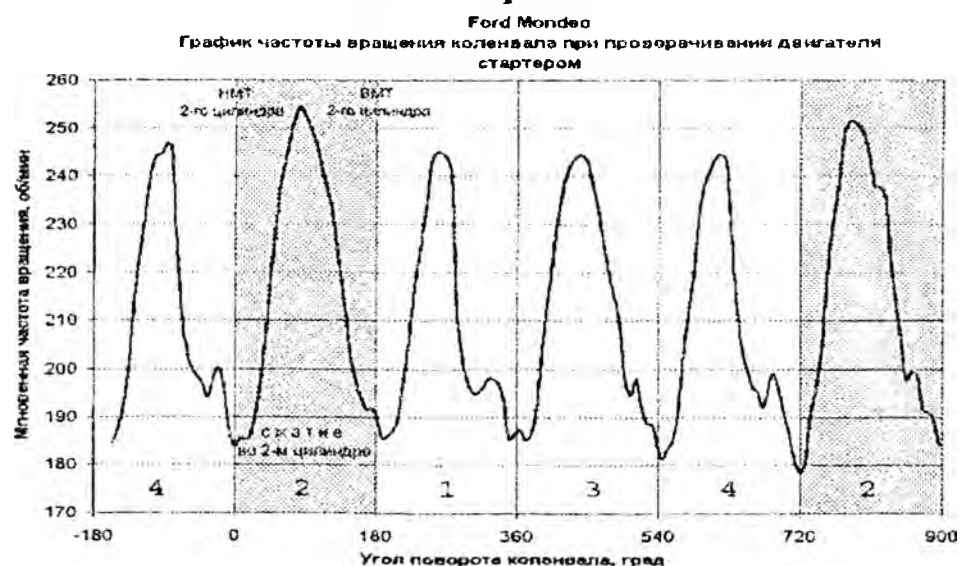


Рисунок 2

Наглядные примеры, отражающие связь графиков мгновенной частоты вращения коленвала с компрессией по цилиндрам можно наблюдать на рисунках 3, 4. На них представлены аналогичные графики для 12-цилиндрового V-образного двигателя автомобиля BMW 7-й серии с рабочим объемом 5,0 л.

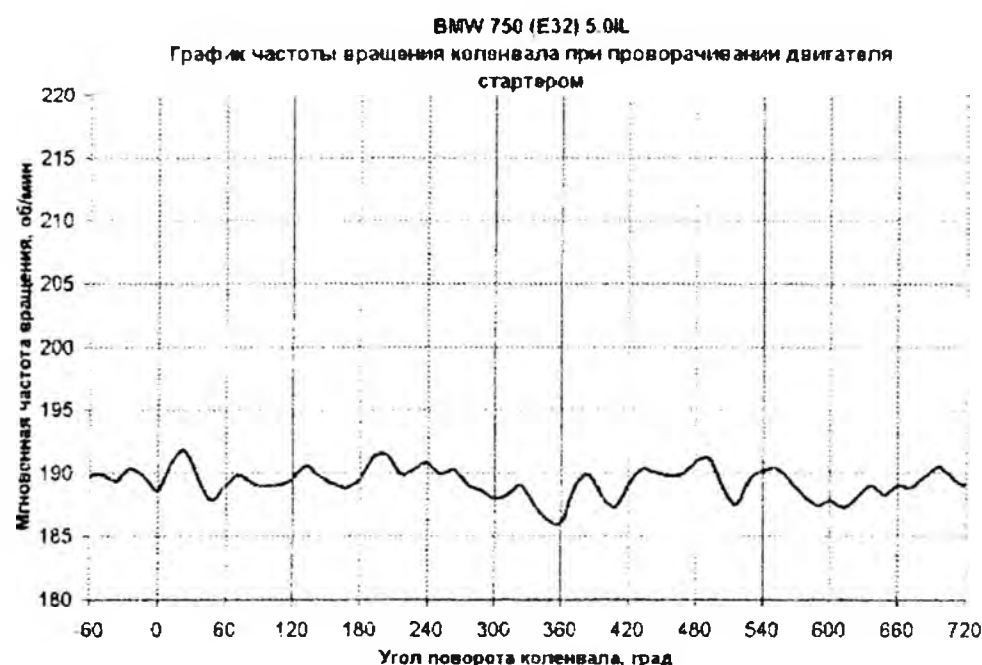


Рисунок 3

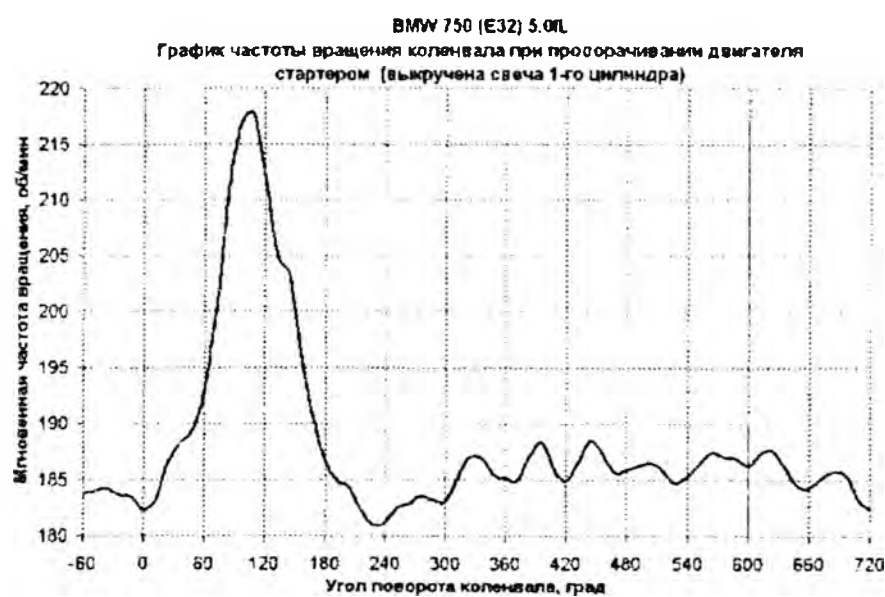


Рисунок 4

На рисунке 4 показан график для случая, когда из первого цилиндра была вывернута свеча зажигания. Из графика видно, что при отсутствии компрессии в 1-м цилиндре резко возрастает значение частоты вращения коленвала. В отличие от случая с 4-цилиндровым рядным двигателем, для 12-цилиндрового

двигателя виден ярко выраженный пик максимальной частоты вращения коленвала.

Из приведенных примеров видно, что метод анализа графиков мгновенной частоты вращения коленвала двигателя может быть использован при его диагностировании и выявлении неисправностей.

Таким образом, в перспективе, имеется возможность установления не только качественной но и количественной связи между графиками ЧВ КВ при прокрутке двигателя стартером и компрессией в цилиндрах. Что в свою очередь значительно сократит время на замер компрессии в цилиндрах двигателя данным методом по сравнению с методом ее замера с помощью компрессометра.

УДК 621.4

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ПО ГРАФИКАМ МГНОВЕННОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Полетаев Егор Олегович

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Бармин В.А.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе рассматриваются принципы диагностирования топливной аппаратуры ДВС оснащенных ЭСУД по графикам мгновенной частоты вращения коленчатого вала.

В последнее время для управления бензиновыми и дизельными двигателями применяются электронные системы управления двигателем (ЭСУД). Для оптимизации работы двигателя на различных скоростных и нагрузочных режимах, ЭСУД использует значительное количество датчиков. Некоторые из

этих датчиков используются для технического диагностирования ДВС.

Использование ЭСУД встроенной системы бортовой диагностики далеко не всегда позволяет определить неисправности, связанные с загрязненностью топливной аппаратуры. Поэтому не редкой является ситуация, когда при отсутствии кодов ошибок в памяти неисправностей системы бортовой диагностики, в двигателе имеет место неисправность.

Одним из предлагаемых методов диагностирования неисправностей топливной аппаратуры ДВС может служить метод анализа графиков мгновенной частоты вращения коленвала (ЧВ КВ) двигателя.

Сущность метода заключается в построении графика мгновенной частоты вращения коленчатого вала двигателя от угла поворота коленвала и сопоставлении этого графика с возникшей в двигателе неисправностью.

Построение графиков изменения мгновенной ЧВ КВ может осуществляться по следующей схеме: информационный сигнал датчика частоты вращения коленчатого вала, входящий в состав электронной системы управления двигателем параллельно подается на вход АЦП. Далее оцифрованный сигнал передается и записывается на ЭВМ, где с помощью соответствующего программного обеспечения осуществляется его обработка. Таким образом, имеется возможность построения графиков изменения мгновенной ЧВ КВ в зависимости от угла ПКВ, для последующего анализа.

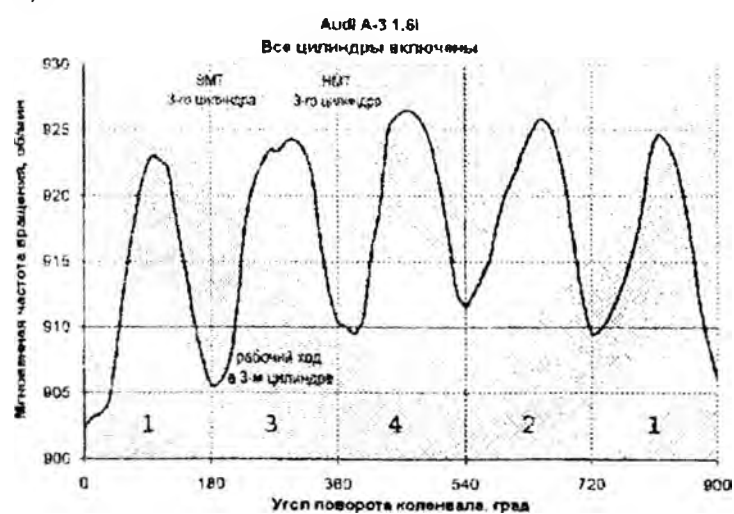
В эксплуатационных условиях с помощью данного метода диагностирование двигателей различных автомобилей было проведено на следующих режимах холостого хода и свободного ускорения.

Рассмотрим графики изменения мгновенной частоты вращения коленвала при работе исправного двигателя на холостом ходу. В качестве примера использован 4-цилиндровый рядный двигатель автомобиля Audi A-3 с рабочим объемом 1,6 л и номинальной мощностью 75 кВт при 5600 об/мин. На рисунке

1 представлены графики изменения мгновенной частоты вращения коленвала соответственно при всех работающих цилиндрах (а) и отключенном 1-м цилиндре (б). На графиках, кроме того, показаны номера цилиндров, в которых в данный момент совершается рабочий ход. Поэтому есть возможность рассмотреть влияние отсутствия процесса сгорания рабочей смеси в конкретном цилиндре («пропуск вспышки») на характер изменения мгновенной частоты вращения коленчатого вала.

На графике, показанном на рисунке 1, б, видно влияние «пропуска вспышки» на характер изменения мгновенной частоты вращения коленвала двигателя. Это влияние выражается в отсутствии пиковых значений частоты вращения коленвала двигателя в интервале рабочего хода отключенного цилиндра, а также изменения среднего значения частоты вращения коленвала.

а)



б)

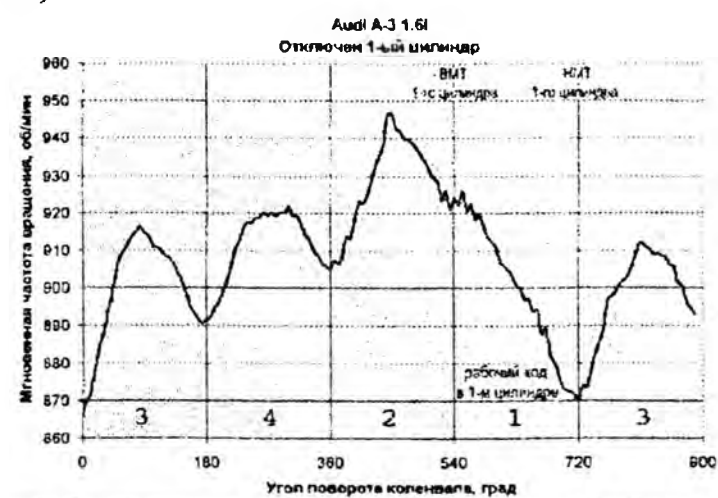
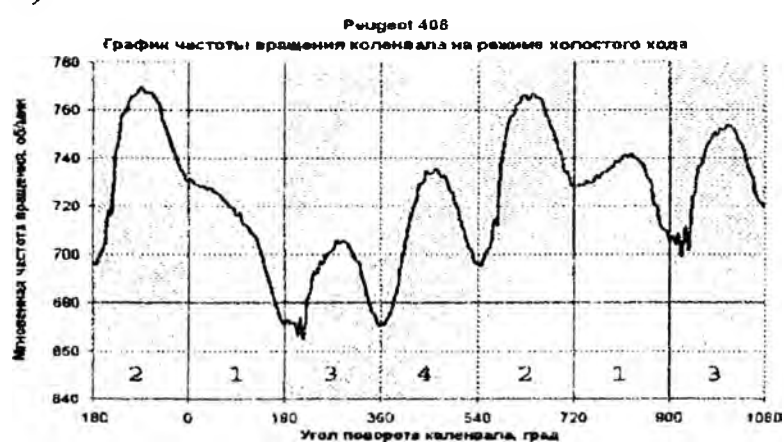


Рисунок 1

В следующем примере, изображенном на рисунке 2, а, б показано, как засорение одной из форсунок влияет на протекающие рабочие процессы двигателя.

а)



б)

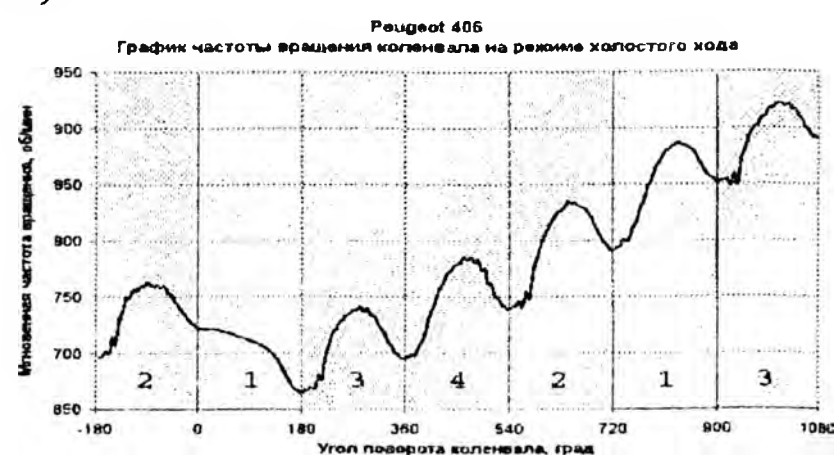


Рисунок 2

В данном примере рассмотрен двигатель автомобиля Peugeot 406 с рабочим объемом 2,0 л и номинальной мощностью 100 кВт при 6000 об/мин, у которого при работе на холостом ходу имеют место «пропуски вспышки». На рисунке 2, а отчетливо видны сбои в работе 1-го цилиндра, результатами которых стала недостаточная пропускная способность форсунки данного цилиндра и нарушение ее топливного факела. Важно отметить, что отличить неисправную форсунку от пропуска зажигания на конкретном цилиндре можно на режиме свободного ускорения, как показано на рисунке 2, б. Если имеет место засорение форсунки, то «пропуски вспышки», как правило, сразу же прекращаются, в отличие от случая, когда имеет место неисправность системы зажигания.

Из приведенных примеров видно, что метод анализа графиков мгновенной частоты вращения коленвала двигателя может быть использован при его диагностировании и выявлении неисправностей. Данный метод применим не только для бензиновых, но и для дизельных двигателей с электронной системой управления (в том числе с системой Common Rail). Применение данного метода наряду с другими методами позволяет сократить время поиска неисправностей и увеличить достоверность диагностирования двигателей.

СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

Солонец Алексей Николаевич

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Альферович В.В.
(Белорусский национальный технический университет)*

Загрязнение воздуха вредными выбросами автомобилей в конце XX века стало одной из глобальных экологических проблем. Путь ее решения только один - автомобиль должен стать экологически чистым. Важное место здесь принадлежит системам нейтрализации, способным в несколько раз снизить токсичность выхлопных газов.

В дизельном двигателе топливо впрыскивается в цилиндр, уже наполненный раскаленным сжатым воздухом и на образование "правильной" горючей смеси просто не остается времени. Даже при тончайшем распылении (для чего и повышают давление) не все микрочастицы топлива успевают обзавестись нужным количеством молекул кислорода – вот вам и сажа. Снижение температуры в цилиндре по бензиновому рецепту только ухудшает картину. Вообще, основное противоречие дизеля, которое еще никто до конца не разрешил, – между снижением выбросов сажи и окислов азота: улучшая один параметр, неизбежно портим второй.

Комплексная очистка отработавших газов дизеля

Современные комплексные системы очистки отработавших газов для дизелей состоят из каталитических и жидкостных нейтрализаторов, а также сажевых фильтров.

Сажевые фильтры

Фирмы, пропагандирующие экономичные легковые дизели, ради экологии пускаются во все тяжкие. Например, предлагают устанавливать дополнительные бачки с дорогими реактивами, снижающими температурный порог разложения накопившейся в специальном нейтрализаторе сажи ("Пежо-607"). Вы-

жечь, то есть окислить, накопившиеся в порах фильтра частицы можно лишь при достаточно высокой температуре, которой выхлопные газы правильно настроенного дизеля не достигают. Даже если приказать управляющему двигателем контроллеру периодически увеличивать подачу топлива, все равно градусов не хватает. Решение видели в добавке к солярке мочевины (прямо на АЗС) либо незначительного количества специального реагента, хранящегося в отдельном бачке (5 литров хватает на 80 000 км пробега). Это снижало температуру начала реакции градусов на 100 и позволяло, обогатив смесь, очищать фильтр. Реализовать эти решения весьма сложно. Неудивительно, что бачки с реагентом прижились в основном на дорогах автомобилях, например, «Пежо-607».

Фильтрующий элемент состоит, как правило, из керамической (карбид кремния) микропористой губки. Толщина стенок между ее каналами не превышает 0,4 мм, так что фильтрующая поверхность очень большая. Иногда эту «губку» делают из сверхтонкого стального волокна, также покрытого новым катализатором. Набивка настолько плотная, что задерживает до 80% частиц размером 20-100 нм.

Новые фильтры стали активно участвовать в управлении работой двигателя. Ведь режим обогащения включается по сигналу от датчиков давления, установленных на входе и выходе фильтра. Когда разность показаний становится значительной, компьютер воспринимает это как признак закупоренности «губки» сажей. А выжигание контролируют с помощью датчика температуры.

Система DRNR

"Тойота" разработала свою, не менее эффективную систему очистки, названную DPNR. Она одновременно обезвреживает и канцерогенные частицы сажи, и просто вредные окислы азота (о СН и СО сегодня говорить уже стыдно – пройденный этап). Главную роль играет новый микропористый керамический фильтр, покрытый слоем накапливающего азот материала и катализатором на основе платины. Во время работы двигателя на

бедной смеси частицы сажи окисляются атомарным кислородом, освобождающимся при соединении NO и O₂ из выхлопных газов в процессе накопления NO₂.

Периодически, когда компьютер кратковременно обогащает смесь, эти частицы окисляются кислородом, возникающим теперь уже при разложении накопленных окислов в безвредный азот.

DPNR показала снижение содержания сажи и NO_x на 80% по сравнению с действующими сегодня нормами, но применяли лишь для дизелей последнего поколения, работающих с системой "коммон рейл" высокого давления на топливе с пониженным содержанием серы.

Плазменный нейтрализатор

Один из альтернативных методов нейтрализации отработавших газов – использование низкотемпературной плазмы. Исследования в Японии, США и в России привели к созданию экспериментальных образцов оборудования, основанного на плазменных технологиях.

Принципиальная схема включает узел подвода отработавшего газа и масла, кварцевую стеклянную или керамическую трубку, используемую в качестве диэлектрического барьера, и два электрода – центральный и внешний – в виде металлической сетки из нержавеющей стали. В разрядное устройство подается ток от источника, формирующего импульс напряжения длительностью 250–350 мкс. Барьерный разряд возникает при электрическом напряжении 0,5–35 кВ и частоте следования импульсов 50–2000 Гц.

Отработавшие газы дизеля направляются в плазмохимический реактор, предварительно пройдя сушку во влагоотделителе. В плазмохимическом реакторе к этим газам "подмешивают" масло. Под действием электрического разряда в трубках разрядного устройства частички сажи активно абсорбируют масло на своей поверхности. Для удаления сажи, частички которой находятся как бы в масляном коконе, используется маслоотделитель. Сажа собирается в специальный контейнер, а масло

после дополнительной очистки в фильтре продолжает циркулировать по замкнутому контуру. Таким образом, удастся обеспечить очень высокую эффективность поглощения частичек сажи — до 100% во всем диапазоне оборотов дизеля. Из маслоотделителя часть отработавших газов можно направить во впускной коллектор дизеля (рециркуляция). Это снижает содержание оксидов азота в выхлопе.

Физическая и химическая сущность явлений, происходящих под действием барьерного разряда в плазмохимическом реакторе, изучена пока недостаточно. Однако упрощенно процесс можно представить следующим образом. При подаче напряжения в электроразрядное устройство в нем создается неравновесная слабоионизированная низкотемпературная плазма, которая воздействует на отработавшие газы. В результате многостадийных химических реакций оксиды азота, серы и углерода разлагаются на нетоксичные молекулы кислорода, азота, серы и углерода. Одновременно происходит конверсия (превращение) оксида азота в его диоксид, который связывается радикалом ОН в азотную кислоту в виде аэрозоля. Аналогичные реакции протекают с диоксидом серы и оксидом углерода, приводя к образованию аэрозолей. Аэрозоли улавливают в достаточно простых электрофильтрах, обеспечивающих степень очистки до 98–99%.

По предварительным расчетам, плазменная очистка обойдется в 1,5–2 раза дешевле, чем в существующих многокомпонентных устройствах. Не требуется использовать благородные металлы, значительно увеличивается ресурс систем нейтрализации, сокращается время на их техническое обслуживание. Однако к промышленному выпуску плазмохимических реакторов (а значит, их широкому использованию) можно будет перейти, когда удастся сократить затраты мощности на электропитание реактора. В опытных и экспериментальных системах они достигают 4–5% и более от мощности дизеля.

ДИЗЕЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

Стеценко Тарас Александрович

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Петрученко А.Н.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе рассматриваются принципы управления дизельным двигателем с топливной аппаратурой разделенного типа.

Дизельный двигатель, широко применяемый на наземных транспортных средствах, является источником механической энергии. Современный дизель конструктивно представляет собой агрегат, т.е. совокупность различных механизмов и функциональных систем, конструктивно объединенных между собой. Синхронизация работы всех конструктивных составляющих и обеспечение оптимальных показателей выходных характеристик двигателя связаны с законами управления функционированием двигателя. Поэтому система управления является обязательной частью любого двигателя [1].

Можно выделить следующие направления анализа двигателя, которые могут характеризовать его как объект управления:

- определение технической функции двигателя и принципов его работы, представление обобщенной функциональной схемы двигателя;
- общие технические данные по конкретной конструктивной реализации (назначение, характеристики, режимы работы, параметры рабочего цикла);
- выявление информационных, управляемых и ограничиваемых параметров;
- выявление управляющих факторов, эффективности средств реализации при наличии возмущающих воздействий;

- определение статических и динамических характеристик двигателя;
- оценка контролепригодности двигателя;
- оценка эффективности применения информационных технологий в управлении двигателем.

Структурная схема процесса генерирования механической энергии дизельным двигателем с топливной аппаратурой разделенного типа показана на рисунке 1. Основные функциональные элементы, которые обеспечивают выполнение технической функции двигателя, представлены системой подачи топлива (СПТ), системой подачи воздуха (СПВ), камерой сгорания (КС) и кривошипно-шатунным механизмом (КШМ). Устройства СПТ включают топливopодкачивающий насос (ТПН), топливный насос высокого давления (ТНВД), форсунку (Ф), электронный блок управления двигателем (ЭБУД), датчик положения педали (ДППГ), датчики параметров двигателя (ДПД), исполнительное устройство управления впрыском (ИУУВ). Хранящиеся в памяти контроллера калибровки по величине подач, углу опережения впрыска обеспечивают формирование внешней скоростной характеристики (ВСХ) и изменение наклона частичных регуляторных характеристик (ЧСХ), подобранных для данного транспортного средства и соответствующие каждому нагрузочному режиму.

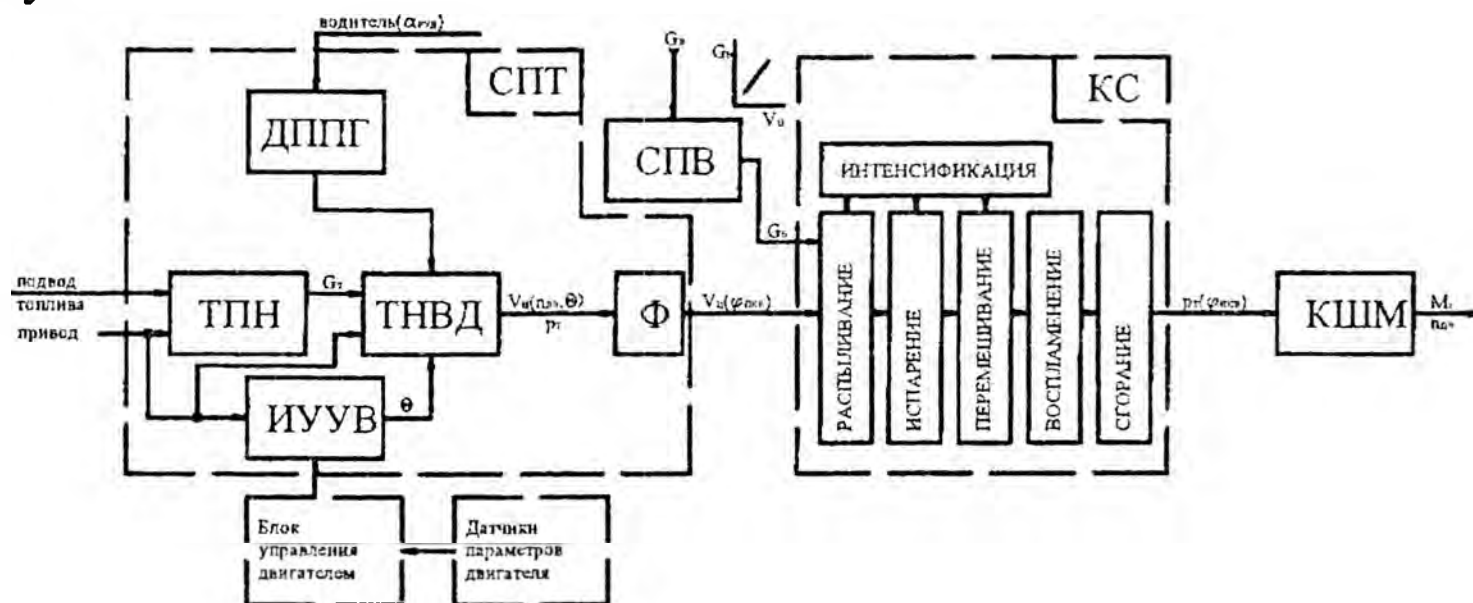
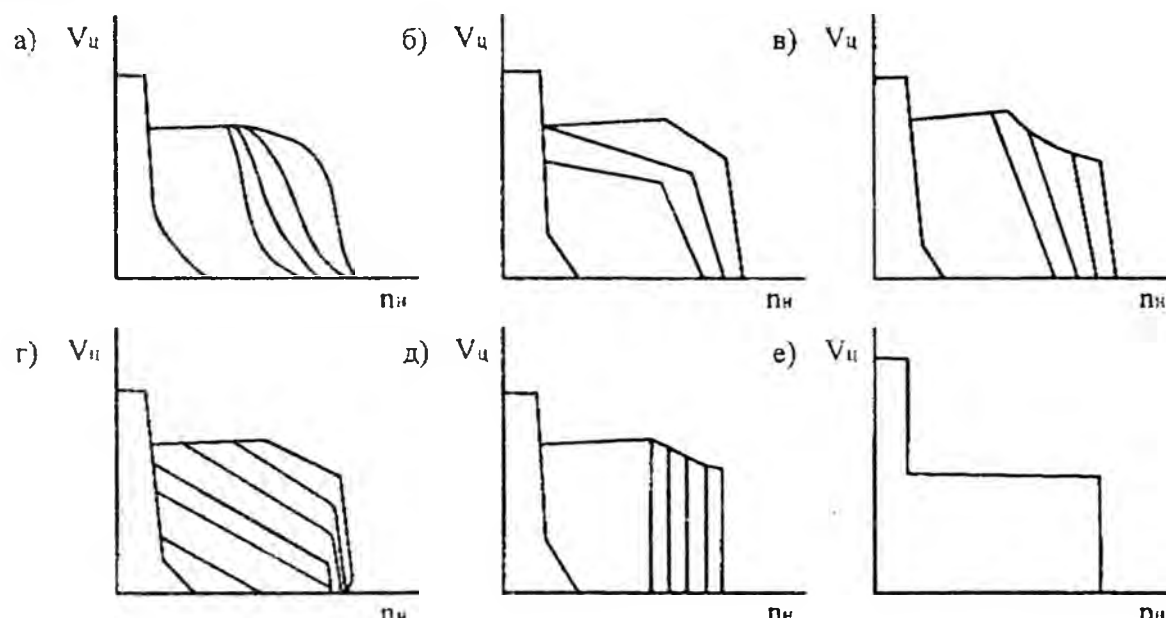


Рисунок 1

Характеристики управления количеством впрыскиваемого топлива (цикловой подачей), рекомендованные в зависимости от функциональных задач транспортного средства, даны на рисунке 2 [2]. Эти характеристики фактически представляют графическую интерпретацию алгоритма функционирования тракта впрыска.

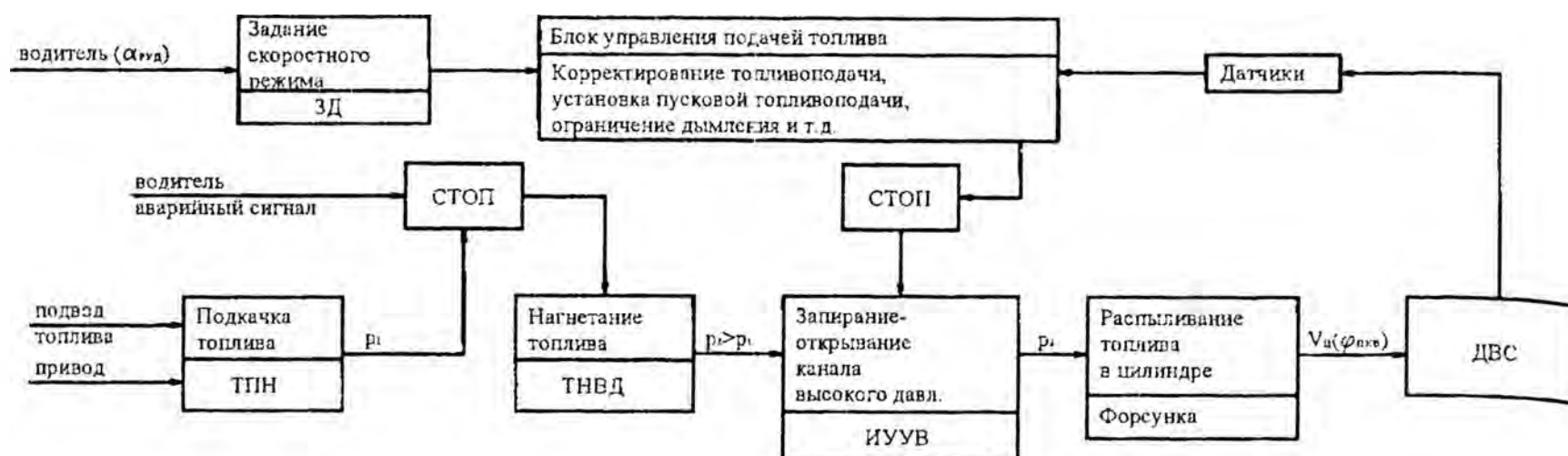


а, б – для обеспечения высокой экономичности и динамики;
в – для дизеля постоянной мощности; г – транспортного;
д – комбайнового дизеля; е – для дизель-электрического агрегата

Рисунок 2

На рисунке 3 представлена блок-схема процессов и управляющих воздействий в СПТ с аппаратурой разделенного типа. Соответствующими управляющими воздействиями должно обеспечиваться фазирование и изменение количества впрыскиваемого топлива, изменение угла опережения впрыска топлива Θ , т.е. протекание процесса впрыска $V_{ц} = f(\varphi_{пкв})$. Как показывают исследования, в значительной степени именно этой зависимостью и будет определяться процесс сгорания, а также вид развернутой индикаторной диаграммы $p_{г} = f(\varphi_{пкв})$. Количественную и качественную характеристики механической энергии на выходе из двигателя представляют статические характеристики ДВС. Обычно эти характеристики называют скоростными, нагрузочными и регулировочными [1]. Механическая энергия, генерируемая двигателем, однозначно определяется пара-

метрами M_e и $n_{дв}$. Требования к точности процесса управления этими двумя параметрами диктуются эксплуатационными особенностями потребителя энергии (см. рисунок 2).



p_1 , p_2 — давление топлива; $\alpha_{руд}$ — угловое положение рычага управления двигателем, p_k — давление наддува; $V_{ц}(\varphi_{пкв})$ — закон подачи топлива в цилиндр; СТОП — аварийный выключатель

Рисунок 3

В полном объеме рассмотренные принципы управления работой двигателя могут быть реализованы в дизельных двигателях с электронным управлением. Однако стоимость таких систем в настоящий момент сопоставима со стоимостью самого двигателя (примерно 40–50% стоимости двигателя). Существуют специфические сферы применения двигателей (генераторы, насосы, средства малой механизации т.д.) (рисунок 2, в, е) где условия работы изменяются в достаточно узком диапазоне частот и нагрузок. Для удовлетворения таких требований достаточно применения механических топливных систем.

1. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект/ В.И.Крутов — М.:Машиностроение, 1978. — 472 с., ил.

2. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник/ Б.Н.Файнлейб — 2 изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1990. — 347 с.

МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Фролов Максим Александрович

Научный руководитель – Предко А.В.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе представлена методика построения трехмерной, твердотельной, параметрической модели радиального колеса турбокомпрессора.

Турбокомпрессор для автотракторной техники в большинстве случаев представляет собой две радиальные напорные машины (турбину и компрессор) расположенные на одном валу. Энергия, вырабатываемая в турбине, идет на привод компрессора.

Радиальная лопастная машина состоит из двух основных элементов: колеса и улитки. Приведем общий подход построения твердотельных модели радиального колеса.

Радиальное колесо в общем случае состоит из лопаток и диска. Рассмотрим основные этапы построения твердотельной модели радиального колеса:

- профилирование лопатки (рисунок 1):
 - а) задание заднего прямоугольного профиля лопатки (рисунок 1а);
 - б) построение плоскости, отстоящей от первоначальной на радиальную длину лопаток;
 - в) построение выходного профиля лопатки, два прямолинейных вертикальных участка и две параболы, соединенные горизонтальными отрезками (рисунок 1, б),
 - г) вытягивание лопатки по двум начальным профилям;
 - д) построение радиусного выреза (рисунок 1, в);

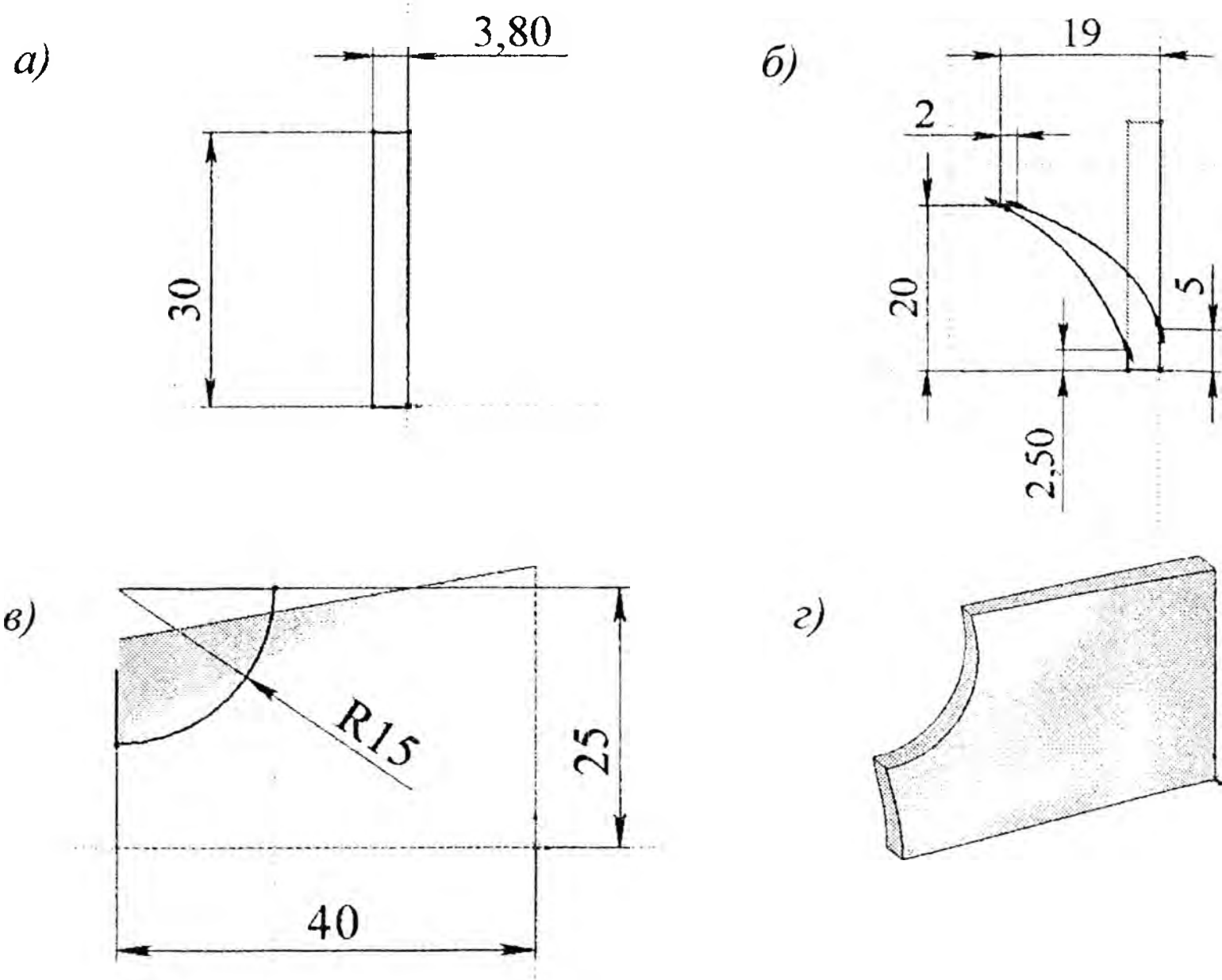


Рисунок 1 – Этапы профилирования лопатки

– создание диска, расположение на нем лопатки и построение втулки колеса (рисунок 2):

а) построение диска основания, за центр принимается середина нижнего отрезка прямоугольного профиля лопатки, радиус соответствует длине лопатки, высота основания 2–3 мм;

б) из того же центра строим тело втулки, диаметр находится в пределах 0,23–0,27 от диаметра колеса;

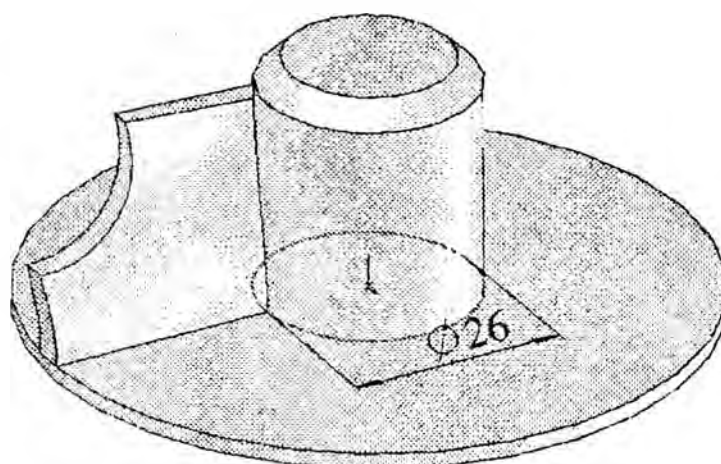


Рисунок 2 – Расположение лопатки на диске и построение втулки.

– формирование кругового массива лопаток и задание литейных радиусов (рисунок 3):

- а) задаемся числом лопаток, обычно 12–13;
- б) все сопряжения выполняются по радиусу 1–2 мм .

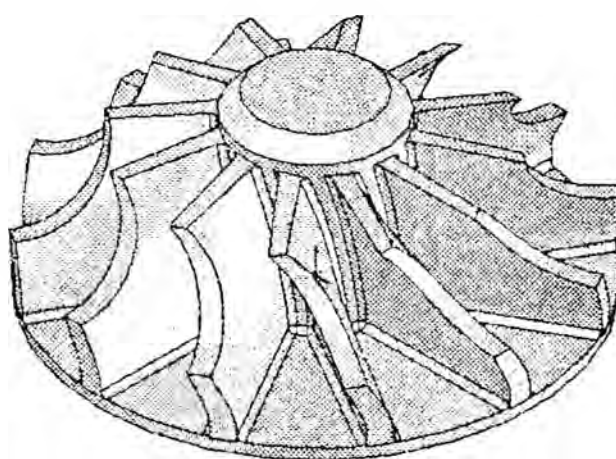


Рисунок 3 – Твёрдотельная модель радиального колеса

Следует отметить, что данная модель является параметрической и путем изменения параметров возможно получение геометрических моделей колес различных размерностей турбокомпрессоров. Некоторые параметры связаны между собой алгебраическими зависимостями, что позволяет уменьшить число независимых параметров модели и упростить процесс перестройки модели на другие типоразмеры.

Данная модель может быть использована при моделировании течений в проточных частях турбокомпрессора с целью оптимизации профиля лопаток.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА КОНСТРУИРОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР

Стеценко Тарас Александрович, Сивый Денис Лукич
Научный руководитель – Предко А.В.
(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе рассматривается возможность применения САПР Solid Works для оптимизация процесса конструирования деталей и узлов двигателей внутреннего сгорания.

Очевидной целью инженерной деятельности является создание «наилучших» конструкций. Она достигается посредством нескольких инструментов. Первый – следование определенным нормативам и стандартам, в которых заложен опыт «предыдущих поколений». Эти источники создавались различными путями: систематизацией опыта, экспериментальной обработкой, не исключены и случаи, когда аргументы разработчиков не слишком легко понять. Тем не менее в подавляющем большинстве ситуаций соблюдение нормативов является наиболее надежным путем. Также конструкторы используют инженерную интуицию, практические навыки, опыт предыдущих разработок. Иногда этот путь дает неплохие результаты, особенно когда решаются концептуальные вопросы – алгоритмы генерации новых знаний, несмотря на определенный прогресс в деталях, до сих пор неизвестны. Еще один способ создания «лучших» изделий – использование алгоритмов оптимального проектирования. Понятно, что наиболее подходящим вариантом является совместное использование всех средств.

В данной работе показано применение САПР в совокупности с использованием нормативов и стандартов для конструирования деталей и узлов двигателей внутреннего сгорания. В частности, для поршня дизельного двигателя МД-10 для минитехники.

В ходе динамического и теплового расчета двигателя нами были получены диаметр и ход поршня. Это и является отправной точкой для дальнейшего конструирования. Известны конструктивные соотношения элементов корпуса поршня, поршневых пальцев и колец двигателей, полученные систематизацией и анализом ныне существующих моделей в зависимости от диаметра поршня. Так, например, толщина днища поршня δ для дизельного двигателя составляет $(0,1 - 0,2)D$, толщина s цилиндрической стенки $(1,0 - 2,0)\delta$, диаметр $d_{\text{п}}$ поршневого пальца $(0,3 - 0,45)D$, диаметр $d_{\text{б}}$ бобышек $(1,3 - 1,6)d_{\text{п}}$ и т.д.

Все эти данные рассчитываются с помощью приложения Microsoft Office Excel для дальнейшего использования при работе в системе автоматизированного проектирования SolidWorks, т.к. таблица параметров позволяет создавать несколько различных конфигураций детали путем подставления значений из таблицы в размеры детали.

Следующим этапом является построение типовой детали – поршня, на основе которой в соответствии с полученными по результатам расчета характерными размерами строится требуемая деталь. В результате получена модель поршня двигателя МД-10, изображенная на рисунке 1.

Преимуществом такого метода проектирования является то, что при изменении основного «ведущего» параметра (диаметра поршня D) нет необходимости вручную перестраивать модель. Это будет автоматически осуществляться в САПР SolidWorks по текущим характерным раз-



Рисунок 1 – Модель поршня

мерам, рассчитанным при помощи приложения МО Excel. Это, в свою очередь, значительно ускорит процесс проектирования не только деталей и узлов, но и двигателя в целом.

УДК 621.4

ПРИМЕНЕНИЕ САПР ДЛЯ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Сивый Денис Лукич, Стеценко Тарас Александрович
Научный руководитель – Предко А.В.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе рассматривается применение программ для трехмерного моделирования с целью оценки прочности и совершенства конструкции деталей и узлов двигателей внутреннего сгорания.

В настоящее время одними из важнейших показателей эффективности работы инженера являются сжатые сроки разработки нового продукта и технической документации, а также качество будущего товара. С усложнением конструкции деталей и кинематики узлов сложных механизмов, повышения уровня их технического совершенства, возникает необходимость использования компьютеризированных систем автоматического проектирования.

Наша задача состоит в расчете двигателя внутреннего сгорания МД-10 для минитехники, нахождение путей его дальнейшего совершенствования.

Под расчетом двигателя понимают определение механической и тепловой нагруженности деталей, прогнозирование его работоспособности, эксплуатационных показателей, надежности и долговечности.

В данной работе для сокращения времени расчета на прочность и выносливость звеньев кривошипно-шатунного и

газораспределительного механизмов двигателя мы применяем пакет SolidWorks. Этот пакет включает в себя и такие необходимые приложения, как: COSMOSWorks и FloWorks.

Расчет на прочность производится с использованием COSMOSWorks. По имеющимся чертежам детали двигателя в программе SolidWorks строится трехмерная ее модель, указывается материал. Эта модель является предварительной, т. к. в процессе расчета, выявления ее слабых мест в модель будут вноситься соответствующие изменения.

После создания трехмерных моделей необходимых деталей они формируются в сборки. Сборка представляет собой либо весь двигатель (формировать такие сборки целесообразно в случае простых одноцилиндровых двигателей), либо отдельный механизм. Сборкой может являться и сопряжение двух деталей, на которые накладываются соответствующие связи.

На следующем этапе проектирования добавляем в проект силы, непосредственно действующие на детали, а также реакции недостающих элементов конструкции. Те детали, которые не перемещаются в процессе работы механизма, фиксируются в пространстве.

После завершения подготовительных работ программа производит расчет методом конечных элементов, определяет напряжения в деталях. Длительность процесса напрямую связана с количеством деталей в сборке и необходимой точностью вычислений.

В результате расчетов определяются напряжения в деталях, запас прочности и их деформация. Так как информация о распределении напряжений представлена на экране в графическом виде, можно определить наиболее нагруженные участки конструкции.

Например, на рисунке 1 изображен поршень двигателя МД-10 с четвертным вырезом, на днище которого действует сила давления газов. Видны и самые нагруженные места – переходы от бобышек поршня к днищу.

Путем внесения изменений в геометрические размеры моделей необходимо добиваться наиболее равномерного распределения напряжений, т. к. при этом деталь будет более прочной, а ее масса – меньшей.

Таким образом, применение трехмерного моделирования с последующим расчетом позволяет быстро и точно определить слабые места конструкции, а также устранить их. На базе итоговой модели создается окончательный вариант конструкторской документации.

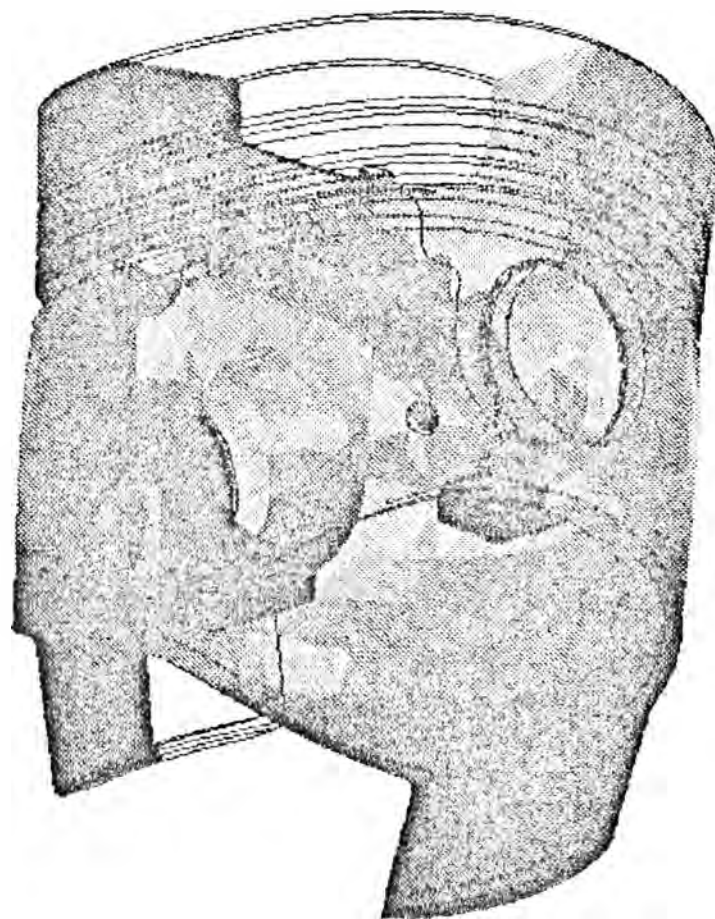


Рисунок 1 – Поле напряжений

**СЕКЦИЯ «ТЕХНИЧЕСКАЯ
ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ»**

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Денисюк Дмитрий Александрович

Научный руководитель – канд. техн. наук, проф. Савич Е. Л.

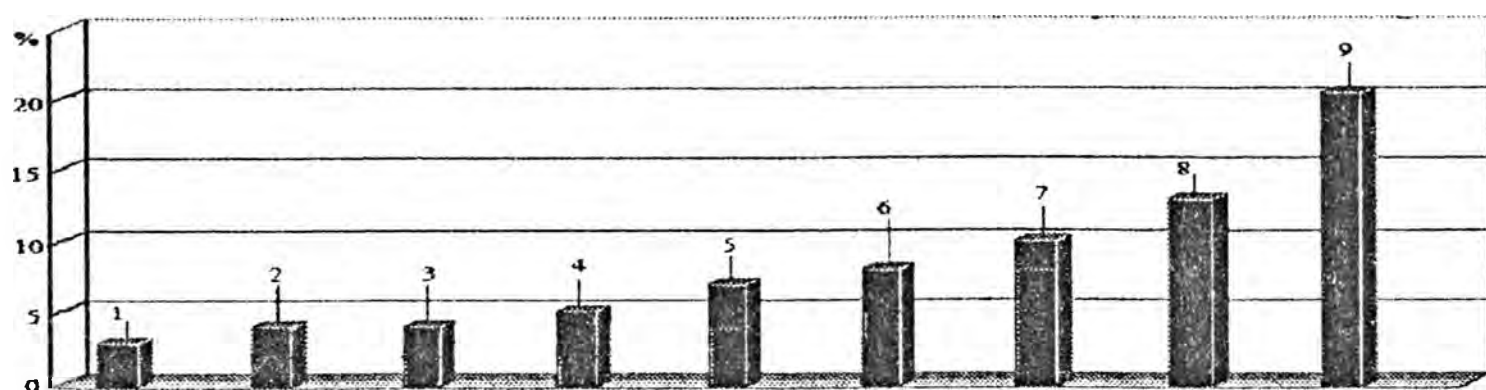
(Белорусский национальный технический университет)

В статье проанализированы основные конструктивные изменения двигателей современных автомобилей. Проведен анализ изменений систем и механизмов двигателей в соответствии с международными требованиями к снижению расхода топлива и выбросам токсичных веществ с ОГ.

В связи с постоянно возрастающими требованиями к охране окружающей среды и снижению расхода топлива к конструкции двигателя, являющегося самым важным элементом автомобиля, предъявляются жесткие требования по организации процессов сгорания, смесеобразования, охлаждения, смазки и выпуска отработавших газов.

Особенностью современного двигателя является внедрение в его работу электронных систем управления. Это можно объяснить тем, что их применение позволяет добиться значительного улучшения эксплуатационных свойств двигателя за счёт встроенных программ оптимизации.

Основными мероприятиями с применением электронных систем управления для бензиновых двигателей являются, указанные на рисунке 1. Кроме этого возможны и другие усовершенствования двигателей, такие как применение турбонаддува и охлаждения воздуха, поступающего в цилиндры двигателя; уменьшение допустимых зазоров между сопряженными парами.



по горизонтали — мероприятия; по вертикали процент снижения; 1 — электронное регулирование системы охлаждения; 2 — регулируемые фазы газораспределения; 3 — рециркуляция отработавших газов; 4 — изменение степени сжатия; 5 — отключение цилиндров; 6 — работа двигателя на бедных однородных смесях; 7 — механическое изменение высоты подъема клапана; 8 — электронное изменение высоты подъема клапана; 9 — непосредственный впрыск

Рисунок 1 — Эффективность мероприятий, позволяющих снизить расход топлива бензиновых двигателей

Для дизельных двигателей характерны такие совершенствования, однако в качестве дополнительных относительно бензиновых двигателей применяются: оптимизация формы впускных и выпускных каналов, создающих направленное движение воздуха в камере сгорания; повышение давлений впрыска, например, посредством насос-форсунок или систем коммон-рейл; оптимизация камеры сгорания, в частности за счет уменьшения «вредных» объемов и формы выемки в поршне.

Главными усовершенствованиями системы охлаждения являются: применения двухконтурных систем, позволяющих допускать более высокую температуру для блока цилиндров, что снижает потери на трение; использование в качестве регуляторов температуры электронных термостатов; включение в систему в качестве дополнительного или основного электрического насоса, позволяющего производить циркуляцию охлаждающей жидкости независимо от частоты вращения коленчатого вала.

В обычном двигателе фазы газораспределения определяются формой кулачка распределительного вала и остаются неизменными во всех диапазонах работы двигателя. Однако постоянные фазы газораспределения не позволяют создавать оптимальные процессы смесеобразования. Чтобы варьировать фазами газораспределения необходимо изменять положение распределительного вала относительно коленчатого, для чего применяются специальные системы. Принцип действия привода поворота распределительного вала, для изменения фаз газораспределения, может быть механический, гидравлический, электрический и пневматический.

Рециркуляция отработавших газов (ОГ) заключается в перепуске их части во впускную систему двигателя и последующему возврату в камеры сгорания. Так как ОГ содержат после процесса сгорания очень мало кислорода, максимальные температура и давление при сгорании топлива снижаются. В результате этого уменьшается выброс оксидов азота – NO_x .

Степень сжатия необходимо изменять для улучшения тягово-экономических показателей и снижения токсичности отработавших газов: уменьшать для избежание детонации при работе на высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя, и увеличивать – на малой для уменьшения расхода топлива.

Отключение цилиндров ввиду необходимости сохранения достаточной равномерности вращения коленчатого вала применяются в основном на многоцилиндровых двигателях. В случае применения отключения цилиндров на четырехцилиндровых двигателях, для снижения вибраций применяют уравновешивающие валы.

Применение системы изменения фаз газораспределения создает оптимальные условия работы двигателя только на полном открытии дроссельной заслонки. При других режимах работы двигателя поток воздуха ограничивает дроссельная заслонка, так как она определяет количество воздуха, поступающее в двигатель, на основании которого электронная система управления определяет угол опережения зажигания и количество подавае-

мого топлива в цилиндры двигателя. Чтобы исключить из конструкции двигателя дроссельную заслонку, необходимо открывать впускной клапан только на время, необходимое, чтобы достичь нужного наполнения цилиндра горючей смесью. Такая задача решается применением изменения хода клапанов. Для решения этой задачи разработаны и применяются разные конструкции по открытию клапанов: механический привод, электрический привод и электрогидравлический привод.

В большей степени улучшить тягово-экономические показатели позволяет система непосредственного впрыска. Ограниченность применения данной системы обуславливается следующими причинами: во-первых, общепринятый в настоящее время впрыск топлива во впускной трубопровод упрощает конструкцию самой форсунки, во-вторых, больше времени отводится на приготовление топливно-воздушной смеси, и, в-третьих, при этом упрощается конструкция головки блока. Отличительной чертой данной системы является контроль и управление всеми рабочими процессами посредством многочисленных датчиков (датчик температуры используемого воздуха, датчик давления, кислорода, детонации, положения коленчатого вала, датчик фаз газораспределения и т.д.). Полученную с датчиков информацию блок управления сопоставляет с параметрами, записанными в программе оптимизации, и если они не сходятся, блок меняет режим работы систем до тех пор, пока не наступит совпадение параметров. Система непосредственного впрыска позволяет готовить как гомогенную, так и гетерогенную смесь. За счёт этого снижается расход топлива при работе на разных режимах.

Воспламенения смеси современных бензиновых двигателей осуществляется применением более мощных индивидуальных катушек и свечей зажигания длительного использования, при этом наблюдается отказ от динамического прерывания низкого и распределения высокого напряжения в пользу статических систем зажигания, а также применение воспламенения топливовоздушной бензиновой смеси от сжатия.

Для системы питания дизельных двигателей характерно повышение давления впрыска свыше 200 МПа, в связи с этим отказ от применения традиционных систем топлива к форсункам с помощью плунжерных насосов и применение индивидуальных для каждого цилиндра насоса и форсунок; использование систем постоянного давления «коммон рейл».

УДК 621.793.8.044

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Мархотенко Вадим Леонидович

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Ярошевич В.К.
(Белорусский национальный технический университет)*

Получение покрытий высокой пористости наиболее эффективно магнитно-импульсной напрессовкой порошка и последующим индукционным припеканием с введением в шихту порообразователей (галогенных соединений). Пропитка пористого покрытия материалом медной оболочки значительно повышает триботехнические характеристики подшипников скольжения.

В автомобильных двигателях имеется значительное количество подшипников скольжения, изготовленных из цветных металлов и работающих со смазкой (втулки шатуна, распределительного вала и др.). При нарушении режима смазки подшипники быстро выходят из строя. В работе приводятся результаты исследований по получению самосмазывающихся материалов для подшипников, которые могут заменить цветные металлы с одновременным повышением их долговечности.

На проявление эффекта самосмазываемости пористость пропитанного маслом спеченного материала оказывает решающее влияние. Следовательно, исследовав зависимость пористо-

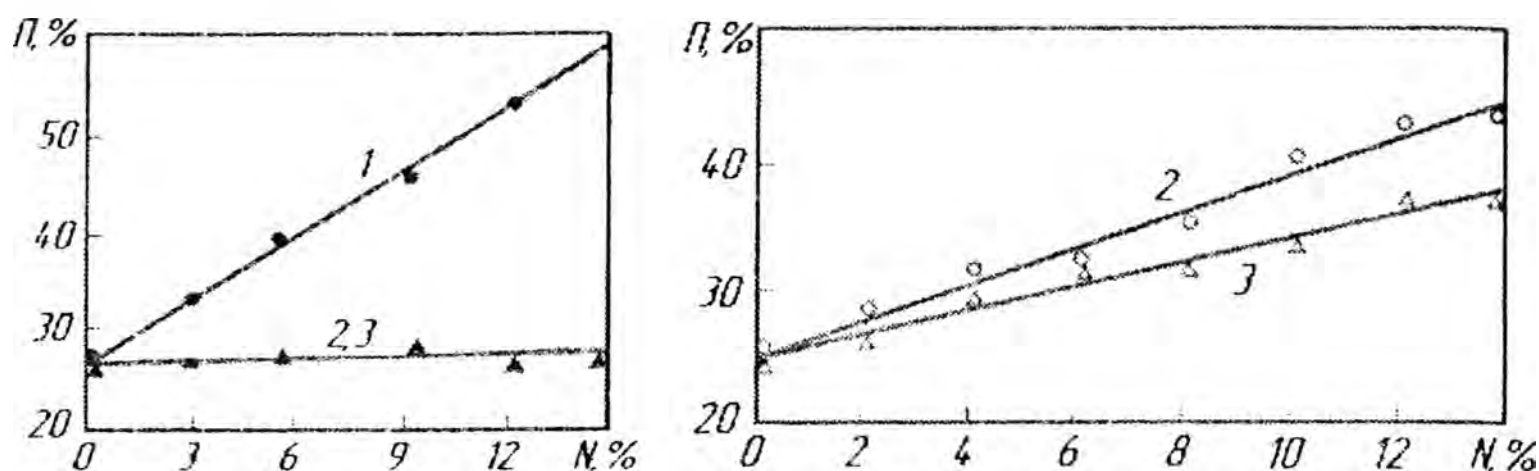
сти от способа формирования покрытия, можно рекомендовать различные методы их нанесения и оптимальные технологические режимы.

Покрытия получали электроконтактным, центробежным индукционным припеканием, газопламенным напылением, припеканием напрессованных порошковых слоев. На основании полученных данных можно утверждать, что электроконтактный метод также как и напыление не пригодны для получения самосмазывающихся пористых покрытий вследствие низкой пористости при достаточной прочности сцепления (электроконтактное припекание) или значительной доли закрытых пор при напылении (15–17% при общей пористости 26–28%).

В дальнейшем покрытия получали центробежным индукционным припеканием и припеканием слоев, предварительно спрессованных на гидравлическом прессе и сформованных магнитно-импульсным способом.

Плотность покрытий, полученных центробежным припеканием, неравномерна по толщине. Для получения порошковых спеченных материалов с равномерной и достаточно высокой пористостью применялись порообразователи – легко разлагающиеся при нагреве соли, оставляющие при спекании поры на месте занимаемого ими объема. Применение двууглеродистого и хлористого аммония (температура разложения 343 и 610 К соответственно) не привело к росту пористости покрытий (рисунок 1, а).

При использовании тетрафторбората аммония (температура разложения 973 К), разлагающегося на газообразные аммиак, фтористый водород и фтористый бор, пористость покрытий увеличивается с повышением содержания NH_4BF_4 в шихте (рисунок 1, кривая 1).



1 – тетрафторбората аммония; 2 – хлористого аммония; 3 – двууглеродистого аммония

Рисунок 1 — Изменение пористости покрытий, сформованных центробежным припеканием (а) и магнитно-импульсным методом (б) от количества порообразователей

Сравнение пористости покрытий, полученных напрессовкой на гидравлическом прессе и магнитно-импульсным формованием, показало, что магнитно-импульсный метод обеспечивает более равномерную плотность по длине покрытия. Это объясняется тем, что при напрессовке в пресс-формах давление уменьшается по мере удаления от пуансона вследствие трения порошка о стенки пресс-формы и межчастичного трения.

При спекании сформованных с помощью гидравлического пресса порошковых слоев на месте удалившегося порообразователя остаются поры, и температура его разложения, испарения или возгонки не влияет на конечную пористость, которая прямо пропорциональна количеству порообразователя. Для давлений формования слоя 150–300 МПа пористость определяется выражением

$$P = 20 + 2,3N,$$

где P — пористость, %;

N — количество порообразователя в шихте, мас. %.

Для повышения пористости покрытий, сформованных магнитно-импульсным методом, в состав порошковой шихты вводили двууглекислый и хлористый аммоний. Установлено, что лучшими порообразующими свойствами обладает хлори-

стый аммоний (рисунок 1, б). В процессе магнитно-импульсного формования температура в локальных объемах порошкового слоя достигает 473–523 К, что, по-видимому, приводит к частичному разложению двууглекислого аммония ($t_{\text{разл}} = 373 \text{ К}$). Температура разложения хлористого аммония (610 К) выше температуры, развивающейся при формовании слоя, поэтому при равном объемном количестве порообразователей в шихте хлористый аммоний, полностью сохраняясь до спекания, обеспечивает на 8–12 % большую пористость (рисунок 1, б).

Пропитка (импрегнирование) пористых материалов и покрытий служит для достижения двух основных целей: 1) повышения физико-механических свойств (например, пропитка пористого железа медью); 2) обеспечения свойства самосмазываемости (пропитка смазкой пористого вкладыша подшипника).

При магнитно-импульсном прессовании порошков оболочку в большинстве случаев после напрессовки удаляют. Представляет интерес использование материала оболочки для пропитки ее расплавом пористого каркаса напрессованного и спеченного порошка.

Триботехнические исследования покрытий из порошка ПЖ2М с добавками 1,5% графита, пропитанных материалом медной оболочки, показали, что увеличение содержания меди приводит к снижению предельного давления до схватывания. При содержании меди в покрытии 28% предельное давление 4 МПа, а наиболее высокие значения $P_{\text{пред}}$ (13,2–13,8 МПа) имеют покрытия с содержанием 15–18 об.% меди.

Компактная структура пропитанных покрытий оказывает отрицательное влияние на их работу в режиме граничного трения, т.к. исключает возможность накопления смазки в поровых каналах. Поэтому целесообразно создание некоторой пористости в поверхностном слое пропитанных покрытий избирательным травлением меди специальными растворами (например, концентрированной азотной кислотой). Глубина травления составляла 0,3–0,5 мм. Интенсивность изнашивания пропитанных и протравленных образцов на 25–40% ниже, чем просто железо-

графитовых или пропитанных медью. Наибольшую износостойкость среди исследованных образцов имело покрытие состава ПЖ2М + 3% графита, содержащее 15 об.% Cu, из поверхностного слоя которого удалена медь. По триботехническим свойствам спеченные железографитовые материалы, пропитанные медью, значительно (в среднем в 3,5–4 раза) превосходят литую бронзу ОЦС-5-5-5.

Таким образом, использование пропитки железографитовых покрытий материалом формирующей медной оболочки является эффективным средством повышения физико-механических и триботехнических свойств покрытий.

УДК 629.113.004.67

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЧУГУННЫХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Матвеев Павел Сергеевич

Научный руководитель – доц. Савич А.С.

(Белорусский национальный технический университет)

Восстановление чугунных коленчатых валов наиболее целесообразно производить наплавкой под легирующим флюсом по оболочке используя оболочку из стали 08, проволоку Св-08. Применение в качестве легирующего флюса АН-348А с добавлением феррохрома и графита увеличивает твердость восстановленного коленчатого вала.

Коленчатые валы автомобильных двигателей работают в сложных условиях динамического нагружения силами давления газов и инерции возвратно-движущихся и вращающихся частей. Неравномерность нагрузок в течение цикла и их периодическая повторяемость вызывают неравномерный износ и искажение геометрической формы шеек, а также деформацию коленчатого вала, которая приводит к нарушению перпендикулярности оси

вала к осям цилиндров и ухудшению условий смазки шеек, к увеличению износа деталей цилиндро-поршневой группы.

Величина и характер износа рабочих поверхностей коленчатого вала являются исходными данными при установлении ремонтных размеров, способов восстановления, режимов обработки и определении коэффициентов годности и восстановления.

Определение этих коэффициентов имеет большое практическое значение для авторемонтных предприятий при планировании загрузки оборудования на участках восстановления деталей, определении потребности в запасных частях, подборе оборудования и разработке технологических процессов восстановления.

Восстановление чугунных коленчатых валов имеет технологические особенности и может производиться различными способами.

В ремонтной практике применяют различные способы нанесения покрытий: наплавку самозащитной проволокой Св-15ГСТЮЦА; наплавку по оболочке из низкоуглеродистой стальной ленты; однослойную и двухслойную наплавку под флюсом; вибродуговую наплавку в водокислородной среде или 20%-м водном растворе глицерина; нанесение плазменных покрытий.

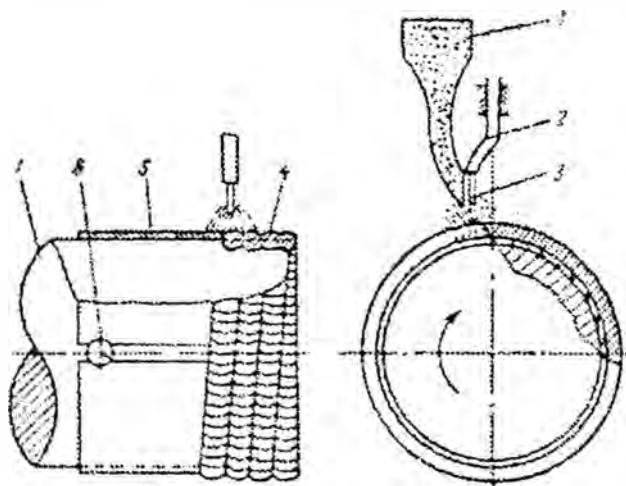
Наилучшие результаты по износостойкости и усталостной прочности шеек коленчатых валов обеспечивают способы нанесения плазменных покрытий и наплавка под слоем легирующего флюса по оболочке, т.к. нанесение покрытий другими способами наплавки снижают усталостную прочность валов на 25–40%.

Недостатком способа нанесения плазменных покрытий является сложность обеспечения стабильности свойств и надлежащего уровня качества покрытий, получаемых из многокомпонентных механических смесей порошков, что вызвано сегрегацией компонентов при смешивании и транспортировании смеси из дозирующих устройств в струю. Указанных недостатков лишены системы газопламенного напыления, использующие в ка-

честве распыляемого материала используются гибкие шнуровые материалы. Метод газопламенного напыления отличается экономичностью, высокой производительностью, надежностью оборудования для нанесения покрытий, что позволяет использовать его там, где требуется соблюдение непрерывности и стабильности технологического процесса.

Недостатком этого способа является высокие начальные капиталовложения в оборудование, обучение персонала, что не позволяет рекомендовать способ к повсеместному использованию.

Способ восстановления чугунных коленчатых валов наплавкой по оболочке (рисунок 1) позволяет получить наплавленный металл без пор и трещин при более высокой, по сравнению с другими способами, усталостной прочности восстановленных чугунных коленчатых валов. Достоинством этого способа является отсутствие пор и трещин, высокие прочностные характеристики и простое, доступное по цене, оборудование и нет необходимости обучать персонал, так как технология наплавки не сильно отличается от наплавки под флюсом.



1 – бункер с флюсом; 2 – электродный мундштук; 3 – электродная проволока; 4 – наплавленный металл; 5 – оболочка; 6 – место захватки оболочки; 7 – наплавляемая деталь

Рисунок 1 – Схема наплавки под флюсом по оболочке

Таким образом наплавка по оболочке под флюсом удовлетворяет современным условиям и материальному состоянию ремонтных предприятий автотранспорта и для восстановления чугунных коленчатых валов рекомендуется принимать наплавку под легирующим флюсом по оболочке как приоритетный способ

восстановления. Но для предприятий с хорошим финансовым положением и большой (средней) программой восстановления деталей рекомендуется газопламенное напыление как более экономичный и высокопроизводительный.

УДК 629.113.004

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ

Никитин Павел Александрович

Научный руководитель – Самко Г.А.

(Белорусский национальный технический университет)

Статья содержит задачи стоящие перед информационной стороной системы технического обслуживания и ремонта автомобилей, а так же их возможное решение в виде «Единой информационной системы автомобильного транспорта», с её подробным описанием.

Основными задачами для информационной стороны системы технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) можно определить следующие:

- сбор разрозненной информации из различных источников;
- сортировка информации по значению и типу источников;
- хранение имеющихся данных;
- составление отчетов по запросам;
- предоставление полной, точной и своевременной информации;
- возможное ускорение процессов сбора, передачи, обработки и предоставления информации.

Такой набор задач легко решается на основании существующих технических и программных решений. Однако такая информационная система несмотря на свою масштабность и на первый взгляд универсальность, требует специализации и конкретики. Рассмотрим её в деталях.

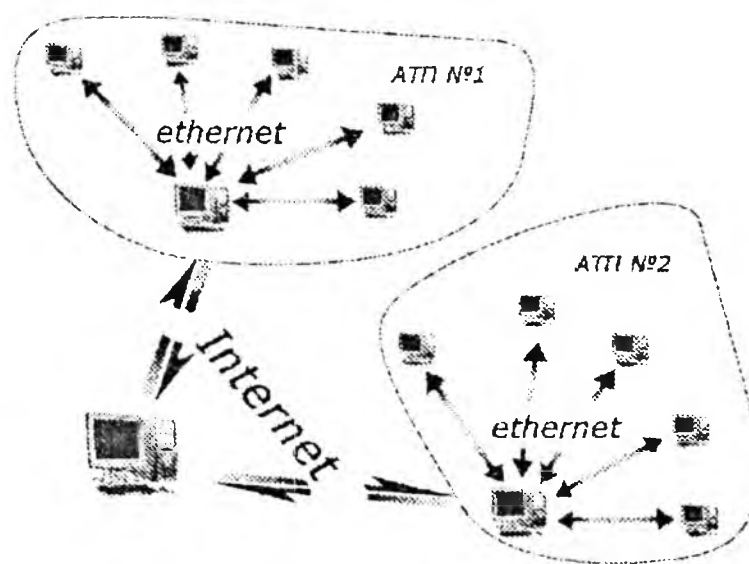


Рисунок 1 – Схема организации связей в информационной системе автомобильного транспорта

Пусть система будет соответствовать схеме представленной на рисунке 1 и будет состоять из следующих узлов:

- центральный сервер, объект первого уровня. Предполагается что такой объект будет один для всей системы, либо несколько, но с тем условием, что другие будут дублирующими (будут осуществлять функции главного сервера при его поломке, отключении и других непредвиденных ситуациях).
- клиентский сервер, объект второго уровня. Осуществляет предварительный сбор информации, временно хранит её, и с определенной периодичностью осуществляет синхронизацию с главным сервером. Предполагается что такой центральный сервер должно иметь каждое автотранспортное предприятие.
- рабочие терминалы, объекты третьего уровня. Это точки сбора информации и доступа к ней, предназначенные для непосредственного взаимодействия с персоналом. Доступ осуществляется от имени определенного пользователя и только в пределах привилегий данного пользователя. Число и месторасположение этих терминалов зависит от структуры конкретного предприятия и наличия тех или иных производственных подразделений.

Следует отметить, что по своей сути программный пакет и техническое обеспечение выделенное на схеме в АТП, пред-

ставляет собой ни что иное, как автоматизированную систему управления производством.

Вкратце рассмотрим плюсы от внедрения такой системы:

- сокращается время на заполнение всевозможных требований и заявок;
- информация собранная системой не занимает требует места для хранения в виде архивных шкафов(один системный блок на долгие годы работы);
- сокращается время на поиск и обработку информации;
- возможность четкого отслеживания виновных в простоях автомобилей в ТО и ремонте (по дате и времени определённых действий).

Возможностей расширения такой системы неисчислимо множество. Она автоматически напомнит о необходимости закупки запасных частей, горюче-смазочных материалов, бумаги для принтера; о необходимости проведения ТО для конкретного автомобиля; расскажет о количестве запасных частей на складе, наличии свободных мест в ремонтной мастерской; напомнит о отпуске для слесаря и многое другое.

Пусть с заданной периодичностью или по определённому заранее расписанию (скажем раз в 3 дня) центральный сервер 1-го уровня будет осуществлять связь с серверами 2-го уровня и производить обмен информацией. Центральный сервер будет получать:

- фактические пробеги автомобилей до ТО;
- прибеги до отказов;
- пробеги до отказов по узлам и агрегатам;
- средний расход топлива по марке (с учетом её возраста);
- структуру и объем рынка перевозок в районе.

В качестве отдаваемых данных будут следующие:

- скорректированные нормативы пробегов до ТО по маркам;
- норма расхода топлива по маркам (в зависимости от возраста);
- нормативы числа запасных частей;
- нормы трудоемкости выполнения различных операций.

Это очень узкий перечень информационных единиц которыми будут обмениваться серверы. Центральный сервер будет сортировать приходящие данные, а затем используя статистические методы определять закон изменения той или иной величины и отдавать необходимую предприятию информацию.

Необходимо будет организовать возможность подключения отдельных пользователей к серверу для получения научными сотрудниками информации используемой в научной работе.

Создать такую систему можно используя новинки в области веб-разработок. За базис можно взять созданную в духе GNU платформу RubyOnRails, написанную на языке Ruby. Это самые последние разработки в сфере интернет технологий, которые в то же время успели зарекомендовать себя с наилучшей стороны.

На серверах и терминалах, наиболее предпочтительно использование семейства операционных систем Linux. Это операционные системы которые в последнее время широко вышли на рынок персональных компьютеров, и позволяют получить максимальную надежность и производительность от оборудования. При этом операционные системы Linux поставляются по лицензии GNU, т.е. со свободно-распространяемым исходным кодом.

Передачу данных как внутри предприятия, так и по сети интернет можно осуществлять по безопасному шифровальному протоколу SSL (Secure Sockets Layer), что обеспечит достаточную степень защиты передаваемых данных.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ НА КАЧЕСТВО ВОССТАНОВЛЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Никонов Андрей Васильевич

Научный руководитель – доц. Савич А.С.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе проведен анализ режимов электродуговой металлизации, а также рассмотрены варианты применения различных видов проволок.

В настоящее время все более перспективным рациональным методом восстановления деталей является нанесение покрытий электродуговой металлизацией. При этом ремонту и восстановлению могут быть подвергнуты 40...60% деталей.

В отечественной и зарубежной практике восстановления деталей большое распространение получила электродуговая металлизация как один из самых технологичных, производительных, экономичных и качественных методов. Метод основан на получении покрытий путем расплавления проволочных электродов электрической дугой, распыления расплавленного металла скоростным потоком газа и нанесения покрытия на поверхность детали.

Преимущества метода: высокая производительность, высокая износостойкость, отсутствие перегрева детали и её деформации, простота и технологичность процесса, низкая удельная себестоимость покрытия, получение покрытия с необходимыми свойствами из проволоки заданного состава.

Качество покрытия зависит от многих факторов. Наиболее значимыми параметрами являются диаметр и скорость подачи проволоки.. Скорость подачи выбирают максимальной для заданного режима работы распылителя. Обычно диаметр состав-

ляет 1...3,5 мм, а скорость составляет 0,05...0,35 м/с. При малых скоростях подачи присадочного материала происходит окисление напыляемого материала и выгорание легирующих элементов, поэтому наиболее перспективным и рациональным методом напыления является сверхзвуковая металлизация, имеющая скорость струи до 600 м/с. При восстановлении деталей этим методом значительно повышается прочность сцепления покрытия с основой и снижается пористость. При истечении воздуха с дозвуковой скоростью размер расплавленных частиц в среднем составляет 200 мкм. С увеличением скорости истечения воздуха до 2 М размер расплавленных частиц на 90% находится в пределах 30–80 мкм. Однако, такое уменьшение размера расплавленных частиц напыляемого материала ведет к более интенсивному выгоранию из них легирующих элементов и, в первую очередь, углерода, что и вызывает повышенную твердость покрытий при дозвуковых скоростях истечения воздуха. Содержание остальных легирующих элементов проволоки при увеличении скорости истечения воздуха из металлизатора и силы тока дугового разряда изменяется в меньшей степени. Основные свойства покрытий в зависимости от скорости истечения воздуха из металлизатора приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Влияние скорости истечения воздуха на свойства покрытия

Свойства покрытия	Единица измерения	Расчетная скорость истечения воздуха из металлизатора, м/с			
		210	372	520,5	609,3
Твердость	HRC	56	46	42	39
Адгезия	МПа	32	43	59	68
Пористость	%	12,1	5,8	3,9	3,6
Содержание углерода	%	0,32	0,21	0,13	0,11

Добавки в проволоку различных элементов приводят к определенным изменениям в свойствах покрытий. Использо-

ние порошковых проволок позволяет в широких пределах регулировать химический состав покрытия и его эксплуатационные свойства.

Размеры и гранулометрический состав напыляемых частиц существенным образом влияют на эксплуатационные характеристики покрытия. На первоначальном этапе процесса электродуговой металлизации, для подплавления материала подложки, с целью обеспечения необходимой прочности сцепления покрытия с основой, необходима максимальная температура частиц и их невысокая скорость. Последующие слои должны напыляться при уменьшенной температуре, но большей скорости частиц. С ростом тока дуги возрастает температура расплава на поверхности напыляемой детали и составляет примерно 1900°C.

В зависимости от режимов напыления содержание легирующих элементов в покрытии может изменяться и отличаться от первоначального.

На прочность покрытия оказывает влияние не только количественное содержание легирующих элементов, но также и их равномерное распределение. Наличие в покрытии сложных окислов позволяет получать более равномерную структуру и более качественное покрытие.

Пористость – одна из важнейших характеристик покрытия. Влияние её на конструктивные свойства покрытия двояко. Наличие пор улучшает смазочные свойства пары трения и в то же время снижает предел прочности восстановленного слоя. Увеличение пористости наблюдается на границе раздела покрытия и основы и может быть вызвано тем, что на поверхности основы остаются продукты предварительной струйно-абразивной обработки перед напылением. Установлено, что наилучшие эксплуатационные характеристики будут иметь изделия, восстановленные электродуговой металлизацией порошковой проволокой при использовании в качестве рабочего газа воздуха. Такое покрытие обладает меньшей пористостью, луч-

шим распределением легирующих элементов, а также наиболее равномерной структурой.

Повышение ресурса эксплуатации валов достигается получением высокой прочности сцепления покрытия с основным материалом, которая должна быть равномерна и составлять 60...83 МПа.

Из всех способов подготовки поверхности (обкатка дробью, шлифование, электроискровая обработка, нарезка кольцевых канавок и т.д.) наиболее приемлемым является струйно-абразивная обработка.

Одним из методов повышения прочности сцепления покрытия с основой является термическая обработка готовой детали, так как она уменьшает структурную и химическую неоднородность в переходной зоне и тем самым увеличивает адгезию.

Значительное влияние на качество покрытия имеет ток дуги. С его ростом повышается твердость слоя при напылении сплошными проволоками. Это связано с образованием более плотного покрытия за счет повышения температуры частиц и уменьшения пористости. В то же время изменение твердости напыленного слоя при использовании порошковой проволоки незначительно, что объясняется частичным сгоранием в ванне расплава легирующих элементов.

Несмотря на то, что необходимой твердостью обладают покрытия из менее дорогостоящих сплошных проволок, технология нанесения металлопокрытий из них наиболее сложная, требующая напыления подслоя. Поэтому для восстановления коленчатых валов дизельных двигателей наиболее приемлемыми являются порошковые проволоки.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОГО ПРИПЕКАНИЯ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Папруга Владимир Васильевич

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Ярошевич В.К.
(Белорусский национальный технический университет)*

Рассмотренные пути повышения качества покрытий на плоских поверхностях за счет стабилизации температуры слоя по длине и повышения однородности свойств покрытия по ширине позволяют считать электроконтактное припекание эффективным технологическим процессом упрочнения широкого класса деталей автомобилей и двигателей.

Технологический процесс получения покрытий припеканием заключается в нанесении на поверхность детали порошковой формовки или слоя порошка и последующем нагреве их до температуры, обеспечивающей спекание порошкового материала и образование прочной диффузионной связи с его деталью.

Нагрев металлического порошка, засыпаемого между деталью и электродом, при электроконтактном припекании осуществляется за счет тепловой энергии, выделяемой электрическим током на активном сопротивлении. Процесс припекания обеспечивается совместным действием на порошковый слой высокой температуры (0,9...0,95 от температуры плавления порошка) и давления (до 100 МПа).

При упрочнении плоских поверхностей деталей основной технологической схемой является прокатка порошкового слоя роликовым электродом.

Электроконтактное припекание металлических порошков относится к числу процессов, основную роль в которых играют силовые и температурные факторы активирования. Интенсивное

силовое воздействие и высокая скорость нагрева порошкового слоя позволяют отказаться от химических активаторов процесса и снизить время для осуществления процесса приблизительно на два порядка.

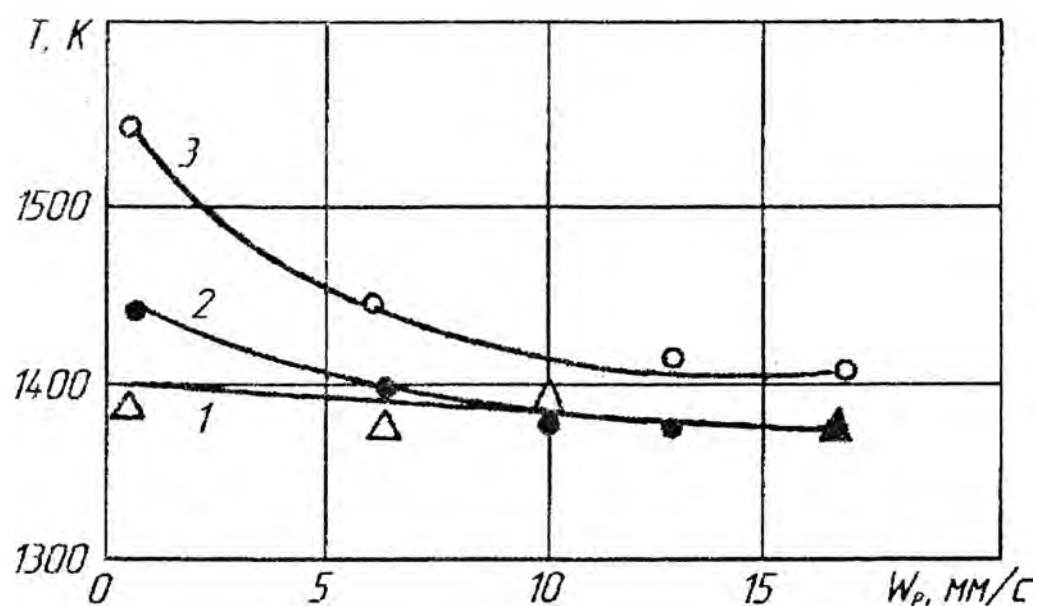
Рассмотрим некоторые пути повышения качества порошковых покрытий, полученных электроконтактным припеканием, при их нанесении на режущие элементы различных машин (сельскохозяйственных, дорожных и др.).

Формирование покрытия при электроконтактном припекании осуществляется при температуре ниже температуры плавления материала покрытия. Выбор температуры припекания осуществляется на основе анализа температурного поля в детали. Это особенно важно при упрочнении длинномерных плоских деталей (ножи грейдеров, бульдозеров, противорежущие брусья комбайнов), для которых неправильный выбор режима вызывает значительные температурные деформации и разброс физико-механических свойств покрытия по длине.

Теоретический анализ температурного поля при электроконтактном припекании показывает, что наибольшее влияние на распределение температуры оказывают скорость перемещения электрода и величина тока.

При небольшой скорости перед роликом происходит накопление тепла, что приводит к перегреву порошкового слоя и выдавливанию расплавленного металла из-под ролика. Это особенно заметно для покрытий большой длины: при нанесении покрытия длиной 600 мм перепад температур в начале и в конце процесса составляет около 150 К (рисунок 1).

В зависимости от длины упрочняемой детали выбирают скорость припекания, обеспечивающую поддержание температуры в заданном интервале ($0,9 \dots 0,95 T_{пл}$). Максимальное же значение скорости $W_{p \max}$ определяется особенностями уплотнения и формирования начального электрического сопротивления порошкового слоя (для порошков твердых сплавов с размером частиц не более 0,2 мм значение максимальной скорости находится в пределах 14...20 мм/с).



1 – длина детали 300 мм; 2 – 400; 3 – 600 мм

Рисунок 1 – Зависимость температуры под роликовым электродом в конце процесса нанесения покрытия от скорости припекания

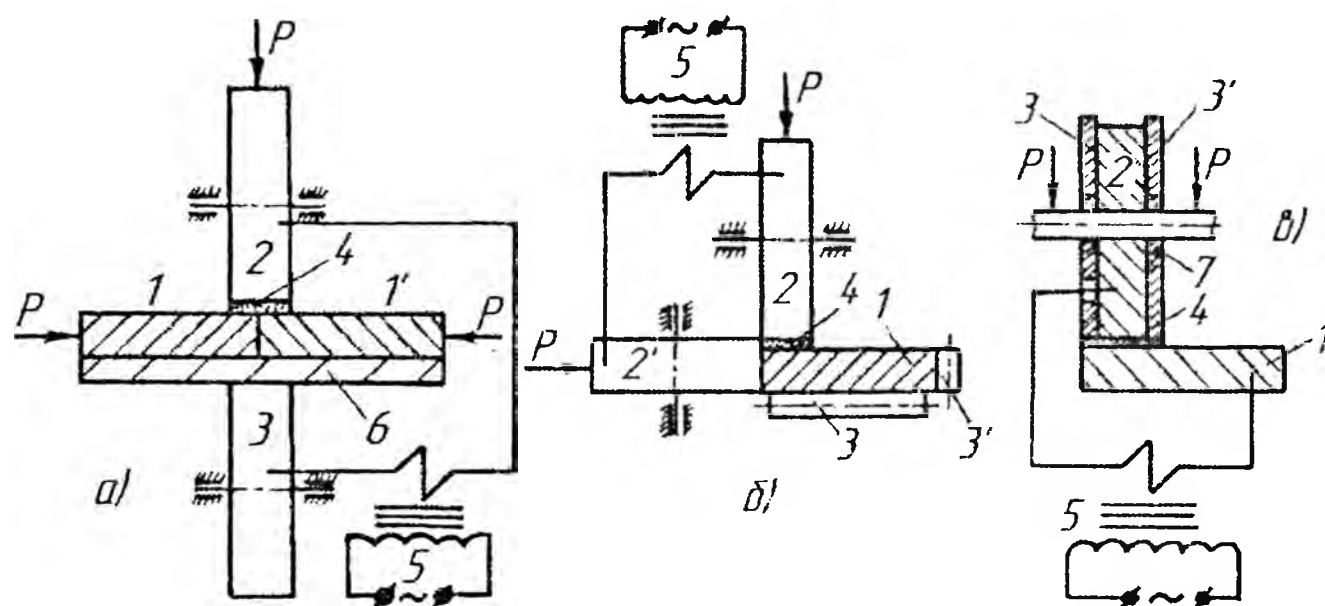
Если необходимо получить покрытие повышенной плотности при ограниченной мощности установки, целесообразно осуществлять его нанесение на пониженных скоростях, а температурный режим регулировать изменением тока припекания. Величина тока $\dot{I}(t)$ в этом случае должна изменяться по закону $\dot{I}(t) = \dot{I}_0 \left(2 - \sqrt{\exp kt} \right)$. В приведенной формуле $\dot{I}_0$ – начальное значение силы тока, А; t – время процесса, с; k – коэффициент.

Неравномерность температурного режима влияет также на свойства покрытия по ширине (в плоскости, перпендикулярной направлению движения ролика).

Равномерная плотность порошка имеет место только в средней части покрытия. На крайних участках отмечается большое количество окисных пленок, что может вызвать при эксплуатации выкрашивание покрытия. Наибольшее влияние на размер зон нагрева оказывает скорость процесса (рисунок 2). С увеличением скорости припекания размер центрального участка уменьшается, а участков с неполным спеканием увеличивается.

При упрочнении режущих элементов различных машин кромка должна иметь наиболее высокие физико-механические свойства. Для деталей относительно небольшой ширины предлагается использовать способ, при котором две детали соединя-

ются упрочняемыми поверхностями, образуя общую плоскую поверхность (рисунок 2, а). На линию стыка деталей насыпают слой порошка, равный двойной ширине упрочняемой режущей кромки, а в процессе нанесения покрытия середина роликового электрода перемещается по линии соприкосновения обеих деталей.



а — одновременное нанесение покрытий на две детали; б — интенсификация прогрева кромки; в — создание давления по краям токоведущего ролика. 1, 1" — упрочняемая деталь; 2, 2" — роликовый электрод; 3, 3" — опорный ролик; 4 — порошковый слой; 5 — источник тока; 6 — установочная поверхность; 7 — упругий элемент
Рисунок 2 — Способы нанесения покрытий на кромки деталей

Качество покрытия при нанесении его на одну деталь можно повысить за счет улучшения прогрева режущей кромки (рисунок 2, б). К поверхности детали, образующей с упрочняемой режущую кромку, подводят второй электрод и располагают его в зоне, непосредственно прилегающей к упрочняемой поверхности.

Качество формирования режущей кромки повышается также за счет дополнительного давления на крайние участки покрытия со стороны неэлектропроводных роликов (рисунок 2, в), которые создают дополнительное давление на крайние участки припекаемого слоя. Такое распределение давления повышает качество покрытия и стабильность его свойств по ширине.

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ДЛЯ АКТИВИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ИНДУКЦИОННОГО ПРИПЕКАНИЯ ПОРОШКОВ

Спицын Артем Михайлович

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Ярошевич В.К.
(Белорусский национальный технический университет)*

Предложена классификация методов активирования процессов индукционного припекания порошков механическим воздействием и намечены пути повышения качества покрытий за счет использования импульсных методов нагружения и применения комбинированного силового давления.

В соответствии с ГОСТ 17359-82 припекание – это технологический процесс получения покрытий, заключающийся в нанесении на поверхность детали порошковой формовки или слоя порошка и нагреве их до температуры, обеспечивающей спекание порошкового материала и образование прочной диффузионной связи с деталью.

Индукционное припекание является наиболее технологичным процессом: ускорение диффузионных процессов (на 2-3 порядка) при нагреве токами высокой частоты (ТВЧ) значительно уменьшает время выдержки порошка при высокой температуре и не требует применения защитно-восстановительных сред.

Силовое (механическое) активирование в сочетании с индукционным нагревом является мощным средством повышения качества порошковых покрытий. Создание прижимающего усилия на контакте – основная задача силового активирования процесса припекания. В зависимости от вида нагружения его можно разделить на статическое, динамическое и суперпозицию силовых воздействий (рисунок 1).

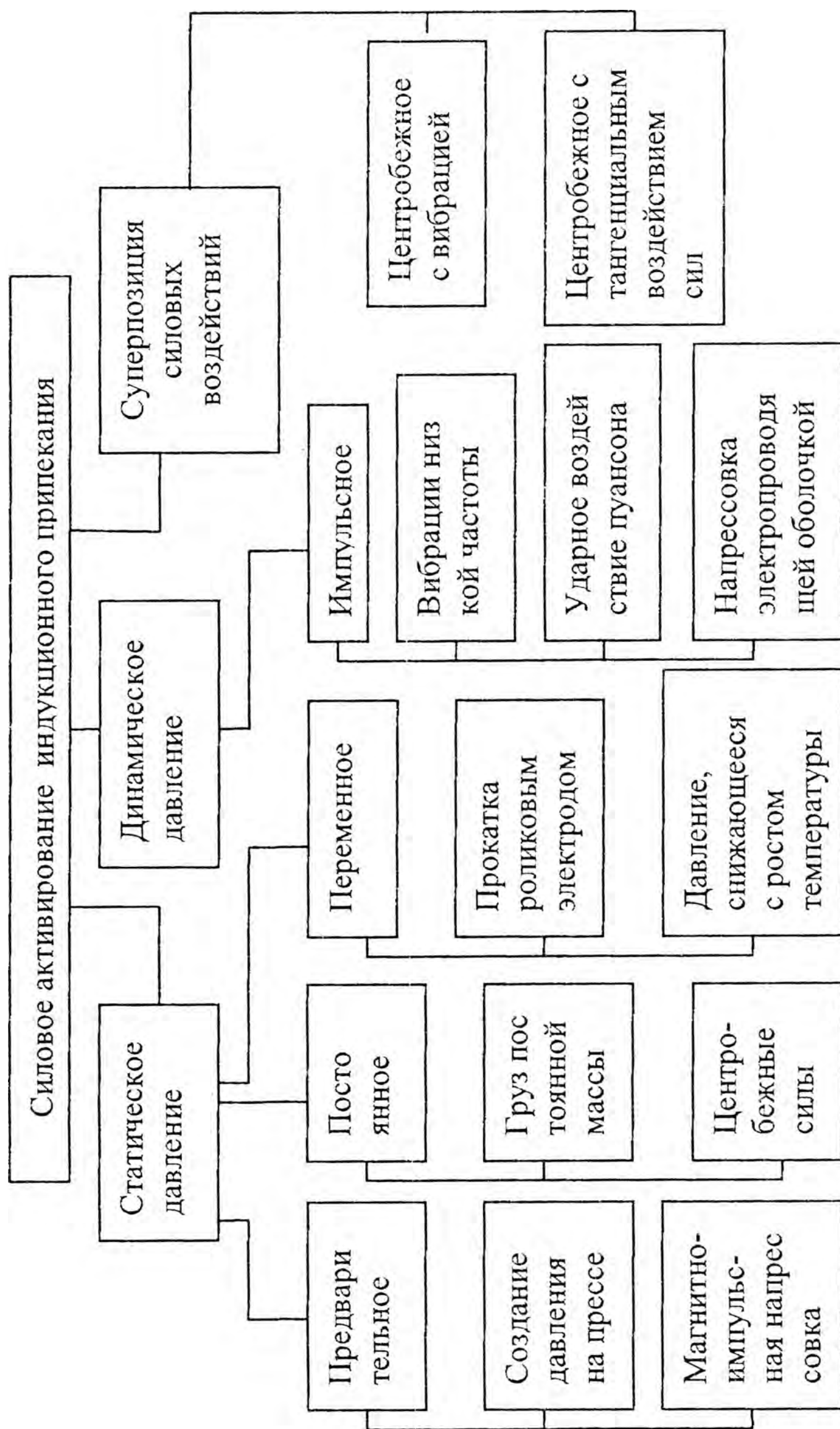


Рисунок 1 – Способы силового активирования индукционного припекания порошков.

Эти активирующие факторы могут иметь предварительный или одновременный с температурным характер действия. При магнитно-импульсной напессовке под влиянием высоких скоростей и давлений в материале происходит интенсивный рост дефектов кристаллической решетки, плотность дислокаций по сравнению с исходным порошком повышается на порядок.

При одновременном действии силового и температурного факторов для активирования процессов припекания требуется значительно меньшее прижимающее усилие. Постоянное статическое давление может быть создано действием груза постоянной массы или центробежными силами, возникающими при вращении детали с порошком вокруг своей оси.

Приложение давления, превышающего предел текучести пористого слоя при температуре формования, вызывает вытеснение его из очага деформации. Для предотвращения этого явления процесс припекания следует проводить при переменном давлении, величина которого (максимальная при низких температурах) постепенно снижается до минимального значения при температуре спекания. Для реализации этого процесса используются устройства, выполненные на базе соленоида Битера.

Импульсное давление является одним из наиболее эффективных активирующих факторов, которые применяются совместно с температурным активированием. Приложение динамического давления в виде импульсов (вибрации, ударов, магнитного обжатия) в процессе нагрева порошка значительно интенсифицирует припекание за счет дополнительной энергии. При вибрационном активировании деталь с порошком нагревают индуктором высокочастотной установки, а после достижения точки Кюри включают вибрацию (амплитуда 0,3–0,4 мм, частота колебаний 50 Гц). Колебания низкой частоты способствуют удалению шлаковых включений и пор, измельчают структуру покрытия.

При виброударном активировании возбудителем колебаний является механический вибратор, передающий воздействие на деталь. Пуансон, нагружающий порошок, вовлекается в колебательный процесс, при этом в точке встречи с деталью пуан-

сон и деталь движутся с наибольшими, направленными навстречу друг к другу скоростями. Виброударное воздействие значительно активизирует процесс, так же как и импульсное воздействие магнитного поля на предварительно нагретый порошок (горячая магнитно-импульсная напрессовка).

Силовые воздействия импульсного характера с наложением на постоянное давление от гравитационных сил наиболее изучено в процессах индукционного центробежного припекания. Исследование влияния продолжительности вибрации на степень уплотнения покрытия показывает, что процесс уплотнения протекает с убывающей скоростью и при воздействии вибрации в течение 10–20 с процесс прекращается.

Второй способ комбинированного силового воздействия при центробежном припекании предусматривает нанесение покрытия в два этапа. Первый этап технологического цикла осуществляют с вращением изделия вокруг собственной оси, а затем с той же угловой скоростью вокруг внешней оси, перпендикулярной оси изделия. Перевод изделия во вторичное вращение позволяет заменить ранее действовавшее радиальное давление на осевое (величина давления возрастает). Повышение давления создает возможность для снижения температуры нагрева и получения качественных покрытий с высокой плотностью.

УДК 629.113.04

КОРРОЗИЯ И АНТИКОРРОЗИОННАЯ ЗАЩИТА

Хартанович Олег Алейзович

Научный руководитель – доц. Казацкий А.В.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе приведены материалы анализа коррозионных разрушений деталей и металлоконструкций автомобилей, рассмотрены вопросы классификации, обнаружения очагов и меры борьбы с коррозией.

В серийном производстве кузовов всех современных автомобилей много усилий и времени тратится на антикоррозионную защиту. Тем более важно при ремонте кузова знать, как можно полностью ее восстановить.

Коррозия это реакция поверхности металла с окружающей средой, при которой происходит потеря материала. Это может происходить в основном химическим или электрохимическим путем. Коррозия происходит под действием химически агрессивных сред - это вода, органические и неорганические кислоты. В результате на поверхностях деталей образуются оксиды металлов. Коррозия не только портит внешний вид поверхностей, но и снижает механические свойства металлов. Причиной возникновения коррозии является термодинамическая неустойчивость металлов. Все металлы и сплавы, из которых изготовлен автомобиль, в условиях эксплуатации стремятся перейти в более устойчивое окисленное (ионное) состояние.

Самопроизвольный переход металла в такое устойчивое состояние и составляет суть коррозии. Многие проблемы, имеющие прямое отношение к коррозионной стойкости создаваемых изделий, могут быть решены на стадии их проектирования и изготовления. Например, если будет обеспечено отсутствие в изделии узких зазоров, щелей или карманов, а там, где этого избежать нельзя, устроены дренажные отверстия, то тем самым будет ликвидирована щелевая коррозия.

Следует исключить весьма опасную в коррозионном отношении возможность контакта различных металлов и сплавов, способных образовывать активные гальванические пары и стимулировать коррозию одного из них. Потери от коррозии стали сравнимыми с вложениями в развитие крупных отраслей промышленности. Немалую часть составляют потери косвенные, связанные с вынужденным простоем, ухудшением условий труда. Для автомобильного транспорта характерно использование агрессивных средств, высоких температур и давлений, больших скоростей потоков, а также условий, когда изделия эксплуати-

руются при одновременном воздействии агрессивной среды и больших механических нагрузок, т.е. факторов, способствующих коррозии.

Коррозия многообразна в своем проявлении. Поверхность металла не всегда подвергается равномерному разрушению – так называемой общей коррозии. Чаще процесс сосредоточен на отдельных участках, разрушение носит локальный характер.

По механизму протекания коррозионные процессы делятся на химические, электрохимические и биохимические.

Химической коррозией называют такой тип коррозии, когда металл вступает в прямое химическое взаимодействие с компонентами окружающей среды. Химическая коррозия протекает в газовых средах при высоких температурах, когда образование пленки влаги на поверхности металла невозможно, а также в растворах, не проводящих тока. Однако в общем процессе коррозионного разрушения автомобиля основное значение имеет электрохимическая коррозия, главным образом, в связи со значительно большей ее скоростью по сравнению с химической.

Электрохимическая коррозия возможна только, когда на поверхности металла имеется электролит, т.е. водный раствор солей, кислот, щелочей, обладающих способностью проводить электрический ток. Электрохимическая коррозия протекает в обычных атмосферных условиях, в растворах и расплавах, проводящих ток.

По условиям, в которых происходит коррозия автомобилей, различаются следующие виды коррозии: газовая (в камерах сгорания на фасках тарелок выпускных клапанов, выпускной трубе, в глушителе и т.п.); в неэлектролитах (в топливной и масляной системах); атмосферная (в естественных условиях хранения, транспортировки и эксплуатации автомобиля); в электролитах (в местах задержки влаги в карманах кузова); структурная (в местах кузова автомобиля, подвергнутых газоплазменной или электрической сварке); щелевая (в узких щелях и зазорах под действием разности рН-среды или различного содержания кислорода в электролите); под напряжением (на по-

верхности деталей, агрегатов и конструкций, находящихся под напряжением); при трении (в узлах трения при наличии коррозионной среды, сопровождается коррозионно-механическим износом); биологическая (протекает при участии продуктов, выделяемых микроорганизмами). Коррозия кузова автомобиля при несвоевременной защите металла, рассматриваемая как совместный результат химической и электрохимической коррозии, проходит в следующей последовательности: подслоная коррозия развивается под лакокрасочным покрытием; шелушение и вспучивание в поврежденных коррозией местах; сквозная коррозия кузова, особенно на стыках; растрескивание сварных швов в местах соединений деталей пола, порогов, крыльев и попадание, как следствие, влаги, пыли и грязи в салон кузова; появление трещин в усилителях, лонжеронах и поперечинах с потерей жесткости кузова; деформация дверных проемов из-за потери жесткости стоек и порогов кузова; нарушение взаимного расположения агрегатов шасси автомобиля, приводящее к нарушению управляемости и равномерности торможения колес; повреждение металлических трубопроводов тормозного привода вследствие потери жесткости в основании кузова из-за коррозии мест крепления; механические повреждения пола кузова в местах крепления амортизаторов, рессор и других узлов автомобиля в результате коррозии мест их крепления, особенно при резком торможении и движении по пересеченной местности.

Действие коррозионных факторов, таких как влажность, концентрация солевых растворов и серных соединений, образующихся из отработавших газов, особенно сильно проявляется в местах, труднодоступных для осмотра и очистки, в небольших зазорах, а также в отбортовках и загибах кромок, где периодически попадающая в них влага может сохраняться длительное время. С повышением температуры скорость коррозии возрастает.

Меры по антикоррозионной защите:

1. Эффект барьера. С помощью подходящих материалов, например, слоя лака, предотвращается доступ веществ, провоцирующих коррозию, к стальному листу.

2. Катодное защитное воздействие.

3. Способ борьбы с коррозией, с применением коррозионно-стойких материалов и искусственных материалов.

4. Производственная антикоррозийная защита кузова автомобиля.

5. Конструктивные мероприятия: форма элементов кузова, не задерживающих воду и грязь, создание хорошо вентилируемых полых конструкций, использование отверстий и желобков для стока водного конденсата, хороший доступ к полым пространствам и краям соединений для нанесения защитных материалов. Примеры антикоррозионных мер: цинкование; цинковое фосфатирование; погружное грунтование; уплотнение швов и защита днища; органические грунтовки и лакокрасочные покрытия; консервация полых пространств; консервация моторного отсека; транспортировочная защитная мастика; двухслойное покрытие; облицовки из искусственных материалов и защитные планки.

СЕКЦИЯ «ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА»

АВТОНОМНЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

*Батуро Андрей Витальевич,
Ширко Андрей Александрович*

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Веренич И.А.
(Белорусский национальный технический университет)*

Данная статья посвящена разработке модели автономного поршневого двигателя, обеспечивающего максимальную утилизацию избыточной энергии. Данное исследование особенно актуально в свете глобальной проблемы энергосбережения.

Проблема энергосбережения становится всё более и более актуальной для всего мирового сообщества. Решению данной проблемы способствуют исследования и новации в различных отраслях науки и техники.

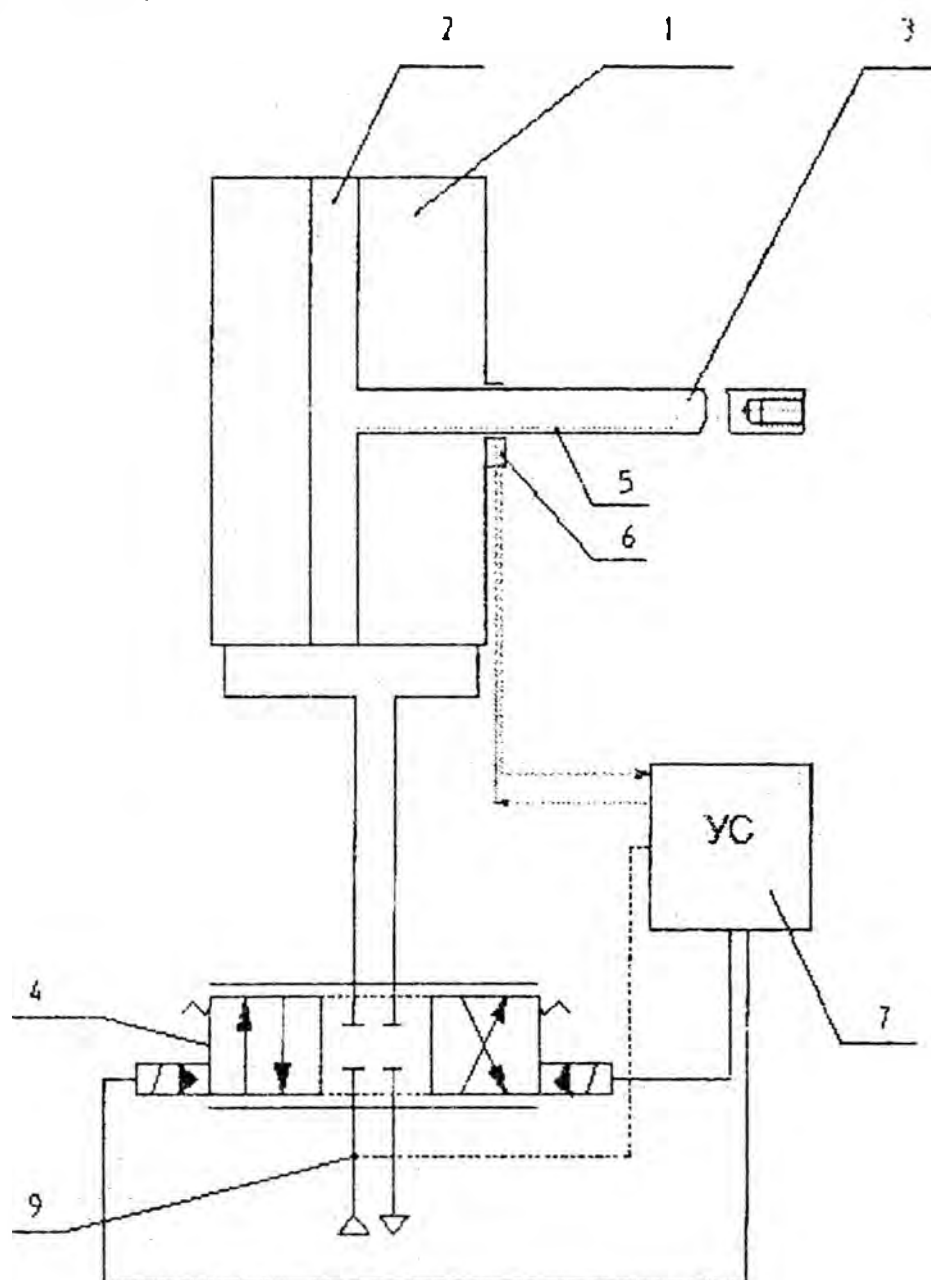
Например, в большинстве гидро- и пневмосистем встречается избыток энергии, использовать который с помощью существующих типов двигателей не представляется возможным:

- практически любая циркуляционная система охлаждения имеет резерв гидравлической энергии, так как она рассчитана на максимальную тепловую нагрузку, которая в большинстве случаев остается гипотетической.

- в цехах производительные компрессоры питающей сети работают, как правило, без остановок, а в случае переполнения ресиверов открывается предохранительный клапан и бесполезно расходует энергию сжатого воздуха. То же происходит и при перегрузках в пневмосистемах, что к тому же обеспечивает гистерезисную характеристику изменения давления в питающей пневмосети и увеличивает вероятность отказа элементов пневмосистем.

Нашей целью являлась разработка модели поршневого двигателя, обеспечивающего максимальную утилизацию избы-

точной энергии в пневмо- и гидросетях, универсальность и высокий КПД.



1 – рабочий цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток, 4 – распределительное устройство потока рабочего тела в двигателе установлен датчик перемещения; 5 – отградуированная с помощью определенной ориентации доменов магнитотвердого материала полоска; 6 – датчик перемещения; 7 – система управления; 9 — датчик давления

Рисунок 1 – Автономный поршневой двигатель

Предложенная схема (рисунок 1) позволяет решить ряд проблем по регулированию режимов гидро- и пневмосетей, таких как:

– поддержание оптимального давления в пневмо- и гидросистемах с высокой точностью благодаря применению по меньшей мере одного поршневого двигателя предлагаемой конструкции, нагрузка на штоке которого известна, управляемого

по заданному алгоритму регулирования, например, с помощью компьютера;

- повышение КПД использования гидравлической энергии (энергии сжатого воздуха), что достигается за счёт применения одного золотника в системе распределения потока рабочей жидкости, а также повышения технологичности конструкции двигателя (требуется установка только уплотнений штока), что повышает механический КПД двигателя, и простотой коммутации двигателя, что в свою очередь повышает его гидравлический (пневматический) КПД. Конструктивно элементы схемы могут быть объединены в единый корпус;

- максимальная утилизация избыточной энергии достигается благодаря использованию специальных алгоритмов работы и дополнительных устройств, совершающих полезную работу (например, перемещение грузов или их поднятие с помощью собачкового механизма, приводимого в дискретное движение предлагаемым поршневым двигателем);

- увеличение точности позиционирования возвратно-поступательных приводов достигается посредством прецизионной следящей системы;

- сокращение эксплуатационного обслуживания достигается автоматизацией рабочих процессов за счёт применения управляемых по определенным алгоритмам поршневых двигателей, позволяющих заменить малоэффективный механизированный труд. Причем управление осуществляется централизованно, автоматически, без обязательного участия оператора по ряду контролируемых критичных параметров;

- надежность работы устройств повышается за счет того, что система управления позволяет автоматически с высокой степенью точности регулировать давление в питающей сети и мощность (гидро-) пневмодвигателя (например, за счёт программного изменения значения максимального рабочего хода поршня, а также скорости и ускорения движения штока), и в то же время минимизацией числа элементов системы, что значительно снижает вероятность отказа системы в целом;

– оптимизация циклов производственных процессов становится возможной ввиду применения гибко настраиваемой автоматической системы управления.

Итогом проведенной нами исследовательской работы стала рациональная универсальная модель автономного поршневого двигателя, которая может быть включена в комплексы действующих производств. Авторские права на полезную модель защищены патентом Республики Беларусь. [1]

1. Патент на полезную модель Республики Беларусь №20070930 от 02.04.08 Поршневой двигатель (Батуро А.В., Ширко А.А., Веренич И.А.). МПК (2006), F03C 1/00, F15B 15/00.

УДК 629.1

СТРУКТУРА ГИДРОПРИВОДОВ С ШАГОВЫМИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯМИ

*Бессонова Елена Олеговна, Шевель Илья Николаевич
Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Кишкевич П.Н.
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе рассматривается структура гидропривода с шаговым гидродвигателем. Проводится анализ составных частей шагового гидропривода и особенности их функционирования.

Дискретные гидроприводы (ДГП) с шаговыми гидродвигателями (ШГД) составляют новый класс объемных гидроприводов, функциональные свойства которых можно кратко охарактеризовать как способность устойчиво обрабатывать релейные и импульсные управляющие сигналы с высокой точностью позиционирования при любой нагрузке. Главной особенностью рассматриваемого класса ДГП является наличие специального ШГД.

Структуру шагового гидропривода (ШГП) в общем виде можно представить тремя составными частями (рисунок 1), к которым относятся источник рабочей жидкости, управляющее устройство и шаговый гидродвигатель (или несколько шаговых гидродвигателей). Источником рабочей жидкости обычно служит насосная или аккумуляторная установка.



Рисунок 1 – Структурная схема шагового гидропривода

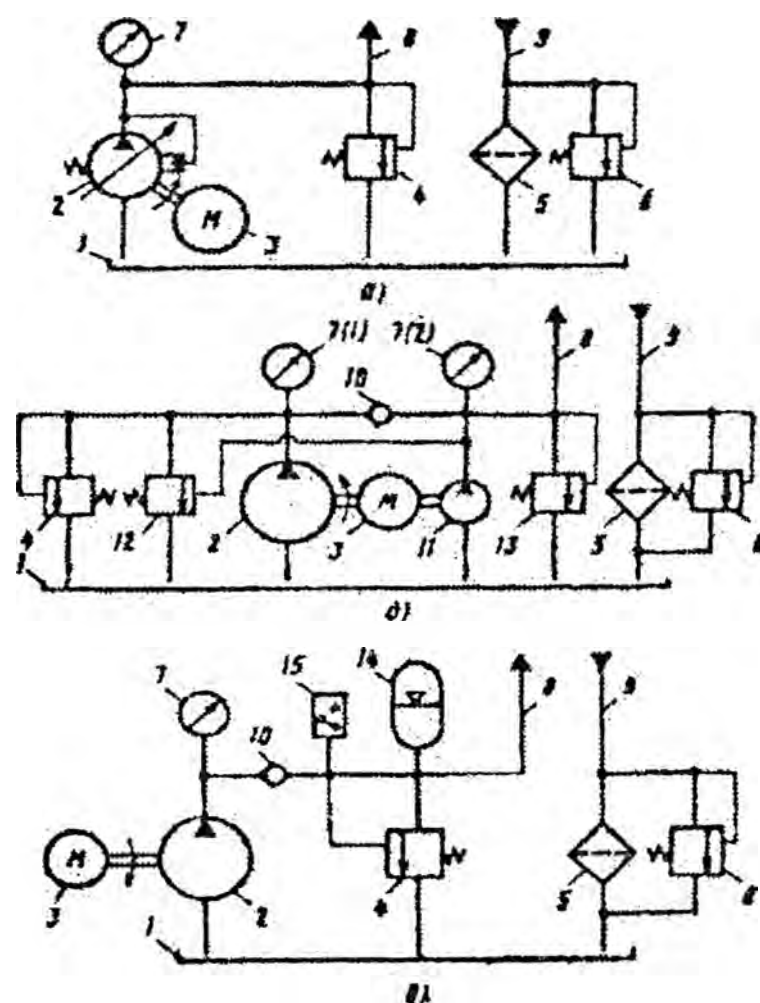
Управляющее устройство содержит преобразователи сигналов и гидрораспределители, которые осуществляют тактовое переключение ИГЛ. Основной отличительной частью ШГП, определяющей его функциональные свойства, является ШГД.

Для построения источников рабочей жидкости ШГП не требуется специальное гидрооборудование. Для них возможно применение серийно выпускаемых гидромашин и гидроаппаратов общепромышленного назначения. Однако специфичные условия работы ШГД приводят к необходимости подобрать и рекомендовать ряд вариантов схем насосных и аккумуляторных установок. Специфика работы ШГД состоит в резкопеременном расходе жидкости в процессе отработки шагов и в необходимости поддержания давления жидкости в напорной гидролинии (НГЛ) без ее значительного расхода в период фиксации выходного звена. Рекомендуемые варианты схем источников рабочей жидкости следующие: схема насосной установки с регулируемым по давлению насосом (рисунок 2, а), схема двухнасосной установки с автоматом разгрузки основного насоса (рисунок 2, б) и схема насосно-аккумуляторной установки с реле давления (рисунок 2, в).

Приведенные на рисунке 2, а и на рисунке 2, в схемы являются упрощенными. В каждом конкретном случае могут потребоваться дополнительные гидроаппараты и устройства. Применение указанных схем позволяет решить следующие технические задачи: обеспечить требуемый расход жидкости через ШГД при отработке шага, длительно поддерживать постоянное давление жидкости при фиксированном выходном звене ШГД и максимально снизить непроизводительный расход энергии, имеющий место вследствие переливания жидкости через напорный (предохранительный) клапан.

В установке, выполненной по схеме на рисунке 2, а, автоматический регулятор обеспечивает при остановке ШГД в режиме фиксации выходного звена снижение производительности регулируемого насоса до величины, компенсирующей утечки в гидросистеме. При использовании двух нерегулируемых насосов (большой и малой производительности) по схеме на рисунке 2, б в режиме фиксации выходного звена происходит повышение давления выше нормального, благодаря чему клапан разгружает основной насос (большой производительности), а дополнительный (малый) насос обеспечивает поддержание давления в гидросистеме. Схема установки на рисунке 2, в предусматривает периодическое включение приводного двигателя и насоса посредством реле давления для подзарядки аккумулятора. Во всех трех схемах обеспечивается минимальный расход жидкости через предохранительные (переливные) клапаны, что важно с точки зрения КПД и теплового режима работы ШГП.

Выбор одной из трех схем зависит в каждом конкретном случае от типоразмеров гидрооборудования, т.е. габаритов, массы и ориентировочной стоимости источника рабочей жидкости.



1 — гидробак; 2 — основной насос; 3 — приводной двигатель; 4 — напорный (предохранительный) клапан; 5 — фильтр; 6 — предохранительный (перепускной) клапан; 7 — манометр; 8 — напорная гидролиния; 9 — сливная гидролиния; 10 — обратный клапан; 11 — дополнительный насос; 12 — клапан с внешним управлением; 13 — предохранительный клапан; 14 — пневмогидравлический аккумулятор; 15 — электрическое реле давления

Рисунок 2 — Варианты схем источников рабочей жидкости шаговых гидроприводов

Схема на рисунке 2, а с авторегулируемым насосом содержит наименьшее число гидроаппаратов, поэтому обеспечивает во многих случаях наименьшие габариты установки. Схема на рисунке 2, б со сдвоенными нерегулируемыми насосами и автоматом нагрузки может обеспечить при номинальном давлении до 6 МПа наименьшую стоимость источника рабочей жидкости. Схема насосно-аккумуляторной установки на рисунке 2, в является предпочтительной при условии периодической работы привода в машине и наличии относительно дли-

тельных пауз. Возможны также смешанные варианты приведенных схем.

Назначение управляющего устройства в ШГП состоит в осуществлении коммутации, т.е. тактового переключения ИГЛ в соответствии с входными управляющими сигналами. Тактовое переключение ИГЛ представляет собой периодическое изменение их состояний, т.е. соединение с напорной гидролинией (НГЛ), со сливной, гидролинией (СГЛ). Для преобразования электрических и пневматических входных сигналов в механические и гидравлические предусматриваются соответственно электрогидравлические и пневмогидравлические преобразователи, для этого необходимы логические блоки (ЛБ).

Главным функциональным свойством ШГП является позиционирование рабочих органов машин в точном соответствии с числом входных дискретных сигналов. Это свойство позволяет стыковать ШГП непосредственно с различными дискретными задающими устройствами.

УДК 629.1

О СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ИХ АГРЕГАТОВ

Василенко Алексей Николаевич,

Гвоздь Андрей Александрович

Научный руководитель – Филипова Л.Г.

(Белорусский национальный технический университет)

В статье приводятся отличительные особенности стендовых испытаний по сравнению с дорожными испытаниями, их преимущества и недостатки, а также классификация стендов для испытания мобильных машин, режимы стендовых испытаний.

К стендовым испытаниям изделий относят такие, которые проводятся на испытательном оборудовании, представляющем

собой техническое устройство для воспроизведения внешних воздействий на изделие, возникающих в процессе его эксплуатации, с целью получения необходимой информации о характеристиках и свойствах этого изделия.

Стендовые испытания, как правило, являются ускоренными по сравнению с нормальными дорожными, поскольку методы и условия проведения стендовых испытаний обеспечивают получение необходимой информации в более короткие сроки, чем при нормальных дорожных испытаниях.

Важным является и такое обстоятельство, как возможность многократного воспроизведения установленных режимов испытаний, что позволяет получить статические характеристики различных свойств систем, узлов, агрегатов и деталей мобильных машин, на основе которых можно оценивать стабильность или прогнозировать изменение этих свойств. Поэтому стендовые испытания получают все большее развитие, заменяя в ряде случаев дорожные при решении ряда технических вопросов.

Достоверность результатов стендовых испытаний постоянно повышается в связи с совершенствованием их режимов на основе более тесной корреляции с принципами эксплуатационных испытаний мобильных машин.

Развитие стендовых поэлементных испытаний обусловило создание цельного ряда специализированных установок и методик. В связи с этим возникло новое направление – модульный принцип создания испытательных стендов, что обеспечивает универсальность и быструю переналадку оборудования при решении различных исследовательских задач.

При стендовых испытаниях изделий (объектов) имитируют различные на них воздействия.

Механические воздействия создают при стендовых испытаниях (функциональность, на надежность) узлов, агрегатов и деталей машин. При испытаниях системы электрооборудования мобильных машин обеспечивают электрические воздействия на ее элементы.

Климатические воздействия имитируют при проведении стендовых испытаний узлов и деталей, эксплуатируемых в условиях тропиков или Крайнего Севера. Создают и другие виды воздействий. Возможно и комплексное воздействие различных факторов. Для этого используются специальные испытательные стенды.

Стенды для испытания мобильных машин, агрегатов и их составных частей подразделяются на следующие группы:

- 1) лабораторно-исследовательские испытательные стенды предназначены для проведения исследовательских и доводочных испытаний;
- 2) технические испытательные стенды - стенды, на которых осуществляют испытание и контроль качества продукции на всех этапах ее изготовления;
- 3) диагностические стенды предназначены для проверки и анализа состояния мобильных машин и их агрегатов в процессе эксплуатации;

По способу создания нагрузки различают стенды с прямым нагружением (разомкнутым потоком мощности) и с замкнутым контуром нагружения. Стенд с прямым нагружением (рисунок 1) включает балансирный электрический приводной двигатель 1, электрический или гидравлический тормоз 2 с динамометрическим устройством и соединяющие их карданные или упругие валы. Стенды этой группы применяют для испытания агрегатов на прочность, а также для определения КПД различных механизмов. Они просты в управлении, однако для них характерен значительный расход электроэнергии.

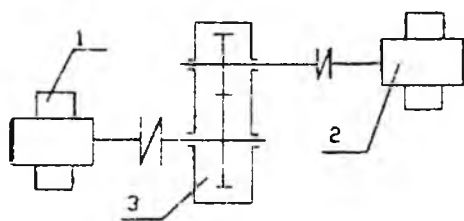


Рисунок 1 – Схема стенда с прямым нагружением

В стендах с замкнутым контуром нагружения (рисунок 2) отсутствуют тормозные устройства, а приводной двигатель имеет значительно меньшую мощность. Такие стенды используют для испытаний узлов и агрегатов на долговечность, подпора смазочного материала, определения КПД и т.д. Принцип метода исследования на таких стендах заключается в создании упругих деформаций в замкнутом контуре, образуемом элементами стенда (редукторами 2,4; валами 3; испытуемым агрегатом 7, шарнирными муфтами 8). Изменение крутящего момента в замкнутом контуре осуществляется нагружающим устройством 5 путем закрутки валов, соединяющих редуктор с испытуемым агрегатом, необходимым крутящим моментом. Контроль над величиной крутящего момента в замкнутом контуре осуществляется с помощью измерителя деформации путем замера электрического сигнала, поступающего от тензодатчиков, установленных на карданном валу.

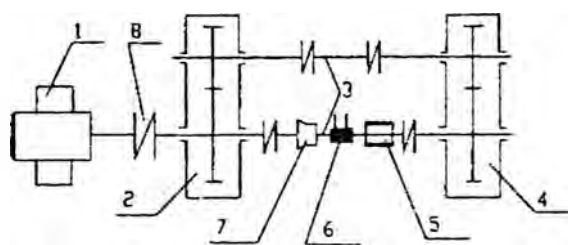


Рисунок 2 — Схема стенда с замкнутым контуром нагружения

Режимы испытаний определяют уровень, частоту и продолжительность воздействия. При выборе режима стендового испытания возможны следующие альтернативные решения:

- а) при испытаниях воспроизводят режимы эксплуатации объекта без каких-либо существенных изменений;
- б) воспроизводят частный эксплуатационный режим с увеличенной частотой воздействия;

- в) при испытаниях обеспечивают режим, исключаящий воздействия, практически не влияющие на изделие;
- г) реализуют комбинированный режим испытаний;
- д) испытания проводят при условном режиме, отличающегося от режима эксплуатации, с повышенными нагрузками (ускоренные испытания).

В процессе проведения стендовых испытаний инженер-исследователь должен дать сравнительную оценку режимов нагружения по разрушающему воздействию на объект, т.е. выявить те факторы, которые быстрее других разрушают данный объект.

УДК 621.2

СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

*Гордиеня Александр Николаевич,
Муха Максим Владимирович*

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Сафонов А.И.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной статье рассматриваются отдельные конструкции современных аксиально-поршневых насосов. Приведены примеры конструктивных решений насосов с наклонным диском, с наклонным блоком и двухпоточного насоса. Рассмотрены их конструктивные особенности.

Современные аксиально-поршневые насосы отличаются большим разнообразием, их конструкция постоянно улучшается. Разрабатываются более технологичные, ремонтнопригодные, надежные насосы, ищутся способы увеличить КПД. Рассмотрим несколько таких конструкций.

Одним из примеров современной конструкции является насос F1 фирмы Parker (рисунок 1). Это аксиально-поршневой насос с наклонным блоком ($p_{\max} = 35 \text{ МПа}$; $n_{\max} = 3000 \text{ с}^{-1}$).

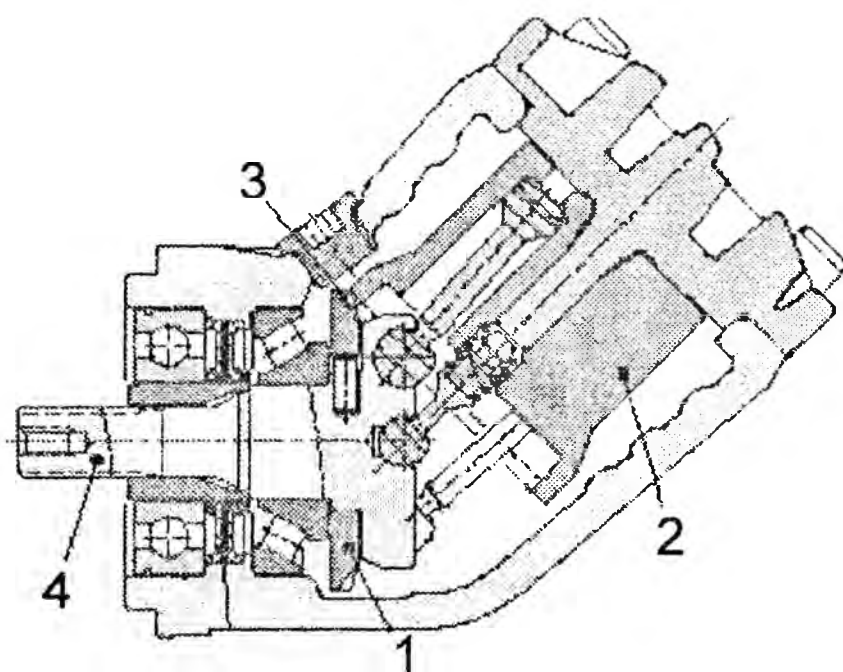


Рисунок 1 – Насос F1 фирмы Parker

Особенности этой конструкции заключается в следующем. Передача вращательного момента от приводного вала 4 к блоку цилиндров 2 происходит через шестеренную передачу 3, которая состоит из диска 1, закрепленного на валу, и зубчатого профиля на краю блока цилиндров. Это позволяет увеличить угол наклона блока до 45° , что в свою очередь увеличивает рабочий объем насоса, без увеличения габаритов, КПД, повышает удельные показатели металлоемкости и энергоемкости. Еще одной конструктивной особенностью является поршень. Он выполнен с шатуном как одно целое. При этом сам поршень имеет сферическую форму (рисунок 2). Для предотвращения утечек поршень имеет три уплотнительных кольца, которые позволяют постоянно сохранять плоскость соприкосновения поршня и стенок цилиндра.

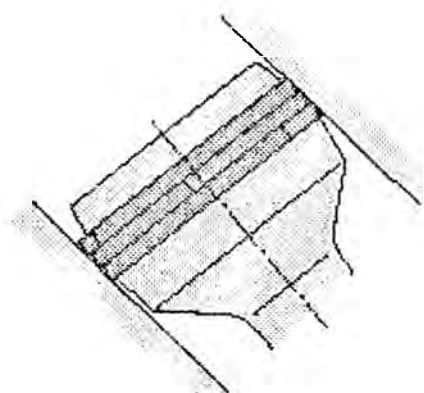


Рисунок 2 – Поршень-шатун

Как известно, одним из недостатков самовсасывающих насосов, обусловленного свойствами жидкости, является кавитация. Это явление ограничивает скорость жидкости на всасывании, а соответственно частоту вращения.

Обычно для уменьшения кавитации применяются насосы подпитки, однако это усложняет конструкцию и перегружает порш-

ни при малой частоте вращения. В этой связи в рассматриваемой далее конструкции (рисунок 3) насоса (Патент № US 6,629,822 B2; заказчик—Parker Hannifin Corporation) применяется следующее техническое решение.

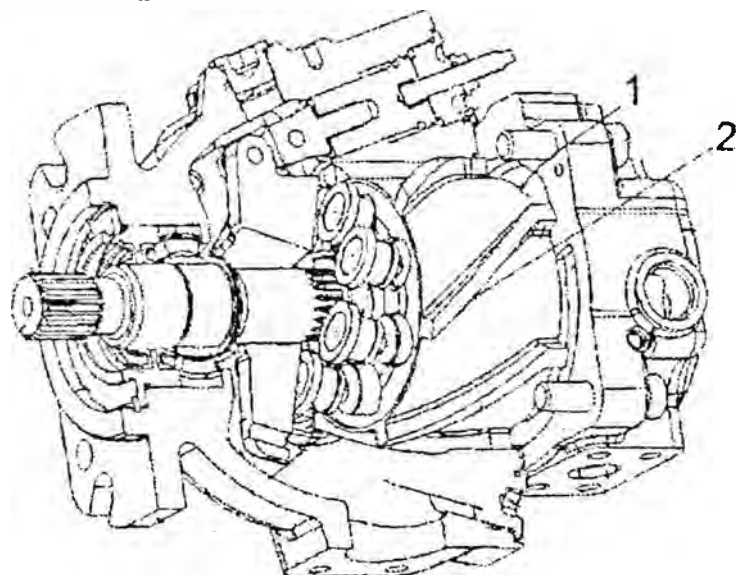


Рисунок 3 — Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

На блоке 2 цилиндров по кругу расположены изогнутые лопатки 1, которые при вращении выполняют роль центробежного насоса подпитки. Такое решение позволяет не усложнять конструкцию классическим объёмным насосом подпитки, а свойства центробежных насосов позволяет при любой частоте не перегружать поршни основного насоса излишним давлением.

Следующая конструкция — это двухпоточный аксиально-поршневой насос (Патент № US 2007/0251378 A1; заказчик — Caterpillar Inc.) с двумя наклонными блоками (рисунок 4).

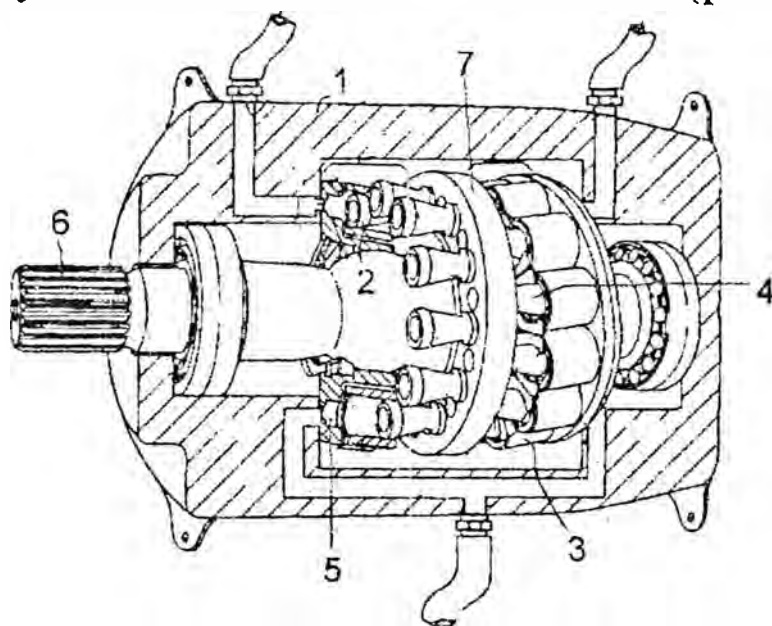


Рисунок 4 — Двухпоточный аксиально-поршневой насос

В одном корпусе 1 расположено два блока 3, 5 и один приводной вал 6. Вал жёстко связан с диском 7, по обе стороны которого имеются ряды поршней 2, 4. Основным преимуществом такой конструкции является объединение в одном корпусе двух качающих узлов и раздельное питание двух потребителей при сохранении небольших габаритов за счёт одного приводного диска и простоты конструкции. Такие конструкции насосов находят применение в технике с большим количеством исполнительных механизмов, например в дорожно-строительной технике, где гидропривод применяется в системе рулевого управления, тяговой трансмиссии, системе управления технологическим оборудованием.

Таким образом, применение рассмотренных конструкций аксиально-поршневых насосов позволит улучшить такие показатели привода как: удельная металлоемкость, энергоёмкость, ресурс и КПД, а сами насосы отличаются высокими эксплуатационными характеристиками и инновационным подходом к конструкции.

УДК 629.1

ДИСКРЕТНЫЕ ПОЗИЦИОНЕРЫ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ

*Ермилов Сергей Владимирович, Жибуль Александр Николаевич
Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Кишкевич П.Н.
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе рассматривается структура гидроприводов с дискретными позиционерами. Проводится обзор конструктивных схем, их анализ, описание особенностей их функционирования.

Широко распространенной технической задачей, возникающей при комплексной механизации и автоматизации производственных и транспортных процессов, является обеспечение

позиционирования рабочих органов машин, т.е. осуществление движения с заданным быстродействием, останов с требуемой точностью и фиксация механизмов при наличии внешней нагрузки. Такая задача возникает при программном управлении станками и технологическим оборудованием, при дистанционном воздействии на органы управления транспортных машин, судов, летательных аппаратов и т.д.

Для решения задачи позиционирования рабочих органов машин и механизмов применяются два существенно отличающихся типа приводов: следящие с двигателями непрерывного действия и дискретные с шаговыми двигателями.

В тех случаях, когда кроме позиционирования механизма требуется его плавное движение в широком диапазоне скоростей, преимущество следящих приводов неоспоримо. Но в тех случаях, когда главным функциональным назначением привода является позиционирование, дискретные приводы с шаговыми двигателями имеют существенное структурное преимущество благодаря отсутствию сложных и дорогостоящих элементов обратных связей и корректирующих цепей. Все это обеспечивает экономическую эффективность применения дискретных приводов и надежность их в эксплуатации.

Известно большое число конструкций дискретных гидро- и пневмоприводов. Наиболее простой по устройству дискретный гидропривод дозаторного типа (рисунок 1).

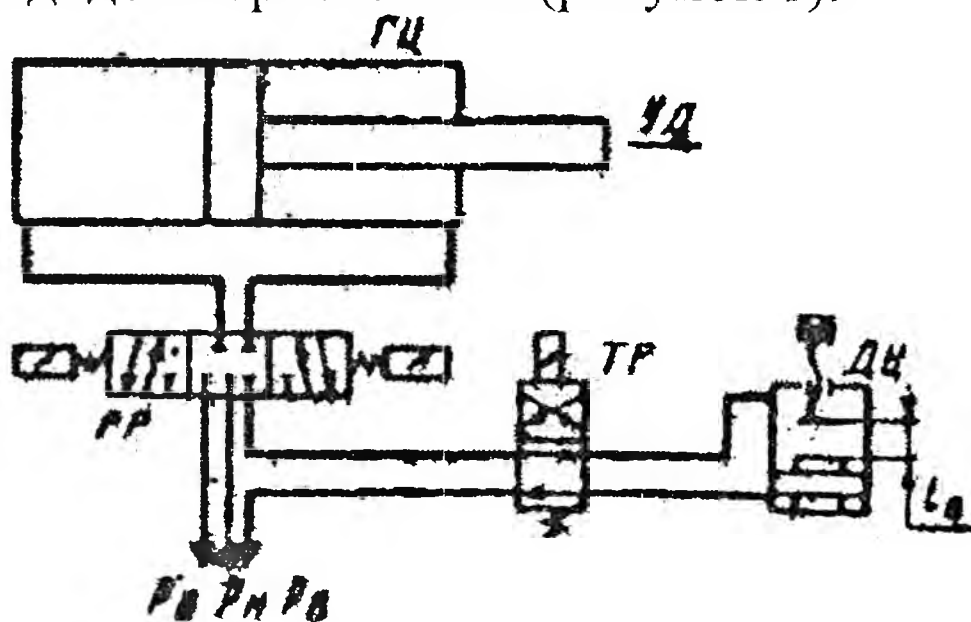


Рисунок 1 — Схема дискретного гидропривода дозаторного типа

Он обеспечивает дискретное движение вперед и позиционирование выходного звена (штока) при релейном электрическом управлении тактовым распределителем (ТР). Возвратное движение непрерывное и выполняется при включении реверсивного распределителя (РР) до упора. После каждого включения и выключения электромагнита тактового распределителя шток с поршнем благодаря дозирующему цилиндру (ДЦ) перемещается вперед на определенную величину. При неизменном состоянии тактового распределителя выходное звено удерживается в заданной позиции в результате постоянного давления в поршневой полости гидроцилиндра (ГЦ) и запираания жидкости в штоковой полости исполнительной гидролинии и камере дозирующего цилиндра.

Положительное свойство дозаторного гидропривода — возможность изменения однократного перемещения посредством регулирования хода поршня дозатора. Основным недостатком — существенная ошибка позиционирования, причем она увеличивается с течением времени. Поэтому начальное положение выходного звена приходится систематически согласовывать путем непрерывного хода назад до упора. Гидроприводы дозаторного типа применяются при автоматизации сварочных работ.

Точность позиционирования гидро- и пневмоприводов с многопоршневыми двигателями не зависит от сжимаемости и утечек рабочей среды. Примерная схема многопоршневого объемного двигателя показана на рисунке 2. Дискретный двигатель имеет цилиндр, выходной шток и несколько поршней, связанных замковыми устройствами. Размеры замковых устройств выполнены такими, чтобы поршни могли перемещаться один относительно другого.

Высокая точность позиционирования и возможность управления в двоичном коде — преимущество рассматриваемых позиционеров.

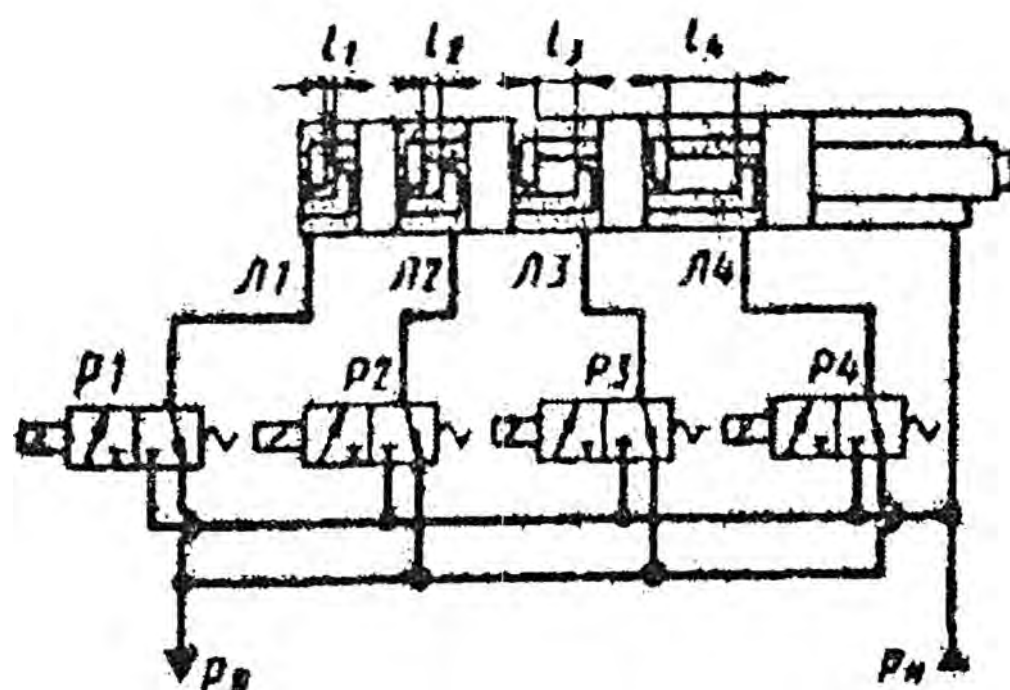


Рисунок 2 — Схема позиционного гидропривода с многопоршневым объемным двигателем

К числу недостатков относятся значительные габаритные размеры и сложность конструкции многопоршневого двигателя. Кроме того, в некоторых случаях возникает неуправляемое движение выходного звена в период переключения двигателя из одной позиции в другую. Это связано с различным объемом камер между поршнями в цилиндре, которые заполняются и опорожняются неодинаково время.

Многоканальный (многодырочный) гидродвигатель имеет один поршень и обычные для гидроцилиндра габаритные размеры (рисунок 3). В стенке цилиндра выполнены отверстия, которые соединены исполнительными линиями Л1-Л5 с распределителями Р1-Р5. Число отверстий соответствует числу позиций выходного звена (штока). Обе полости гидроцилиндра соединены через линии Л6 и Л7 и магистральные дроссели Д1, Д2 с напорной гидролинией. Положение (позиция) поршня со штоком зависит от номера отверстия, соединенного в рассматриваемый момент времени посредством распределителя со сливной гидролинией. Так как в соединенной со сливом полости гидроцилиндра давление снижается, то поршень со штоком перемещается в сторону указанного отверстия.

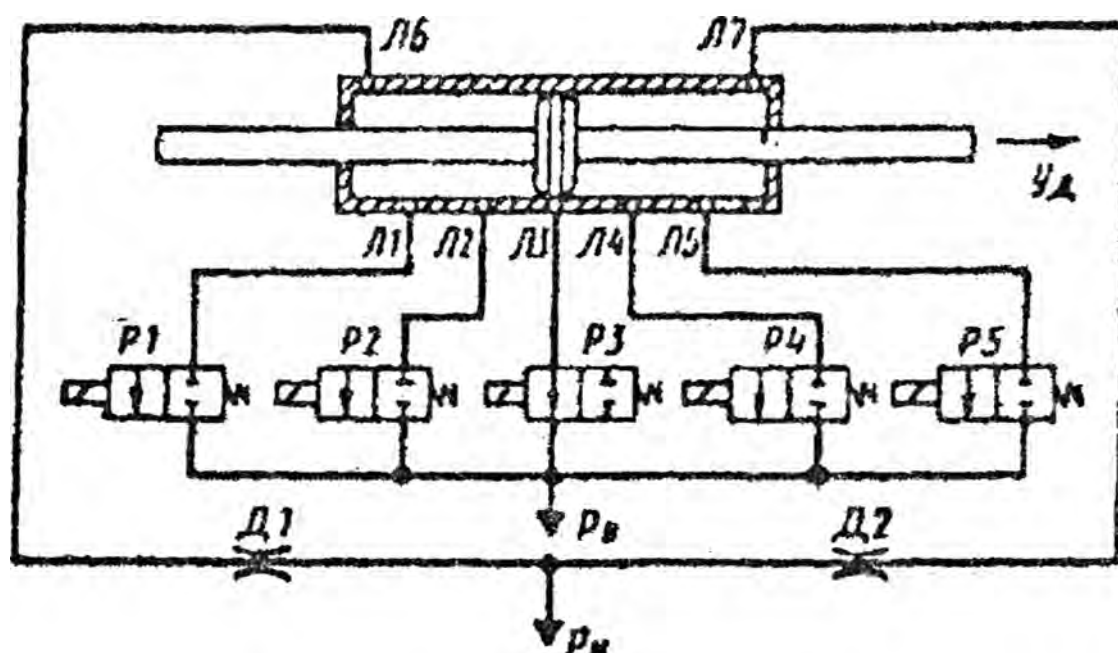


Рисунок 3 — Схема позиционного гидропривода с многоканальным гидродвигателем

Равновесие сил, действующих на поршень, наступит в момент, когда его пояс перекроет соединенное со сливом отверстие. Ошибка позиционирования зависит от формы и размеров пояса на поршне и отверстий на стенке цилиндра. Существенный недостаток позиционного гидропривода с многоканальным гидродвигателем — большое число распределителей с электрическим управлением.

УДК 621.664

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСА

Костюшко Александр Андреевич

Научный руководитель — канд. техн. наук, доц. Сафонов А.И.

(Белорусский национальный технический университет)

В работе рассматривается методика расчета угла наклона пластины в пластинчатом насосе

В большинстве конструкций насосов для обеспечения достаточной герметизации пластины прижимаются к статору, помимо центробежной силы, давлением жидкости, подводимой под их торец. Однако, негативным действием поджима с силой F , является повышение момента M_c сопротивления вращению.

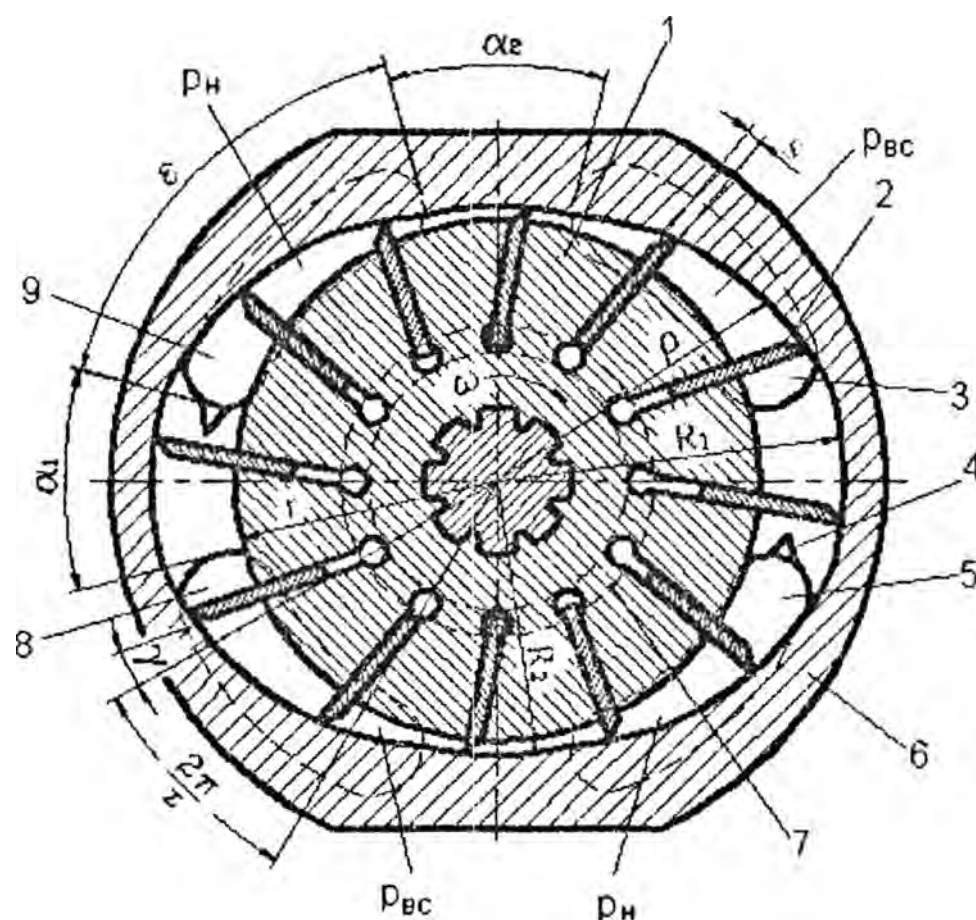


Рисунок 1 – Схема пластинчатого насоса двукратного действия

Из анализа работы машины следует, что момент M_c определяется тормозной составляющей F_T (аналогичная сила развивает крутящий момент в радиально-поршневом моторе) и составляющей $F_{тр}$ трения. Согласно рисунку 1 имеем:

$$F_T = F \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad F_{тр} = \mu \cdot F_n = \mu \cdot F / \cos \beta,$$

где F_n – нормальная реакция в точке контакта;

μ – коэффициент трения.

Если учесть, что плечо l приложения силы F_T определяется уравнением

$$l = |OC| = R_c \cdot \cos \beta + e \cdot \cos(\varphi + \gamma),$$

то момент M_c можно вычислить по выражению

$$\begin{aligned}
M_c &= F_{\tau} \cdot l + \underbrace{F_{\tau p} \cdot \cos \beta \cdot l}_{F'_{\tau p}} - \underbrace{F_{\tau p} \cdot \sin \beta}_{F''_{\tau p}} \cdot \underbrace{\rho \cdot \sin \gamma}_{|CC_1|} = F \cdot R_c \times \\
&\times \left(\underbrace{\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta + \frac{e}{R_c} \operatorname{tg} \beta \cdot \cos(\varphi + \gamma)}_{\approx 0} + \right. \\
&\quad \left. + \underbrace{\mu \cdot \cos \beta + \mu \frac{e}{R_c} \cdot \cos(\varphi + \gamma)}_{\approx 0} - \underbrace{\mu \frac{\rho}{R_c} \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \gamma}_{\approx 0} \right) \Rightarrow \\
M_c &= F \cdot R_c \cdot (\sin \beta + \mu \cdot \cos \beta), \tag{1}
\end{aligned}$$

где γ – угол наклона пластин;

ρ – расстояние от центра ротора до паза.

Очевидно, что кроме коэффициента трения μ момент M_c в текущий момент времени определяется углом β , который в свою очередь можно определить уравнением (рисунок 2):

$$\sin \beta = \frac{e}{R_c} \cdot \sin(\varphi + \gamma) - \frac{\rho}{R_c} \cdot \sin \gamma. \tag{2}$$

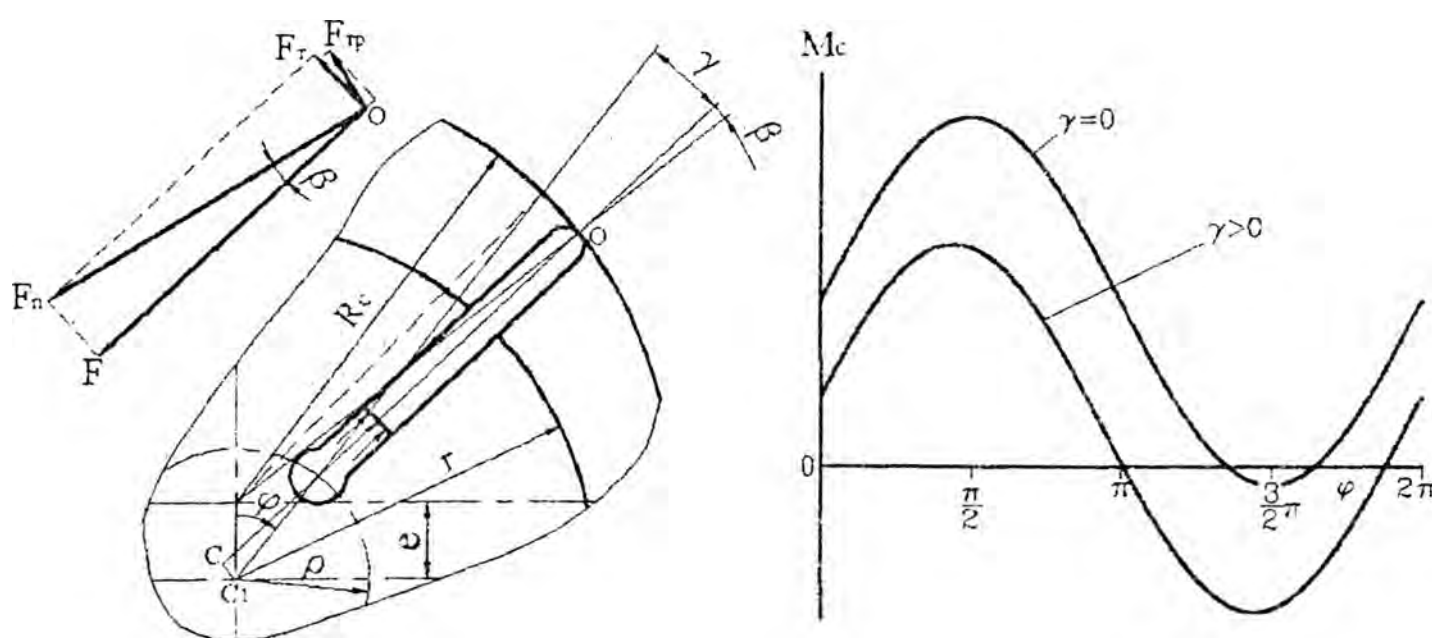


Рисунок 2 – Расчетная схема момента сопротивления вращению.

Как следует из (2) с ростом γ уменьшается угол β , а следовательно и момент сопротивления (1). За критерий определения

оптимального наклона пластин (угла γ) примем изменение угла β , при котором его среднее значение соответствует условию $M_c = 0$, т.е., согласно (1):

$$\beta_{\text{ср}} = -\text{arctg } \mu, \quad (3)$$

где $\beta_{\text{ср}}$ в этом случае – угол трения.

Тогда $\beta_{\text{ср}}$ определим проинтегрировав (2) по φ от 0 до 2π :

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} \sin \beta \cdot d\varphi &= \frac{e}{R_c} \int_0^{2\pi} \sin(\varphi + \gamma) \cdot d\varphi - \frac{\rho}{R_c} \cdot \sin \gamma \int_0^{2\pi} d\varphi = \\ &= \frac{e}{R_c} 2 \cos \gamma - \frac{\rho}{R_c} 2\pi \cdot \sin \gamma \end{aligned}$$

Тогда:

$$2\pi \cdot \sin \beta_{\text{ср}} = \frac{e}{R_c} 2 \cos \gamma - \frac{\rho}{R_c} 2\pi \cdot \sin \gamma,$$

откуда

$$\sin \beta_{\text{ср}} = \underbrace{\frac{e}{R_c \cdot \pi} \cos \gamma}_{\approx 0} - \frac{\rho}{R_c} \cdot \sin \gamma$$

$$\text{или } \beta_{\text{ср}} = -\arcsin \left(\frac{\rho}{R_c} \cdot \sin \gamma \right). \quad (4)$$

Приравняв правые части (3) и (4) получаем:

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \cdot \frac{R_c}{\rho} \right). \quad (5)$$

Таким образом, для различных μ и R_c/ρ γ находится в пределах $6...15^\circ$.

СИНТЕЗ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С СИЛОВЫМИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ ОДНОСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

Мучинский Александр Сергеевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Бартош П.Р.

(Белорусский национальный технический университет)

В работе проведён синтез цикловой системы управления с помощью теории графов. Для этого построены первичный и вторичный графы. Составлены уравнения выходных сигналов.

На мобильных машинах, роботах, технологических машинах-автоматах широко применяются автоматические системы, в которых все рабочие операции выполняются без непосредственного участия человека. Система управления обычно состоит из объекта управления, исполнительных органов, управляющей части контролирующих устройств. Система может иметь автономную энергетическую часть (источник питания и устройства очистки рабочей среды), или подключаться к централизованному источнику питания.

Управляющая часть включает в себя контролирующие устройства, распределители и логический блок управления (БУ). Распределители служат для соединения рабочих полостей исполнительных органов либо с источником давления рабочей среды либо со сливной магистралью (выходом в атмосферу). Переключение распределителей из одной позиции в другую осуществляется под действием внешних сигналов, поступающих от БУ. Эти сигналы могут быть различными по физической природе – пневматическими, гидравлическими, электрическими, механическими.

БУ образуется набором различных логических устройств, соединённых между собой каналами связи. В состав БУ входят

отдельные функциональные устройства (субблоки), выполняющие специальные логические операции, или отдельные функциональные задачи, например, субблок последовательности операций, субблок выходов, субблок задержек. К БУ поступают сигналы от контролирующих устройств и от пульта управления. С пульта управления могут подаваться сигналы на БУ как в рабочем, так и в наладочном режиме. Кроме того на пульт управления могут поступать сигналы от БУ, например, сигналы индикации номеров операций, результатов измерения рабочих процессов.

В работе проведён синтез многотактной системы управления, последовательность выполнения тактов которой, описывается тактограммой:

$$3,2-1-2',3'-2-2'-1'$$

Этапы структурного синтеза системы:

1. На основе технического задания на систему строится тактограмма, если она не задана, то составляется таблица состояний (включений). При использовании графоаналитического метода синтеза составляется граф последовательности тактов (первичный граф; а) и граф включений (вторичный граф; б), изображенные на рисунке 1.

2. Проверяется реализуемость тактограммы (графа) и определяется необходимое число элементов памяти – триггеров. Устанавливается последовательность переключения триггеров.

3. Составляются уравнения выходных сигналов и производится их минимизация.

4. Строится структурная и принципиальная схема системы управления, в которую входят исполнительные органы с распределителями и конечными выключателями, БУ с обратными связями – триггерами.

5. В соответствии с техническим заданием уточняются сигналы и алгоритм воздействия оператора на систему в наладочном режиме и при нерегулярных ситуациях.

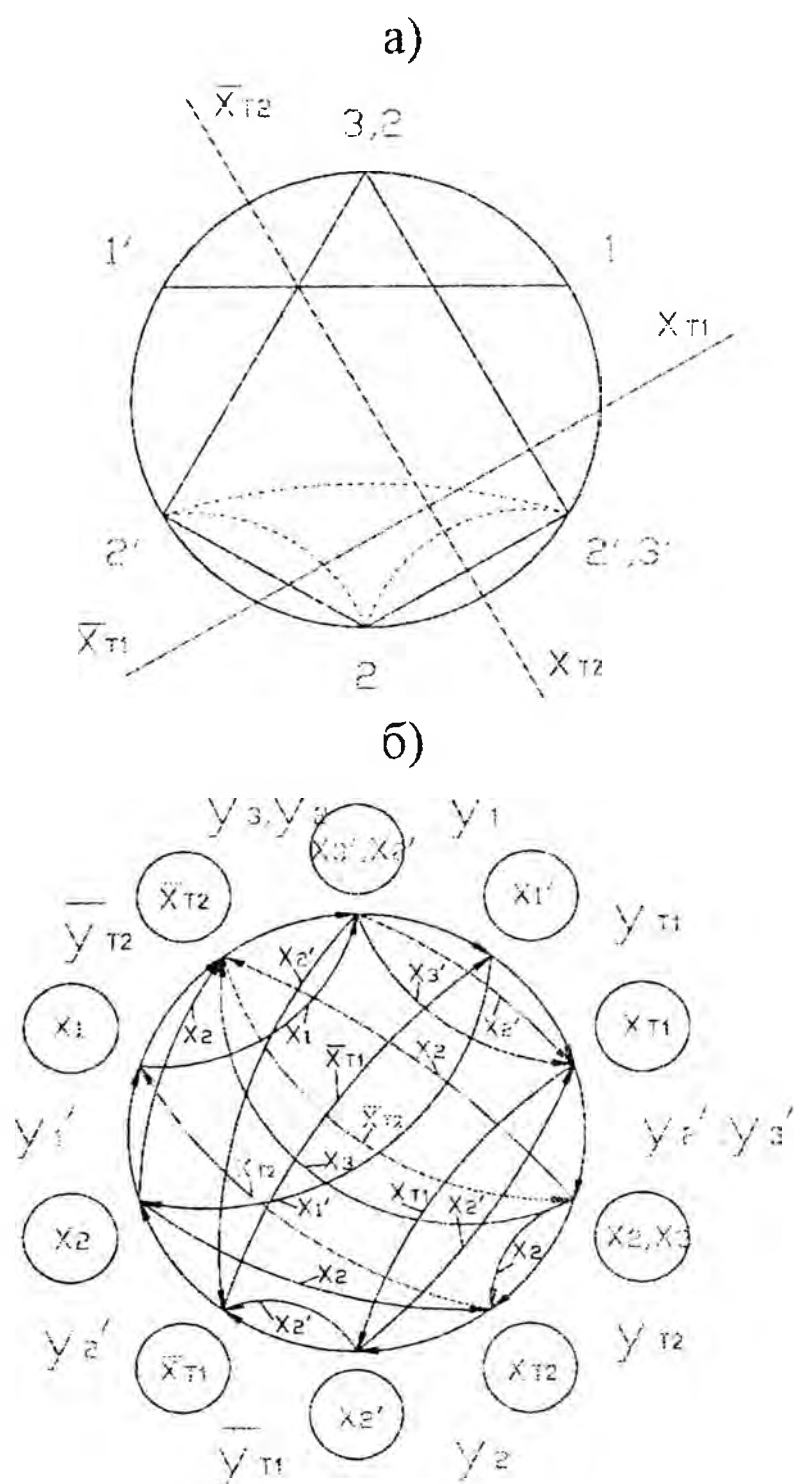


Рисунок 1

Системы управления в большинстве своём являются многотактными. В многотактных системах работа исполнительных органов в каждом такте определяется не только комбинацией входных сигналов в данном такте, но и сигналами, поступившими ранее в предыдущих тактах. Необходимость использования сигналов предыдущих тактов вызывается тем, что комбинации выходных сигналов, поступающих от конечных выключателей на вход БУ, в разных тактах часто совпадают, а реакция на них БУ должна быть различной, в соответствии с последовательностью технологических операций. При наличии совпадающих тактов в БУ вводится дополнительная информация в

виде дополнительных входных сигналов от запоминающих устройств – триггеров.

По вторичному графу записываются уравнения выходных сигналов, с помощью которых составляется схема блока управления, а также принципиальная схема автоматической цикловой системы управления.

УДК 629. 1

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИБОРОВ УСЭППА В ЦИКЛОВЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ

Науменко Андрей Александрович

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Бартош П.Р.

(Белорусский национальный технический университет)

В работе рассматривается возможность использования УСЭППА (универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики) в блоках управления цикловых пневматических систем.

Последнее время характеризуется резким расширением работ по созданию систем автоматического контроля и управления объектами самых разнообразных производственных процессов. Следствие этого — создание новых принципов управления и бурное развитие технических средств, применяемых при построении систем автоматического контроля и управления.

Наряду с электрическими средствами автоматизации в настоящее время все более широкое применение находят пневматические устройства, приборы и системы. В таких отраслях промышленности, как нефтехимическая, химическая, нефтеперерабатывающая, газовая, пищевая, деревообрабатывающая и др., пневматическая аппаратура является основным средством автоматизации. Это связано с ее высокой надежностью, простотой обслуживания, пожаровзрывобезопасностью, невысокой стоимостью и неприхотливостью. Ограничение в применении

средств пневмоавтоматики — их сравнительно невысокое быстродействие, обусловленное необходимостью заполнения сжатым воздухом пневматических линий связи при передаче информации. Но быстродействие средств автоматики — не всегда решающий фактор при автоматизации технологических процессов.

В конце 50-х годов в СССР было предложено применить элементный принцип для конструирования пневматических приборов. Согласно этому принципу каждый новый пневматический прибор или система создается не в виде специальной конструкции, а собирается из пневмоэлементов универсального назначения.

Для применения этого принципа необходимо иметь достаточно полный набор аналоговых и дискретных элементов, определяющий функциональные возможности аппаратуры и средства для оперативного монтажа элементов в схемы. Поэтому была разработана система УСЭППА (универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики), построенная на базе типовых звеньев, выполняющих элементарные операции.

Все элементы, составляющие систему, имеют унифицированное расположение входов и выходов, а монтаж приборов осуществляется посредством набора монтажных плат, на которых печатным способом наносятся коммуникационные каналы. Элементный принцип построения приборов позволяет строить любые одноконтурные и многоконтурные релейные схемы, устройства пневматической телемеханики с кодированием и декодированием сигналов, непрерывные и дискретные регулирующие устройства со сложными законами регулирования, системы автоматической оптимизации и различные схемы комплексной автоматизации, содержащие сотни и тысячи элементов.

В данной НИР разрабатывался блок управления цикловой системы, описываемой тактограммой $3-1,2-2'-3'-2,1'-2'$.

Для этого использовался графоаналитический метод синтеза дискретных систем. В начале строился первичный граф

(рисунок 1), с помощью которого определялась необходимость применения в блоке управления элементов памяти (триггеров).

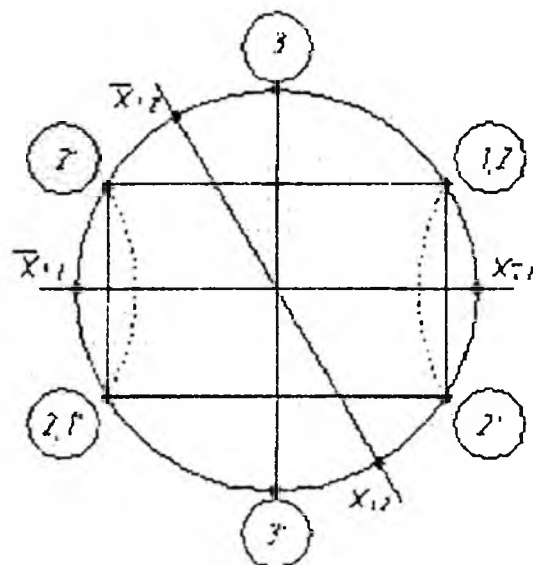


Рисунок 1 — Первичный граф

Затем строился вторичный граф (рисунок 2), который необходим для составления уравнений выходных сигналов.

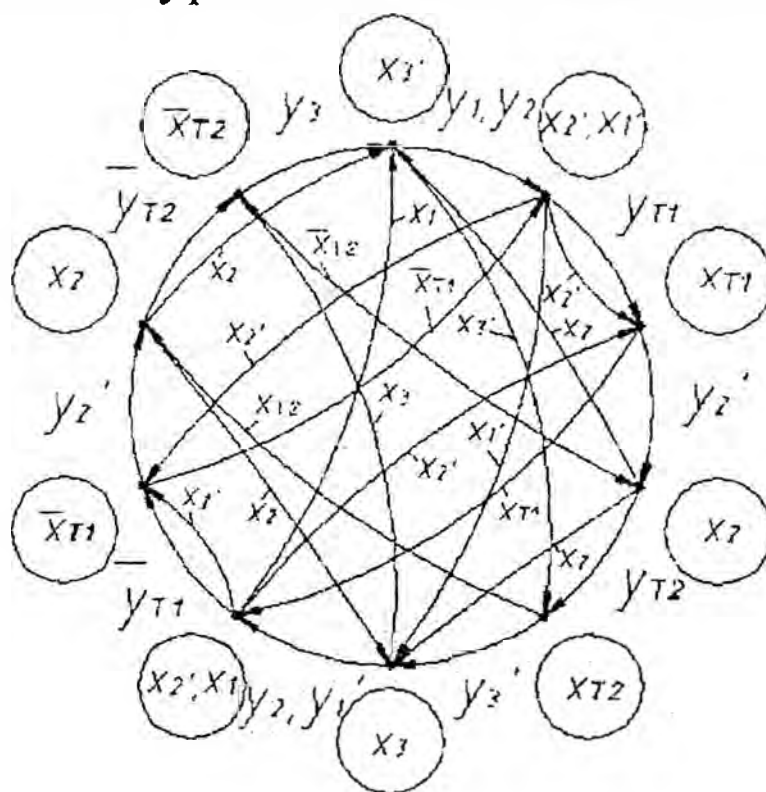


Рисунок 2 — Вторичный граф

В результате получены следующие уравнения:

$$\begin{aligned} y_3 &= \bar{x}_{T2}; & y_{T2} &= x_2 \cdot x_3' \cdot x_{T1}; \\ y_1 &= x_3'; & y_3' &= x_{T2}; \\ y_2 &= x_3' \cdot \bar{x}_{T1} + x_3 \cdot x_{T1}; & y_1' &= x_3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 y_{T1} &= x_1' \cdot x_2'; & \overline{y_{T1}} &= x_2' \cdot x_1; \\
 y_2' &= x_{T1} \cdot \overline{x_{T2}} + \overline{x_{T1}} \cdot x_{T2}; & \overline{y_{T2}} &= x_2 \cdot x_3.
 \end{aligned}$$

С помощью полученных уравнений можно построить блок управления и цикловую пневматическую систему в целом.

В этом случае в блоке управления для выполнения логических операций «И» (умножение) и «ИЛИ» (сложение) используются элементы УСЭППА, полученные на базе трехмембранного реле.

Структурная схема блока управления приведена на рисунке 3.

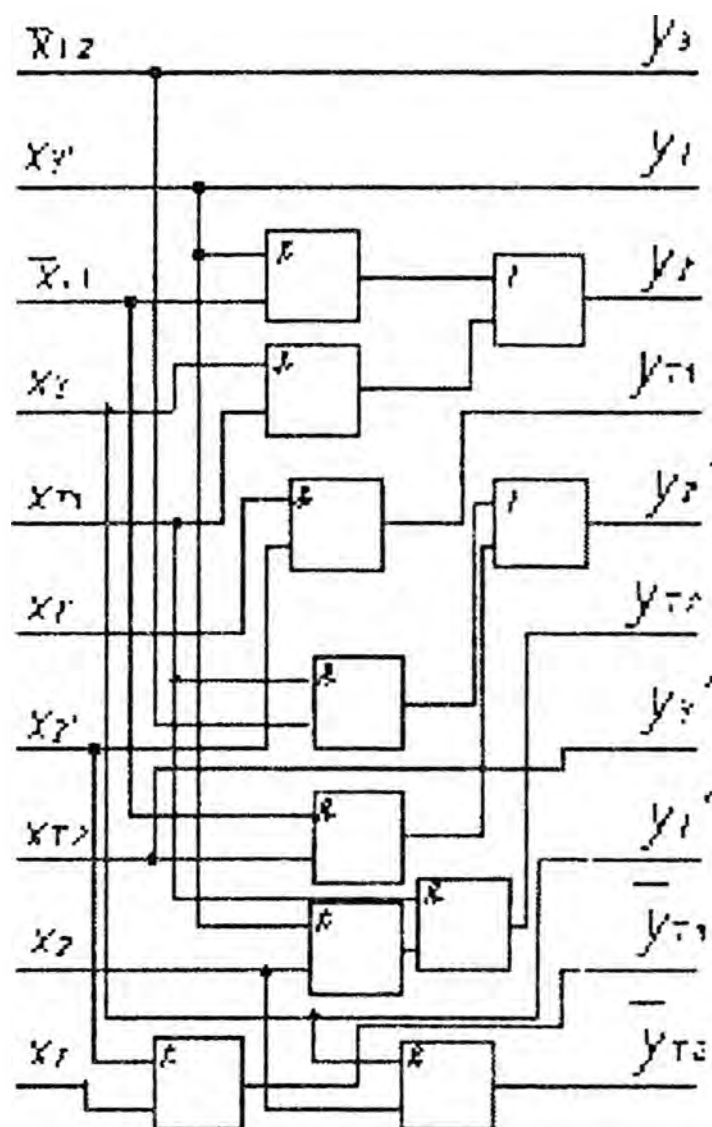


Рисунок 3 – Структурная схема блока управления

Результаты исследования показали, что элементы УСЭППА могут использоваться для различных цикловых систем управления.

Литература

1. Ибрагимов, И.А. Элементы и системы пневмоавтоматики / И.А.Ибрагимов, Н.Г.Фарзане, Л.В.Илясов.— Минск: Высшая школа, 1975. — 350 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики / А.Ф.Андреев, [и др.]. — Минск: БГПА, 2001. - 20 с.

УДК 621.114

ПРИМЕНЕНИЕ САПР В ПРОМЫШЛЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Некрашевич Константин Яковлевич

*Научный руководитель — канд. техн. наук, доц. Веренич И.А.
(Белорусский национальный технический университет)*

В статье кратко освещены основные направления использования средств современных систем автоматизированного проектирования в промышленном производстве

С целью успешного развития любое современное производство обязано уделять внимание постоянному повышению качества продукции, уменьшению стоимости и сроков ее выпуска. Значительно облегчить решение этой задачи позволяют системы автоматизированного проектирования (САПР), получающие все большее распространение в связи с удешевлением единицы производительности современного компьютерного оборудования и усовершенствованию пользовательских интерфейсов программных продуктов. К технологиям САПР, получившим на сегодняшний день наибольшее распространение, относятся CAD (computer-aided design), CAE (computer-aided engineering) и CAM (computer-aided manufacturing). Рассмотрим возможности их применения с использованием программного комплекса

SolidWorks на примере проектирования предохранительного клапана непрямого действия.

Основная функция систем CAD состоит в определении геометрии изделия, являющейся представлением замысла конструктора и базой для дальнейших операций в других системах. Так, для создания принципиальных схем используются системы разработки чертежей, или системы двумерного проектирования (2D). При проектировании узлов и выполнении компоновки намного удобнее использовать системы твердотельного моделирования (3D), отличающиеся большой наглядностью. На рисунке 1 представлена сборка проектируемого клапана, полученная в результате ориентации и установления связей между деталями. Основные детали, геометрия которых подлежит расчету, перед объединением в сборку были созданы из соответствующих эскизов (проектирование «снизу вверх»); остальные же (элементы резьбового соединения, заглушки, отверстия под крепление) созданы непосредственно в сборке с учетом конфигурации и положения основных деталей (проектирование «сверху вниз»). По окончании создания сборки возможно генерирование рабочих чертежей входящих в нее деталей с помощью специальных программных средств.

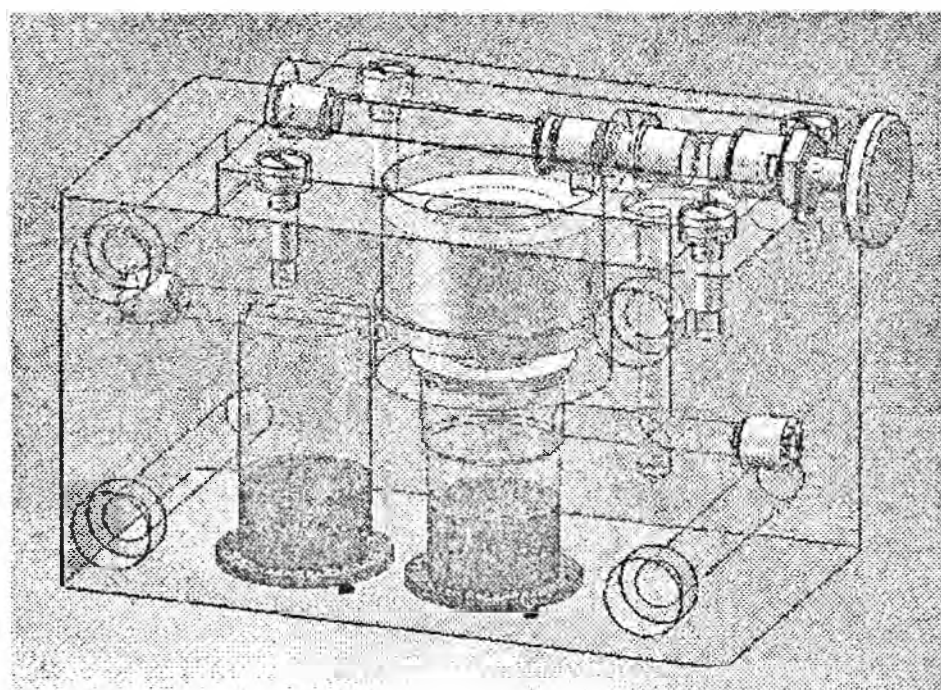


Рисунок 1 – Твердотельная модель предохранительного клапана

САЕ представляет собой технологию, позволяющую использовать компьютерные системы для анализа геометрии САД, моделирования физических процессов и оптимизации конструкции изделия. Существует множество программ САЕ, позволяющих проводить различные виды анализа, в т.ч. программы расчета напряжений и деформаций, потоков жидкостей, теплообмена. Многие из них используют метод конечных элементов. При правильном задании параметров воздействия и понимании конструктором закономерностей происходящих процессов такие программы существенно ускоряют и удешевляют процесс разработки изделия, поскольку позволяют без проведения реальных испытаний выявить недостатки конструкции (концентраторы напряжений, низкие значения коэффициента запаса для выбранного материала и др.) и внести соответствующие изменения необходимое число раз без дополнительных затрат. На рисунке 2 представлен пример использования программы конечно-элементного анализа напряжений, испытываемых запорным элементом клапана при его работе.

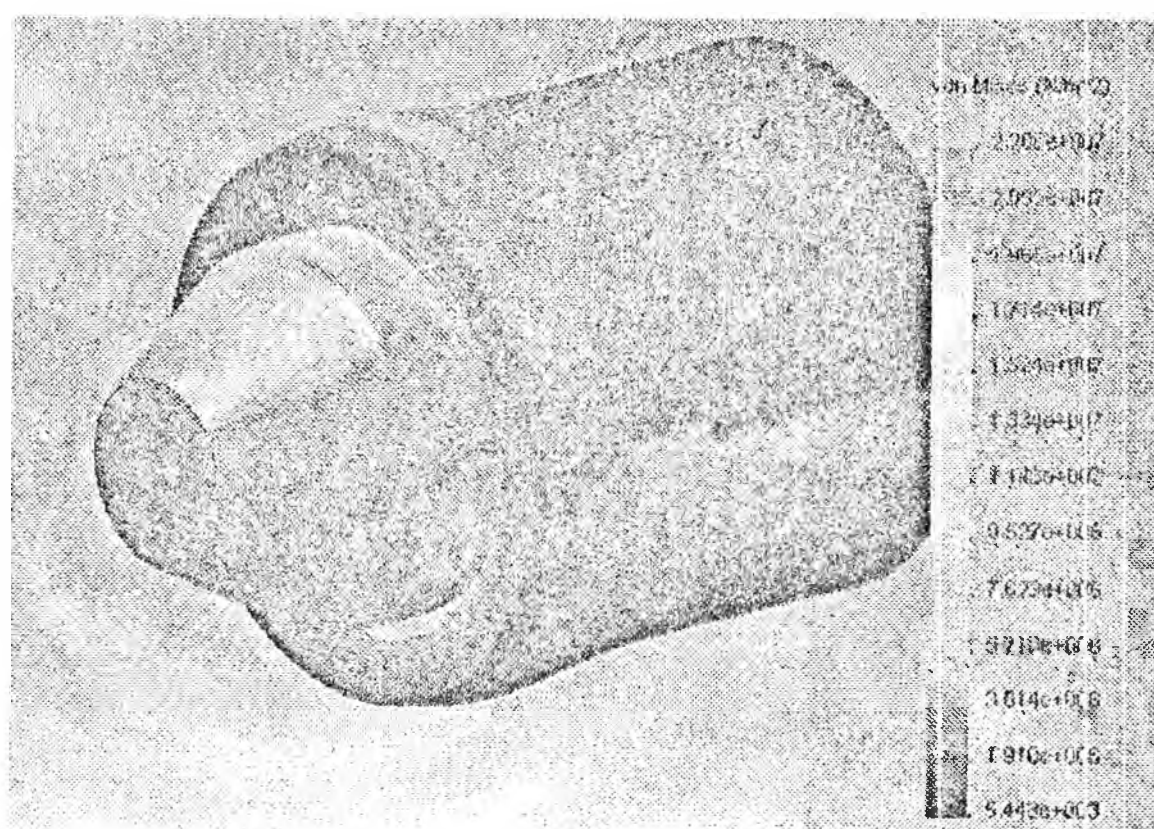


Рисунок 2 – Анализ напряжений в детали

Системы САМ применяются по окончании этапе проектирования для планирования, управления и контроля операций производства через прямой или косвенный интерфейс с производственными ресурсами предприятия. Одним из наиболее развитых направлений этой технологии является числовое программное управление (ЧПУ). Уже сейчас компьютеры способны с минимальным вмешательством оператора генерировать по моделям, полученным в САД, программы для станков, оснащенных ЧПУ.

Кроме перечисленных выше, существует множество дополнительных средств САПР, облегчающих работу проектировщика и позволяющие повысить эффективность работы предприятия в целом: средства визуализации твердотельных моделей, системы быстрого прототипирования, организации и обмена документацией на предприятии, генерирования технологической документации и др.

Литература

1. Ли, К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) / К.Ли – СПб.: Питер, 2004. – 560 с.: ил.

УДК 629.1

АППРОКСИМАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ С ПОМОЩЬЮ ПОЛИНОМА

*Олехнович Дмитрий Григорьевич
Научный руководитель – Филипова Л.Г.
(Белорусский национальный технический университет)*

В данной статье рассматривается метод интерполяции каноническим полиномом. Излагается теоретическая основа метода и выполняется пример расчета. Анализируются и сравниваются преимущества

метода интерполяции каноническим полиномом и линейного варианта метода наименьших квадратов.

Назначение исследований и испытаний ГПС состоит в получении информации о состоянии испытываемого объекта с целью оценки технико-экономических показателей, срока службы или характеристик надежности, а также при уточнении методики расчета или математической модели.

Одной из важнейших задач в процессе математического моделирования является вычисление значений функций, входящих в математическое описание модели. Для сложных моделей эти вычисления могут быть трудоемкими даже при использовании ЭВМ.

Известно, что используемые в математических моделях функции могут задаваться как аналитическим способом (т.е. при помощи формул или уравнений), так и табличным, при котором значения функции известны только при дискретных значениях аргументов.

Одним из способов решения задачи является приближенная замена функции $f(x)$ более простой функцией $\varphi(x)$, которую нетрудно вычислять при значении аргумента x в данном интервале его изменения. Данный метод приближения функции $f(x)$ к более простой функции $\varphi(x)$ называется аппроксимацией. При подборе эмпирических формул широко используются полиномы. Особенно ценным при аппроксимации полиномами является то, что при известном точном выражении функции можно определить значения постоянных коэффициентов c_i .

Выберем в качестве аппроксимирующей функции $\varphi(x)$ полином $P_n(x)$ степени n в каноническом виде:

$$\varphi(x) = P_n(x) = c_0 + c_1x + c_2x^2 + \dots + c_nx^n, \quad (1)$$

где $c_0, c_1, \dots, c_n$ – свободные параметры интерполяции или коэффициенты полинома.

Коэффициенты c_i определяются из условия Лагранжа:

$$P_n(x_i) = f_i, \quad 0 \leq i \leq n. \quad (2)$$

Получаем систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_0 + c_1 x_0^2 + \dots + c_n x_0^n = f_0 \\ c_0 + c_1 x_1^2 + \dots + c_n x_1^n = f_1 \\ c_0 + c_1 x_n^2 + \dots + c_n x_n^n = f_n \end{array} \right\}. \quad (3)$$

Система линейных алгебраических уравнений относительно свободных параметров c_i имеет решение, так как определитель системы отличен от нуля, если среди узлов x_i нет совпадающих.

Для вычисления определителя матрицы системы используется подпрограмма Гаусса.

Суть этого метода состоит в том, что для вычисления определителя квадратной матрицы необходимо привести ее к треугольному виду и найти произведение ее диагональных элементов. При этом следует учесть, что выбор главного элемента осуществляется перестановкой строк матрицы, каждая из перестановок изменяет знак определителя на противоположный. В подпрограммах вычисления определителя накопление произведение диагональных элементов матрицы происходит одновременно с приведением матрицы к треугольному виду.

Затем определяются численные значения полинома по схеме Горнера.

В общем виде, полином записывается в виде

$$P_n^{(1)}(x_i) = (P_n^{(i+1)}(x_i) + A_i) \bullet (x - x_i), \quad (4)$$

где $A_i = (f_i - f_{i-1}) / (x_i - x_{i-1})$.

Рассмотрим суть этого метода на примере. В результате проведения эксперимента получена некоторая таблица значений изменения подачи Q насоса от давления p .

p	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5
Q	15.2	20.6	27.4	36.7	49.2	66	87.4	117.5

Для проверки данного метода зададим значения давления p такие же и с таким же интервалом изменения, как и в эксперименте.

Результаты расчета:

$$c_0 = -4.1531507122\text{E-}09$$

$$c_1 = 2.3982539698\text{E+}00$$

$$c_2 = 6.0068650808\text{E+}01$$

$$c_3 = -9.7177901260\text{E+}01$$

$$c_4 = 7.5178086440\text{E+}01$$

$$c_5 = -3.2159012354\text{E+}01$$

$$c_6 = 7.8641975328\text{E+}00$$

$$c_7 = -1.0280070549\text{E+}00$$

$$c_8 = 5.5731922410\text{E-}02$$

p	Q
1.0000000000E+00	1.5200000000E+01
1.5000000000E+00	2.0600000002E+01
2.0000000000E+00	2.7400000004E+01
2.5000000000E+00	3.6700000003E+01
3.0000000000E+00	4.9200000003E+01
3.5000000000E+00	6.5999999993E+01
4.0000000000E+00	8.7399999972E+01
4.5000000000E+00	1.1749999993E+02

Из результатов расчета видно, что погрешность составляет менее 1%, что позволяет применять метод интерполяции каноническим полиномом довольно широко.

Следует также отметить, что наряду с методом интерполяции каноническим полиномом существует линейный вариант метода наименьших квадратов, сущность которого состоит в том, что на основании экспериментальных данных строится линейная аппроксимирующая функция вида

$$\varphi(x) = a + bx, \quad (5)$$

где a , b – линейные коэффициенты.

Однако результаты, полученные в процессе программной реализации данного метода, значительно расходились с результатами эксперимента. И поэтому был сделан вывод, что данный метод, хотя и обладает простым алгоритмом вычисления, имеет довольно большую погрешность, что не позволяет применять его для расчета.

УДК 629.3(0.75.8)

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

*Павловский Вячеслав Сергеевич,
Гремилев Евгений Александрович,
Луцевич Константин Викторович*

*Научный руководитель – д-р техн. наук, проф. Автушко В.П.
(Белорусский национальный технический университет)*

Торможение мобильной машины должно осуществляться с максимальной эффективностью при одновременном сохранении управляемости и устойчивости.

При торможении происходит перераспределение нормальных реакций, действующих на мосты. Максимальная эф-

фективность достигается при полном использовании сцепного веса на всех мостах. Для двухосной : $\frac{P_{r1}}{Z_1} = \frac{P_{r2}}{Z_2} = \frac{j}{g} = \varphi$, где P_{r1}, P_{r2} – тормозные силы на передний и задний мосты; Z_1, Z_2 – нормальные реакции на передний и задний мосты; j – замедление; $g=9.81 \frac{m}{c^2}$; φ – коэффициент сцепления шин с дорогой.

Соотношение тормозных сил(тормозных моментов):
 $\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{M_{r1}}{M_{r2}} = \frac{b+\varphi h_c}{a-\varphi h_c}$, где a, b, h_c – координаты центра масс мобильной машины; или $\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{M_{r1}}{M_{r2}} = \frac{p_1 k_{r1}}{p_2 k_{r2}}$, где k_{r1}, k_{r2} – коэффициенты пропорциональности, зависящие от конструкции механизмов.

Распределение тормозных сил определяется свойствами тормозных механизмов и давлением рабочей среды в контурах привода. Регулирование осуществляется путем изменения давления:

$$P_1 = \frac{g m_M r_d}{L k_{r1}} (b + \varphi h_c) \varphi; P_2 = \frac{g m_M r_d}{L k_{r2}} (a - \varphi h_c) \varphi,$$

где m_M – масса машины; r_d – динамический радиус колеса; L – база машины.

Существуют три вида распределения тормозных сил по мостам: постоянное (нерегулируемое); регулируемое без обратной связи; регулируемое с обратной связью.

По принципу действия и по способу осуществления регулирования все регуляторы тормозных сил, применяемых в машинах, делят на:

1) ограничители давления (отсекатели), которые поддерживают давление в заднем контуре привода на постоянном уровне с помощью специального клапана с уравнивающей пружины. При этом используются ограничители без коррекции-точки включения (рисунок а) и с коррекцией (рисунок б).

Коррекция осуществляется в зависимости от нагрузки на задний мост, вместо уравнивающей пружины применяется торсион ;

2) регуляторы давления (компенсаторы).

Регуляторы давления, в свою очередь, делят на:

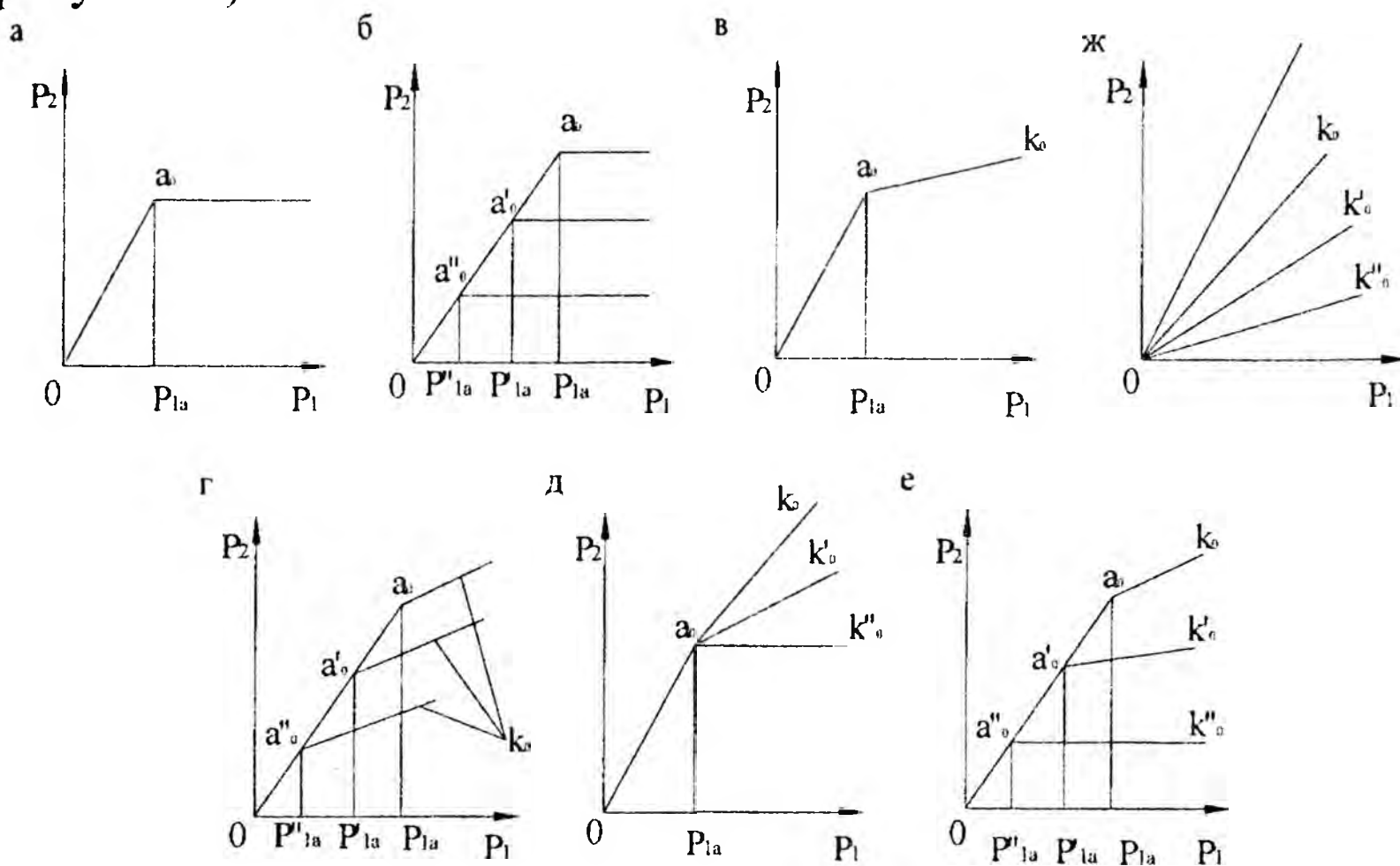
1) регуляторы, снижающие интенсивность нарастания давления P_2 при достижении некоторого заданного входного давления P_1 без коррекции в точке включения (рисунок в);

2) регуляторы, осуществляющие коррекцию давления в точке включения в зависимости от нагрузки на задний мост, но с постоянным коэффициентом передачи (рисунок г);

3) регуляторы, осуществляющие коррекцию коэффициента передачи при изменении нагрузки на задний мост, но при постоянном давлении в точке включения (рисунок д);

4) регуляторы, осуществляющие коррекцию давления в точке включения и коэффициента передачи при изменении нагрузки на задний мост (рисунок е);

5) регуляторы лучевого типа, изменяющие только коэффициент передачи в зависимости от нагрузки на задний мост (рисунок ж).



Рисунок

ПРОБЛЕМЫ СНИЖЕНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО ТРЕНИЯ

*Павловский Вячеслав Сергеевич,
Луцевич Константин Викторович*

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Веренич И.А.
(Белорусский национальный технический университет)*

Основная цель данной работы состоит в рассмотрении наиболее перспективных и быстро прогрессирующих способов управления турбулентным пограничным слоем, применяемых для уменьшения сопротивления трения, главным образом в несжимаемых сдвиговых потоках.

Турбулентное трение можно уменьшить путем введения в поток жидкости нескольких типов инородных субстанций. Судя по литературе, в основном три типа добавок активно используются для этой цели: растворы полимеров, микропузырьки газа и микрочастицы. Основополагающие идеи и возможные механизмы воздействия на структуру пристенной турбулентности различными методами управления могут быть основаны, в частности:

- на уменьшении продольного импульса вблизи стенки (реализация неблагоприятного градиента давления и т. д.);
- на изменении граничных условий на обтекаемой поверхности (риблеты, податливые покрытия и т.д.);
- на изменении граничных условий внутри пограничного слоя (вдув, отсос, УРВ и т. д.);
- на подавлении турбулентных пульсаций скорости и давления (МЭМС-датчики).

Турбулентное трение можно уменьшить путем введения в поток жидкости нескольких типов инородных субстанций. Введение растворов длинноцепных полимерных молекул в турбулентный пограничный слой водного потока— известный прием для снижения сопротивления трения, который успешно приме-

няется для многих типов гидродинамических течений. Основным недостатком такого рода добавок состоит в том, что они могут изменять свои свойства в течение определенного временного периода. Механизм уменьшения сопротивления состоит в том, что растяжение вводимых молекул полимера стабилизирует мелкомасштабное движение и поэтому тормозит процесс порождения турбулентности.

Испытанным способом снижения турбулентного трения является управление градиентом давления. Если на поверхности тела создать положительный градиент давления в продольном направлении, то поток вблизи стенки тормозится и поверхностное трение уменьшается. Предельной ситуацией для использования данного метода является реализация так называемого распределения Стрэтфорда, когда пограничный слой на большом участке поверхности близок к отрыву.

Механизм снижения сопротивления за счет присутствия на обтекаемой поверхности продольных канавок связан с обусловленным ими усилением сил вязкости, действующих в поперечном направлении. Эти силы порождают сравнительно спокойное течение во впадинах между ребрами, которое выталкивает турбулентное течение, обуславливающее поверхностное трение, вверх, оттесняя его от поверхности. Тем самым изменяется процесс генерации и роста вытянутых пристеночных турбулентных образований. Кроме того, при наличии риблет возможно изменение поля давления в поперечном направлении, а также создание квазидвумерного течения в непосредственной близости от стенки.

Микроэлектромеханические системы (МЭМСы) - устройства будущего и в то же время реалии сегодняшнего дня. Их основными элементами являются сенсоры (микродатчики), микроактюаторы (исполнительные механизмы) и микропроцессоры. Указанные элементы собираются в одном компьютерном чипе, размеры которого меняются от нескольких микрон до нескольких миллиметров, причем с минимальным энергопотреблением. Таким образом, микроэлектромеханические системы с интегри-

рованными датчиками "сенсор-актюатор" на силиконовых чипах открывают перспективы для управления потоком с целью снижения турбулентного сопротивления

Судя по полученным результатам, поразительные возможности, которые еще до конца не изучены, обеспечивают полимерные добавки и различные комбинации такого метода управления с другими способами воздействия на турбулентный пограничный слой. Пристального внимания заслуживают устройства разрушения вихрей и риблеты, совместное использование которых является одним из наиболее перспективных, относительно простых и дешевых способов управления турбулентностью.

УДК 621.12

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЯХ ТЕЛА В ВЯЗКОЙ СРЕДЕ

*Петров Денис Андреевич, Бишара Ахмад Акрам
Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Веренич И.А.
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе исследуются колебания тел в вязкой жидкости. Показано, что момент сил трения на диске при вращательном колебательном движении возрастает с увеличением частоты колебаний.

Движение, возникающее в вязкой жидкости при колебаниях, погруженных в нее твердых тел, обладает рядом характерных особенностей. Изучением этих особенностей занимались Г.Г. Стокс, Л.Д. Ландау, Дж. Бэтчелор и другие видные учёные. При колебаниях плоской поверхности с частотой ω несжимаемой вязкой жидкости сила трения на твёрдой поверхности отнесённая к единице площади равна [1]:

$$\sigma_{xy} = \eta \left. \frac{\partial v_y}{\partial y} \right|_{x=0} = \sqrt{\frac{\omega \eta \rho}{2}} (i-1) u. \quad (1)$$

Скорость u колеблющейся поверхности представляют функцией времени вида $A \cos(\omega t + \alpha)$, которую записывают в виде вещественной части от комплексной скорости $u_w = \left\{ u_0 e^{-i\omega t} \right\}$, где $u_0 = A e^{\alpha}$. Предполагая u_0 вещественным и отделив в (1) вещественную часть, получим

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\omega \eta \rho} u_0 \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{4}\right). \quad (2)$$

Таким образом, между скоростью и силой трения имеется сдвиг фаз $\frac{\pi}{4}$. Среднее (по времени) значение диссипации энергии при рассматриваемом движении можно вычислить как работу сил трения. Запишем диссипацию энергии в единицу времени, отнесенная к единице площади колеблющейся плоскости в следующем виде:

$$\overline{\sigma_{xy} u} = \frac{u_0^2}{2} \sqrt{\frac{\omega \eta \rho}{2}}. \quad (3)$$

Из формулы видно, что энергия диссипации пропорциональна корню из частоты колебаний и из вязкости жидкости. При движении плоской поверхности в жидкости с изменением скорости по произвольному закону $u = u(t)$, сила трения (отнесенная к единице площади) определяется формулой [1]:

$$\sigma = - \sqrt{\frac{\mu \rho}{\pi}} \int_{-\infty}^t \frac{du(\tau)}{d\tau} \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}}. \quad (4)$$

При колебаниях плоской поверхности на расстоянии δ затухает не только $\text{rot } \mathbf{v}$, но и сама скорость $\mathbf{v}$. Это связано с тем, что плоскость при своих колебаниях не вытесняет жидкости и потому жидкость вдали от нее остается вообще неподвижной. При колебаниях же тел другой формы происходит вытеснение жидкости, в результате чего она приходит в движение, скорость которого заметно затухает лишь на расстояниях порядка размеров тела.

В пристеночном же слое величина v_y будет падать по направлению к поверхности по закону:

$$v_y = v_0 e^{-i\omega t} \left[1 - e^{-(1-i)x\sqrt{w/2\nu}} \right]. \quad (5)$$

Полная диссипируемая в единицу времени энергия будет равна интегралу [1]:

$$\overline{E_{\text{кин}}} = -\frac{1}{2} \sqrt{\frac{\rho\eta w}{2}} \oint |v_0|^2 df, \quad (6),$$

взятому по всей поверхности колеблющегося тела. Написав скорость движения тела в комплексном виде $u = u_0 e^{-i\omega t}$, мы получаем в результате силу сопротивления F , пропорциональную скорости, в комплексном виде $F = \beta u$, где $\beta = \beta_1 + i\beta_2$ — комплексная постоянная; это выражение можно написать как сумму двух членов [1]:

$$F = (\beta_1 + i\beta_2)u = \beta_1 u - \frac{\beta_2}{\omega} \dot{u}, \quad (7)$$

пропорциональных соответственно скорости u и ускорению $\dot{u}$ с вещественными коэффициентами. Средняя (по времени) диссипация энергии определяется средним значением произведения силы сопротивления и скорости:

$$u = \frac{1}{2}(u_0\beta e^{i\omega t} + \dot{u}_0\beta e^{i\omega t}), \quad F = \frac{1}{2}(u_0\beta e^{i\omega t} + \dot{u}_0\beta e^{i\omega t}).$$

Замечая, что средние значения от $e^{\pm 2i\omega t}$ равны нулю, получим [1]:

$$\overline{\dot{E}_{кин}} = \overline{FU} \frac{1}{4}(\beta + \beta^*)|u_0|^2 = \frac{\beta_1}{2}|u_0|^2. \quad (8)$$

Таким образом, мы видим, что диссипация энергии связана только с вещественной частью величины β , соответствующая (пропорциональная скорости) часть силы сопротивления (7) названа диссипативной. Вторая же часть этой силы, пропорциональная ускорению (определяемая мнимой частью β) и не связанная с диссипацией энергии, названа инерционной. Аналогичные соображения относятся к моменту сил, действующих на тело, совершающее вращательные колебания в вязкой жидкости. Распределение скоростей (5) написано в системе отсчета, в которой твердое тело покоится ($v_y = 0$ при $x = 0$), Поэтому в качестве v_0 надо брать решение задачи о потенциальном обтекании жидкостью неподвижного тела. В качестве примера исследовано колебательное движение диска в глицерине.

Исходные данные: радиус диска $r = 0,2$ м, угол поворота $\theta = 15^\circ$, толщина слоя жидкости $z = 0,0001$ м, плотность $\rho = 1260$ кг/м³, динамическая вязкость среды $\eta = 0,85$ Па·с, кинематическая вязкость среды $\nu = 680$ мм²/с.

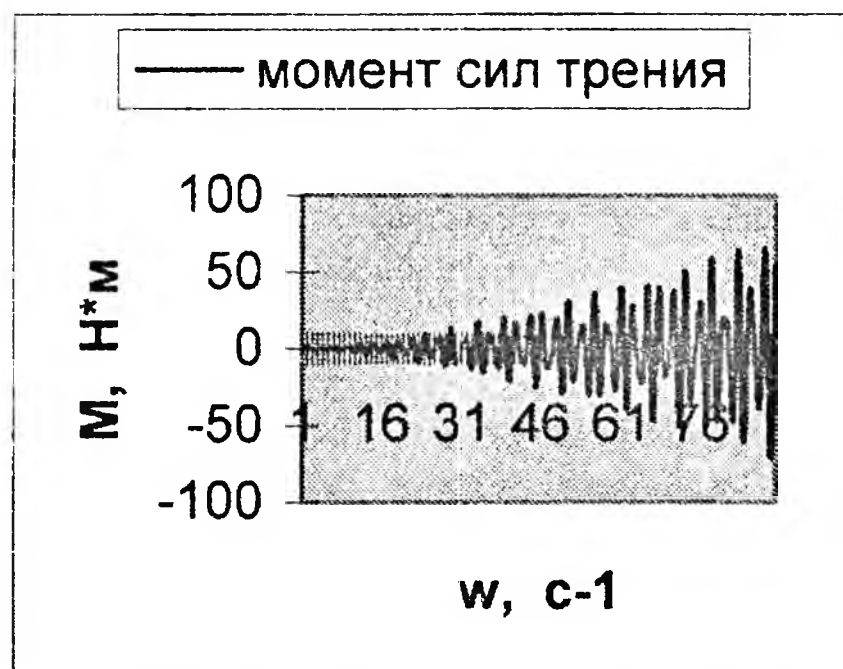


Рисунок 1 – Зависимость момента сил трения от частоты колебания жидкости

Выводы: Из приведенных результатов расчёта видно, что момент сил трения на диске, совершающем вращательное колебательное движение, возрастает с увеличением частоты колебаний, а также увеличивается скорость движения жидкости, вызываемая колебаниями диска.

Ландау, Л.Д. Теоретическая физика: учебное пособие в 10 т. Т. IV. Гидродинамика / Л.Д.Ландау, Е.М.Лившиц – 4-е изд., стер. – М.: Наука. гл. ред. физ. мат. лит., 1988. – 736 с.

УДК 621.81

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ БЕНЗИНО-ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ В АВТОМОБИЛЯХ

Страузов Александр Владимирович
Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Королькевич А.В.
(Белорусский национальный технический университет)

В данной статье будет рассмотрен пример преобразования и накопления преобразованной кинетической энергии движущегося автомобиля и дальнейшее ее использование для движения.

Рекуперативное торможение — организация торможения, при которой кинетическая энергия транспортного средства не рассеивается в виде тепла, выделяемого на трущихся тормозных механизмах, а снова используется для движения. Рекуперативное торможение широко применяется на электровозах и электропоездах, где при торможении электродвигатели начинают работать как электрогенераторы, а вырабатываемая электроэнергия передаётся через контактную сеть либо другим электровозам, либо в общую энергосистему через тяговые подстанции. Рекуперация возможна благодаря обратимости электрических машин.

Ранее гибридными называли агрегаты, способные работать на нескольких видах горючего топлива, и двигатели с так называемым послойным смесеобразованием.

Многотопливные моторы обладают достаточно сложной конструкцией и работают на очень высоких степенях сжатия. Так, например, в двигателе MTU (Mercedes-Benz) последняя составляет 25 единиц. В то время как у современных массовых агрегатов, потребляющих высокооктановый бензин, степень сжатия колеблется от 9 до 11 единиц, а у дизелей лежит в пределах 16–19.

Одним из простейших примеров подобных силовых установок можно считать мотор, работающий на бензине и газе (природном или полученном из нефти). Такие двигатели пользуются популярностью в странах с высокими ценами на бензин.

Существовал еще третий тип гибридного двигателя, представляющий собой работающие в паре ДВС и электродвигатель. Первые разработки появились на рубеже XIX–XX-го веков. Начиная с 1897 года и на протяжении 10 последующих лет, французская *Compagnie Parisienne des Voitures Electriques* выпустила партию электромобилей и машин с гибридными двигателями. Почему же тогда идея гибридных двигателей не прижилась?

На этот вопрос еще в 30-х годах прошлого века ответил академик Е. А. Чудаков. Проведенное им сопоставление характеристик моторов различных типов выглядит так: бензиновый

оказался лучше по скорости и намного превзошел электрический по запасу хода, но по надежности и КПД бензиновый ДВС уступил, но ресурсные и экологические проблемы в те времена еще не рассматривались. Появлению гибридных установок в массовом производстве помешала высокая цена комплектующих электроустановок, а также малые мощности и большой вес элементов питания.

Спустя 110 лет (в 1997 году) после появления первого гибридного автомобиля компания Toyota представила массовую модель Prius. Особенность Prius является электромотор, батарею которого не надо заряжать от внешней сети. Энергия для заряда аккумулятора вырабатывается на борту автомобиля. Мощность бензинового двигателя объемом 1,5 л составляет 53 кВт (57 кВт — Prius 2-го поколения), тягового электромотора — 33 кВт (50 кВт — Prius 2-го поколения). Максимальная скорость составляет 160 км/ч, расход топлива 4,6 л (4 л - Prius 2-го поколения) на 100 км.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ СХЕМА. В данном случае ДВС приводит в движение генератор, а вырабатываемая последним электроэнергия питает электродвигатель, вращающий ведущие колеса. Последовательной установку называют потому, что поток мощности поступает на ведущие колеса, проходя ряд преобразований. Данная схема позволяет использовать ДВС малой мощности, с условием его постоянной работы в диапазоне максимального КПД. Это позволит стабильно генерировать достаточное количество энергии для питания электродвигателя и заряда аккумуляторной батареи.

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ СХЕМА. Здесь ведущие колеса приводятся в движение и ДВС, и электродвигателем (обратимой машиной). Момент, поступающий от двух источников, распределяется в соответствии с условиями движения. Аккумулятор заряжается при переключении электродвигателя в режим генератора (например, при торможении), а запасенная батареей энергия питает обратимую машину, переключившуюся в режим электродвигателя, которая, в свою очередь, вращает ведущие

колеса. Подобная конструкция достаточно проста, но имеет ряд недостатков, так как обратимая машина гибридной силовой установки не может одновременно приводить в движение колеса и заряжать батарею.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО-ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ СХЕМА.

Эта схема объединяет в себе две предыдущие. Здесь, в зависимости от условий движения, используется тяга электродвигателя или одновременно ДВС и электродвигателя. Помимо этого, в случае необходимости, система способна приводить колеса в движение и одновременно вырабатывать электроэнергию, используя генератор. Таким образом достигается максимальная эффективность силовой установки.

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ. Начало движения. Для начала движения и на малых скоростях используется только электромотор. При плавном наборе скорости энергия, запасенная в батарее, поступает на блок управления электропитанием. Последний, в свою очередь, направляет энергию на электромоторы, что позволяет автомобилю плавно трогаться с места.

Движение в нормальном режиме. В этом случае момент на ведущие колеса поступает с ДВС и электромоторов; энергия бензинового двигателя распределяется между колесами и электрическим генератором, приводящим в движение электромоторы. При необходимости генератор осуществляет заряд батареи, отдавая ей излишки энергии. В целях обеспечения максимальной эффективности распределение энергии контролируется электронным блоком управления. Также для экономии топлива и заряда батареи при движении в нормальном режиме система автоматически переходит на передний привод, в то время как на всех остальных сохраняется полный.

Разгон. Бензиновый двигатель разгоняет машину, работая в нормальном режиме, при необходимости и для улучшения динамики дополнительная энергия поступает от электромоторов.

Торможение. Для оптимизации количества сохраняемой энергии управляемая электроникой тормозная система выбирает режим, когда следует использовать гидравлическую систему, а

когда — рекуперативное (регенеративное) торможение (оно и является приоритетным). При рекуперативном торможении передний и задний электродвигатели работают в генераторном режиме, создавая тормозной момент на передней и задней осях. Вырабатываемая энергия поступает на блок управления электропитанием, а оттуда на высоковольтную аккумуляторную батарею.

РАЗВИТИЕ ГИБРИДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Следующий этап развития двигателей — силовая установка, работающая на самом перспективном энергоносителе — водороде. Он является самым безвредным для окружающей среды, так как в результате химической реакции в качестве выбросов образуется простая вода. Происходят такие реакции в топливных камерах — керамических ячейках. Каждая ячейка перегородена на 2 секции тонкой полимерной мембраной, покрытой тонким слоем платинового катализатора. В одну секцию поступает кислород, в другую подается водород. Мембрана обладает уникальным свойством: пропускает протоны, но задерживает электроны. В обычной ситуации реакция носит взрывной характер, но в топливной камере протекает спокойно, благодаря тому, что идет не во всем объеме ячейки, а только на поверхности мембраны. Электроны, стекают по подведенному к ячейке проводнику, создавая электрический ток. Дальше эту электроэнергию (возможно с некоторыми преобразованиями) можно использовать для питания электродвигателя.

МАКЕТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОННОЙ ПАНЕЛИ ПРИБОРОВ ВСТРОЕННОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Сычик Денис Владимирович

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Жилевич М.И.
(Белорусский национальный технический университет)*

Обосновывается необходимость встроенного диагностирования гидроприводов карьерных самосвалов. Описан общий алгоритм работы бортовой микропроцессорной системы диагностирования гидроприводов. Разработана программа на языке C++ для макетирования электронной панели приборов и отладки алгоритмов на ПЭВМ.

Республика Беларусь является одним из крупнейших производителей карьерной техники. Практически непрерывный режим работы карьерных самосвалов, условия их эксплуатации, значительные габариты, стоимость и ответственность транспортных операций обуславливают особые требования к их надежной и безотказной работе. Мировое производство карьерной техники идет по пути создания всевозможных бортовых устройств, позволяющих на базе компьютерных технологий обеспечивать безопасность движения и получение информации о параметрах работы различных узлов и систем самосвала.

В настоящее время техническое обслуживание и ремонт карьерных самосвалов БелАЗ выполняют по планово-предупредительной системе. 20...30% календарного времени автомобили находятся на обслуживании и ремонте, причем при диагностировании в стационарных условиях до 50% времени уходит на подготовительные работы по монтажу измерительного оборудования.

Карьерные самосвалы можно отнести к так называемым гидронасыщенным объектам, в которых значительная часть систем управления и технологических систем (тормоза, рулевое управление, опрокидывающий механизм) имеют гидравлический привод. Работоспособность гидропривода во многом определяет надежность машины в целом, поэтому оценка его технического состояния - важный аспект в системе диагностирования карьерных самосвалов. Простои из-за отказов или из-за затрат времени на поиск и обнаружение неисправности ведут к значительным экономическим потерям. По причине несвоевременного предупреждения о нарушении режимов функционирования систем управления могут возникать ситуации, негативно влияющие на экологическую обстановку и даже приводящие к тяжелому травмированию людей.

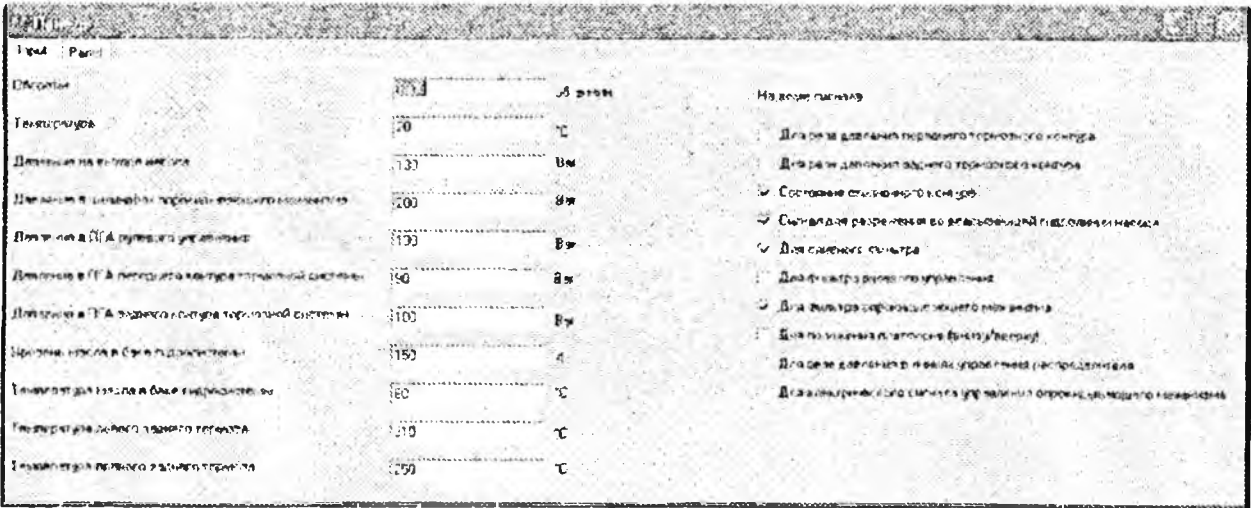
Встроенная система диагностирования гидроприводов является составной частью бортовой системы контроля автомобиля и предназначена для сбора, обработки и хранения данных, а также для визуального контроля диагностических параметров и автоматического поиска неисправностей в гидросистемах карьерного самосвала.

В ее состав входят бортовой микропроцессор, графический дисплей, аварийно-предупредительная световая и звуковая сигнализация, пульт управления, датчики (25 контрольных точек, 11 из них – аналоговые).

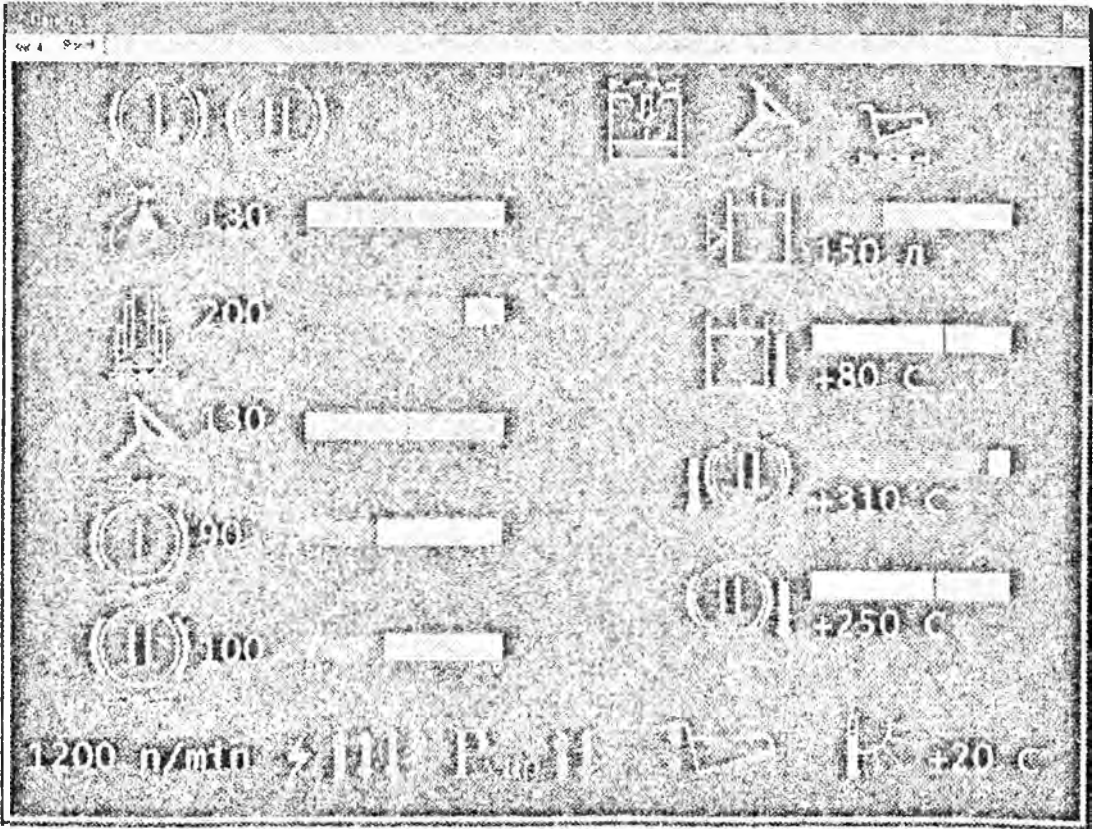
Во время работы системы диагностирования генерируются следующие виды диагностической текстово-цифровой информации: аварийно-предупредительные («короткие») текстовые сообщения; развернутые текстовые сообщения (режим «ДИАГНОСТИРОВАНИЕ»); значения контролируемых параметров (режим «ПАНЕЛЬ ГИДРОСИСТЕМЫ»); информация для длительного хранения («ЧЕРНЫЙ ЯЩИК»).

Перечень и содержание (конфигурация) пиктограмм «ПАНЕЛИ ГИДРОСИСТЕМЫ» разработаны на основе рекомендаций стандарта. Элементы верхнего и нижнего ряда (рисунок 1, б) предназначены преимущественно для отображе-

ния сигналов с дискретных датчиков. При отсутствии сигнала – цвет символов темно-серый на черном фоне экрана, при наличии сигнала цвет пиктограммы меняется в соответствии с уровнем сигнала. Информация с аналоговых датчиков отображается в две колонки между верхним и нижним рядами. Цвет и размер полос отображения значений диагностических параметров меняется в зависимости от уровня сигнала (зеленый, желтый, красный).



а)



б)

а – ввод данных (макетирование датчиков); б – макет монитора панели приборов

Рисунок 1 – Интерфейс программы макетирования монитора панели приборов

С целью отладки алгоритмов работы системы диагностирования гидроприводов и их визуализации разработано программное обеспечение, макетирующие сигналы с датчиков, установленных в гидросистеме карьерного самосвала, и панель приборов «ПАНЕЛЬ ГИДРОСИСТЕМЫ». Программа написана на языке C++. Интерфейс программы представлен на рисунке 1. Ввод параметров осуществляется в окне «Input», отображение их значений в соответствии с алгоритмом системы диагностирования – в окне «Panel». Головной программой является модуль `shlyra.chh`, который инициализирует приложение и окно, а также отображает окно на мониторе. В программе используется модуль `Form1`, который объявляется в файле `Unit1.cpp`. Ввод-вывод данных в поля осуществляется с помощью процедур `update_label` и `update_line`. Ввод данных сопровождается обработкой изменения значения в полях. Затем осуществляется обновление полосок индикации, чтобы они отображали заданные значения параметров. Изображения пиктограмм хранятся в каталоге. После ввода сигнала для изменения цвета пиктограммы, контролируется ее отображение в зависимости от уровня сигнала. В модуле `Unit.h` объявляется `Form1`. Сюда включены компоненты, задействованные в программе, здесь осуществляется вызов процедур.

Разработанная программа макетирования панели приборов позволяет провести лабораторные испытания системы диагностирования, оценить удобство интерфейса, выполнить отладку алгоритмов перед их реализацией в опытном образце, сократив время и затраты на проектирование.

Работа выполнена в рамках подпрограммы «Карьерная техника» ГНТП «Машиностроение».

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Хромченко Роман Аркадьевич

Научный руководитель – Тарбаев В.В.

(Белорусский национальный технический университет)

В данной работе рассмотрена сущность метода определения кинематической вязкости технических жидкостей, а так же представлена программа созданная с применением ЭВМ, для автоматизации протоколирования и обработки результатов данного вида испытаний.

Любая техническая жидкость имеет ряд эксплуатационных качеств. Определяются они свойствами жидкости. Основными параметрами для определения эксплуатационных качеств жидкостей чаще всего являются такие показатели, как плотность испытуемой жидкости и кинематическая вязкость.

Темой доклада является определение кинематической вязкости и особенности выполнения этого вида испытаний.

Вязкостью среды называют ее способность сопротивляться сдвигающим усилиям. Обусловлена она действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости. Основной количественной характеристикой вязкости жидкости является динамический коэффициент вязкости. В гидродинамике широко применяется кинематический коэффициент вязкости.

Кинематический коэффициент вязкости является параметром, определяемым в результате лабораторных испытаний жидкости, остальные параметры, такие как динамический коэффициент вязкости и индекс вязкости рассчитываются по значению кинематической вязкости.

Сущность метода заключается в измерении калиброванным стеклянным вискозиметром времени истечения, в секундах, определенного объема испытуемой жидкости под влиянием силы тяжести при постоянной температуре. Кинематическая вязкость является произведением измеренного времени истечения на постоянную вискозиметра.

Порядок испытания, подготовки аппаратуры и образцов к испытанию, обработки данных устанавливается по ГОСТ 33-2000. Стоит обратить внимание на следующее: при определении кинематической вязкости, в соответствии с ГОСТ 33-2000 требуется учитывать кинетическую энергию испытуемой жидкости. Поскольку при низких скоростях истечения кинетическая энергия незначительна, то поправка на кинетическую энергию вводится только в случае времени истечения испытуемой жидкости менее 200 секунд. Особенно актуален этот вопрос при испытании неизвестной жидкости, где невозможно даже приблизительно спрогнозировать ее вязкость и выбрать вискозиметр с подходящим диаметром капилляра. В этом случае велика вероятность того, что придется учитывать данную поправку.

Для удобства протоколирования результатов испытаний была создана программа с применением ЭВМ.

Графический интерфейс программы представлен на рисунке 1. Работает программа следующим образом. Производится ввод соответствующих данных в активные окна программы, далее производится расчет кинематической вязкости, нажатием кнопки «Старт». В случае необходимости поправки на кинетическую энергию окно программы принимает следующий вид (рисунок 2). В этом случае для продолжения работы необходимо произвести ввод дополнительных данных (L – длина капилляра, V – объем жидкости измерительного резервуара), которые указаны в паспорте вискозиметра, и нажать кнопку «Далее». Для перехода к следующему расчету следует нажать «Очистить». Для выхода из программы нажать «Выход». По завершению работы программа автоматически открывает файл-отчет. Так же

есть возможность вывести файл-отчет ранее, нажатием кнопки «Отчет».

Программа делает протоколирование результатов испытаний максимально простым, так же упрощает задачу экспериментатору.

Анализируя экспериментальные данные и внося, в случае необходимости, поправку на кинетическую энергию жидкости. Последнее немаловажно, поскольку экспериментально установлено, что принимая результат испытания без поправки на кинетическую энергию испытуемой жидкости, возникает ошибка до 10%, что недопустимо.

Кинематическая вязкость

Расчёт Кинематической вязкости

Номер образца

Время истечения

Постоянная вискозиметра

Кинематическая вязкость

Старт Очистить

Отчет Выход

Рисунок 1

Кинематическая вязкость

Расчёт Кинематической вязкости

Номер образца

Время истечения

Постоянная вискозиметра

Кинематическая вязкость

Поправка на кинетическую энергию

L V Далее

Старт Очистить

Отчет Выход

Рисунок 2

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ «АВТОМОБИЛИ»	3
РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ.....	4
ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАКОНА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТМОБИЛЯ	9
ТЕХНОЛОГИИ РАЛЛИЙНОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ В СЕРИЙНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ	11
ПРИМЕНЕНИЕ ЗАКОНА БЕРНУЛЛИ В АЭРОДИНАМИКЕ БОЛИДА FORMULA-1	16
СЕКЦИЯ «ТРАКТОРЫ»	21
РУЛЕВОЙ ПРИВОД С ГИДРОЦИЛИНДРОМ В ПОПЕРЕЧНОЙ ТЯГЕ.....	22
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В ГИДРООБЪЁМНЫХ ПЕРЕДАЧАХ (МОДЕЛЬ ПОТЕРЬ МИШКЕ-ВИЛЬСОНА).....	26
ВЫВОД ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЁТА СИЛЫ ТЯГИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКОНАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ КОЛЕСА НА ПОЧВУ	29
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА СТАТИЧЕСКОЙ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ	33
КИНЕМАТИКА РУЛЕВЫХ ТРАПЕЦИЙ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЕЁ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ	35
ИССЛЕДОВАНИЕ БУКСОВАНИЯ И СИЛЫ ТЯГИ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА 4K2 НА РАЗЛИЧНЫХ РАБОЧИХ ФОНАХ ПРИ МАКСИМАЛЬНОМ ТЯГОВОМ КПД.....	39
СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТРАКТОРА	41
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОНАВЕСНОЙ СИСТЕМОЙ ТРАКТОРА.....	44

ПЕРСПЕКТИВНОЕ СЕМЕЙСТВО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ	48
ВОЗМОЖНОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ ОБЪЁМНОЙ ПОЛНОПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПОГРУЗЧИКА «АМКОДОР» СИСТЕМОЙ ДИАГНОСТИКИ	53
РАСШИРЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ ТРАКТОРОВ В СЛОЖНЫХ ГРУНТОВЫХ УСЛОВИЯХ	57
ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МНОГООСНОЙ ТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ	60
ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТРОЛЛЕЙБУСОСТРОЕНИЯ	63
ПУТИ РАЗВИТИЯ ТРОЛЛЕЙБУСОСТРОЕНИЯ	67
УПЛОТНЕНИЕ ГРУНТА КАТКАМИ ОСЦИЛЛЯТОРНОГО ТИПА	71
РАЗВИТИЕ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ ДОБЫЧИ МЕСТНЫХ ВИДОВ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ	75
РЕССОРНАЯ ПОДВЕСКА	79
МОТОР-КОЛЕСНЫЙ ПРИВОД В РЕЛЬСОВОМ ТРАНСПОРТЕ .	81
ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ТРАМВАЕВ	85
ПРИМЕНЕНИЕ ТЯГОВЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ НА БАЗЕ IGBT И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ	89
ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОТОР-КОЛЕСНЫХ ПРИВОДОВ НА ПНЕВМОКОЛЕСНОМ ТРАНСПОРТЕ	93
РАСШИРЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ МОТОР- КОЛЕСНОГО ПРИВОДА НА ПНЕВМОКОЛЕСНОМ ТРАНСПОРТЕ	95
ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТИ ТРОЛЛЕЙБУСОВ	100
РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАМВАЯ	104
ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ	108
ТРОЛЛЕЙБУС НИЗКОПОЛЬНЫЙ С УЛУЧШЕННОЙ КОМПОНОВКОЙ САЛОНА	112

СЕКЦИЯ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ» 115

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СИЛ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПРИ ПОВОРОТЕ МОТОЦИКЛА	116
ТЕПЛОВАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ЕЕ СНИЖЕНИЯ.....	119
ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА ДВС	124
ДИАГНОСТИРОВАНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО И ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМОВ ПО ГРАФИКАМ МГНОВЕННОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА	128
ДИАГНОСТИРОВАНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ПО ГРАФИКАМ МГНОВЕННОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА	131
СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ	135
ДИЗЕЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ.....	139
МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСА ТУРБОКОМПРЕССОРА	143
ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА КОНСТРУИРОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР	146
ПРИМЕНЕНИЕ САПР ДЛЯ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	148

СЕКЦИЯ «ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ» 151

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ	152
ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	156
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЧУГУННЫХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ	160

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ.	163
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ НА КАЧЕСТВО ВОССТАНОВЛЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	167
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОГО ПРИПЕКАНИЯ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ	171
КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ДЛЯ АКТИВИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ИНДУКЦИОННОГО ПРИПЕКАНИЯ ПОРОШКОВ.....	175
КОРРОЗИЯ И АНТИКОРРОЗИОННАЯ ЗАЩИТА.....	178
СЕКЦИЯ «ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА».....	183
АВТОНОМНЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ	184
СТРУКТУРА ГИДРОПРИВОДОВ С ШАГОВЫМИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯМИ.....	187
О СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ИХ АГРЕГАТОВ	191
СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ	195
ДИСКРЕТНЫЕ ПОЗИЦИОНЕРЫ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ	198
ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСА	202
СИНТЕЗ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С СИЛОВЫМИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ ОДНОСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ	206
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИБОРОВ УСЭППА В ЦИКЛОВЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ.....	209
ПРИМЕНЕНИЕ САПР В ПРОМЫШЛЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ.....	213
АППРОКСИМАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ С ПОМОЩЬЮ ПОЛИНОМА	216
АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ	220

ПРОБЛЕМЫ СНИЖЕНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО ТРЕНИЯ	223
ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЯХ ТЕЛА В ВЯЗКОЙ СРЕДЕ	225
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ БЕНЗИНО-ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ В АВТОМОБИЛЯХ	229
МАКЕТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОННОЙ ПАНЕЛИ ПРИБОРОВ ВСТРОЕННОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ.....	234
АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ.....	238

Научное издание

НИРС-2008

Материалы 64-й студенческой
научно-технической конференции

В 2 частях

Часть 1

Подписано в печать 16.10.2008.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 14,30. Уч.-изд. л. 11,18. Тираж 100. Заказ 934.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.