

Министерство образования Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ И АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Минск
БНТУ
2023

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

A22

Редакционно-рецензионная коллегия:
декан автотракторного факультета БНТУ,
канд. техн. наук, доцент *Т. В. Матюшинец* (отв. редактор);
зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,
канд. техн. наук, доцент *М. И. Жилевич*;
зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д-р техн. наук, профессор *В. П. Бойков*;
зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,
канд. техн. наук, доцент *А. С. Гурский*;
зав. кафедрой «Экономика и логистика» БНТУ,
д-р экон. наук, профессор *Р. Б. Ивуть*;
зав. кафедрой «Автомобили» БНТУ, канд. техн. наук, доцент *Г. А. Дыко*;
зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,
канд. техн. наук, доцент *М. П. Ивандиков*;
доцент кафедры «Тракторы», канд. техн. наук, доцент *А. С. Поварехо*;
доцент кафедры «Транспортные системы и технологии» БНТУ,
канд. техн. наук, доцент *С. В. Богданович*;
и. о. зав. кафедрой «Инженерная графика машиностроительного
профиля» БНТУ, канд. техн. наук, доцент *В. А. Коваль*

Сборник составлен на основе материалов докладов Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение», состоявшейся на автотракторном факультете Белорусского национального технического университета 06–08 июня 2023 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

ISBN 978-985-583-994-2 (Т. 1)

ISBN 978-985-583-993-5

© Белорусский национальный
технический университет, 2023

**КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ,
ПРОИЗВОДСТВО И ДИЗАЙН ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ
ДО ЗАДАННОЙ СКОРОСТИ МЕТОДОМ
ОБРАТНЫХ УСКОРЕНИЙ**

**DETERMINATION OF VEHICLE ACCELERATION TIME UNTIL
GIVEN SPEED BY USING REVERSE ACCELERATIONS METHOD**

Галямов П. М., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
P. Haliamau, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье рассмотрены существующие методы оценки времени разгона автомобилей до заданной скорости и показаны их преимущества и недостатки. Показано, что для современных автомобилей, обладающих достаточным запасом мощности двигателя при скорости, ограниченной по условиям безопасности дорожного движения, и оснащенных силовыми установками, обеспечивающими разгон автомобиля практически без разрыва потока мощности, наиболее рациональным методом решения указанной задачи является метод обратных ускорений, несмотря на то, что он был изначально предложен основоположником теории автомобиля академиком Е. А. Чудаковым.

In this paper are considered existing methods for estimation vehicles acceleration time until given speed and their advantages and disadvantages are shown. It is shown that for modern vehicles which have enough power spare at speed which is to be limited by safety road traffic conditions and equipped with power units which are allowed acceleration of vehicle nearby without breaking of power flow the most reasonable method of solving of the above mentioned task is using reverse accelerations method not looking on that it was initially proposed by academician E. A. Chudakov, who was founder of the automobile theory.

Ключевые слова: автомобиль, разгон, время разгона автомобиля, ускорение автомобиля, метод обратных ускорений.

Keywords: vehicle, vehicle speed increasing, vehicle time acceleration, acceleration of the vehicle, reverse accelerations method.

ВВЕДЕНИЕ

Имеющаяся в настоящее время тенденция оснащения современных автомобилей все более мощными двигателями в сочетании с применением на них радиальных цельнометаллокордных шин с пониженным коэффициентом сопротивления качению и пластиковых деталей обтекаемой формы, снижающих массу автомобиля и коэффициент аэродинамического сопротивления приводит к тому, что на таких автомобилях касательная сила тяги на ведущих колесах при работе двигателя по внешней скоростной характеристике превышает сумму всех сил сопротивления движению на качественной ровной горизонтальной дороге с усовершенствованным покрытием либо во всем диапазоне допустимых частот вращения двигателя на всех передачах, либо вплоть до скоростей, значительно превышающих допустимые по условиям безопасности дорожного движения. Это вынуждает искусственно ограничивать максимальную скорость движения всех автомобилей на одинаковом законодательно разрешенном уровне либо с помощью запрещающих дорожных знаков, либо с помощью предписаний в правилах дорожного движения для случаев их отсутствия в и вне населенных пунктов в зависимости от категории транспортных средств и дорог, либо путем установки на сами автомобили электронных ограничителей максимальной скорости. Все это сводит на нет преимущество от приобретения автомобилей, обладающих высокой максимальной скоростью, и приводит к тому, что среди оценочных показателей тягово-скоростных свойств автомобилей их покупатели на первый план сейчас выдвигают не самую максимальную скорость, а время разгона, причем даже не до самой максимальной скорости, а до какой-либо меньшей, как правило, 60 миль/ч в США или 100 км/ч в странах СНГ и Европы. В подтверждение сказанному уместно привести пример маркетинговой политики американской компании «*Tesla Motors*», которая специализируется на производстве электромобилей премиум класса и продает модификацию «*Plaid*» своего электромобиля «*Tesla Model S*», на 50 000\$ дороже чем модификацию «*Long Range*», только за то, что первая имеет время разгона с нуля до 60 миль в час на 1,11 с меньше, чем вторая и при этом даже уступает второй по величине запаса хода на одной зарядке [1]. Это подтверждает при проектировании автомобиля актуальность задачи выбора соответствующего метода расчета его времени разгона до

заданной скорости, анализ которых будет проведен далее в хронологическом порядке их появления.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В теории автомобиля известны и используются следующие методы определения времени разгона автомобиля до заданной скорости:

- метод обратных ускорений;
- метод средних ускорений;
- методы энергетического типа.

Метод обратных ускорений был предложен основоположником теории автомобиля академиком Е. А. Чудаковым, который в работе [2] показал, что время разгона автомобиля Δt от начальной скорости V_1 до конечной скорости V_2 может быть найдено как

$$\Delta t = \int_{V_1}^{V_2} (1/a) dV, \quad (1)$$

где a – ускорение автомобиля. В этой же работе показано, что для того, чтобы можно было воспользоваться выражением (1), необходимо на основании графика зависимости ускорения автомобиля от его скорости построить график величины, обратной его ускорению, от скорости, и затем найти площадь фигуры, ограниченной осью абсцисс, графиком обратного ускорения и вертикальными линиями, соответствующими начальной и конечной скоростям., или аналитическое выражение для зависимости ускорения автомобиля от его скорости отсутствует или не известно. Преимуществом выражения (1) является принципиальная возможность получения из него в явном виде формул для нахождения времени зависимости разгона автомобиля Δt от начальной скорости V_1 до конечной скорости V_2 , если входящий в него интеграл будет выражаться в элементарных функциях, а также сравнительную простоту решения указанной задачи известными методами численного интегрирования на электронно-вычислительных машинах в противном случае. Однако в те времена, когда была написана работа [2], подавляющее большинство выпускавшихся автомобилей имели сравнительно маломощный двигатель, диагональные шины с тканевым или нейлоновым кордом с высоким коэффициентом сопротивления качению и

трансмиссию с механической ступенчатой коробкой передач, что приводило к тому, что на максимальной скорости такие автомобили не имели запаса мощности на преодоления сил сопротивления движению из-за чего при максимальной скорости движения, а также во время переключения передач их ускорение обращалось ноль, и, соответственно обратное ускорение обращалось в бесконечность, что делало невозможным построение и анализ графика обратного ускорения. По этой причине в современной литературе по теории автомобиля метод обратных ускорений вовсе не упоминается [3, 4], а вместо него предлагается для оценки времени разгона автомобиля использовать другой метод – метод средних ускорений.

Метод средних ускорений [5] основывается на разбиении графика зависимости ускорения автомобиля от его скорости на элементарные прямоугольные, треугольные или трапециевидные участки, в пределах каждого из которых предполагается, что автомобиль осуществляет равноускоренное движение с некоторым средним ускорением. Суммарное время разгона автомобиля, согласно этому методу, находится как сумма времен прохождения автомобилем каждого из этих элементарных участков, которое в свою очередь находится как отношение разности скоростей в начале и в конце каждого из них к среднему ускорению в пределах соответствующего участка. По сравнению методом обратных ускорений метод средних ускорений обладает двумя несомненными преимуществами, первое из которых состоит в отсутствии необходимости построения графика обратных ускорений, а второе заключается в том, что данный метод позволяет определять время разгона автомобиля во время переключения передач, даже когда при этом его ускорение будет отрицательным. Специфика данного метода состоит в том, что даже если ускорение автомобиля на максимальной скорости обратиться в ноль, среднее ускорение на последнем участке, куда она входит, не будет равным нулю за счет положительного ускорения в начале этого участка, что не придает каких-либо особенностей расчету времени разгона автомобиля до максимальной скорости, даже если при максимальной скорости автомобиль будет иметь нулевое ускорение. Все это способствовало укоренению в учебной литературе по теории автомобиля именно метода средних ускорений, несмотря на наличие в нем недостатков, вытекающих из необходимости разбивать график зависимости ускорения автомобиля от

скорости на элементарные фигуры, в пределах каждой из которых ускорение считают постоянным. Во-первых, это разбиение весьма трудоемко. Во-вторых, оно может быть неоднозначным в зависимости от требуемой точности расчета. В-третьих, оно не может быть формализовано и алгоритмизировано. В-четвертых, если зависимость ускорения автомобиля от его скорости будет иметь аналитическое выражение, что возможно, если характеристики двигателя и сил сопротивления движению автомобиля от скорости будут заданы аналитически, необходимость разбиения кривой ускорения на элементарные участки и численный расчет времени разгона на них приводят к принципиальной невозможности получить точное аналитическое выражение для зависимости времени разгона от скорости при использовании рассмотренного выше метода средних ускорений даже применительно к современным автомобилям, у которых в течение всего периода разгона ускорение не обращается в ноль (электромобили, троллейбусы и электробусы с трансмиссией с постоянным передаточным числом; автомобили с гидромеханическими передачами, ступени в которых переключаются с перекрытием фрикционов без разрыва потока мощности; автомобили с бесступенчатыми трансмиссиями на основе вариаторов).

Энергетические методы расчета времени разгона автомобиля не используют зависимость ускорения автомобиля от его скорости. Они появились в начале XXI века и основаны на других принципах. Например, С. П. Пожидаев в работе [6], используя теорию анализа размерностей установил, что время разгона автомобиля до заданной скорости прямо пропорционально произведению некоего постоянного коэффициента, полной массы автомобиля и величины квадрата этой скорости, и обратно пропорционально номинальной мощности двигателя. Базируясь также на теории анализа размерностей, В. С. Карабцев и Д. Х. Валеев получили в работе [7] весьма схожее выражение, также содержащее в числителе произведение безразмерной константы, полной массы автомобиля и квадрата скорости, до которой определяется время его разгона, и отличающееся присутствием вместо номинальной мощности двигателя его номинальный крутящий момент, а также наличием множителя, содержащего отношение радиуса качения шин ведущих колес к ускорению свободного падения под знаком квадратного корня. Несмотря на эти различия, оба вышеупомянутых метода по мнению автора данной

статьи следует назвать методами энергетического типа, поскольку произведение массы автомобиля на квадрат скорости определяет его кинетическую энергию. Недостатки подобных методов состоит в том, что они предполагают, что при разгоне автомобиля мощность либо крутящий момент двигателя при разгоне автомобиля все время являются постоянными и равными их номинальным значениям, что, очевидно, не соответствует действительности, они позволяют оценить время разгона автомобиля только с нулевой, а не с какой-либо иной начальной скорости. Также в работах [6, 7] не представлены точные выражения для расчета величины входящей в них безразмерной константы, которая будет иметь близкие значения только у схожих автомобилей, для которых ее нужно будет найти экспериментально, что ограничивает область применения энергетических методов сравнительным анализом автомобилей, имеющих схожие назначение, массогабаритные показатели и тип двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для расчетного определения времени разгона современных автомобилей, оснащенных силовой установкой, исключающей появление нулевых ускорений в процессе их разгона (электромобили, имеющие трансмиссии с постоянным передаточным числом и не требующие переключения передач, автомобили с гидромеханическими трансмиссиями с автоматическим переключением передач без разрыва потока мощности, а также автомобили с бесступенчатым изменением передаточного числа трансмиссии, в составе которой имеется вариатор), и при этом имеющих запас мощности двигателя при движении с максимальной скоростью, наиболее рационально использовать метод обратных ускорений [2], принципиально позволяющий получить аналитическое выражение для времени разгона автомобиля от начальной до конечной скорости. Для этого необходимо характеристики выходного крутящего момента таких силовых установок и двигателей указанных автомобилей аппроксимировать аналитическими выражениями, такими, чтобы интеграл от величины, обратной их выходному крутящему моменту, мог выражаться в элементарных функциях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Model S | Tesla [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.tesla.com/models>. – Дата доступа: 10.05.2023.
2. Чудаков, Е. А. Теория автомобиля. / Е. А. Чудаков. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. – 350 с.
3. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. – 2-е издание. – СПб.: БХВ, 2022. – 576 с.
4. Руктешель, О. С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля: учеб. пособие / О. С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2015. – 80 с.
5. Гришкевич, А. И. Автомобили: Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
6. Пожидаев С. П. Оценка времени разгона автомобилей до заданной скорости / С. П. Пожидаев // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2013. – № 5 (43). – С. 75–76.
7. Карабцев, В. С. Расчетная оценка динамических характеристик грузовых АТС / В. С. Карабцев, Д. Х. Валеев // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 2. – С. 7–9.

Представлено 10.05.2023

**ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ MAZ 4570
С НЕЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ**

**SUSPENSION OF CAR MAZ 4570
WITH NONLINEAR CHARACTERISTIC**

Захаров А. В.¹, канд. техн. наук, доц.,

Клоков Д. В.², канд. техн. наук, доц.,

Сокол В. А.², ст. преп., **Захарова И. О.**¹, асс.,

¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь,

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Zakharov¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

D. Klokov², Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

V. Sokol², Senior Lecturer; I. Zakharova¹, assistant,

¹Belarusian state agrarian technical University. Minsk, Belarus,

²Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье описана конструкция зависимой подвески грузового автомобиля с возможностью изменения ее жесткости и упругой характеристики.

The article describes the design of the dependent suspension of a truck with the possibility of changing its stiffness and elastic characteristics.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, жесткость, нелинейность упругой характеристики.

Keywords: car, suspension, stiffness, nonlinearity of elastic characteristic.

ВВЕДЕНИЕ

Автомобиль MAZ-4570 сельскохозяйственного назначения, самосвал, грузоподъемностью до 4,5 т, на сельскохозяйственных предприятиях одна из наиболее используемых автотранспортных единиц при перевозке зерна от комбайнов на зерносушильный комплекс при уборке и зернофуража на внутрихозяйственных перевозках.

Например, при непрерывном изменении количества груза (постепенная загрузка от комбайна и смена скоростного режима в те-

чении дня), подвеска должна менять жесткость, статический прогиб, ход и т. д. В результате снижается нагрузка на амортизаторы детали подвески, сохраняется плавность хода и дорожный просвет, что для с/х техники в условиях бездорожья крайне необходимо [1, 2].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Нами предлагается решить данную проблему применив на передней оси автомобиля МАЗ 4570 зависимую подвеску с нелинейной упругой характеристикой на примере компании ZF – независимая передняя подвеска (IFS) RL75EC.

Подвеска (рис. 1) включает пневмогидравлический элемент (стойка) параболический тип рессоры облегченной конструкции с длиной коренного листа 1842 мм, рычаги и стабилизатор устойчивости.

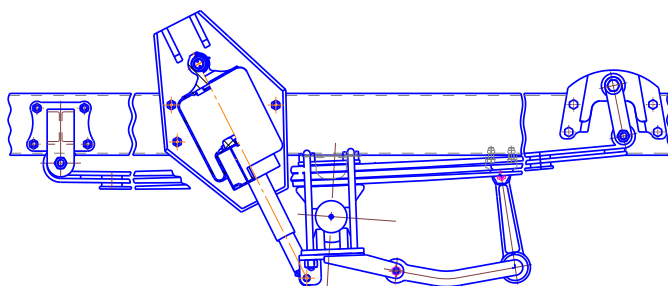


Рисунок 1 – Зависимая подвеска с нелинейной упругой характеристикой

Гидравлический элемент выполняет функцию гидроамортизатора с величиной хода 120 мм и диаметром поршня 50 мм (гасит колебания).

Пневматический элемент предназначен для снижения вибрации и колебаний передающимся от движителя раме автомобиля, регулирования клиренса (просвета между нижними частями автомобиля и опорной поверхностью). Выполняет также функцию пневморессоры переменной жесткости величина хода 120 мм, что позволяет при изменении давления воздуха не только изменять клиренс, но и жесткость всей подвески, т. е. создавать нелинейность ее упругой характеристики.

Пневматические элементы обоих передних колес связаны в простейшую пневматическую систему регулирования, которая представляет собой комбинацию пневмобаллона подвески с дополнительной емкостью (рис. 2) и питается от пневмосистемы тормозов. Дополнительная емкость подключается для улучшения демпфирующих свойств подвески через регулируемый дроссель (например, водителем из кабины). Суммарный коэффициент упругости такой системы будет равен.

$$c_{\Sigma} = n \cdot (p_a + p_{вн}) \cdot \frac{A_{\text{эф}}^2}{V_y + V_{\text{доп}}}, \quad (1)$$

где n – показатель политропы;

p_a – атмосферное давление;

$p_{вн}$ – рабочее давление в пневмоподвеске;

$A_{\text{эф}}$ – эффективная площадь упругого элемента;

V_y – объем упругого элемента;

$V_{\text{доп}}$ – объем дополнительной емкости.

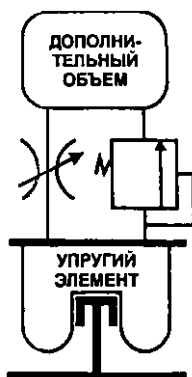


Рисунок 2 – Схема пневматической системы регулирования для упругого пневмоэлемента комбинированной подвески

На основе масса-геометрических параметров автомобиля рассчитана и построена упругая характеристика подвески рис. 3, пред-

ставляющая собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо G от деформации (прогиба) f .

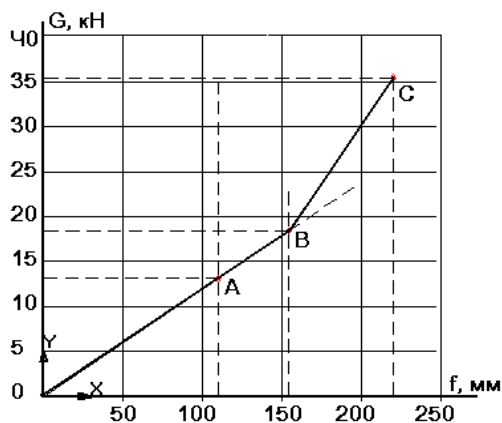


Рисунок 3 – Упругая характеристика подвески

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Достоинства модернизированной подвески:

- большой вертикальный ход подвески до 285мм;
- снижение неподрессоренной массы;
- регулируемый дорожный просвет;
- изменяемая жесткость подвески и нелинейность ее упругой характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Форобин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Вахламов, В. К. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя / В. К. Вахламов, М. Г. Шатров, А. А. Юрчевский. – 5-е изд., стер. – М.: «Академия», 2010. – 816 с.

Представлено 15.04.2023

УДК 629.33.03-83-592.2

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ НА СКЛОНЕ

USING THE REGENERATED HYDRAULIC BRAKING SYSTEM ON A SLOPE

Сокол В. А., ст. преп., **Маковская И. А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь,
V. Sokol, Senior Lecturer, I. Makouskaya, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus,

В статье приводится математическая модель эксплуатации гидравлической тормозной системы электромобиля с рекуперацией на склоне, учитывающая динамику движения и рабочие процессы.

The article presents a mathematical model for the operation of the hydraulic braking system of an electric vehicle with recuperation on a slope, taking into account the dynamics of movement and work processes.

Ключевые слова: гидравлические системы в электромобиле, процесс рекуперации в электромобиле, математическая модель тормозной системы с рекуперацией на склоне.

Keywords: hydraulic systems in an electric vehicle, recuperation process in an electric vehicle, mathematical model of a braking system with regeneration on a slope.

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические системы нашли широкое применение в различных областях промышленности, включая автомобильную. Одним из примеров является использование гидравлики в электромобилях. Гидравлические системы могут использоваться для различных функций, таких как управление тормозами, подъемом и опусканием кузова; регулировка подвески.

Одними из основных преимуществ использования гидравлики в электромобилях являются высокий КПД и быстродействие. Также гидравлические системы обладают высокой надежностью и долго-

вечностью, что позволяет использовать их в тяжелых условиях эксплуатации.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Тормозная система с рекуперацией позволяет эффективно использовать кинетическую энергию, выделяемую при торможении, для зарядки аккумуляторной батареи, что приводит к увеличению дальности перемещения и уменьшению износа тормозной системы.

В электромобилях с рекуперацией гидравлический усилитель тормозов интегрирован в систему управления. При торможении система использует электромоторы для преобразования кинетической энергии автомобиля в электрическую, которая впоследствии сохраняется в аккумуляторной батарее. Если энергии, полученной в результате рекуперации, недостаточно для полной остановки автомобиля, гидравлический тормозной усилитель осуществляет дополнительное торможение.

Эксплуатация такой системы может иметь свои особенности. При движении вниз по склону автомобиль приобретает большую кинетическую энергию, и использование только гидравлической тормозной системы может привести к ее быстрому износу. В таких ситуациях рекомендуется использовать эффективную схему совместной работы гидравлической тормозной и рекуперативной систем, которая позволяет восстановить энергию торможения и направить ее на заряд батареи.

Недостатком эксплуатации гидравлической тормозной системы электромобиля является необходимость поддержания высокого уровня заряда батареи для обеспечения возможности использования рекуперации на склонах. Если заряд батареи низкий, рекуперация может быть невозможна, и торможение будет осуществляться только гидравлической тормозной системой.

Особенность эксплуатации гидравлической тормозной системы электромобиля с рекуперацией на подъеме заключается в том, что при движении в гору скорость машины может уменьшаться и требуется более интенсивное торможение. В этом случае важно правильно выбрать, когда необходимо применить гидравлическую тормозную систему, а когда должна работать рекуперация. При использовании автомобиля на подъем необходимо учитывать, что передние тормоза будут более активны, что может привести к их

быстрому износу и, следовательно, к необходимости чаще менять передние тормозные колодки по сравнению с задними.

Для предотвращения перегрева рекомендуется использовать автоматическое управление торможением, которое позволяет эффективно использовать энергию рекуперации и снижать нагрузку на гидравлическую тормозную систему. Также необходимо регулярно проверять состояние тормозных механизмов и вовремя производить замену изношенных деталей.

Методы автоматического управления тормозной системой электромобиля с рекуперацией могут быть разделены на несколько способов:

1. Предиктивное управление использует данные о дороге, топографии местности и состоянии автомобиля для прогнозирования безопасности и определения наилучшей стратегии торможения.

2. Управление с использованием соответствующих алгоритмов использует данные об условиях на дороге и состоянии автомобиля для настройки параметров тормозной системы, таких как коэффициент и усиление торможения. Эти параметры можно изменять в текущий момент, чтобы обеспечить оптимальную эффективность торможения.

3. Гибридное управление объединяет несколько способов управления, чтобы обеспечить оптимальную эффективность торможения в различных условиях. Например, можно использовать предиктивное управление для определения наилучшего торможения на основе прогнозируемых условий на дороге, а затем использовать управление на основе правил для корректировки в зависимости от текущего состояния автомобиля.

Математическая модель эксплуатации гидравлической тормозной системы электромобиля с рекуперацией на склоне учитывает динамику движения и рабочие процессы:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F_{\tau} - F_{\text{ск}} - F_a - F_{\text{ac}},$$

$$F_{\tau} = \frac{N}{r},$$

$$F_{\text{ск}} = m \cdot g \cdot \sin\theta,$$

$$F_{\text{св}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{\text{ф}} \cdot C_{\text{с}} \cdot v^2,$$

$$F_{\text{ac}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{\text{б}} \cdot C_{\text{с}} \cdot v^2,$$

$$\frac{dE_{\text{б}}}{dt} = N_{\text{б}} - N_{\text{в}} - N_{\text{всп у}},$$

$$N_{\text{всп у}} = I \cdot U_{\text{всп с}},$$

где m – масса электромобиля; v – скорость движения; $F_{\text{т}}$ – сила тяги; N – крутящий момент; r – радиус колеса; $F_{\text{ск}}$ – сила сопротивления качению; g – ускорение свободного падения; θ – угол наклона склона; $F_{\text{св}}$ – сила сопротивления воздуха; ρ – плотность воздуха; $A_{\text{ф}}$ – площадь фронтальной проекции автомобиля; $C_{\text{с}}$ – коэффициент лобового сопротивления; $F_{\text{тг}}$ – тяговая сила; α – угол между тяговой силой и вертикалью; F_{ac} – сила аэродинамического сопротивления; $A_{\text{б}}$ – площадь боковой проекции автомобиля; $\frac{dE_{\text{б}}}{dt}$ – скорость изменения заряда батареи; $N_{\text{б}}$ – мощность, потребляемая от батареи; I – ток; U – напряжение; $N_{\text{в}}$ – мощность, возвращаемая рекуперативным торможением; $N_{\text{всп у}}$ – мощность, которую потребляют вспомогательные устройства; $U_{\text{всп с}}$ – напряжение, которое потребляют вспомогательные системы.

Эта модель может использоваться для анализа процессов торможения и разгона электромобиля с гидравлической тормозной системой с рекуперацией на склоне. В модели учитываются факторы: масса электромобиля, угол наклона, коэффициент соотношения между колесами и дорогой, параметры гидравлической системы торможения, эффективность рекуперации энергии.

Применение гидравлической тормозной системы электромобиля с рекуперацией на склоне позволяет эффективнее использовать энергию при движении, а также повысить безопасность и срок службы электромобиля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование гидравлической системы торможения с рекуперацией имеет свои преимущества и недостатки, и может быть эффективным в определенных условиях, таких как движения на склонах с небольшим наклоном, перемещение городской среде или при движении с низкой скоростью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров, А. В. Исследование гидравлической тормозной системы электромобиля / А. В. Петров // Наука и молодежь. – 2017. – С. 139–143.
2. Математическое моделирование и исследование параметров гидравлической тормозной системы электромобиля / Д. И. Чупин [и др.] // Сибирский журнал науки и технологий, том 20, вып. 2. – 2019.
3. Gharakhani / Simulation and experimental verification of a hydraulic brake system in an electric vehicle / Gharakhani, M. Rezvani, S. A. Nabavi // International Journal of Automotive Technology, vol. 18, no. 1. – 2017. – Pp. 107–114,

Представлено 12.05.2023

УДК 621.43

БЕЗОПАСНОСТЬ И ЗАЩИТА ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ: РИСКИ И МЕРЫ ПРЕДОСТОРОЖНОСТИ

SAFETY AND PROTECTION OF VEHICLE ELECTRONIC SYSTEMS: RISKS AND PRECAUTIONS

Дрозд Е. В., студ., **Бабак Н. С.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
E. Drozd, student, N. Babak, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В данной работе рассмотрена проблема безопасности электронных систем автомобиля. Изучены исследования и разработки созданные для улучшения работы данных систем.

In this paper, the problem of the safety of electronic systems of the car is considered. The research and development created to improve the operation of these systems have been studied.

Ключевые слова: автомобиль, безопасность, электронная система.

Keywords: auto, safety, electronic systems.

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня особое внимание уделяют теме безопасности и защиты электронных систем в автомобилях. Современные автомобили оснащены множеством электронных компонентов, которые управляют различными функциями и системами. Однако, как и любая другая электронная система, эти компоненты подвержены риску взлома и управления извне. Это может привести к серьезным последствиям, включая аварии и кражу автомобиля.

ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Исследования показывают, что риск взлома электронных систем в автомобилях действительно существует. Например, в 2015 году группа исследователей из Университета Вирджинии и Университета Вашингтона провела эксперимент, в котором им удалось взломать систему управления двигателем автомобиля через порт диа-

гностики OBD-II. Это позволило им управлять скоростью автомобиля, тормозами и другими функциями.

Для защиты от таких угроз необходимо использовать современные системы шифрования и аутентификации.

В связи с этим, исследователи из Университета Карнеги-Меллона разработали новый метод защиты электронных систем в автомобилях, который использует криптографические ключи, хранящиеся на физической карте, для аутентификации водителя и защиты от взлома.

Кроме того, обеспечивать регулярное обновление программного обеспечения и защиту от вредоносных программ также является важным аспектом безопасности электронных систем в автомобилях. Например, было обнаружено, что некоторые модели автомобилей Jeep могут быть взломаны через систему развлечений и информации Uconnect. В ответ на это производитель выпустил обновление программного обеспечения, которое устраняло эту уязвимость.

Другой важный аспект безопасности электронных систем в автомобилях – это защита от перегрузок и коротких замыканий. Исследования показывают, что перегрузки и короткие замыкания могут привести к серьезным последствиям, включая возгорание автомобиля. Для этого используются специальные предохранители, реле и датчики, которые могут быстро обнаружить и предотвратить подобные ситуации.

Также важно обеспечивать физическую защиту электронных компонентов от внешних факторов, таких как влага, пыль и механические повреждения. Для этого используются специальные корпуса и уплотнители.

В целом, безопасность и защита электронных систем в автомобилях – это сложная и многогранная проблема, требующая комплексного подхода и использования современных технологий. Однако, правильно реализованные меры предосторожности могут значительно повысить безопасность и надежность автомобиля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Хотелось бы подчеркнуть, что безопасность и защита электронных систем в автомобилях являются важными аспектами, которые необходимо учитывать при разработке и эксплуатации автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Experimental security analysis of a modern automobile. In Proceedings of the 2010 IEEE Symposium on Security and Privacy / K. Koscher [et. al.]. –2010. – PP. 447–462.
2. Zhang, Y. A secure and privacy-preserving authentication scheme for vehicular ad hoc networks. IEEE Transactions on Vehicular Technology / Y. Zhang, Y. Xu, P. Wang. – 2016. – PP. 7874–7885.
3. Miller, C. Security and privacy issues in vehicular cloud computing. In Proceedings of the 2015 IEEE International Conference on Cloud Computing / C. Miller, C. Valasek, A. Stamos. – 2015. – PP. 1001–1008.

Представлено 12.04.2023

УДК 621.43

ИСКУССТВЕННЫЙ ИНТЕЛЛЕКТ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

ARTIFICIAL INTELLIGENCE (AI) IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

Алейников А. А., Шабан М. С., студ., Бабак Н. С., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь
A. Aleinikau, M. Shaban, students, N. Babak, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В данной работе рассмотрено применение искусственного интеллекта в автомобилестроении. Изучены исследования и разработки, созданные для улучшения работы данных систем.

This paper considers the use of artificial intelligence (AI) in the automotive industry. The research and development created to improve the operation of these systems have been studied.

Ключевые слова: автомобиль, автомобилестроение, искусственный интеллект.

Keywords: auto, automotive industry, artificial intelligence.

ВВЕДЕНИЕ

Искусственный интеллект (ИИ) играет важную роль в проектировании автомобилей. ИИ может быть использован для анализа данных, собранных с датчиков на автомобиле. Это может помочь водителю улучшить свой стиль вождения и экономить топливо.

ИСКУССТВЕННЫЙ ИНТЕЛЛЕКТ (ИИ) В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Наиболее распространенные приложения ИИ в проектировании автомобилей в мире:

1. Оптимизация дизайна: искусственный интеллект может использоваться для оптимизации дизайна автомобиля, учитывая различные факторы, такие как аэродинамика, безопасность, производительность и эффективность топлива. Системы ИИ могут создавать и анализировать тысячи вариантов дизайна, чтобы найти оптимальный.

2. Симуляция столкновений: искусственный интеллект может использоваться для симуляции столкновений и предварительного тестирования безопасности автомобиля. Это позволяет инженерам определить, как автомобиль будет вести себя в различных ситуациях и внести соответствующие изменения в его конструкцию.

3. Прогнозирование неисправностей: системы искусственного интеллекта могут использоваться для прогнозирования возможных неисправностей в автомобиле, основываясь на данных датчиков и других источников. Это позволяет предотвратить возможные поломки и увеличить надежность автомобиля.

4. Анализ данных производства: искусственный интеллект может использоваться для анализа данных производства автомобилей, чтобы определить, какие процессы могут быть улучшены и оптимизированы. Это может помочь снизить затраты на производство и повысить эффективность.

5. Автоматическое управление производством: системы искусственного интеллекта могут использоваться для автоматического управления производством автомобилей, отслеживания запасов, планирования производства и оптимизации процессов.

Искусственный интеллект помогает создавать более безопасные, эффективные и надежные автомобили. Он позволяет инженерам

и производителям работать более эффективно и точно, что приводит к улучшению качества и снижению затрат на производство.

Искусственный интеллект широко применяется в системах мониторинга состояния автомобилей и предиктивного обслуживания.

Эти системы используют данные с датчиков, установленных на автомобиле, чтобы определить его текущее состояние и прогнозировать возможные неисправности. Некоторые из наиболее распространенных приложений ИИ в этой области включают следующее:

1. Анализ данных датчиков. Системы искусственного интеллекта могут использоваться для анализа данных датчиков, установленных на автомобиле, таких как датчики давления масла, температуры двигателя, скорости и расхода топлива. Это позволяет определить текущее состояние автомобиля и выявить любые потенциальные проблемы.

2. Прогнозирование неисправностей. Искусственный интеллект может использоваться для прогнозирования возможных неисправностей в автомобиле, основываясь на данных датчиков и других источниках. Это позволяет предотвратить возможные поломки и увеличить надежность автомобиля.

3. Рекомендации по обслуживанию. Системы искусственного интеллекта могут использоваться для предоставления рекомендаций по обслуживанию автомобиля на основе его текущего состояния и прогнозируемых неисправностей. Это помогает владельцам автомобилей планировать обслуживание заранее и избежать неожиданных ремонтов.

4. Оптимизация процессов обслуживания. Искусственный интеллект может использоваться для оптимизации процессов обслуживания автомобилей, например, планирования расписания обслуживания и определения оптимальных запасных частей для замены.

5. Автоматическое управление обслуживанием. Системы искусственного интеллекта могут использоваться для автоматического управления процессом обслуживания автомобилей, включая заказ запасных частей и назначение работ. Это может помочь снизить время простоя автомобиля и увеличить его доступность.

Использование ИИ в системах помощи водителю. Они используют машинное обучение и анализ данных для предотвращения аварий и оптимизации езды. Например, системы контроля полосы

движения, предупреждающие о возможном столкновении и системы автоматического торможения.

Одной из наиболее распространенных систем, использующих ИИ, является система автоматического экстренного торможения (АЕВ). Эта система использует камеры и радары для определения расстояния до других автомобилей и объектов на дороге. Если система обнаруживает, что есть риск столкновения, она автоматически затормаживает автомобиль.

Другой пример – система адаптивного круиз-контроля (АСС). Эта система использует те же камеры и радары, что и система АЕВ, чтобы определить расстояние до других автомобилей на дороге. Однако вместо того, чтобы просто затормозить автомобиль, система АСС автоматически регулирует скорость автомобиля, чтобы поддерживать заданное расстояние до других автомобилей.

Еще один пример – система предупреждения о выходе из полосы движения (LDW). Эта система использует камеры, чтобы определить положение автомобиля на дороге. Если система обнаруживает, что автомобиль начинает выходить за пределы своей полосы движения, она предупреждает водителя.

Системы помощи водителю также могут использовать ИИ для распознавания голосовых команд и управления различными функциями автомобиля. Например, водитель может использовать голосовую команду, чтобы попросить систему навигации указать путь до ближайшей заправки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование искусственного интеллекта в автомобилестроении позволяет создавать более безопасные, эффективные и экологически чистые автомобили, позволяет улучшить надежность и безопасность автомобилей, а также снизить затраты на производство и обслуживание.

ЛИТЕРАТУРА

1. Experimental security analysis of a modern automobile. In Proceedings of the 2010 IEEE Symposium on Security and Privacy / K. Koscher [et. al.]. – 2010. – PP. 447–462.

2. Zhang, Y. A secure and privacy-preserving authentication scheme for vehicular ad hoc networks. IEEE Transactions on Vehicular Technology / Y. Zhang, W. Xu, W. Wang. – 2016. – PP. 7874–7885.

3. Miller, C. Security and privacy issues in vehicular cloud computing. In Proceedings of the 2015 IEEE International Conference on Cloud Computing / C. Miller, C. Valasek, A. Stamos. – 2015. – PP. 1001–1008.

Представлено 12.04.2023

УДК623-33

БЕСПИЛОТНЫЙ ТРАКТОР «БЕЛАРУСЬ»

UNMANNED TRACTOR “BELARUS”

Исаченко Е. В. студ., **Бабак Н. С.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
Y. Isachanka, student, N. Babak, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

ОАО «Минский тракторный завод» представил беспилотный трактор BELARUS-A3523i на международной специализированной выставке «Белагро-2022». Он оснащен системой автоматического управления и может выполнять различные задачи, такие как пахота, посевы, уборка урожая и т.д. Беспилотный трактор «Беларус» был разработан на базе трактора «Беларус-3522».

JSC "Minsk Tractor Plant" presented the BELARUS-A3523i unmanned tractor at the international specialized exhibition "Belagro-2022". It is equipped with an automatic control system and can perform various tasks, such as plowing, sowing, harvesting, etc. The unmanned tractor "Belarus" was developed on the basis of the tractor "Belarus-3522".

Ключевые слова: беспилотный транспорт transport, трактор.

Keywords: unmanned transport, tractor.

ВВЕДЕНИЕ

Беспилотник «Беларус» – трактор из Минска, который может работать без водителя, эта инновационная технология уже начала применяться в сельском хозяйстве и обещает значительно упростить и ускорить процесс сельскохозяйственных работ. В данной статье мы рассмотрим особенности и преимущества беспилотного трактора «Беларус», а также возможные проблемы и ограничения его использования.

БЕСПИЛОТНЫЙ ТРАКТОР «БЕЛАРУСЬ»

Беспилотный трактор Беларус был собран на заводе ОАО «Минский тракторный завод». МТЗ представил беспилотный трактор BELARUS-A3523i на международной специализированной выставке «Белагро-2022». Он оснащен системой автоматического управления и может выполнять различные задачи, такие как пахота, посе́вы, уборка урожая и т.д. Беспилотный трактор «Беларус» был разработан на базе трактора «Беларус-3522». Этот трактор имеет мощный двигатель и может работать на различных типах почвы.

Особенности и преимущества беспилотного трактора «Беларус» включают в себя возможность:

1. Автоматическое управление. Трактор может самостоятельно выполнять заданные задачи без участия человека.

2. Навигационная система. Трактор оснащен GPS-навигацией, которая позволяет ему точно определять свое местоположение и следовать заданному маршруту.

3. Система датчиков. Трактор оборудован датчиками, которые позволяют ему определять препятствия на своем пути и избегать их.

4. Энергоэффективность. Беспилотный трактор «Беларус» потребляет меньше топлива, чем обычный трактор, благодаря оптимизации маршрута и скорости движения.

5. Увеличение производительности. Благодаря автоматическому управлению и оптимизации маршрута, беспилотный трактор «Беларус» может работать более эффективно и быстро, увеличивая производительность сельскохозяйственных работ.

Беспилотный трактор «Беларус» может работать в следующих режимах:

1. Автономный режим – трактор самостоятельно выполняет заданные задачи без участия оператора.

2. Ручной режим-оператор управляет трактором с помощью дистанционного управления.

3. Полуавтономный режим – оператор задает маршрут и параметры работы, а трактор самостоятельно выполняет задачи в соответствии с заданными параметрами, но при необходимости оператор может вмешаться в работу трактора.

4. Групповой режим – несколько беспилотных тракторов могут работать вместе в координации друг с другом для выполнения сложных задач. Однако, возможны проблемы и ограничения использования этой технологии, такие как ограничения по местности и погодным условиям, а также необходимость обучения персонала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В целом, беспилотный трактор «Беларус» представляет собой перспективную инновационную технологию, которая может значительно улучшить эффективность сельскохозяйственных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технологии будущего! Первый белорусский беспилотный трактор показали в Минске [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.youtube.com/watch?v=-a8u7rvBp3I>. – Дата доступа: 13.05.2023.

Представлено 12.04.2023

**ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ПЛАТФОРМЫ НА НДС РАМЫ
ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ**

**INFLUENCE OF PLATFORM STIFFNESS
ON THE STRESS-STRAIN STATE OF AN ELECTRIC
TRUCK FRAME IN FINITE ELEMENT MODELING**

**Мендель В. А., Шукюров А. О., Литвинюк П. Э.,
Кисельков А. Л.,**

Объединенный институт машиностроения,
г. Минск, Республика Беларусь

W. Mendel, A. Shukiurov, P. Litviniuk, A. Kiselkov,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National
academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

Исследовано влияние жесткости грузовой платформы на НДС рамы электрогрузовика. Моделирование, настройка и расчет прочностного расчета выполнен в программном комплексе ANSYS Workbench.

The influence of cargo platform rigidity on the stress-deformed state of an electric truck frame has been investigated. Modeling, adjustment, and strength calculation are performed in the ANSYS Workbench software package.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, прочностной расчет, напряженно-деформированное состояние, ANSYS.

Key words: computer modeling, virtual testing, finite element method, strength analysis, stress-strain state, ANSYS.

ВВЕДЕНИЕ

Рама является основным несущим элементом грузового автомобиля. Жесткость и прочность рамы оказывает влияние на все элементы конструкции транспортного средства. Проведены сравнительные расчеты прочности и жесткости рамы электрогрузовика при наезде на препятствие. Дана оценка влиянию платформы на напряженно-деформированное состояние элементов рамы

ВЛИЯНИЕ ПЛАТФОРМЫ НА НДС РАМЫ ЭЛЕКТРОГРУЗОВИКА

Электрогрузовик – автомобиль колесной формулой 4 х 2, полной массой 3 т. На автомобиль установлена бортовая платформа. На рис. 1 представлена трехмерная электронная модель грузового электроавтомобиля.

Расчет проводился для двух вариантов исполнения рамы – без платформы, но с надрамником и с платформой, установленной на надрамник. рис. 2 и 3 соответственно.

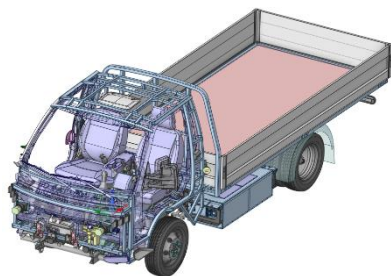


Рисунок 1 – 3D модель электрогрузовика

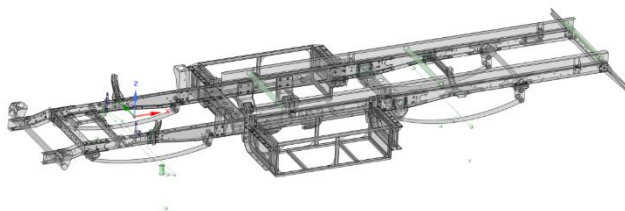


Рисунок 2 – Расчетная КЭ модель рамы без грузовой платформы

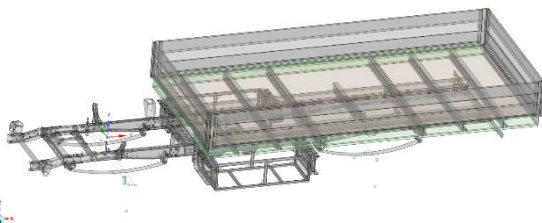


Рисунок 3 – Расчетная КЭ модель с грузовой платформой

Режим нагружения рамы – моделировался диагональный наезд грузовика на препятствия высотой 40 мм. При данном варианте нагружения происходит закручивание рамы относительно продольной оси автомобиля. На раму действуют вертикальные нагрузки от груза и агрегатов автомобиля. В расчете учитывалась жесткость подвески автомобиля. В конструкции моделировались болтовые (заклепочные) соединения.

На рис. 4 представлена схема закрепления и нагружения рамы электрогрузовика.

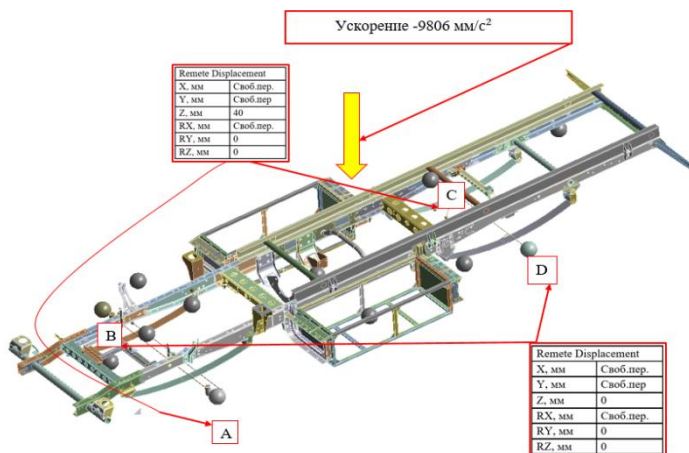


Рисунок 4 – Схема нагружения и закрепления рамы электрогрузовика

В результате проведенных расчетов получено НДС рамы для двух вариантов исполнения конструкции, рис. 5 и 6.

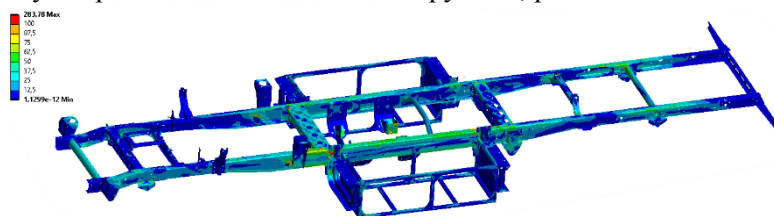


Рисунок 5 – Общий вид распределения НДС рамы без учета грузовой платформы

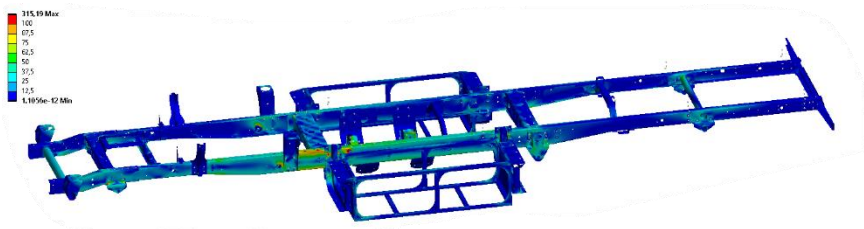


Рисунок 6 – Общий вид распределения НДС рамы с учетом грузовой платформы

По результатам расчетов определены наиболее нагруженные зоны рамы – зоны крепления кронштейнов тяговых батарей и крепления кронштейнов задней подвески для обоих вариантов исполнения рамы. При установке платформы максимальные эквивалентные напряжения в зоне тяговых батарей возрастают на 10 %. Разгружаются лонжероны рамы в зоне кронштейнов задней подвески. Для отдельных элементов рамы снижение уровня эквивалентных напряжений достигает до 50 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При расчетах рамы электрогрузовика методом конечных элементов включение платформы в конструкцию рамы оказывает существенное влияние на НДС конструкции и нагруженность силовых элементов рамы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя. / К. А. Басов. – М.: ДМК Пресс. – 2005. – 640 с.
2. ANSYS в руках инженера: практическое руководство. изд. 2-е, испр. – М.: Едиториал УРСС. – 2004. – 272 с.

Представлено 14.05.2023

УДК 621.01

**МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ НА БАЗЕ
КОНТРОЛЛЕРА BOSCH BODAS 12 – 10/30**

**METHODOLOGY FOR CREATING CONTROL ALGORITHMS
FOR INTELLIGENT VEHICLE SYSTEMS BASED
ON THE BOSCH BODAS 12 – 10/30 CONTROLLER**

Швец Д. А., зав. сектором, **Мучко Г. Л.**, инж., **Хитриков С. В.**,
зам. нач. отд. моделирования и виртуальных испытаний,
Кравченко Алексей Л., науч. сотр.,
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

D. Shvets, Head of Sector, S. Khitrikov, Deputy Head of the Department
of Computer Modelling and Virtual Testing, G. Muchko, engineer,
Aliaksei L. Krauchonak, researcher,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

В работе представлена методика создания алгоритмов управления интеллектуальных систем автомобиля в рамках подхода Модельно-ориентированного проектирования. Методика разработана с использованием полунатурного испытательного стенда для тестирования и отладки систем управления, созданного на базе контроллера BOSCH.

The paper presents a methodology for creating control algorithms for intelligent vehicle systems within the framework of the Model-Based Design approach. The technique was developed using a semi-natural test bench for testing and debugging control systems, created on the basis of the BOSCH controller.

Ключевые слова: интеллектуальные системы, алгоритм управления, испытательный стенд.

Keywords: intelligent systems, control algorithm, test bench.

ВВЕДЕНИЕ

Современные транспортные средства имеют большое количество встроенных интеллектуальных систем, применение которых повышает их технические характеристики и эксплуатационные свойства.

Современный подход к разработке интеллектуальных систем транспортных средств основан на модельно-ориентированном проектировании (МОП) [1], в рамках которого вместо физических прототипов применяются компьютерные модели. Такой подход позволяет проводить имитационное моделирование как всего транспортного средства, так и отдельных узлов и систем.

Применение МОП при разработке интеллектуальных систем автомобиля позволяет существенно сократить экспериментальную стадию отработки систем и тем самым значительно ускорить процесс разработки, и снизить его стоимость.

РАЗРАБОТКА СТЕНДА

При разработке интеллектуальных систем автомобиля важным являются как навыки проектирования алгоритмов управления систем, так и навыки программирования. Следовательно, актуальной задачей является создание натурального или полунатурного стенда, который позволит получить практические навыки работы с программируемыми логическими контроллерами в составе системы управления, проводить испытания и отладку проектируемых алгоритмов управления интеллектуальных систем автомобиля.

Стенд обеспечивает: возможность для программирования и отладки проектов; формирование тестовых сигналов, подаваемых на аналоговые и дискретные входы контроллера; контроль сигналов, подаваемых на вход контроллера и снимаемых с выходов контроллера; подключение к входам и выходам контроллера внешних устройств (исполнительных механизмов, объектов управления и датчиков, связь по CAN). На рис. 1 представлена схема полунатурного испытательного стенда для тестирования и отладки систем управления, разработанного в Объединенном институте машиностроения.

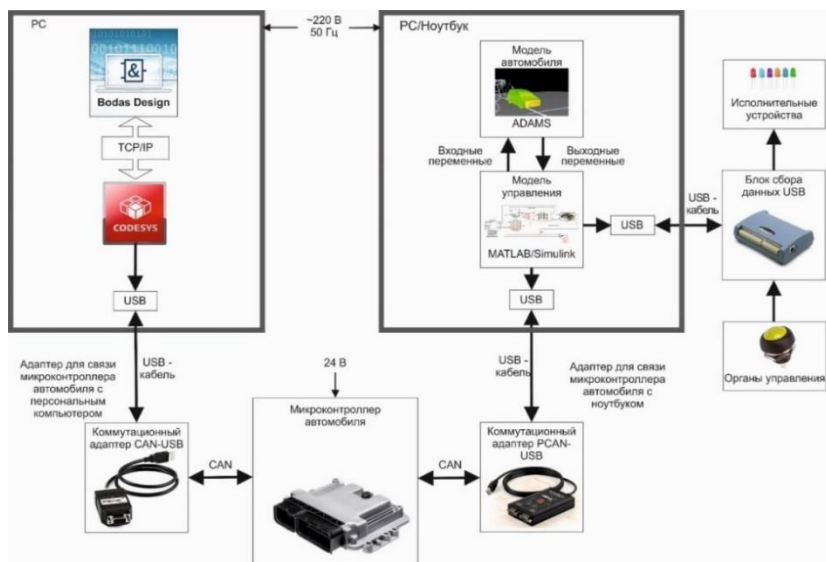


Рисунок 1 – Схема полунатурного испытательного стенда для тестирования и отладки систем управления

Принцип работы полунатурного стенда. Сигналы от органов управления через модуль сбора данных поступают в модель интерфейса и управления и далее в компьютерную динамическую модель автомобиля. Динамическая модель автомобиля, реализованная в программе ADAMS, передает выходные данные (отклик модели автомобиля на систему управления) в модель управления, созданную в MATLAB Simulink, которые поступают в CAN-шину через CAN-USB адаптер и далее направляются в контроллер. Контроллер анализирует полученные данные, формирует по заданному алгоритму–управляющий сигнал, передавая соответствующие значения в CAN-шину, затем в модель интерфейса и управления, и далее в модель автомобиля.

В состав устройства управления входят контроллер BOSCH BODAS RC12-10/30 [2], модуль сбора данных USB (USB-1208HS-4AO [3]) и CAN-USB адаптеры (PCAN-USB Pro FD и PCAN-USB FD [4]). Остальная часть системы представляется в виде виртуальной модели.

СОЗДАНИЕ ПРОЕКТА В СРЕДЕ РАЗРАБОТКИ BODAS-DESIGN

Для создания программы управления, ее отладки и записи в контроллер BOSCH BODAS RC 12-10/30 применяется среда разработки BODAS-Design 3.0. Базовым ядром этого ПО является CoDeSys – инструмент программирования, предназначенный для программирования промышленных и встроенных контроллеров. CoDeSys включает два основных компонента: среду программирования и систему исполнения. В CoDeSys для программирования доступны шесть определяемых стандартом IEC 61131-3 (МЭК 61131-3) языков [5]: *IL (Instruction List)* – ассемблер-подобный язык; *ST (Structured Text)* – Pascal-подобный язык; *LD (Ladder Diagram)* – язык релейных схем; *FBD (Function Block Diagram)* – язык функциональных блоков; *SFC (Sequential Function Chart)* – язык диаграмм состояний; *CFC (Continuous Flow Chart)* – язык непрерывных функциональных схем. В одном проекте можно совмещать программы, написанные на нескольких языках МЭК 61131-3.

Проект в среде CoDeSys включает в себя следующие объекты: программные компоненты (функции, функциональные блоки, программы), типы данных, визуализации, ресурсы. Перечисленные объекты проекта хранятся в одном файле с расширением *.pro.

ОРГАНИЗАЦИЯ СВЯЗИ КОНТРОЛЛЕРА С ПЕРСОНАЛЬНЫМ КОМПЬЮТЕРОМ И ПОДКЛЮЧЕНИЕ ВНЕШНИХ УСТРОЙСТВ

Подключение контроллера к ПК выполняется с помощью интерфейса CAN-USB, который преобразовывает сигнал с CAN-шины контроллера и передает его через USB в шлюз персонального компьютера, затем сигнал по протоколу TCP/IP поступает в программную среду BODAS-Design. Управляющие сигналы с контроллера через коммутационный адаптер CAN-USB поступают в ПК, затем сигналы по протоколу TCP/IP поступают в программную среду BODAS-Design. Информационно-измерительные сигналы передаются в контроллер по тому же пути в обратном направлении.

Подключение дискретных выходов осуществляется в соответствии с алгоритмом, представленным на рис. 2.

Инициализация системы включает в себя: проверку версии EEPROM; проверку библиотеки C-API; проверку имени оборудования, т.е. ПО должно быть совместимо с контроллером; проверку имени ПО. В алгоритме используются функции API: *sys_init()*,

sys_triggerTC(), *emcy_setPowerOn()*, *emcy_getStatus()*, *sys_setVP()*, *sys_getVP()*, *sys_registerTask()*, *sys_initTC()*, *out_cfg()* и *out()*. С подробным описанием функций можно ознакомиться в руководстве по эксплуатации контроллера BODAS RC 12-10/30.

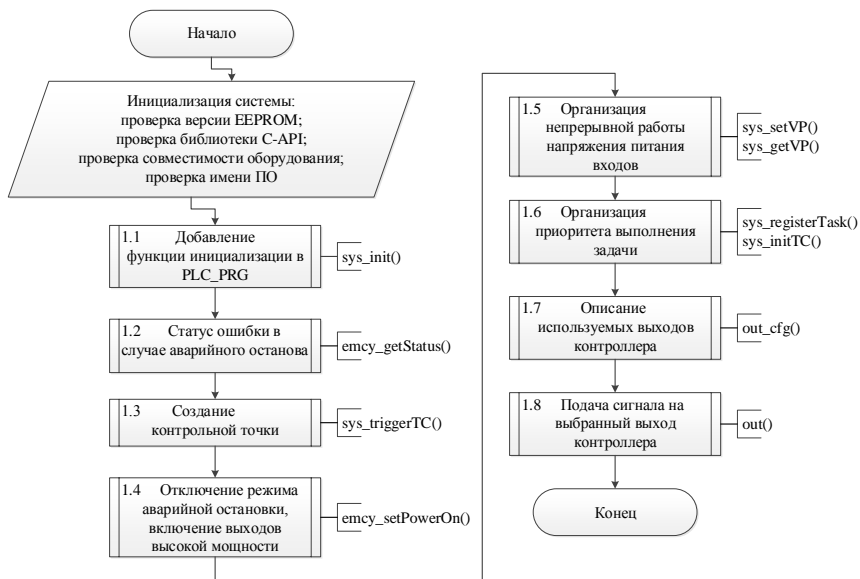


Рисунок 2 – Алгоритм подключения дискретных выходов контроллера

ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА СВЯЗИ ПО CAN

В транспортных средствах CAN-контроллеры соединяются с помощью дифференциальной шины, которая имеет две линии – CAN_H (Can-High) и CAN_L (Can-Low), по которым передаются сообщения.

На рис. 3 и 4 представлены алгоритмы отправки и получения данных по CAN. Подробное описание функций API, используемых в алгоритмах: *can_sendData()*, *can_registerTxBuf()*, *can_registerTxDataboxes()*, *can_initTxDatabox()*, *can_sendDatabox()*, *can_registerRxCallback()*, *can_registerRxBuf()*, *can_getData()*, *can_registerRxDataboxes()*, *can_initRxDatabox()*, *can_getDatabox()*, приведено в руководстве по эксплуатации контроллера BODAS RC 12-10/30.

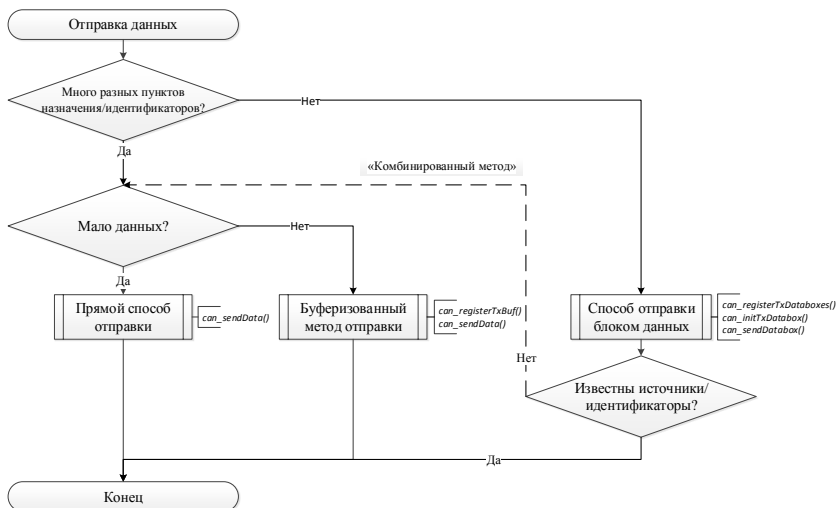


Рисунок 3 – Алгоритм отправки данных по CAN

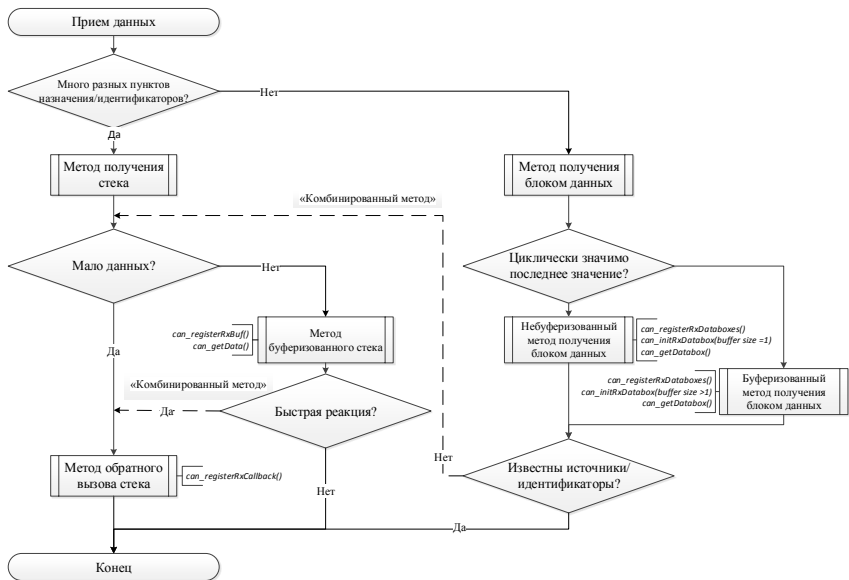


Рисунок 4 – Алгоритм приема данных по CAN

РЕАЛИЗАЦИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОНТРОЛЛЕРА С МОДЕЛЬЮ УПРАВЛЕНИЯ, СОЗДАННОЙ В MATLAB/SIMULINK

Для настройки периодической передачи и приема сообщений CAN с помощью каналов CAN MathWorks в модели управления, созданной в MATLAB/Simulink, используется библиотека Vehicle Network Toolbox [6]. Она предоставляет блоки Simulink для передачи и получения сообщений в реальном времени через модели Simulink по локальным сетям (CAN) [7].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлена методика создания алгоритмов управления интеллектуальных систем автомобиля на базе контроллера *BODAS RC 12-10/30*. При разработке и тестировании интеллектуальных систем автомобилей использовался полунатурный стенд, разработанный в Объединенном институте машиностроения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Деменков, Н. П. Модельно-ориентированное проектирование систем управления / Н. П. Деменков // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2008. – № 11. – С. 66–69.
2. Rexroth Bosch Group, BODAS Controller RC. – Schwieberdingen. – 2017. – 24 с.
3. USB-1208HS Series. [Electronic resource]. – 2018. – Mode of access: <https://www.mccdaq.com/PDFs/specs/USB-1208HS-Series-data.pdf>. – Date of access: 20.01.2023.
4. Products / PEAK-System [Electronic resource]. – 2023. – Mode of access: <https://www.peak-system.com/Products.57.0.html?&L=1>. – Date of access: 25.04.2022.
5. Контроллеры программируемые. Языки программирования: ГОСТ Р МЭК 61131-3-2016. – Введ. 01.04.2017 – М.: Изд-во стандартов, 2017. – 230 с.
6. Vehicle Network Toolbox / MathWorks [Electronic resource]. – 2023. – Mode of access: <https://www.mathworks.com/products/vehicle-network.html>. – Date of access: 25.04.2022.
7. Build CAN Communication Simulink Models / MathWorks [Electronic resource]. – 2023. – Mode of access:

<https://www.mathworks.com/help/vnt/ug/build-can-communication-simulink-models.html>. – Date of access: 25.04.2022.

Представлено 12.05.2023

УДК 629.33

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМОПОДВЕСКИ ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

SIMULATION OF THE AIR SUSPENSION OF AN ELECTRIC TRUCK

**Кравченко Алексей Л., Колесникович А. Н.,
Кравченко Александр Л., Гончарко А. А.,**

Объединенный институт машиностроения,
г. Минск, Республика Беларусь

Aliaksei L. Krauchonak, A. Kalesnikovich,
Aliaksandr L. Krauchonak, A. Hancharka,

The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

В работе представлено компьютерное моделирование пневматической подвески грузового электромобиля в программе ADAMS. Показаны особенности моделирования динамической модели подвески в составе электромобиля и с учетом обеспечения пневматической подвеской горизонтальности (в реальной подвеске обеспечивается регулированием подачи воздуха) положения рамы электромобиля в процессе виртуальных испытаний.

The paper presents computer modeling of air suspension of electric truck in ADAMS. Features of dynamic suspension model simulation in the composition of an electric vehicle and given to ensure the perfect horizontality with pneumatic suspension (in real suspension is provided by air supply control) of electric truck frame position during virtual testing are shown.

Ключевые слова: *грузовой электромобиль, пневматическая подвеска, ADAMS, математическая модель.*

Keywords: electric truck, pneumatic suspension, ADAMS, mathematical model.

ВВЕДЕНИЕ

Компьютерное моделирование и виртуальные испытания являются неотъемлемой частью процесса разработки новой техники, включая и электромобили, которые от автомобилей с двигателем внутреннего сгорания отличаются в основном двигателем и трансмиссией, а, соответственно, задачи проектирования систем поддресоривания и подвесок являются общими как для классических автомобилей [1], так и для электромобилей. Для проведения виртуальных испытаний исследуемого электромобиля с пневматическими подвесками задних мостов разработаны динамические модели этих подвесок.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМОПОДВЕСКИ

Особенностями системы поддресоривания задних мостов (рис. 1) данного электромобиля является то, что в подвеске среднего моста с двухскатной ошиновкой применены четыре пневмобаллона, в подвеске заднего, вывешиваемого моста с односкатной ошиновкой применяется два пневмобаллона. Трудностью моделирования такой схемы является то, что заданное распределение массы по осям в реальной конструкции достигается системой регулирования давлений в пневмобаллонах среднего и заднего мостов и обеспечения, при этом, горизонтального положения рамы электромобиля. При этом жесткостные характеристики пневмобаллонов отличаются от заданных паспортных величин [2]. Задача моделирования системы регулирования давления в пневмобаллонах, для обеспечения реальных жесткостных характеристик значительно усложняет динамическую модель и требует подключения программы моделирования систем управления, например, таких как Matlab [3–6] что для некоторых задач является ресурсозатратным и необоснованно сложным.

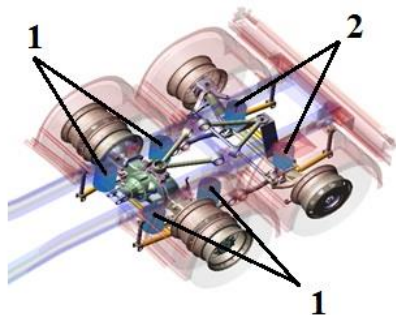


Рисунок 1 – Общий вид задней подвески в программе ADAMS:
1 – пневмобаллоны среднего моста; 2 – пневмобаллоны заднего моста

Авторами предложена методика моделирования пневмобаллонов подвесок грузового автомобиля, основанная упрощенном представлении пневмобаллонов в виде моделей пружин с подобранными характеристиками жесткости. Выбор определяется исходя из условия обеспечения заданного распределения развесовки по осям в соответствии с табл. 1, высоты расположения и горизонтальности рамы в статическом положении под нагрузкой для снаряженного и груженого состояния электромотоцикла. Для обеспечения горизонтального положения рамы в статическом положении пружина моделируется с заданными параметрами преднатяга.

Таблица 1 – Развесовка электромотоцикла по осям и высота центра масс

Состояние электромотоцикла	Масса, кг	Масса на 1-ю ось, кг	Масса на 2-ю ось, кг	Масса на 3-ю ось, кг
снаряженное	16500	6000	7000	3500
груженое	26500	7500	11500	7500

Для расчетного определения динамических характеристик пневматических подвесок, в модели введены измерители высоты уровня рамы h_1 и h_2 над дорогой, измерители нагрузок под колесами F_1 – F_3 , жесткости пневмобаллонов c_1 и c_2 (рис. 2). Подбор жесткостных характеристик осуществлялся итерационным путем.

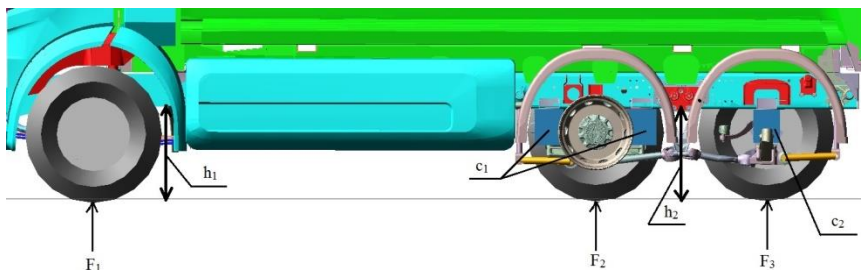


Рисунок 2 – Расположение измерителей в модели

Расчетные значения параметров пневматических подвесок для различных состояний исследуемого электромобиля представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты расчета жесткости упругих элементов

Состояние электромобиля	Жесткость c_1 , Н/мм	Жесткость c_2 , Н/мм	Расстояние h_1 , мм	Расстояние h_2 , мм
снаряженное	211	180	712	706
груженое	220	220	680	679

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современные программы компьютерного моделирования позволяют разрабатывать динамические модели узлов автомобилей на разных уровнях от элементарно простых до сложных, позволяющих учитывать многие параметры, которые невозможно было учесть при классических расчетах. От уровня сложности модели зависят как требования к вычислительным ресурсам, так и к исходным данным.

В статье показаны примеры моделирования пневмоподвески грузового электромобиля и методика выбора параметров пневмобаллонов с учетом упрощения динамической модели и оптимизации затрат вычислительных ресурсов. Для пневмоподвесок задних осей исследуемого электромобиля рассчитаны жесткостные характеристики (таблица 2), обеспечивающие заданные параметры развесовок по осям с учетом горизонтального расположения рамы в статическом положении под нагрузкой для снаряженного и груженого состояния.

ЛИТЕРАТУРА

1. Успенский, И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. – М.: «Машиностроение», 1976. – 168 с.
2. Каталог пневмоподушек, пневморессор для грузовых автомобилей европейского производства Vibracoustic, Contitech, Firestone, Goodyear, Pirelli, Dunlop, Phoenix [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mmdavto.com/catalog.php?page=6>. – Дата доступа 02.10.2022.
3. Войтко, А. М. Методика расчета скоростной характеристики однотрубного амортизатора / А. М. Войтко // «Вестник гражданских инженеров». – 2020. – № 2. – С. 168–172.
4. Математическое моделирование пневматической подвески транспортного средства с упругодемпфирующим приводом регулятора статического положения / И. М. Рябов [и др.] // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2009. – № 3. – С. 143–147.
5. Hu, R. R. The Cylindrical Air Spring Suspension Stability Model and Simulation / R. R. Hu // Innovative Solutions in Materials Science and Engineering. – 2012. – Vol. 201–202. – PP. 321–324.
6. Дубровский, А. Ф. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей «Урал» для повышения скорости движения по изношенным грунтовыми дорогам / А. Ф. Дубровский, М. И. Абрамов, Ю. А. Сакулин // Вестник ОГУ. – 2014. – № 10. – С. 66–75.

Представлено 17.05.2023

**ВЛИЯНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ
НА НДС КОНСТРУКЦИИ**

**THE INFLUENCE OF THE PLIABILITY OF THE ELEMENTS
ON THE STRAINED STATE OF THE STRUCTURE**

**Кисельков А. Л.¹, Шукюров А. О.¹, Насковец А. М.²,
Хацкевич А. С.²**

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

²ОАО «БЕЛАЗ», г. Жодино, Республика Беларусь

A. Kiselkov¹, A. Shukjura¹, A. Naskovetz, A. Hatzkevich²

¹The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

²Joint Stock Company «BELAZ», Zhodino, Belarus

Выполнено сравнение гибкой и жесткой рамы при расчете долговечности сварных соединений по методу VOLVO на примере рамы карьерного самосвала. Моделирование, настройка и расчет прочностного расчета выполнена в программном комплексе ANSYS Workbench. Динамический расчет выполнен в MSC ADAMS.

A comparison of a flexible and rigid frame was made when calculating the durability of welded joints using the VOLVO method using the example of a mining dump truck frame. Modeling, adjustment and calculation

of the strength calculation was performed in the ANSYS Workbench software package. Dynamic calculation was performed in MSC ADAMS.

Ключевые слова: *компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, прочностной расчет, напряженно-деформированное состояние, ANSYS, MSC ADAMS, VOLVO.*

Keywords: *computer modeling, virtual testing, finite element method, strength analysis, stress-strain state, ANSYS, MSC ADAMS, VOLVO.*

ВВЕДЕНИЕ

Расчет долговечности сварных соединений по методу VOLVO выполняется для определения потенциальных зон с наименьшей долговечностью и для оценки ресурса конструкции.

В настоящее время эффективным подходом при оценке работоспособности сложных конструкций является компьютерное моделирование, которое позволяет на стадии проектирования нового изделия провести ряд виртуальных испытаний, эквивалентных натурным, но при этом с меньшими материальными и временными затратами.

Для грамотной оценки результатов рекомендуется использование методов и средств численного моделирования [1–3].

Основная сложность моделирования заключается в необходимости учета большого числа элементов конструкции и разработки большого числа моделей (геометрическая, конечно-элементная модель для динамического расчета и геометрическая и конечно-элементная для прочностного расчета и дальнейшего расчета долговечности по методу VOLVO).

Сравнение гибкой и жесткой моделей выполняется с целью сокращения количества разрабатываемых моделей.

ОПИСАНИЕ МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является рама карьерного самосвала. Режим нагружения – проезд по технологическому режиму по плохой дороге без перегрузки, общая длина маршрута составляет 4400 м. Нагрузки на раму формируются в результате моделирования проезда транспортного средства по технологическому маршруту с использованием программного комплекса ADAMS.

Сравнение типов исполнения моделей выполнялось на основании алгоритма, описанного в [4] (рис. 1).

В среде ADAMS использовались два типа моделирования рам – гибкая рама, созданная на основе конечноэлементной модели и жесткая рама – созданная на основе геометрической модели.

В результате проведенных расчетов были определены общая долговечность и результаты долговечности сварных соединений по методу VOLVO. Проведен анализ полученных результатов.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

В результате расчетов были получены показатели общей долговечности конструкций (рис. 2). Получено качественное совпадение распределения долговечности по зонам. По результатам моделирования проезда транспортного средства в среде ADAMS и расчета НДС рамы в ANSYS так же были получены результаты долговечности сварных соединений по методу VOLVO. На рис. 3 показаны сравниваемые зоны разных вариантов исполнения конструкции. Сравнение полученных результатов показаны на гистограмме (рис. 4).

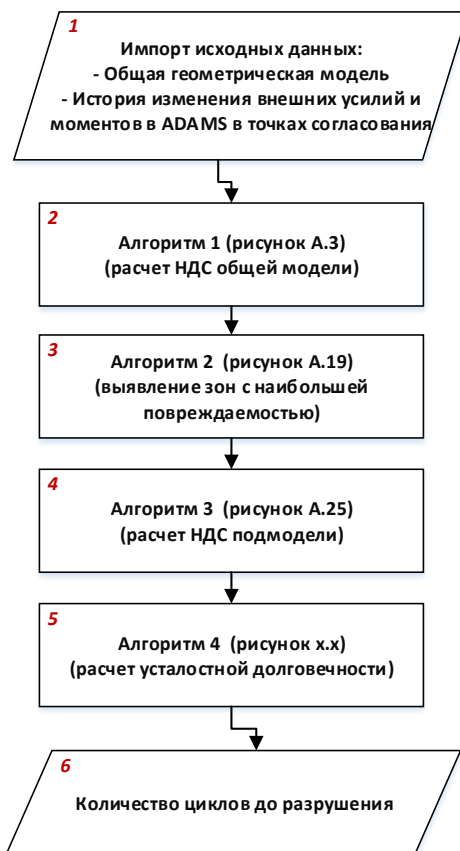


Рисунок 1 – Последовательность использования алгоритмов для расчета усталостной долговечности

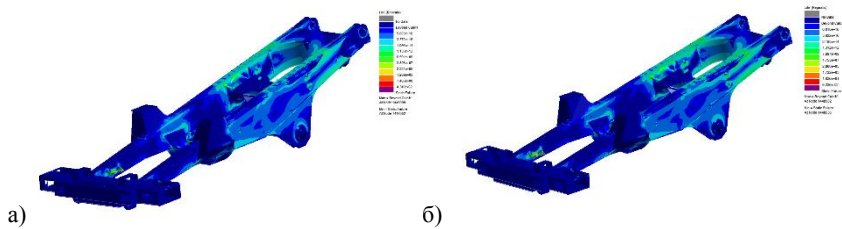


Рисунок 2 – Сравнение результатов расчета общей долговечности гибкой (а) и жесткой (б) рамы

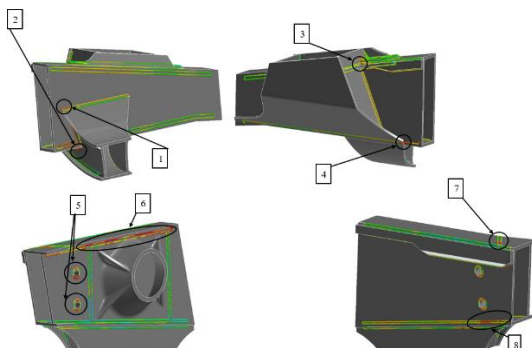


Рисунок 3 – Рассматриваемые зоны для сравнения долговечности по методу VOLVO

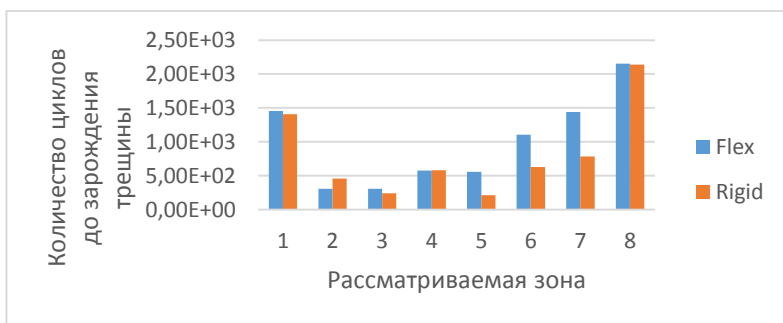


Рисунок 4 – Сравнение результатов расчета долговечности подмоделей по методу VOLVO гибкой и жесткой рамы

Как следует из проведенных расчетов использование жесткой модели рамы приводит к снижению долговечности сварных соединений практически для всех зон.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлены результаты сравнения гибкой и жесткой рамы карьерного самосвала при расчете долговечности сварных соединений по методу VOLVO. По результатам расчета, видно, что зоны общей долговечности для гибкой и жесткой рам совпадают.

Разница в долговечности сварных соединений до зарождения трещины составляет до 50 % и в большинстве случаев у гибкой рамы расчетная долговечность выше. Следовательно, допускается использование жесткой модели в ADAMS.

Необходимо учитывать, что использование жесткой рамы снижает время подготовки расчетной компьютерной модели и снижает потребные вычислительные ресурсы при расчете динамики в ADAMS, однако и показатели расчетной долговечности будут так же ниже.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя. / К. А. Басов. – М. : ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
2. ANSYS в руках инженера: практическое руководство. изд. 2-е, испр. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.
3. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 539 с.
4. Сравнительная оценка усталостной долговечности вариантов конструкции рамы карьерного самосвала методами компьютерного моделирования / С. А. Шляжко [и др.]// Актуальные вопросы машиностроения. – 2021. – № 10. – с. 207–216.

Представлено 15.05.2023

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
ЗАГРУЗКИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**

**COMPUTER SIMULATION OF THE PROCESS OF LOADING
A RIGID MINING TRUCK**

**Кисельков А. Л.¹, Литвинюк П. С.¹, Насковец А. М.²,
Хацкевич А. С.²,**

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

²ОАО «БЕЛАЗ», г. Жодино, Республика Беларусь

A. Kiselkov¹, P. Litviniuk¹, A. Naskovetz, A. Hatzkevich²,

¹The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

²Joint Stock Company «BELAZ», Zhodino, Belarus

Эксплуатация карьерного самосвала включает в себя различные нагрузочные режимы, которые оказывают влияние на общую долговечность машины. Процесс загрузки самосвала оказывает существенное влияние на долговечность платформы.

The operation of a mining truck includes various load conditions that affect the overall durability of the machine. The process of loading a dump truck has a significant impact on the durability of the platform.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, дискретно-элементное моделирование, конечно-элементное моделирование, расчет усталостной долговечности.

Keywords: computer modeling, discrete element modeling, finite element modeling, fatigue life calculation.

ВВЕДЕНИЕ

Для определения нагрузок на платформу карьерного самосвала методом компьютерного моделирования дискретными частицами (DEM) был сформирован осредненный нагрузочный режим, характеризующий условия эксплуатации средней тяжести. Осредненный нагрузочный режим соответствует загрузке карьерного самосвала ковшом объемом 10 м³, который выполняет загрузку в 4 захода среднезернистыми частицами и в 3 захода крупнозернистыми ча-

стицами с последующей разгрузкой путем моделирования опрокидывания платформы. Выбранная последовательность загрузки обусловлена среднестатистическими параметрами груза и сформированными алгоритмами работы на карьере. Для уменьшения трудоемкости и длительности вычислений при компьютерном моделировании мелкозернистые частицы не моделировались, а предполагаемая их масса моделировалась среднезернистыми элементами.

ДИСКРЕТНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАГРУЗКИ САМОСВАЛА

На начальном этапе моделирования загрузки платформы происходит подготовка исходной геометрической модели карьерного самосвала. Приняты два вида дискретных частиц, а именно, большие камни в форме куба с максимальными размерами стороны до 1 м и многогранные эллипсоидные частицы. Задан разброс геометрических размеров частиц, который позволяет учитывать разнообразность загружаемого грунта в карьере. Каждый из семи этапов загрузки разделен на такие подэтапы, как моделирование загрузки ковша частицами и, соответственно, процесс открытия крышки ковша с последующим высыпанием частиц. Визуализация протекания процесса загрузки дискретными частицами представлена на рис. 1. Выходными параметрами проведенного дискретно-элементного моделирования являются силы, возникающие на поверхности самосвальной платформы от частиц, которые в последующем передаются в формате *.axdt в среду конечно-элементного моделирования.

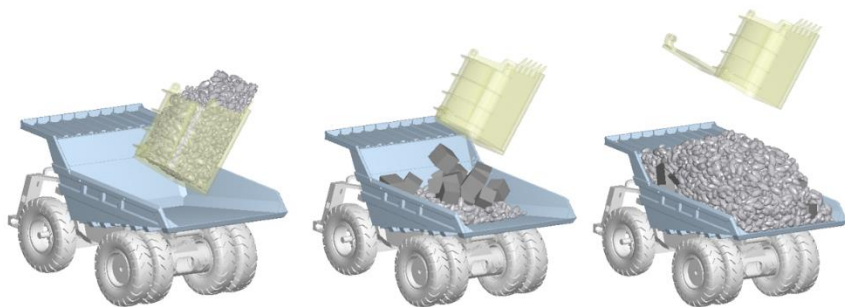


Рисунок 1 – Визуализация протекания процесса загрузки дискретными частицами

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАГРУЗКИ САМОСВАЛА

В среде программного комплекса ANSYS Workbench, на основе твердотельной геометрической модели, разработаны расчетные конечно-элементные модели несущих элементов. Полученные силы в ходе дискретно-элементного моделирования прикладываются к платформе. К конструкции так же прикладываются массы основного навесного оборудования, учитывается работа подвески, контакты в зоне подушек платформы и сила тяжести. Результатом моделирования загрузки являются растягивающие напряжения (рис. 2), возникающие в платформе.

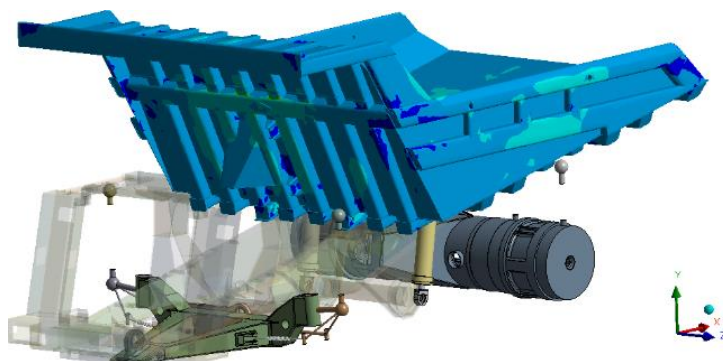


Рисунок 2 – Растягивающие напряжения в платформе самосвала

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛАТФОРМЫ САМОСВАЛА

Полученные результаты расчетов передаются в формате *.rst в программный комплекс nCode. Расчет долговечности проводится в два этапа. Первый этап – расчет общей долговечности кузова для локализации наиболее нагруженных зон для детального рассмотрения. Второй этап – расчет усталостной долговечности выделенной подконструкции методом VOLVO. Результаты расчета усталостной долговечности, представлены в виде распределения накопленной повреждаемости или распределения долговечности (число циклов или блоков нагружения) сварных соединений до разрушения (появления микротрещины) (рис. 3).

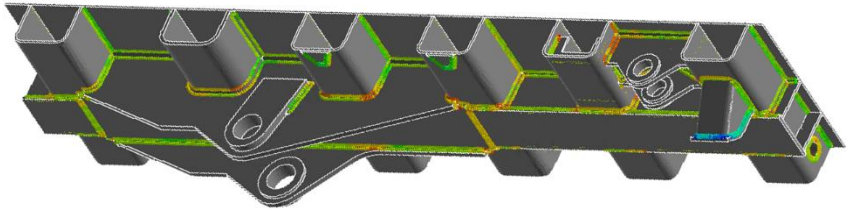


Рисунок 3 – Результаты расчета усталостной долговечности

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С применением дискретно-элементного метода моделирования в совокупности с конечно-элементным методом определены зоны минимальной долговечности конструкции при таких режимах нагружения, как загрузка и разгрузка карьерной техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя / К. А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
2. ANSYS в руках инженера: практическое руководство. изд. 2-е, испр. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.

Представлено 17.05.2023

УДК 629.33

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ
ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ В УСЛОВИЯХ
ВИРТУАЛЬНОГО ПОЛИГОНА**

**SIMULATION OF LOAD MODES OF A CARGO ELECTRIC
VEHICLE ON A VIRTUAL TESTING GROUND**

**Гончарко А. А., Кравченко Александр Л.,
Кравченко Алексей Л., Колесникович А. Н.,**
Объединенный институт машиностроения,
г. Минск, Республика Беларусь

**A. Hancharka, Aliaksandr Krauchonak, Aliaksei Krauchonak,
A. Kalesnikovich,**

**The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus**

Работа посвящена выбору и моделированию нагрузочных режимов грузового электромобиля. Проанализированы полигоны с участками дорог для испытаний электромобилей. Динамическая модель грузового электромобиля разработана в программе ADAMS. Приведены результаты моделирования нагруженности рамы на участке «бельгийская мостовая».

The work considers selection and modeling of load modes of a electric truck. Testing ground with sections of the road for testing electric vehicles are analyzed. The dynamic model of a electric truck was developed in the ADAMS program. The results of modelling the load of the frame on the «Belgian bridge» section are given.

Ключевые слова: электромобиль, динамическая модель, ADAMS, режим нагружения, полигон.

Keywords: electric vehicle, dynamic model, ADAMS, load mode, testing ground.

ВВЕДЕНИЕ

Многообразие реальных условий нагружения несущих систем (рам) как автомобилей, так и электромобилей, а также сложность их геометрических форм существенно затрудняют проведение расчетов классическими методами при проектировании нового автомо-

бия. На практике для воспроизводства всего спектра нагружений несущих систем проводят полигонные и эксплуатационные испытания, которые требуют наличие реального образца техники. Современные методы компьютерного моделирования и виртуальных испытаний позволяют проводить такие испытания в виртуальной среде при наличии соответствующего программного обеспечения и валидированных компьютерных моделей без изготовления реального образца техники. Важным этапом при проведении виртуальных испытаний, является выбор и моделирование нагрузочных режимов.

Объектом исследования является грузовой электромобиль колесной формулой 4×2, полной массой 3150 кг и грузоподъемностью 1000 кг предназначенный для перевозки грузов на дорогах общего пользования в городских условиях, экологических чистых зонах и на закрытых территориях.

ОБЗОР ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ПОЛИГОНОВ

Для обоснования и выбора нагрузочных режимов грузового электромобиля проанализируем существующие испытательные треки автомобильных полигонов. В НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» (г. Дмитров Российская Федерация) представлено 15 типов и разновидностей испытательных дорог (дорога с базальтовым покрытием; асфальто-бетонная с повышенным и пониженным коэффициентами сцепления; с покрытиями «выбитый булыжник», «бельгийская мостовая»; песчаный участок; грунтовая дорога и др.) общей протяженностью 110 км на площади 25 кв. км, моделирующих практически весь спектр дорожных условий эксплуатации автотехники в России [1]. На данном автополигоне не выделен особый участок дорог для испытаний электромобилей, однако испытания по оценке нагруженности несущих систем тут можно провести в полном объеме, а комплекс дорог после оцифровки предлагается авторами использовать для проведения виртуальных испытаний.

Испытательные полигоны в разных странах, такие как HORIBA MIRA (Великобритания), ASTAZERO (Volvo, Швеция), Automotive Proving Ground Zala Ltd (Будапешт, Венгрия) имеют широкий спектр испытательных дорог и охватывают все области разработки и испытаний автомобилей [2–4]. Данные автополигоны в той или иной мере содержат отдельные испытательные участки для проведения испытаний электромобилей.

Дорога с микропрофилем «бельгийская мостовая», представленная в том числе и на автополигоне НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» находит широкое применение при проведении ресурсных и ускоренных испытаний несущих систем на многих испытательных автополигонах мира и обеспечивает форсирование нагружения в том числе и таких узлов как подвески, мосты, оси, детали рулевого управления и т. д. [5].

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ.

В программе компьютерного моделирования ADAMS разработана динамическая модель исследуемого грузового электромобиля, которая включает модели передней и задней подвесок, шин, рулевого управления, несущих систем и др. На рис. 1 представлен общий вид динамической модели электромобиля.

Исходными данными для модели являлась техническая характеристика проектируемого грузового электромобиля, габаритные размеры, кинематические параметры рулевого управления, упругие характеристики подвесок, а также масс-инерционные характеристики.

В исследуемом электромобиле применяется передняя и задняя подвески с малолистовыми рессорами и гидравлическими амортизаторами. Упругим и направляющим элементом подвески являются рессоры. Модели рессор разработаны в программе ADAMS Chassis.

На рис. 2 приведена схема электромобиля с указанием шарниров соединения рамы и подвески, принятых для оценки силовой нагруженности шасси.

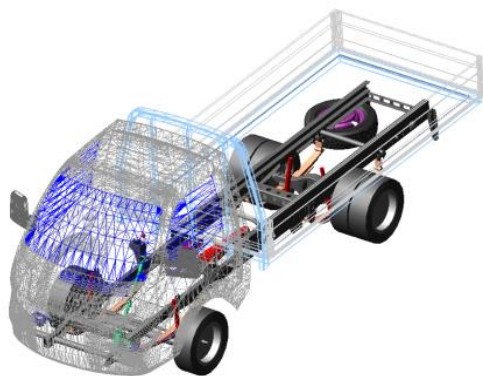


Рисунок 1 – Общий вид динамической модели электромобиля в программе ADAMS

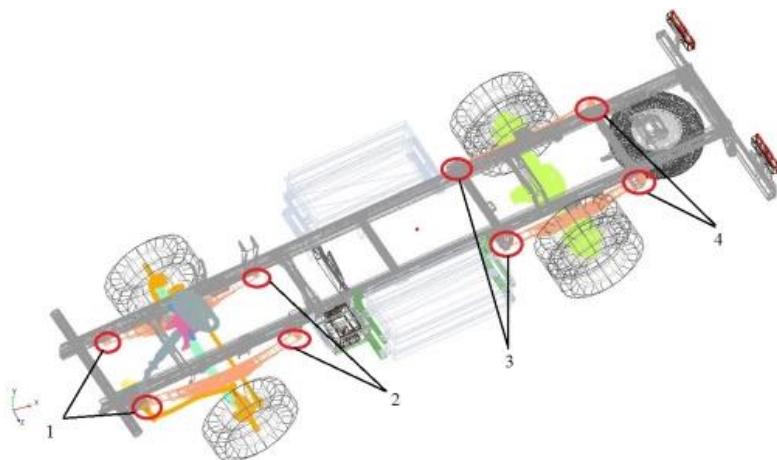


Рисунок 2 – Схема нумерации шарниров шасси электромобиля для оценки его силовой нагруженности:

- 1 – крепление коренного листа передней рессоры к раме; 2 – крепление серьги передней рессоры к раме;
- 3 – крепление коренного листа задней рессоры к раме;
- 4 – крепление серьги задней рессоры к раме

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ.

Проведено моделирование на дорогах с различными профилями и скоростными режимами. В качестве примера в работе представлены результаты моделирования движения электромобиля по микропрофилю «бельгийская мостовая» со скоростью 10 км/ч.

На рис. 3 представлен график результирующих сил в передней подвеске при движении по микропрофилю «бельгийская мостовая».

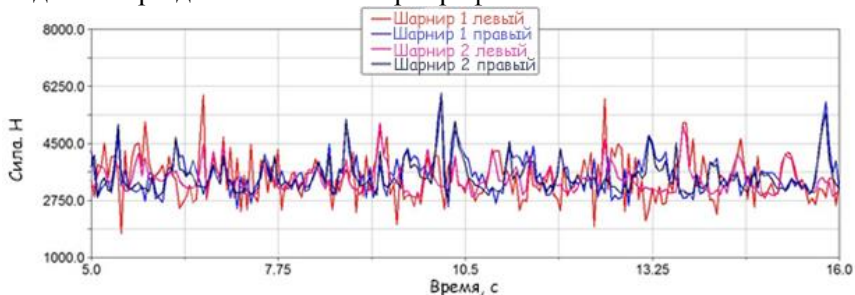


Рисунок 3 – График результирующих сил в передней подвеске

В табл. 1 представлены результаты анализа компьютерного моделирования силовой нагруженности шасси электромобиля.

Таблица 1 – Результаты силовой нагруженности шасси электромобиля

Номер шарнира	Силы и их проекции в системе координат электромобиля	Силы, Н							
		Минимум		Максимум		Среднее значение		Средне-квадратическое отклонение	
		лев	прав	лев	прав	лев	прав	лев	прав
1	X (продольная)	-5484	-5798	1067	908	-1252	-1325	985	934
	Y (вертикальная)	-5063	-5612	-1702	-1366	-3015	-3098	644	685
	Z (поперечная)	-1492	-1062	1002	1314	-214	-194	481	421
	Результирующая	1749	2513	5984	6042	3444	3550	675	557
2	X (продольная)	-717	-1243	4233	5756	1255	1222	810	936
	Y (вертикальная)	-5115	-5391	-1310	-808	-2984	-3046	665	745
	Z (поперечная)	-746	-653	936	1252	197	223	307	386
	Результирующая	2845	2776	5137	5945	3398	3485	410	510
3	X (продольная)	-1226	-610	4824	4520	1895	1838	955	1048
	Y (вертикальная)	-6630	-7228	-1672	-1099	-4210	-4293	859	982
	Z (поперечная)	-1155	-1295	2508	1418	357	277	561	448
	Результирующая	2429	2179	7538	7557	4754	4810	895	1010
4	X (продольная)	-3264	-3032	-522	-169	-1805	-1788	387	402
	Y (вертикальная)	-6943	-7476	-1476	-506	-4230	-4316	917	1055
	Z (поперечная)	-1478	-2025	1594	881	-246	-309	488	510
	Результирующая	1691	830	7672	7905	4637	4712	969	1118

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье приводится краткое описание полигонов для испытаний автомобильной техники, разработанной динамической модели электромобиля и пример результатов виртуальных испытаний исследуемого электромобиля на режиме движения по микропрофилю «бельгийская мостовая». В результате моделирования проведен силовой анализ и показано, что в режиме движения электромобиля по дороге с микропрофилем «бельгийская мостовая» расчетные значения максимальных сил в шарнирах соединения подвесок с рамой составляют: продольная 5798 Н, поперечная 2508 Н, вертикальная 7476 Н.

Проведенное компьютерное моделирование позволяет произвести оценку показателей нагруженности шасси в динамической постановке при различных дорожных условиях. Результаты данных

исследований будут в дальнейшем использованы при оценке долговечности рамы электромобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. На круг – полсотни: 50 лет Дмитровскому полигону [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.zr.ru/content/articles/677095-na-krug-polsotni-poligonu-niciamt-50-let>. – Date of access: 17.05.2023.

2. 2 млн. кв. м автополигона ASTAzero – Active Safety Test Area Volvo. [Electronic resource]. – Mode of access: <https://old.clubvolvo.ru/content.php?r=365-2-млн-кв-м-автополигона-Astazero-Volvo>. – Date of access: 17.05.2023.

3. Испытательный трек новаторская разработка автомобиля: за кулисами. [Electronic resource]. – Mode of access: <https://appmaxx.com/2019/08/25/the-test-track-pioneering-car-development-behind-the-scenes-at-horiba-mira>. – Date of access: 17.05.2023.

4. Испытание трассы пионерской разработки автомобиля: за кулисами в Horiba MIRA. [Electronic resource]. – Mode of access: https://www.info-klient.by/n773-ispytanie_trassy_pionerskoy_razrabotki_avtomobilya_za_kulisami_v_Horiba_MIRA.html. – Date of access: 17.05.2023.

5. Прочность и долговечность автомобиля / Б. В. Гольд [и др.] – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.

Представлено 17.05.2023

УДК 629

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ БОЛЬШЕГРУЗНОГО САМОСВАЛА

OPTIMIZATION OF THE ELASTIC ELEMENT OF THE HEAVY DUMP SUSPENSION

Дыко Г. А., канд. техн. наук, доц., **Тан Имэн**, маг.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
H. Dyko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Tang Yimeng, Master Student,
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

Проведен обзор современных конструкций элементов подвесок большегрузных самосвалов и известных методов для задач оптимизации параметров, решена задача оптимального выбора параметров конструкции элементов подвески с анализом результатов для конкретной модели самосвала.

The review of modern structures of suspension elements of heavy cargo dump trucks and known methods for optimization of parameters was carried out, the task of optimal choice of parameters of suspension elements design with analysis of results for a specific dump truck model was solved.

Ключевые слова: оптимизация, подвеска, самосвал.

Keywords: optimization, suspension, dump truck.

ВВЕДЕНИЕ:

Гидропневматическая подвеска – подвеска колес транспортного средства, в которой функцию упругих элементов подвески выполняют гидропневматические элементы (ГПЭ) особой конструкции, в которых усилие сжатия передается жи

сжатым газом на индивидуальную для каждого демпфера и несущую основную нагрузку на колесо замкнутую пневмокамеру-ресивер. Обязательным элементом устройства такой подвески является общая для всех демпферов гидросистема, состоящая из накопительного ресивера, насоса, блока гидроклапанов и модуляторов

давления, датчиков уровня, а также трубопроводов подачи жидкости к каждому демпферу [1].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ:

1. Построение безразмерной упругой характеристики ГПЭ.

Для выполнения оптимизации конструктивных параметров упругого элемента подвески с помощью компьютерной программы необходимо преобразовать характеристику упругого элемента в безразмерный вид. Значения деформации h_s и нагрузки F_s используются для получения значений деформации $h_{эw}$ и безразмерной силы $F_{эw}$ по формулам [2]. Расчеты выволены для конкретной модели карьерного самосвала:

$$h_{эw} = h_s - h_{s0}, \quad F_{эw} = (f_s - f_{s0}) / F_{s0}.$$

Заполняется табл. 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов безразмерной характеристики упругого элемента

$h_{эw}, M$	-0.149094	-0.1192752	-0.0894564	-0.0596376
$F_{эw}, H$	-1	-0.55067073	-0.451188084	-0.329679726
$h_{эw}, M$	-0.0298188	0	0.0298188	0.0596376
$F_{эw}, H$	-0.181269108	0	0.221402551	0.49182419
$h_{эw}, M$	0.0894564	0.1192752	0.149094	
$F_{эw}, H$	0.822117871	1.225539414	1.718279517	

По данным табл. 1 строится график безразмерной характеристики упругого элемента $F_{эw} - h_{эw}$ (рис. 1). Данные из табл. 1 в дальнейшем используются при заполнении файла исходных данных для компьютерной программы оптимизации параметров упругого элемента [3].

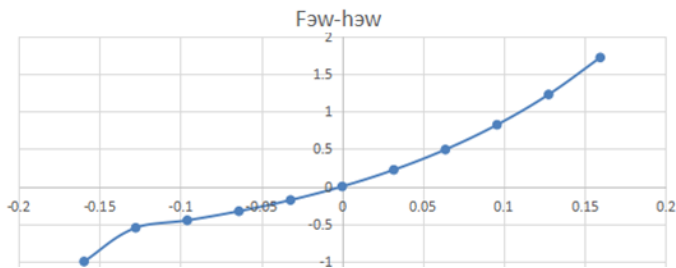


Рисунок 1 – Безразмерная характеристика упругого элемента

2. Анализ результатов оптимизации параметров гидropневмo-элемента подвески.

Результаты моделирования приведены в табл. 2–3.

Таблица 2 – Результаты по методу Нелдера–Мида

Перемещение поршня, мм	Безразмерная сила		
	Заданная	До оптимизации	После оптимизации
-145	-1	-0,4942	-0,9437
-116	-0,551168595	-0,4355	-0,6683
-87	-0,451644266	-0,3633	-0,4811
-58	-0,330051311	-0,2726	-0,3227
-29	-0,181496211	-0,1557	-0,1677
0	0	0	0
29	0,221740581	0,2163	0,195
58	0,492650573	0,5344	0,4356
87	0,823632421	1,041	0,7486
116	1,228006518	1,958	1,18
145	1,722046937	4,022	1,817

Таблица 3 – Результаты по методу Флетчера

Перемещение поршня, мм	Безразмерная сила		
	Заданная	До оптимизации	После оптимизации
-145	-1	-0,4942	-0,9253
-116	-0,551168595	-0,4355	-0,6195
-87	-0,451644266	-0,3633	-0,4429
-58	-0,330051311	-0,2726	-0,2991
-29	-0,181496211	-0,1557	-0,1571
0	0	0	0
29	0,221740581	0,2163	0,1876
58	0,492650573	0,5344	0,4252
87	0,823632421	1,041	0,7431
116	1,228006518	1,958	1,195
145	1,722046937	4,022	1,89

На рис. 2 видно, что график характеристики меньше отличается от заданного при использовании метода Нелдера–Мида. Этот метод лучше подходит для оптимизации подвески самасвала БелАЗ 7555.

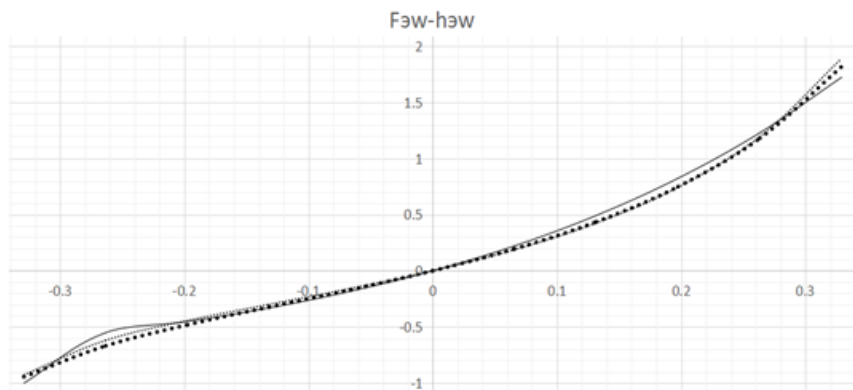


Рисунок 2 – Безразмерная характеристика упругого элемента после оптимизации:
 ●●●●● – Метод Нелдера-Мида; - - - - - Метод Флэтчера; ———— - До оптимизации

Значения после оптимизации представлены ниже:

1. Приведенная высота столба газа в основной полости: 280,1 мм.
2. Коэффициент противодействия: 0,1440.
3. Приведенная высота столба газа в полости противодействия: 221,2 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье провели расчеты по оптимизации параметров гидропневматического упругого элемента подвески карьерного самосвала для разных значений исходных данных и разными методами оптимизации с помощью компьютерной программы, разработанной на кафедре «Автомобили» БНТУ. Мы можем прийти к такому выводу – оптимальные значения основных параметров ГПЭ подвески обеспечивают наиболее полное совпадение ее расчетной упругой характеристики с требуемой характеристикой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили: конструкция, конструирование, расчет. Системы управления и ходовая часть / под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш.шк. – 1987.
2. Руктешель, О. С. САПР узлов и механизмов автомобилей: учебно-методическое пособие / О. С. Руктешель, Г. А. Дыко, С. А. Сидоров. – Минск : 2012. – 48 с.

3. Гришкевич, А. И. Основы САПР динамических систем автомобиля : методическое пособие / А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако, О. С. Руктешель. – Минск: БПИ, 1990. – 43 с.

Представлено 17.05.2023

УДК 621

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ БЕСПИЛОТНОГО ДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF UNMANNED ROAD TRANSPORT

Хуан Доу, магистрант,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
Huang Dou, Master's student,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ текущей ситуации с беспилотными транспортными средствами, поймите принцип работы и гарантии безопасности, а также проведен анализ перспективы их развития.

The analysis of the current situation with unmanned vehicles, understand the principle of operation and safety guarantees, as well as the analysis of the prospects for their development.

Ключевые слова: *перспектива, беспилотный транспорт.*

Keywords: *perspective, unmanned transport.*

ВВЕДЕНИЕ:

Беспилотный автомобиль – транспортное средство, оборудованное системой автоматического управления, которое может передвигаться без участия человека [1].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ:

1. Общие принципы работы беспилотных автомобилей.

Общие принципы работы у всех беспилотных автомобилей примерно одинаковы. Предлагаем ознакомиться с ними на примере автомобиля Toyota Prius в версии Google (рис. 1).



Рисунок 1 – Пример автономного вождения

Позже разработчики приходят к идее использовать совместно с указанным оборудованием высокоточные карты. Автономное передвижение только лишь с помощью датчиков требует постоянного сканирование окрестности и, как результат, огромных вычислительных мощностей. Высокоточные карты позволяют автомобилю передвигаться даже по дорогам, не имеющим специальной разметки, а датчики предполагается использовать только для своевременной реакции автомобиля на изменения ситуаций на дорогах (переход дороги пешеходами, обгоны и др.) [2].

2. Безопасность беспилотных автомобилей.

Обучение системы безопасности на нейросети с помощью собранных данных неизбежно будет страдать от недостаточной интерпретируемости и объяснимости. Если автопилот собьет пешехода с летальным исходом – нужно найти причину и объяснить, из-за чего конкретно произошло происшествие, что нужно исправить в системе, чтобы такого больше не повторилось. К сожалению, «черный ящик» нейросети не позволяет обеспечить ясное и понятное объяснение в таких ситуациях.

Беспилотным автомобилям придется делить дорогу с людьми на протяжении ближайших десятилетий, поэтому каждая модель должна учитывать непредсказуемый характер людей. Кроме того, автопилотам придется в первые десятилетия подстраиваться под стиль вождения, который люди считают «нормальным».

При разработке модели гарантированной безопасности следует учитывать, что любой автомобиль в любой момент может испытать механическое повреждение или подвергнуться воздействию внешних сил. Хотя полностью предусмотреть все сценарии возможной аварии невозможно, но можно минимизировать вероятность таких сценариев и прогнозируемую смертность на час езды [3].

Также важен вопрос цифровой безопасности беспилотника, да и в принципе любого современного автомобиля, имеющего выход в интернет, точку подключения Wi-Fi и возможность присоединения Bluetooth-гарнитуры, уже почти год как актуален, начиная с того случая, когда хакер в США смог подключиться к автомобилю в момент его движения по автостраде и полностью перехватить его управление на себя (в частности, он смог заглушить двигатель). И это произошло на автомобиле, который не был полностью цифровым гаджетом, как беспилотник. Соответственно, для автономных автомобилей будет крайне актуальным вопрос обновления софта, установка firewall и антивирусов.

Разумеется, все перечисленные угрозы не должны стать «приговором» беспилотным автомобилям. Это лишь направления для вопросов, которые должны быть проработаны и послужить основой для рекомендаций. Ответы найдутся. К примеру, уже сейчас компания Toyota изучает возможность использования блокчейн-технологий (столь популярных для обсуждения в информационном поле в последнее время) в процессе обмена информацией беспилотниками и между собой, и для качественного взаимодействия с окружающей «умной» инфраструктурой. Разработчики систем обмена данными и систем безопасности не стоят на месте. И скорее всего, к тому моменту, когда серийно выпускаемые автономные авто будут ездить по дорогам общего пользования, все вышеуказанные задачи будут полностью решены.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, беспилотные транспортные средства обладают различными потенциалами и преимуществами, и перспективы их развития очень широки. При постоянном совершенствовании технологии это станет очень важной технологией и незаменимым фактором развития в сфере общественной жизни в будущем. Однако для того, чтобы эта технология достигла максимального развития и применения, необходимо, чтобы все работало сообща с точки зрения технологии, права и экономики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Есть ли будущее у беспилотного транспорта в Европе и в России [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://fastmb.ru/autonews/auto>. – Дата доступа: 14.10.2017.
2. Казанская, Л. Ф. Императивы инновационного развития транспортной системы в условиях глобализации / Л. Ф. Казанская, Е. С. Палкина // Экономика железных дорог. – 2016. – № 12. – С. 52–58.
3. Ализар, А. Автономные автомобили сэкономят нам триллионы долларов / А. Ализар [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://xakep.ru/2013/01/24/59998>. – Дата доступа: 14.10.2017.

Представлено 13.05.2023

**КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ
ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

**DESIGN FEATURES OF THE VIBRATION-ISOLATING
FASTENING OF TRANSPORT MACHINES**

Василевич Ю. В.¹, д-р физ.-мат. наук, проф.,
Неумержицкая Е. Ю.², канд. физ.-мат. наук, доц.,
Москалев С. А.¹, асп.,

Беляцкая Л. Н.¹, канд. физ.-мат. наук, доц.,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²Академия последиplomного образования,
г. Минск, Республика Беларусь

Yu. Vasilevich¹, Doctor of Physics and Mathematics, Professor,
E. Neumezhitskaya², Ph.D. in Physics and Mathematics,
Associate Professor, S. Moskaev¹, graduate student,
L. Belyatskaya¹, Ph.D. in Physics and Mathematics,
Associate Professor,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²Postdiploma Education Academy, Minsk, Belarus

*Описаны конструктивные особенности виброизолирующего
крепления транспортных машин.*

*Design features of vibration-isolating fastening of transport machines
are described.*

Ключевые слова: виброизоляция, импеданс, полиуретан, транспортная машин.

Keywords: vibration isolation, impedance, polyurethane, transport machines.

ВВЕДЕНИЕ

Виброизолирующие конструкции транспортных машин предназначены для снижения шума и вибрации, возникающих от работы двигателя, максимального реактивного момента, осевых сил со сто-

роны трансмиссии, инерционных сил, при торможении и повороте транспортного средства и т. д.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Существуют два способа виброизоляции транспортных машин – активный и пассивный. Активный способ предусматривает изоляцию источника вибрации т. е. двигателя. Пассивный способ применяют при виброизоляции салона или кабины от рамы, являющейся каналом передачи вибрации. Следует иметь ввиду, что с увеличением эффективности виброизолирующего крепления возрастает уровень вибрации двигателя или иного возбуждающего колебания источника. Исходя из эксплуатационных условий функционирования разрабатываемой транспортной машины техническими условиями можно предусмотреть нормы по предельным уровням вибрации двигателя, чтобы не осуществлять дополнительной виброизоляции.

Используя терминологию перепада вибрации на виброизоляторах, можно сделать вывод, основанный на результатах натурных исследований – если импеданс опорной поверхности меньше импеданса в четыре раза импеданса механизма над виброизолятором, то расчетная величина виброизоляции соизмерима с аналогичной величиной перепада вибрации.

Исследование по виброизоляции верхнего строения пути метрополитена неглубокого заложения показали, что надежным и эффективным способом виброзащиты являются виброизоляторы изготовленные из полиуретановых эластомеров Sylomer и Sylodyn австрийской фирмы Getzner. Материал Sylomer представляет собой эквивалент пружины, конструктивно совмещенный с амортизатором. Динамическая жесткость данных материалов практически не зависит от амплитуды возбуждения колебаний. Материал отличается благоприятным соотношением динамической и статической жесткостей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из практического опыта применения для виброизоляции механических систем рекомендуется использование материалов Sylomer и Sylodyn в технической акустике транспортных машин.

Представлено 13.05.2023

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ
КОНСТРУКЦИЙ ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ ВИДОВ
ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА**

**THEORETICAL DIRECTIONS OF DEVELOPMENT
OF STRUCTURES OF PNEUMATIC WHEELED TYPES
OF URBAN PASSENGER TRANSPORT**

Неволин Д. Г.¹, д-р техн. наук, проф.,

Цариков А. А.¹, канд. техн. наук, доц.,

Сорогин И. Г.¹, канд. пед. наук, доц., **Шадрин Н. В.**², ст. преп.,

¹Уральский государственный университет путей сообщения,
г. Екатеринбург, Россия,

²Сибирский Федеральный Университет, г. Красноярск, Россия

D. Nevolin¹, Doctor of Technical Sciences, Prof.,

A. Tsarikov¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

I. Sorokin¹, Ph.D. in Pedagogical Sciences, Associate Professor,

N. Shadrin², Senior Lecturer,

¹Ural State University of Railway Engineering,

Yekaterinburg, Russia,

²Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia

В статье рассмотрена история развития подвижного состава городского пассажирского транспорта, в части троллейбусного и автобусного движения. Представлены основные направления дальнейшего развития конструкций пневмоколесных видов пассажирского транспорта.

The article examines the history of the development of rolling stock of urban passenger transport, in terms of trolleybus and bus traffic. The main directions of further development of structures of pneumatic wheeled types of passenger transport are presented.

Ключевые слова: городской общественный транспорт, конструкции подвижного состава, троллейбус, автобус.

Key words: urban public transport, rolling stock structures, trolleybus, bus.

ВВЕДЕНИЕ

Примечательно, что в Советском союзе отдельные заводы узко специализировались на производстве отдельных видов техники. Наибольший объем автобусов для городских перевозок производил Ликийнский автобусный завод под маркой ЛиАЗ. Лидером по производству троллейбусов был завод имени Урицкого в городе Энгельс, выпускавший всем известные модели ЗиУ-682. Достаточно большой объем автобусов для городских перевозок осуществлялся из Венгрии. Автобусы модели Икарус-260 и Икарус-280, использовались на маршрутах практически во всех крупных и крупнейших городах постсоветского пространства.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Первые отечественные автобусы и троллейбусы, предназначенные для перевозки пассажиров на городских маршрутах, появились почти одновременно в начале 30-х годов XX столетия. Однако развитие их конструкций изначально пошло по разным путям.

Первые троллейбусы типа ЛК появились в Москве в 1933 году и уже в тот период имели кузов вагонного типа [1]. Довоенные автобусы марки Я-6, АМО-4, ЗИС-8, напротив имели конструкцию капотного типа с узкими дверями для входа пассажиров [2]. Только после великой отечественной войны на улицах советских городов начали появляться автобусы капотного типа ЗИС-154, 155, 158.

Рост численности населения городов Советского союза требовал большего количества подвижного состава, а особенно для тяжело нагруженных направлений. Поэтому после появления трамвайных поездов, состоящих из нескольких вагонов, в городах советского союза начали использовать сочлененные троллейбусы марки ТС-1.

Стоит отметить, что отечественные троллейбусы сочлененного типа появились уже в 1959 году и имели 4 двери для входа и выхода пассажиров. Советским специалистам на тот момент уже было понятно, что на маршрутах с большим пассажиропотоком необходимо большее количество дверей, для снижения времени посадки-высадки пассажиров.

В 1972 году на городские маршруты выходит троллейбус ЗиУ-9, которые имел три двери для посадки-высадки пассажиров. Отечественные автобусы на тот момент выпускались только в двух двер-

ной компоновке (ЛИАЗ-677), а трех дверные и сочлененные автобусы поставлялись из Венгрии (Икарус-556 и Икарус-180) [3].

После распада Советского союза, городские перевозки претерпели серьезные изменения. Особенно это касается городов России. На рынок пассажирских перевозок вышли частные компании, которые использовали подвижной состав разного типа и разного класса. Автобусы малого и особо малого класса, междугороднего сообщения, а также подвижной состав для перевозки бригад на места производства работ.

Подобные изменения отрицательным образом сказались на объеме производства троллейбусов и автобусов городского типа. Одновременно с этим в городах России началось банкротство и закрытие систем городского электрического транспорта. Таким образом, потенциальный спрос на троллейбусы начал снижаться.

Как видно из рис. 1, динамика производства троллейбусов, начиная с 1991 года неуклонно снижается. Если в начале 90-х годов производство троллейбусов составляло 1500 единиц в год, то после падения в 1996 году, этот показатель ни разу не поднимался выше 1000 троллейбусов.

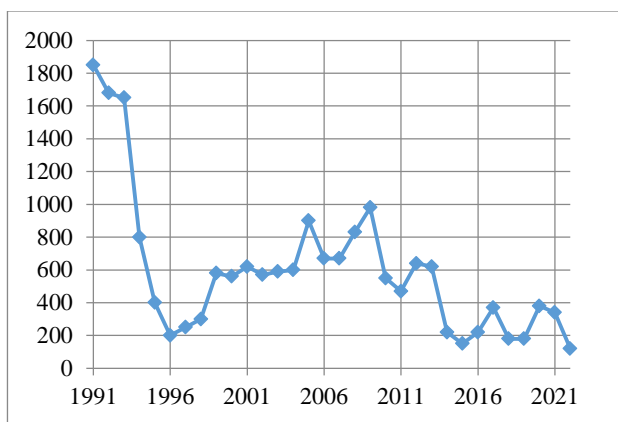


Рисунок 1 – Динамика производства троллейбусов в России за 1991 – 2022 годы [4]

Значительные колебания спроса на троллейбусы в течение последних 30 лет негативно сказались на заводе имени Урицкого. Производство, созданное под ежегодный выпуск 3000 троллейбу-

сов, постепенно скатывалось до 100–150 единиц, что, в конце – концов, привело к закрытию завода.

Как видно из рис. 2, одной из наиболее удачных пятилеток, можно считать период с 2006 по 2010 год, когда ежегодно в среднем производилось 740 троллейбусов. Затем спроса начался снижаться и на данный момент рынок продажи троллейбусов можно оценить в 250–260 машин ежегодно.

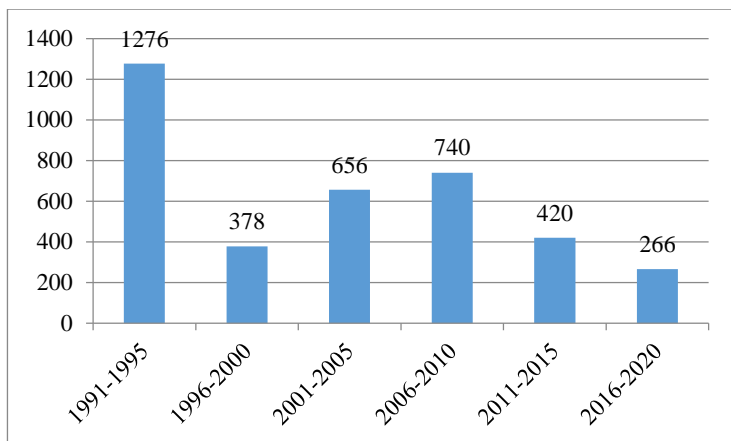


Рисунок 2 – Среднегодовое производство троллейбусов в России в разрезе отдельных пятилеток

Необходимо отметить, что одновременно с падением спроса на троллейбусы, его производство наладили сразу же на нескольких новых предприятиях. На таких как: Ликинский автобусный завод, Белорусский завод коммунальных машин, ПК «Транспортные системы», Транс-Альфа, Нефтекамский автомобильных завод и других предприятиях.

Стоит отметить, что основной объем закупок троллейбусов за последние 20 лет, приходился на Москву и Санкт-Петербург. Всем заводам по производству троллейбусов и автобусов, было крайне важно выиграть тендеры на поставку подвижного состава в обе столицы России, так как ты обеспечивал себя работой на несколько лет вперед.

На рис. 3 представлены данные по объему закупок троллейбусов в Москву и Санкт-Петербург в течение последних 10 лет. Как видно

из рисунка, столицы России всегда являлись львиной долей рынка городского пассажирского транспорта.

Однако закрытие троллейбусного движения в Москве и появление электробусов значительно изменило рынок подвижного состава в городах России.

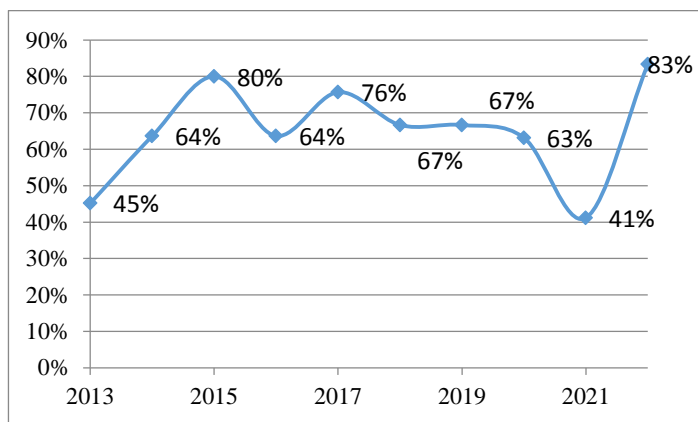


Рисунок 3 – Доля троллейбусов, приобретаемых Москвой и Санкт-Петербургом в общей структуре закупок по России.

На сегодняшний день конструкции троллейбусов и автобусов практически подошли к одной точке. Их производство фактически не отличается, имеются различия в источнике энергии и силовой установке. Подвижной состав с дизельными двигателями потеснили автобусы, работающие на сжатом и сниженном газе. Троллейбусы в классическом их исполнении стали сдавать позиции в пользу электробусов и троллейбусов с возможностью автономного хода.

Одновременно с этим, на производство городского пассажирского транспорта начинают оказывать новые экологические тренды. Производители автобусов в серьез рассматривают конструкции подвижного состава на водородном двигателе, этаноле, биодизеле и других альтернативных видах топлива, а также их гибриды.

Указанные выше причины требуют от производителя разработки универсального кузова для городского подвижного состава, который в зависимости от требований заказчика будет оснащаться тем или иным двигателем и источником питания. Иными словами, современные автобусные заводы должны создавать универсальное

транспортное средство. Производство одного типа подвижного состава, автобуса или троллейбуса, в условиях высокой конкуренции и значительного колебания рынка, не позволит заводам нормально функционировать.

Наряду с этим, на конструкцию подвижного состава существенное влияние оказывают требования по доступной среде маломобильных граждан. Перед руководством крупных и крупнейших городов встает задача постепенного перехода на низкопольный или полунизкопольный подвижной состав. При этом в салоне подвижного состава необходимо предусматривать пространство и соответствующие технические средства для крепления детских и инвалидных колясок (рис. 4).



Рисунок 4 – Площадка в средней части салона автобуса для инвалидов и пассажиров с детскими колясками.

Еще одним перспективным направлением развития пневмоколесных видов городского пассажирского транспорта являются системы скоростного автобуса и скоростного троллейбуса. Данные системы широко используются в развитых и развивающихся странах мира, однако в России не получили распространения. Однако

именно скоростные системы пневмоколесных видов транспорта можно считать наиболее перспективными для нашей страны.

Скоростные системы не только изменять структуру перевозок городским транспортом, но и окажут влияние на конструкцию автобусов. В системах скоростного автобусного движения широко используются сочлененный подвижной состав, в том числе двойного сочленения. Кроме того, для скоростных систем, в некоторых случаях необходим подвижной состав с двухсторонним расположением дверей.

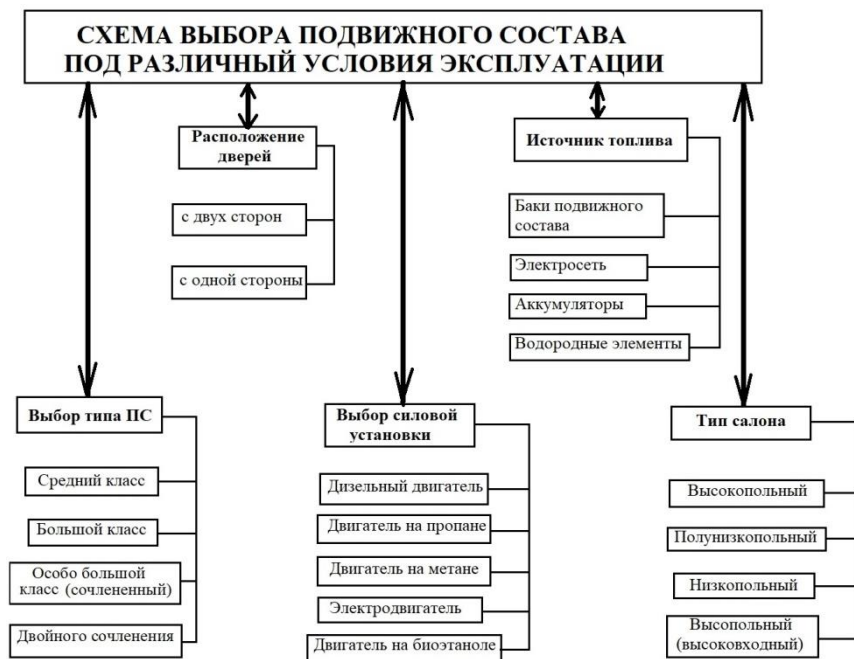


Рисунок 5 – Схема выбора конструкции подвижного состава под различные условия эксплуатации

Учитывая выше сказанное, авторы статьи составили условный конфигуратор для выбора подвижного состава заказчиком. Подобная схема позволит производителям более эффективно разрабатывать конструкции подвижного состава, под различные условия экс-

платации, а также управлять процессом производства на конвейере (смотрим рис. 5).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение необходимо отметить, что требования пассажиров, в части комфорта постоянно растут и требуют от производителей все более новых и эффективных решений в изменение конструкции подвижного состава. Одновременно с этим растут требования от экологических организаций, а также структур, отвечающих за безопасность дорожного движения. Поэтому конструкции подвижного состава в перспективе будут меняться.

ЛИТЕРАТУРА

1. Максимов, А. Н. Городской электротранспорт: Троллейбус. Учебник для начального профессионального образования / А. Н. Максимов. – М. : Издательский центр «Академия», 2004. – 256 с.

2. Страментов, А. Е. Городской транспорт и организация движения. / А. Е. Страментов, В. Г. Сосянц, М. С. Фишельсон. – М. : Издательство Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1960. – 352 с.

3. Краткий автомобильный справочник. Государственный научно-исследовательский институт автомобильного транспорта. – М. : Транспорт, 1979. – 464 с.

4. Аналитический отчет «Троллейбусный транспорт в России. Состояние и перспективы рынка», Москва, 2022. – 122 с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://vk.com/doc8845736_647836966?hash=jzAohl9eGTGrzylcqzFB2FblrtJt7OpR5a6kOZJ2hEz&dl=u8t9zS Pqd8t0QmCe69MNa3usBKWГjKfPZINbTeGOYFw. – Дата доступа: 5.05.2023.

Представлено 13.05.2023

**ПЕРСПЕКТИВНОСТЬ СОЗДАНИЯ ДВУХМЕСТНОГО
МАЛОГАБАРИТНОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ**

**THE PROSPECT OF CREATING A TWO-SEATER
SMALL-SIZED ELECTRIC CAR**

Добриневский В. А., магистрант,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
V. Dobrinevskiy, Undergraduate,
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

Развитие электротранспорта стало одним из основных трендов в развитии мирового автомобилестроения в течение двух десятилетий. Основное их преимущество – уменьшение экологической нагрузки и сокращение вредных выбросов в окружающую среду. В этом направлении пройден большой путь от первых пилотных образцов машин, демонстрировавших главным образом преимущества автомобилей с источником электрической энергии, до серийного и массового производства легковых и легких коммерческих автомобилей, электробусов и другой техники.

The development of electric vehicles has been one of the main trends in the development of the global automotive industry for two decades. Their main advantage is the reduction of the environmental load and the reduction of harmful emissions into the environment. This direction has come a long way from the first pilot samples of cars, demonstrating mainly the advantages of cars with an electric energy source, to serial and mass production of cars and light commercial vehicles, electric buses and other equipment.

Ключевые слова: *электромобиль, двухместный, малогабаритный, компактность.*

Keywords: *electric car, two-seater, small size, compact.*

ВВЕДЕНИЕ

Республика Беларусь активно включилась в процесс создания автомобильной техники с источником электрической энергии. Этому активно способствовало создание Комплексной программы раз-

вития электротранспорта на 2021–2025 годы. В рамках программы намечено создание модельного ряда компонентов электропривода, гаммы автомобильной, автобусной, троллейбусной, карьерной, сельскохозяйственной и другой техники с электрическим источником энергии, а также создания зарядной инфраструктуры в Республике Беларусь.

В ходе этих работ решается множество научно-технических задач, связанных с усовершенствованием конструкции транспортных средств, улучшением динамики, повышением комфорта, обеспечении простоты технического обслуживания и т. д.

Вместе с тем остается еще большой ряд нерешенных задач, к которым можно отнести расширение номенклатуры и назначения электрических транспортных средств, в частности, создания малогабаритных электромобилей, предназначенных для реализации специализированных транспортных функций. Кроме этого, не сформированы подходы к определению конструктивных и компоновочных подходов таких машин.

ПЕРСПЕКТИВНОСТЬ СОЗДАНИЯ ДВУХМЕСТНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

Развитие электротранспорта началось с открытия явления электромагнитной индукции в 1831 г. М. Фарадеем [1]. На протяжении двух столетий электротранспорт совершенствуется и развивается, благодаря совершенствованию создаваемых источников энергии и электродвигателей, а также созданию инфраструктуры. Тем самым увеличивается спрос на такой тип транспорта. Согласно статистике Международного энергетического агентства, мировые продажи электромобилей выросли на 55 % в 2022 году и превысили 10 млн единиц.

Объемы реализации стали рекордными и превзошли продажи всех автомобилей в Евросоюзе (около 9,5 млн единиц). Примерно 60 % электромобилей продано в Китае, где на них пришлось около половины общего объема продаж машин. Количество электромобилей на мировых дорогах выросло на 60 % и превысило 26 млн в 2022 году. За три месяца 2023 года продано свыше 2,3 млн электромобилей, на четверть больше показателя годом ранее. При этом прогнозируется ускорение темпов реализации во втором полугодии и к концу года достигнет 14 млн единиц [2].

Доля электромобилей в общих продажах машин составила 14 % в 2022 году и может достичь 18 % по итогам текущего года. В 2020 г. показатель был на уровне 4 %.

Рынок электромобилей в Республике Беларусь находится в стадии формирования. Спрос на персональный электротранспорт удовлетворяется за счет импорта. В Республике Беларусь зарегистрировано 3,1 млн легковых автомобилей, в том числе около 1600 электромобилей (удельный вес – 0,05 процента) [3].

Учитывая, что транспортный сектор выделяет около четверти вредных веществ в 2021 году была разработана европейская климатическая программа Fit for 55, основной целью которой является борьба с изменением климата и уменьшением выбросов CO₂ не менее, чем на 55 % к 2030 году. данная программа кардинально может повлиять на транспортную сферу в целом. На сегодняшний день крупные автопроизводители, такие как Volkswagen, Mercedes-Benz и Ford ведут разработки по созданию электромобилей и переводу существующего модельного ряда на электротягу.

Согласно статистическим данным, электротранспорт активно развивается, спрос на него постоянно растет. Следовательно, для удовлетворения потребности персональным электротранспортом необходимо создать двухместный малогабаритный электромобиль. При его создании необходимо руководствоваться следующими требованиями: надежность, безопасность, управляемость, маневренность, комфортабельность.

Чтобы добиться наилучших показателей по каждому из перечисленных критериев необходимо взять за основу рамную конструкцию, которая позволяет кроме соединения всех узлов и агрегатов автомобиля в единое целое дополнительно придать жесткость и прочность всей конструкции. Такой вариант позволит воспринимать различные внешние и внутренние нагрузки при движении, тем самым обеспечив надежность и безопасность.

Для комфортной эксплуатации необходимо установить на полученное шасси разгруженный кузов, созданный с использованием композитных материалов, что уменьшит массу автомобиля без ущерба его прочности. Конфигурация такого кузова может изменяться в зависимости от потребностей.

Правильный выбор типа подвески и рулевого управления позволит добиться требуемой управляемости, а короткая колесная база обеспечит высокую маневренность.

Использование в качестве силовой установки мотор-колес, вместо стационарного электродвигателя, передающего вращение на колеса, позволит увеличить полезный объем.

Таким образом, помимо использования электромобиля в персональных целях, он может быть задействован для реализации специализированных транспортных функций (использование в курьерских службах; передвижение по закрытым территориям организаций; использование в спортивных целях и т. д.).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учитывая мировые тенденции в развитии электротранспорта, а также государственную поддержку в этом направлении становится очевидной потребность создания универсального, компактного, доступного, отечественного электромобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Епифанов, В. В. История автомобилестроения: учебное пособие / В. В. Епифанов. – Ульяновск : УлГТУ, 2019. – 215 с.
2. Глобальные продажи электромобилей выросли в 2022 году более чем в 1,5 раза [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.interfax.ru/business/897903>. – Дата доступа: 14.05.2023.
3. Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://pravo.by/document/?guid=3871&p0=C22100213>. – Дата доступа: 15.05.2023.

Представлено 21.05.2023

**ЗАРЯДНАЯ ИНФРАСТРУКТУРА. ВЛИЯНИЕ НА РАЗВИТИЕ
ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА**

**CHARGING INFRASTRUCTURE. EFFECT
ON THE DEVELOPMENT OF THE ELECTRIC TRANSPORT**

Ефимов Н. В., маг.,

Московский автомобильно-дорожный институт, г. Москва, Россия

N. Efimov, Master's degree,

Moscow Automobile and Road Institute, Moscow, Russia

В данной статье представлено различие между основными видами электромобилей. Объясняются основные характеристики и преимущества каждого типа. Так же проведен анализ различных стратегий зарядки и различных сценариев финансирования строительства зарядной инфраструктуры.

This article presents the difference between the main types of electric vehicles. The main characteristics and advantages of each type are explained. It also analyzes different charging strategies and different scenarios for financing the construction of charging infrastructure.

Ключевые слова: электромобили, гибридные электромобили, подключаемые гибридные электромобили, аккумуляторные электромобили.

Keywords: Hybrid Electric Vehicles (HEVs), Plug-in Hybrid Electric Vehicles (PHEVs), Battery Electric Vehicles (BEVs).

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы электромобили получили значительное распространение как более экологичная и устойчивая альтернатива традиционным автомобилям с двигателями внутреннего сгорания. Однако все еще остаются проблемы в понимании различных типов электромобилей. Также не всегда очевидно, что существуют решения обеспечивающие различные способы зарядки, что позволяет адаптировать электротранспорт под разные сценарии эксплуатации. Устоявшееся мнение, что электромобили не способны зарядиться никаким другим способом кроме как подключением к сети на не-

сколько часов, не соответствует действительности. Данные вопросы имеют решающее значение для распространения электромобилей.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В первую очередь необходимо понимать, что есть три основных типа электроавтомобилей — это гибридные электромобили (HEV), подключаемые гибридные электромобили (PHEV) и аккумуляторные электромобили (BEV). Хотя все три способствуют снижению выбросов, они различаются по источникам энергии и способности доехать своим ходом до источника пополнения энергии (рис. 1).

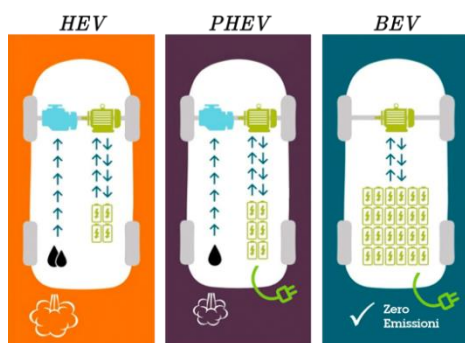


Рисунок 1 – Типы электромобилей (слева направо: гибридный, подключаемый гибридный, аккумуляторный)

Первым типом являются гибридные электромобили (HEV) сочетают в себе двигатель внутреннего сгорания и электромотор. Электромотор помогает двигателю при ускорении и других режимах движения, снижая расход топлива и выбросы. Блок батарей заряжается от двигателя внутреннего сгорания и рекуперативного торможения, что позволяет автомобилю работать как в электрическом, так и в бензиновом режимах. Такие электромобили нельзя подключить к внешнему источнику питания для зарядки аккумулятора, они по-прежнему полагаются на бензин или дизельное топливо в качестве основного источника энергии.

Следующий тип составляют подключаемые гибридные электромобили (PHEV) оснащены более емким блоком батарей в сравнении с обычными гибридными электромобилями, что позволяет им преодолевать большие расстояния, используя только электричество.

Они могут работать только на электричестве до тех пор, пока заряд батареи не иссякнет, после чего в работу включается двигатель внутреннего сгорания. Так же подключаемые гибридные электромобили предлагают преимущество электрического вождения с нулевым уровнем выбросов для коротких поездок и расширенный диапазон бензинового двигателя для более длительных поездок. Такие электромобили можно подзарядить, подключив к стандартной розетке или специальной зарядной станции.

И, наконец, последним и, наверное, самым популярным являются аккумуляторные электромобили (BEV), которые часто называют «чистыми» электромобилями. Они питаются исключительно электричеством, хранящимся в большом блоке аккумуляторов. У них нет двигателя внутреннего сгорания. Аккумуляторные электромобили имеют самый большой запас хода на электротяге, но в то же время при полном разряде не имеют возможности продолжить движение. Данный факт в сочетании с недостаточным распространением зарядной инфраструктуры является наиболее пугающим для потребителей.

Говоря об электромобилях, нужно рассматривать все варианты их зарядки. И таких вариантов на данный момент четыре: проводная, беспроводная, оперативная замена разряженной батареи, а также мобильные зарядные станции по требованию.

1. Проводная зарядка подразумевает физическое подключение автомобиля к источнику питания с помощью зарядного кабеля. Это может быть быстрая или обычная зарядка. 2. Беспроводная зарядка использует электромагнитные поля для передачи энергии от зарядной площадки к автомобилю. Она обеспечивает удобство, но обычно имеет более низкую скорость зарядки. 3. Оперативная замена аккумуляторов предполагает быструю замену разряженных батарей на полностью заряженные на специализированных станциях, что требует стандартизированных конструкций аккумуляторов.

4. Мобильные зарядные станции способные доехать до электромобиля в любое место и зарядить его батарею, даже в отсутствии владельца.

Перечисленные выше варианты зарядки, существующие параллельно могут покрыть потребности автовладельцев в широком наборе сценариев эксплуатации электромобилей, а значительно повысить их привлекательность. Построение широкой зарядной ин-

фраструктуры требует отдельного внимания в рамках организованного планирования. Именно сейчас крайне необходимо унифицировать зарядные порты, типоразмеры батарей и программное обеспечение для того, чтобы созданная в будущем инфраструктура была максимально полезна для всех марок и моделей. Существует два распространенных сценария финансирования строительства зарядной инфраструктуры:

1. Производитель электромобиля: при таком подходе ответственность за разработку и развертывание зарядной инфраструктуры ложится на производителей электромобилей. Но производители конкурируют друг с другом и вопросы унификации отходят на второй план.

2. Государственное финансирование: этот подход направлен на обеспечение доступа к зарядным станциям и распространения электромобилей, но реализация будет гораздо дороже если придется строить инфраструктуру способную обеспечивать энергией все электромобили разных марок с разными стандартами.

Необходимо сейчас рассмотреть третий вариант: Субсидирование покупателей со стороны государства, то есть создание конкурентных преимуществ для производителей электромобилей. Условиями субсидирования их продукции должны быть: а) производство электромобилей, удовлетворяющих единым для отрасли техническим стандартам б) обязанность строить зарядную инфраструктуру по тем же стандартам.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создание хорошо скоординированной и организованной зарядной сети — это коллективная ответственность, которая требует сотрудничества между производителями электромобилей, правительством и потребителями. Указанные три стороны могут обеспечить успешное распространение зарядной инфраструктуры, тем самым способствуя широкому использованию электромобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технологии беспроводной зарядки для электромобилей / Т. Чжан [и др.] // *Energy Review*, 2018, 11 (2).
2. Сиоранс, Р. Инфраструктура зарядки электромобилей / Р. Сиоранс // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2011.

3. Лейон, Д. Зарядка электромобилей сегодня и в будущем / Д. Лейон // World Electric Vehicle Journal. – 2022.

УДК 629.33

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАКЛОНА РЕГУЛЯТОРНЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ДВС И КОЭФФИЦИЕНТОВ,
ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ ЗАКОНЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ
ПЕРЕДАЧ В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ТРАНСМИССИЯХ**

DETERMINATION OF THE SLOPE OF THE REGULATORY
CHARACTERISTICS OF THE ICE AND COEFFICIENTS
CHARACTERIZING THE LAWS OF GEAR SHIFTING
IN AUTOMATED TRANSMISSIONS

Пань Чэньсун, маг., **Руктешель О. С.**, д-р техн. наук, проф,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
Pan Chensong, Master Student,
O. Rukteshel, Doctor of Technical Sciences, Professor,
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

Для создания электронной модели и последующей ее оптимизации необходимо определение наклона регуляторных характеристик ДВС и коэффициентов, характеризующих законы переключения передач

Than to create an electronic model and subsequent optimization necessary the definition of the slope of the regulatory characteristics of the internal combustion engine and the coefficients characterizing the laws of gear shifting

Ключевые слова: регуляторные характеристики ДВС, закон переключения передач.

Keywords: regulatory characteristics of the internal combustion engine, the law of gear shifting.

ВВЕДЕНИЕ

Задачи автоматизации управления силовыми агрегатами АТС состоят в том, чтобы, во-первых, уменьшить утомляемость водителя и, как следствие, увеличить безопасность движения и повысить производительность автомобиля; во-вторых, обеспечить низкую себестоимость перевозок за счет увеличения средней скорости движения и (или) снижения расхода топлива; в-третьих, снизить нагрузку агрегатов трансмиссии автомобиля.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ:

I. При подготовке к решению задачи имитационного моделирования системы «ВААД» особое внимание должно быть уделено точности задания частичных регуляторных характеристик двигателя. Это вызвано тем, что характер их протекания оказывает значительное влияние на скоростные и топливно-экономические качества АТС, а также на идентичность воспроизведения закона переключения передач на модели и в оригинале. Углы наклона регуляторных ветвей к оси абсцисс при положениях педали управления ДВС $\alpha_d = 0\%$ и $\alpha_d = 100\%$ различны, что определяется степенью неравномерности регулятора угловой скорости, которая характеризует относительный диапазон изменения угловой скорости коленчатого вала дизельного ДВС при его работе на регуляторных ветвях скоростной характеристики.

1. Рассчитываем степень неравномерности всережимного регулятора угловой скорости коленчатого вала дизельного двигателя.

Степень неравномерности регулятора угловой скорости коленчатого вала дизельного двигателя определяется из выражения:

$$\delta_p = \frac{\omega_2 - \omega_1}{0,5 \cdot (\omega_2 + \omega_1)}, \%$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости КВД соответственно при полной нагрузке и на холостом ходу работы дизельного двигателя при принятом положении рычага управления регулятором угловых скоростей КВД α_d .

2. Определяем степень неравномерности регулятора δ_p при полном нажатии на педаль управления двигателем $\alpha_d = 100\%$:

$$\delta_p^{100} = \frac{200 \cdot (\omega_2^{100} - \omega_1^{100})}{\omega_2^{100} + \omega_1^{100}}, \%$$

3. Принимаем, что степень неравномерности работы регулятора угловой скорости КВД при $\alpha_d = 0\%$ составляет $\delta_{p0} = 30\%$.

4. Определяем степень неравномерности регуляторных ветвей двигателя

5. Определяем значение угловой скорости КВД при его работе на холостом ходу при нулевом положении педали управления двигателем:

- делим диапазон $\omega_2^{100} - \omega_2^0$ на 11 равных частей;
- определяем $\omega_2^{90}, \omega_2^{80}, \omega_2^{70}, \omega_2^{60}, \omega_2^{50}, \omega_2^{40}$ и т. д.;
- рассчитываем значения угловых скоростей КВД $\omega_1^{90}, \omega_1^{80}, \omega_1^{70}, \omega_1^{60}, \omega_1^{50}, \omega_1^{40}$ и т. д. с шагом 10% по формуле:

$$\omega_1 = \omega_2 (200 - \delta_p) / (200 + \delta_p).$$

6. Через точки $\omega_1^{ад}$ и $\omega_2^{ад}$, где $\alpha_d = \overline{0,100}$ с шагом 10%, проводим регуляторные характеристики двигателя (рис. 1).

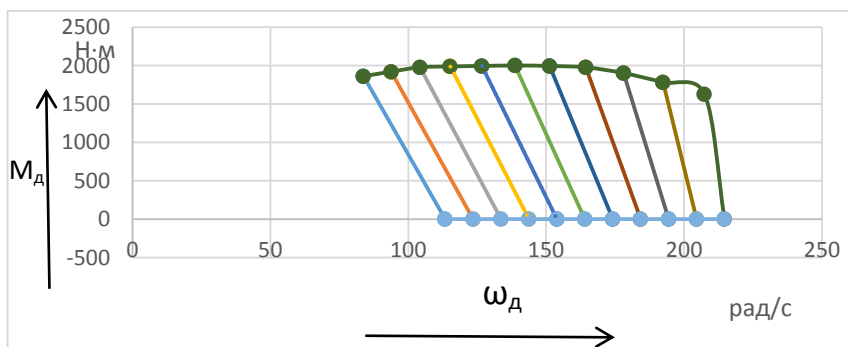


Рисунок 1 – Регуляторные характеристики ДВС

II. Для выбора начального приближения оптимизируемого ЗПП необходимо определить начальные значения коэффициентов многочлена, аппроксимирующего закон переключения передач.

Закон переключения на смежную высшую и смежную низшую передачи определяется выражениями, связывающими угловые скорости коленчатого вала двигателя при достижении которых следует производить переключение с положением педали управления двигателем α_d [1]:

$$\omega_d^B = a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_d + a_3^B \cdot \alpha_d^2, \quad \omega_d^H = a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_d + a_3^H \cdot \alpha_d^2,$$

где a_1^B, a_2^B, a_3^B – коэффициенты, характеризующие закон переключения передач на смежную высшую передачу;

a_1^H, a_2^H, a_3^H – коэффициенты, характеризующие закон переключения передач на смежную низшую передачу.

1. Определяем коэффициенты, характеризующие закон переключения передач на смежную высшую передачу:

а) из выражения следует: при $\alpha_d = 0 \%$ $\omega_d^B = a_1^B$;

б) принимаем, что $a_3^B = 0$, так как $a_3^B \ll a_1^B$ и $a_3^B \ll a_2^B$.

В этом случае закон переключения передач на смежную высшую передачу описывается выражением: $\omega_d^B = a_1^B + a_2^B \cdot \alpha_d$.

в) коэффициент a_2^B определяется из выражения при $\alpha_d = 100\%$:

$$a_2^B = (\omega_1^{100} - a_1^B - a_3^B) / (\alpha_d^{100})^2.$$

2. Определяем коэффициенты, характеризующие закон переключения передач на смежную низшую передачу:

а) из выражения следует, что при $\alpha_d = 0 \%$ $\omega_d^H = a_1^H$;

б) Принимаем, что $a_3^H = 0$, так как $a_3^H \ll a_1^H$ и $a_3^H \ll a_2^H$. В этом случае закон переключения передач на смежную низшую передачу описывается выражением: $\omega_d^H = a_1^H + a_2^H \cdot \alpha_d$;

в) Коэффициент a_2^H определяется из выражения при $\alpha_d = 100 \%$:

$$a_3^H \approx (\omega_M - a_1^H - a_2^H \cdot \alpha_d^{100}) / (\alpha_d^{100})^2.$$

Накладывая полученные значения на регуляторные характеристики двигателя, получаем приближения оптимизируемого ЗПП (рис. 2).

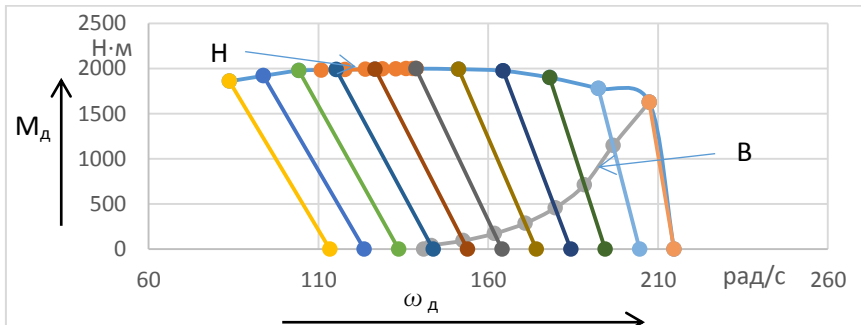


Рисунок 2 – Приближения оптимизируемого ЗПП

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Были построены внешняя скоростная характеристика двигателя и ее регуляторные ветви с учетом неравномерности их наклона и произведен расчет параметров, характеризующих начальное приближение закона переключения передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руктешель, О. С. Основы проектирования систем автоматического управления агрегатами транспортного средства: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О. С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2011. – 93 с.

Представлено 15.04.2023

УДК 629.33

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА САУ С БЛОКИРОВКОЙ МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА

DEVELOPMENT OF THE ACS ALGORITHM BY LOCKING THE INTER-WHEEL DIFFERENTIAL

Цзя Цзунюань, маг., **Руктешель О. С.**, д-р техн. наук, проф.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
Jia Zongyuan, Master Student,
O. Rukteshel, Doctor of Technical Sciences, Professor,
Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

Облегчить работу водителя и улучшить внедорожные качества можно за счет разработки алгоритма автоматического управления межколесным дифференциалом.

It is possible to facilitate the work of the driver and improve off-road performance by developing an algorithm for automatic control of the cross-axle differential.

Ключевые слова: автомобиль, дифференциал, алгоритм, автоматическое управление.

Keywords: car, differential, algorithm, automatic control.

ВВЕДЕНИЕ:

Межколесный дифференциал – это устройство, служащее для распределения крутящего момента от раздаточной коробки или проходного моста на колеса автомобиля при его прямолинейном движении или на поворотах [1].

Электронная блокировка дифференциала предотвращает пробуксовку ведущих колес при трогании с места на скользкой поверхности или поворотах. Электронная блокировка имеется во многих современных машинах, она значительно облегчила жизнь многим автовладельцам.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ:

1. Управление работой дифференциалов при помощи электронных систем контроля тормозных усилий [2, 3].

Электронная блокировка дифференциала (EDS, Elektronische Differenzialsperre) предназначена для предотвращения пробуксовки ведущих колес при трогании автомобиля с места, разгоне на скользкой дороге, движении по прямой и в поворотах за счет подтормаживания ведущих колес.

Управление системой осуществляется с помощью соответствующего программного обеспечения в блоке управления ABS. Электронная блокировка дифференциала, как правило, является составной частью антипробуксовочной системы.

Система блокировки межколесного дифференциала включает в себя:

- датчики угловой скорости колес;
- блок управления исполнительным механизмом блокировки межколесного дифференциала (встроен в блок АБС);
- электромагнитные клапаны;
- кнопка управления;
- лампа неисправности АБС/ПБС;
- лампа блокировки дифференциала;
- лампа предупреждения.

2. Описание алгоритма работы электронной системы управления межколесного дифференциала [4].

Система работает одновременно с системой АБС автомобиля.

В данной системе реализована функция принудительной и автоматической блокировки/разблокировки дифференциала.

Принудительная блокировка работает при получении сигнала с кнопки в кабине водителя. Далее система проверяет в каком состоянии находится дифференциал. Если пришла команда с кнопки, и дифференциал заблокирован, то блок управления дает команду на э/м клапан разблокировки. Если дифференциал разблокирован, то система проверяет, чтобы колеса находились в неподвижном состоянии, если автомобиль движется или буксует, то блок управления дает команду водителю об остановке. Если автомобиль стоит на месте – дает команду на электромагнитный клапан блокировки дифференциала.

При автоматической работе, то есть при отсутствии сигнала с кнопки, система получает информацию о угловых скоростях и ускорениях всех 4 колес, обрабатывает полученную информацию и делает вывод о характере движения автомобиля. Если система

определяет, что автомобиль буксует или начинает буксовать, она проверяет в каком состоянии находится дифференциал, если он заблокирован, и автомобиль буксует, система включает лампу «неисправность» на приборной панели.

Если дифференциал разблокирован, система дает команду водителю об остановке, и при остановке дает команду на блокировку дифференциала.

Если буксования не обнаружено и дифференциал находится в заблокированном состоянии, система определяет скорость автомобиля, и при превышении порога в 10 км/ч система дает команду на разблокировку дифференциала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разрабатываемая система будет осуществлять полную блокировку дифференциала в автоматическом режиме, с функцией ручного управления.

Эта система помогает достичь лучших эксплуатационных свойств автомобиля, облегчить труд водителя и увеличить ресурс деталей трансмиссии за счет своевременной блокировки и разблокировки дифференциала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Выш. шк., 1995. – 240 с.

2. Мирошник, И. В. Теория автоматического управления. Нелинейные и оптимальные системы / И. В. Мирошник. – СПб. : Санкт-Петербург, 2005.

3. Руктешель, О. С. Основы проектирования систем автоматического управления агрегатами транспортного средства: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О. С. Руктешель; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Автомобили». – Минск : БНТУ, 2012. – 110 с.

4. Теория автоматических систем автомобилей: учебное пособие для вузов по специальности «Автомобили» / Л. А. Молибошко [и др.] ; под ред. Л. А. Молибошко. – Минск : БГПА, 2001. – 119 с.

Представлено 24.05.2023

УДК 631.35

3D-МОДЕЛЬ ПЕРВОИСТОЧНИК КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ И СИНЕРГИИ СОВРЕМЕННЫХ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

**3D-MODEL THE PRIMARY SOURCE OF PRODUCT QUALITY
AND SYNERGY OF MODERN DIGITAL TECHNOLOGIES**

Кольцова И. А.¹, рук. сек., **Кадолич Ж. В.**², канд. техн. наук, доц.,

¹Научно-технический центр комбайностроения

ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь,

²УО «Гомельский государственный технический университет
им. П. О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

I. Koltsova¹, Sector Leader,

J. Kadolich², Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

¹Scientific-and-Technical Center of Combine Engineering
of JSC «Gomselmash», Gomel, Belarus,

²Educational Institution «Gomel State Technical University
named after P. O. Sukhoi», Gomel, Belarus

В данной статье описано взаимодействие цифрового проектирования и технологии MBD, улучшение качества 3D-моделей с использованием цифровых технологий и методик качества. Переход на «безчертежные» технологии, выпуск конструкторской документации в виде электронных 3D-моделей (с применением технологии MBD), содержащих трехмерные 3D-аннотации.

This article describes the interaction of digital design and MBD technology, improving the quality of 3D models using digital technologies and quality techniques. Transition to «drawingless» technologies, release of design documentation in the form of electronic 3D models (using MBD technology) containing 3D annotations.

Ключевые слова: синергия, взаимодействие цифрового проектирования и технологии MBD, устранение несоответствий на 3D-моделях с использованием информационных технологий.

Keywords: synergy, interaction of digital design and MBD technology, elimination of inconsistencies on 3D models using information technology.

ВВЕДЕНИЕ

Определение синергии для НТЦК ОАО «Гомсельмаш» (далее – НТЦК) рассматривается, как синергия технологий цифрового проектирования, методик контроля качества электронных 3D-моделей деталей и сборок, их состава, технологий управления жизненным циклом изделия, испытаний с использованием современных информационных технологий, цифровых компетенций специалистов при использовании данных технологий.

Этап проектирования является базовым и основополагающим в процессе жизненного цикла изделия. Для качественного проектирования и выпуска качественной конструкторской документации (далее – КД) необходимы актуальные 3D-модели, с актуальной геометрией, актуальными атрибутами (параметрами) и актуальной версией.

СИНЕРГИЯ НОВЫХ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Синергия новых цифровых технологий проектирования и технологии MBD модели-ориентированного проектирования (MBD – Model Based Definition) необходима для повышения качества 3D-моделей. Понятие синергии определено в [1, 2].

Стратегия «Индустрии 4.0» предполагает использование электронных конструкторских 3D-моделей, в качестве основного исходного источника информации для технологической подготовки производства и производства, для многопользовательской работы групп специалистов с привлечение к совместной работе над изделием специалистов смежных подразделений, на максимально ранних этапах работы. Например, согласование конструкции с технологами, с производственниками в процессе разработки конструктивных 3D-моделей; параллельное проектирование и подготовка производства.

В перспективе с использованием новых передовых цифровых технологий в НТЦК основой будет, является конструкторская документация в виде электронных моделей (с применением технологии MBD), содержащих трехмерные 3D-аннотации, что дает возможность отказаться от бумажных традиционных чертежей и использовать электронную 3D-модель детали, сборочной единицы, с заполненными атрибутами и 3D-аннотациями, как основной конструкторский документ на всем жизненном цикле изделия. Состав электронной геометрической модели представлен на рис. 1.

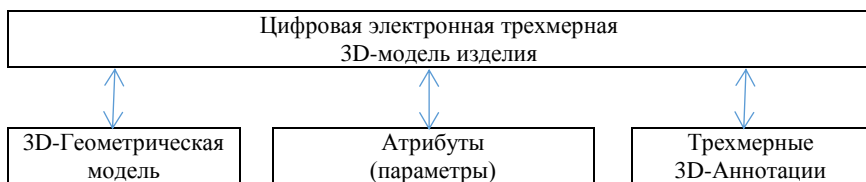


Рисунок 1 – Состав электронной геометрической модели

Использование цифровых электронных 3D-моделей позволяет оценивать конструктивные характеристики изделий на этапе проектирования и принимать верное решение об особенностях конструкции без изготовления опытного образца в металле.

Технология (стратегия, идея) модели-ориентированного проектирования MBD (Model Based Definition) заключается в том, что вся информация необходимая для производства, для изготовления и контроля, приемки, сборки, эксплуатации, ремонта и утилизации, закладывается непосредственно в трехмерную 3D-модель, большая часть из них в процессе проектирования (табл. 1).

Таблица 1 – Перспективы использования 3D-моделей

Бумажные носители – традиционные технологии	Цифровые электронные данные Перспективные цифровые технологии
Чертеж	Электронная 3D модель, атрибуты, 3D-аннотации
Чертеж	Электронная 3D модель – виртуальное проектирование – виртуальная сборка – виртуальное обслуживание – виртуальное обучение
Чертеж Нормоконтролеры проверяют КД, сверяя изображения на бумажной КД с изображениями в ГОСТ	ГОСТ 2.111 «ЕСКД. Нормоконтроль». Нормоконтролеры проверяют электронные 3D-модели деталей, сборок, электронные конструкторские документы
Конструкторская спецификация	ЭСИ – электронная структура изделия; отчеты по составам
Чертеж	Электронная 3D модель - Технологическая подготовка производства – Производство этапы жизненного цикла
Инструкции по эксплуатации	Электронные руководства, эксплуатационного документации. Электронные инструкции по сборке/разборке изделия

Окончание таблицы 1

Опытный образец	Цифровые нити. Цифровые двойники
Старые ГОСТ, год издания 1970 и 1960. года и др.	Новые ТНПА для проектирования, для контроля качества и подготовки производства, по которым можно работать, передавать, оформлять для работы, контролировать качество цифровых электронных 3D-моделей и всех процессов
БУДУЩЕЕ – НОВЫЕ ЦИФРОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ. ВСЕ В ЭЛЕКТРОННОМ ВИДЕ РАБОТА С 3D-МОДЕЛЯМИ	

Производство в этой стратегии также использует трехмерную 3D-модель для технологической подготовки производства и изготовления изделия и называется термином «цифровое производство» при взаимодействии с «цифровыми нитями».

Главным, решающим фактором в технологии MBD является то, что электронная 3D-модель с атрибутами, 3D-аннотациями, должна быть, как читаемой пользователем (конструктором, технологом, и другими специалистами), так и машиночитаемой (машинопонимаемой); интерпретируемой пользователями и используемой компьютерами и их программным обеспечением с полной подконтрольностью по процессам. Вся информация закладывается в 3D-модель, на основе 3D-модели моделируются основные процессы производства. Оборудование должно понимать 3D-модель при использовании «цифровых нитей».

При использовании новых цифровых технологий появляются новые возможности широкого внедрения цифровых электронных данных (3D-моделей и атрибутов, 3D-аннотаций) подразделениями общества «Гомсельмаш», обмен электронными данными (3D-моделями) между подразделениями общества «Гомсельмаш» в едином информационном пространстве. Необходимо выработать и согласовать форматы передачи данных для каждого подразделения (входящие и исходящие данные) и требования к передаваемым моделям с актуальной версией.

СОБЛЮДЕНИЕ ПРИНЦИПА АССОЦИАТИВНОСТИ ПРИ ЭЛЕКТРОННОМ ОБМЕНЕ 3D-МОДЕЛЯМИ В РАМКАХ ОБЩЕСТВА «ГОМСЕЛЬМАШ».

При использовании новых цифровых технологий должен соблюдаться принцип ассоциативности.

Ассоциативность – свойство объекта (геометрического элемента, атрибута, аннотации, параметра) модели поддерживать (наследовать) связь с родительским объектом и изменять (обновлять) дочерний элемент при изменении родительского элемента.

На каждом этапе жизненного цикла изделия, закладываются свои атрибуты (параметры), которые ассоциативно связаны с 3D-моделями. Большая часть на этапе цифрового проектирования.

Сегодня 3D-модели при использовании принципа ассоциативности, которые разрабатывает конструктор НТЦК, является источником для продвижения новых технологий и взаимодействия подразделений.

Электронные 3D-модели и параметры (атрибуты), аннотации далее могут использоваться в следующих процессах, например:

- инженерные расчеты;
- наследование в технологические документы; разработка технологической документации; технологическая подготовка производства;
- получение разверток и ссылочных моделей для разработки технологической документации;
- использование ссылочной 3D-модели для разработки программ ЧПУ; подготовка управляющих программ;
- автоматическое формирование контрольных характеристик для планов контроля качества; определение атрибутов, которые контролируются;
- автоматическое программирование координатно-измерительных машин (далее – КИМ); работа КИМ с 3D-моделями;
- сравнение электронной 3D-модели (замысел конструктора) с фактическим изготовлением детали в металле на КИМ и прочее.

Сегодня в НТЦК на базе электронной цифровой 3D-модели с заполняемыми атрибутами (параметрами) получается конструкторская документация – чертеж, а в перспективе (цифрового будущего) правильно практиковать цифровую электронную 3D-модель, с атрибутами, 3D-аннотациями, как первоисточник информации, далее использовать 3D-модель для подразделений общества и для «цифрового двойника» и организации «цифровых нитей».

Основная информация, которую можно заложить в 3D- модель в процессе проектирования, в виде 3D-аннотаций и затем применять

при подготовке технологий и программ изготовления и контроля, например:

- масса, плотность, материал изготовления, единицы измерения;
- технические требования, технические условия [3];
- требования к методу производства;
- требования к материалу или к методу производства заготовки (литье, штамповка и другие виды заготовок), указания о материалах (заменителях);
- размеры, предельные отклонения размеров, формы, взаимного расположения поверхностей, массы ит. п.;
- требования к термообработке (включая требования к упрочнению);
- требования к контролю;
- требования к покрытию;
- условия и методы испытаний;
- указания о маркировке и клеймении;
- правила консервации, хранения и транспортирования;
- дополнительные требования (при необходимости масса заготовки);
- требования к изготовлению (включая требования к методу обработки);
- размеры с допусками, отклонениями размеров;
- посадки в сборке;
- допуска формы и расположения, базовые поверхности;
- обозначения резьбовых отверстий и резьбы;
- обозначения шероховатостей поверхностей;
- обозначения текстовые (таблицы, заметки, примечания);
- обозначения неразъемных соединений (сварка, пайка, приклейка);
- обозначение зон покрытий;
- позиционные обозначения в сборке и другую подобную информацию и др.

Развитие новых цифровых технологий выдвигает современные требования - для оформления конструкторской документации (КД) в виде 3D-электронной модели и электронной структуры изделия с аннотациями, для внедрения стратегии MBD надлежит вводить новые ТНПА и новые правила работы, то есть стандарты и технические регламенты, которые регламентируют и утверждают, позволяют использовать КД в таком формате для целей подготовки произ-

водства, а также подготавливать технологическую и производственную документацию в деятельности общества «Гомсельмаш».

Для повышения качества 3D-моделей, аннотаций используются новые цифровые технологии и методики, которые позволяют анализировать инженерные данные, качество 3D-моделей, выполнять мониторинг, проводить испытания, согласовывать, учитывать, хранить данные для разработки изделий.

В НТЦК для контроля качества 3D-моделей и атрибутов в процессе проектирования используется методики (алгоритмы).

При проверке несоответствий (ошибок) и устранения несоответствий данные методики можно применять последовательно и по отдельности. [1, 2].

Виды применяемых методик для контроля качества 3D-моделей в процессе проектирования:

1. Контроль атрибутивной информации на соответствие ТНПА. Выполняется проверка атрибутивной информации (параметров) на 3D-моделях на основании разработанных ТНПА СТП 325-683 «Требования к электронной структуре изделия. Описание процессов разработки электронного изделия», ИН 325-2111 «Методика трехмерного проектирования с использованием программных средств Creo, Windchill».

2. Проверка качества 3D-моделей с применением методики – «Методика контроля качества 3D-моделей», разработана в НТЦК КИО ВС.

3. Проверка качества 3D-моделей с применением методики по работе с внешними связями и зависимостями на основании «Инструкции по устранению внешних связей» разработана в НТЦК КИО ВС.

4. Выявление несоответствий в окне «Центр уведомлений». Проверка качества 3D-моделей на основании данных, анализа информации в окне «Центр уведомлений» в CREO.

5. Проверка качества 3D-моделей на основании данных файла в САПР CREO TRAIL.TXT.

6. Несоответствия ModelCHECK в САПР CREO.

Сверх того, для получения качественных 3D-моделей требуется выполнять проверку качества проектирования 3D-моделей деталей, сборочных единиц используя механизмы технологии MBD. Синергия цифрового проектирования и технологии МВД повышают каче-

ство 3D-моделей. Для качественного проектирования следует выполнять анализы:

- расчет и анализ размерных цепей;
- анализ зазоров и пересечений; Анализ контроль геометрии;
- анализ достаточности нанесения трехмерных аннотаций для полного описания изделия;
- анализ геометрической целостности на соответствие критериям точности геометрии;
- анализ технологичности изготовления по определенной технологии по специальным алгоритмам;
- проверка собираемости изделия до этапа изготовления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ:

Улучшить качества проектирования помогут направления:

– проверки качество 3D-моделей на этапах проектирования; Проектирование на основании требований и проверки на каждом этапе их исполнения;

– проведение виртуальных испытаний и оптимизационных расчетов на каждом этапе проектирования;

– бесчертежные технологии – 3D-модель, как основной источник конструкторской документации. Для развития «цифровых нитей», стратегии «Индустрии 4» и перехода на более высокий уровень развития общества «Гомсельмаш» помогут грамотно составленные стандарты проектирования и подготовки производства, по которым можно работать, оформлять и принимать документацию в виде трехмерных 3D-моделей, 3D- аннотаций.

Для дальнейшей работы над качеством 3D-моделей необходимо продвижение, развитие и усовершенствование:

– методик качества и мониторинг качества в процессе проектирования с использованием новых цифровых технологий;

– бизнес-процессов электронного согласования 3D-моделей. Порядок проверки, согласования и утверждения электронной модели;

– выполнение в одной системе извещений (ассоциативно связанных с 3D-моделью), хранение и учет электронных моделей, внесение изменений и оповещение об изменениях (ГОСТ 2.503 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила внесения изменений).

Новые цифровые возможности – переход на безчертежные (безбумажные) цифровые технологии, для выпуска наукоемкой, конкурентоспособной продукции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кольцова, И. А. Синергия в вопросах качества 3D-моделей / И. А. Кольцова, Н. В. Грудина // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сборник научных статей 6-ой международной научно-практической конференции, Гомель, 2 ноября 2022 года / Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш». – Гомель: НТЦК ОАО «Гомсельмаш», 2022. – С. 9–18.

2. Кольцова, И. А. Синергия цифровых технологий проектирования, методик контроля качества 3D-моделей. Верификация 3D-моделей / И. А. Кольцова, Н. В. Грудина // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сборник научных статей 6-ой международной научно-практической конференции, Гомель, 2 ноября 2022 года / Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш». – Гомель : НТЦК ОАО «Гомсельмаш», 2022. – С. 3–8.

3. ЕСКД. Электронная модель детали : ГОСТ 2.056-2021. – Введ. 29.01.21 – Минск : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации .

4. РЛМ УРАЛ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.plm-ural.ru/>- Дата доступа 10.05.2023.

Представлено 22.05.2023

УДК 621.33

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ, РАСЧЕТ И ПОДБОР
ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА МАРКИ
СПАРК РАВОН R2E**

**COMPARATIVE ANALYSIS, CALCULATION AND SELECTION
OF AN ENGINE FOR ELECTRIC TRANSPORT BRAND
SPARK RAVON R2E**

Мусабеков З. Э., канд. техн. наук, доц.,

Даминов О. О., канд. техн. наук, доц.,

Эргашев Б. З., докторант, **Уралова Х. З.**, докторант,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

Z. Musabekov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

O. Daminov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

B. Ergashev, doctoral student, Kh. Uralova, doctoral student,
Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan

В статье выбран для будущего электромобиля коллекторный электродвигатель постоянного тока, не требующий сложной системы управления, доступный для приобретения и применения для движения по городу.

Последнее время потребность в использовании электромобилей в городском транспорте возросла в связи с тем, что газ, выбрасываемый автомобилями с двигателем внутреннего сгорания, загрязняет воздух и увеличивает шум. Электромобили предназначены для использования в городе; ходовая часть, корпус облегчен, трансмиссия раздельная, аккумуляторы легко заменить.

Элементами позволяяют существенно повысить запас хода электромобиля, но, с другой стороны, топливо для них имеет высокую стоимость, а также может быть токсичным и при переработке в топливные элементы выделяют в атмосферу вредные вещества.

In the article, a DC commutator motor was chosen for the future electric vehicle, which does not require a complex control system, is available for purchase and use for city traffic.

Recently, the need for the use of electric vehicles in urban transport has increased due to the fact that the gas emitted by cars with an internal combustion engine poisons the air and increases noise. Electric vehicles are designed for urban use; undercarriage, the body is lightened, the transmission is separate, the batteries are easy to replace. Elements can significantly increase the range of an electric vehicle, but, on the other hand, fuel for them has a high cost, and can also be toxic and, when processed into fuel cells, emit harmful substances into the atmosphere.

Ключевые слова: *электродвигатель, электромобиль, топливный элемент, тяговая характеристика, высокая экономичность.*

Keywords: *electric motor, electric vehicle, fuel cell, traction characteristic, high efficiency.*

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время все чаще применяются электродвигатели, специально разработанные для электротранспорта. К ним предъявляются требования высокой экономичности с сохранением тяговых характеристик в широком диапазоне скоростей, способность выдерживать перегрузки и загрязнения, упрощенный способ обслуживания [1].

Используются трехфазные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором, управляемые контроллером путем изменения частоты. Они практически не требуют обслуживания. КПД таких электродвигателей сильно зависит от оборотов и может меняться от 82 до 97 % [2].

Эффективность электродвигателей постоянного тока увеличивается при замене статорной обмотки возбуждения на постоянные магниты.

Наибольшее распространение они получили после изобретения неодимовых магнитов. Применение постоянных магнитов в электродвигателях вызвало появление без коллекторных электродвигателей.

Постоянные магниты располагаются на роторе. Статор снабжается несколькими секциями обмотки. Это обычно три или четыре обмотки.

Чаще его применяют для размещения в колесе (мотор-колесо). При этом магниты располагаются на ободке, обмотки на неподвижной ступице.

Применяются чаще всего для скоростного транспорта, спортивных электромобилей, вращения тягового винта летательных аппаратов и снегоходов. КПД достигает величины 90 % и выше. В то время как коллекторные электродвигатели могут иметь КПД менее 80 %, а серийные асинхронные электродвигатели имеют максимум 87,5 % [3; 5].

Таким образом вентильные электродвигатели имеют две модификации: питаемые переменным током и постоянным током.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Исходя из поставленной задачи получить в результате проектирования максимально экономичный проект в плане реализации выбираем для будущего электромобиля коллекторный электродвигатель постоянного тока, не требующий сложной системы управления, доступный для приобретения и применения для движения по городу [4; 6].

Для расчета мощности электродвигателя зададимся исходными данными электромобиля: полная масса – 1000 кг, коэффициент трения качения по асфальту – 0,018, коэффициент обтекаемости кузова – 0,32, площадь лобового сопротивления – 1,8 м², максимальная скорость движения 60 км/час. Требуемая мощность электродвигателя автомобиля:

$$N = g^x \cdot F_{\text{тр}}^x \cdot m^x \cdot V + C_x^x \cdot S^x \cdot V^2 + g^x \cdot m^x \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения;

$F_{\text{тр}}$ – трение качения по асфальту;

m – полная масса транспортного средства;

V – скорость движения, максимальная;

C_x – коэффициент обтекаемости, мидель;

S – лобовая площадь кузова;

α – угол наклона дорожного полотна.

Применив указанную формулу, имеем:

$$N = 9,8^x \cdot 0,018^x \cdot 1000^x \cdot 16,6 + 0,32^x \cdot 1,8^x \cdot 16,6^2 + 9,8^x \cdot 1000^x \cdot \sin 15^\circ = 2928,24 + 158,72 + 2548 = 5634,96 \text{ Вт}$$

Для движения электромобиля по асфальту со скоростью до 60 км/час и допустимых подъемах 15 % дорожного полотна необходима мощность на колесах 5,7 кВт [7].

Технические характеристики Chevrolet Spark и Spark Ravon R2E приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Технические характеристики автомобилей

Chevrolet Spark		Spark Ravon R2E	
			
Двигатель	1.0 АТ	Электромотор	Синхронный с постоянными магнитами
Рабочий объем	995 см ³		
Номинальная мощность	68 л.с./ 50 кВт при 6400 об/мин	Макс. мощность	47 кВт (64 л.с.) при 3000–6000 об/мин
Крутящий момент	89Нм/4800 об/мин	180 Н·м (18,4 кгс·м)/0–2000 об/мин	
Максимальная скорость, км/ч	143	135	
Разгон 0–100 км/ч (сек.)	17,5	10	
Расход топлива: смешанный цикл	6,3	Запас хода на одном заряде 150 км	
Выброс CO ₂	149	Выброс парниковых газов, 0 г/км	
Уровень выброса/ Соответствие экологическим нормам	Экологический класс 4	Аккумуляторная батарея	Литиево-ионная
		Номинальная емкость	16 кВт·ч
		Номинальное напряжение	330В

Размеры		
Длина	3640 мм	3640 мм
Ширина	1597 мм	1597 мм
Высота	1522 мм	1522 мм
Колесная база	2375 мм	2375 мм
масса	1200 кг.	1000

Необходимо учесть КПД узлов электромобиля. КПД двигателя – 0,8, КПД редуктора главной передачи – 0,9, КПД контроллера с потерями на проводах и контакте – 0,9.

Итоговый КПД кинематики электромобиля имеем:

$$\text{КПД} = 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 0,65.$$

Реальная необходимая мощность электродвигателя

$$N_3 = 3586,96 / 0,65 = 8669,16 \text{ Вт}.$$

Выбираем электродвигатель с мощностью не менее 8,7 кВт. Из предлагаемых изготовителями электродвигателей и доступных на российском рынке наиболее лучше подходит электродвигатель компании Балканкар ЕС 10/7.5/28 мощностью 10 кВт.

Значительно увеличивается масса трансмиссии за счет применения коробки передач, дифференциала моста и других деталей. Расширяет диапазон выбора электродвигателей.

К особенностям электромобиля Spark Ravon R2E можно отнести:

- высокий кпд электродвигателя (90–95 % по сравнению с 22–42 % у ДВС);
- возможность подзарядки аккумуляторов во время рекуперативного торможения и при движении вниз по склону;
- отсутствие вредных выбросов в атмосферу;
- низкий уровень шума за счет меньшего количества движимых частей и механических передач;
- простота конструкции (простота электродвигателя и трансмиссии), большой межсервисный пробег;
- высокая плавность хода, высокий крутящий момент;
- возможность подзарядки от бытовой электрической сети.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате получено максимально экономичный электро-транспорт. Выбран для будущего электромобиля коллекторный электродвигатель постоянного тока, не требующий сложной системы управления, доступный для приобретения и применения для движения по городу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников, А. А. Машенский, А. С. Солонский. – М. : Агропромиздат, 1986. – 383 с.
2. Щетина, В. А. Электромобиль: техника и экономика / В. А. Щетина, Ю. Я. Морговский, В. А. Богомазов; под общ. ред. В. А. Щетины. – Л. : Машиностроение, 1987. – 253 с.
3. Трантер, А. Руководство по электрическому оборудованию автомобилей / А. Трантер. – СПб. : Наука, 2001. – 283 с.
4. Musabekov, Z. Differential equations for calculating gas exchange in an internal combustion engine / Z. Musabekov, J. Khakimov, B. Ergashev // Web Conf. International Scientific Conference “Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering” (CON-MECHYDRO – 2021). – 2021. P. 1–7.
5. Tulaev, B. R. Application of supercharged to internal combustion engines and increase efficiency in achieving high environmental standards / B. R. Tulaev // “1st International Conference on Problems and Perspectives of Modern Science (ICPPMS-2021)”. – Tashkent, 2021.
6. Ergashev, B. “Experimental study on the presence of cadmium in the atmospheric air and other elements of the ecosystem of Tashkent” / B. Ergashev. – Tashkent.
7. Khakimov, J. Developing a Comfortable and Easily Control R&E Ravon Hybrid Vehicle / J. Khakimov, Z. E. Musabekov, R. I. Mirzajonov. – № 10. – 2021.

Представлено 22.05.2023

**НАПОЛНИТЕЛЬ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, СОДЕРЖАЩИЙ
СУЛЬФАТ БАРИЯ**

**THE FILLER FOR PROTECTIVE COATINGS OF VEHICLES
CONTAINING BARIUM SULFATE**

Купряшов А. В., асп., **Телегин С. В.**, канд. техн. наук, доц.,
Шестаков И. Я., д-р техн. наук, проф.,
Сибирский государственный университет науки и технологий име-
ни академика М.Ф. Решетнева, г. Красноярск, РФ
А. Kupriashov, Postgraduate Student,
S. Telegin, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
I. Shestakov, Doctor of technical Sciences, Professor,
Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Krasnoyarsk, Russia

В статье представлен анализ применения сульфата бария в качестве составляющего наполнителей современных многофункциональных защитных покрытий транспортной техники.

The article presents an analysis of the use for barium sulfate as components of fillers for modern multifunctional protective coatings for transport vehicle.

Ключевые слова: защитное покрытие, сульфат бария, теплозащита, вибропоглощение, коррозионная стойкость.

Keywords: protective coating, barium sulfate, heat protection, vibration absorption, corrosion resistance.

ВВЕДЕНИЕ

Для обеспечения продолжительной эксплуатации транспортных средств различного назначения необходимо учитывать все факторы, оказывающие влияние на изменение материалов и конструкций, и необходимо учитывать возможности по снижению отрицательного влияния внешней агрессивной среды [1–3]. Поэтому создание внешнего материала для защиты транспортных средств, обладающего широким спектром условий по отражению и поглощению от

внешних агрессивных факторов, является актуальной задачей в современном машино- и тракторостроении.

В транспортной технике основное назначение защитного покрытия состоит в теплозащите, защите от коррозии и эрозии, поглощении вибрации, экранировании от вредных химических веществ. К второстепенным функциям относятся увеличение устойчивости, прочности, жесткости и динамики, как отдельных внешних частей конструкции, так и всего изделия в целом [1; 2].

Современное защитное покрытие транспортной техники состоит из: полимерной основы, наполнителя, отвердителя (катализатор) и вспомогательных веществ [1–3].

СУЛЬФАТ БАРИЯ – НАПОЛНИТЕЛЬ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

Сульфаты составляют большой класс наполнителей различных защитных покрытий. Среди них наибольшее распространение получил сульфат бария ($BaSO_4$) природного происхождения (барит). Основное преимущество использования сульфата бария в качестве наполнителя защитных покрытий – химическая инертность.

Сульфат бария активно применяется в составе радиационно-стойких высокотемпературных покрытиях совместно с наночастицами оксида кремния (SiO_2) [4], оксида железа (FeO) [5], диоксида титана (TiO_2). В изобретении [6] представлен состав покрытия с наполнителем состоящем в равных долях из сульфата бария, диоксид кремния и диоксида титана. Данное покрытие обладает высокой отражательной способностью и диффузным отражением (эффект экранирования). Результат диффузного отражения падающих лучей достигается из-за большой разницы показателей преломления между диоксидом кремния и диоксидом титана. Установлено что благодаря синергетическому эффекту результат диффузного отражения дополнительно увеличивается.

Наполнитель из смеси сульфата бария, углеродных нанотрубок и микростеклофер из вакуумного стекла используется в составе изоляционного, радиозащитного покрытия электроаппаратуры транспортного средства военного назначения [7]. Благодаря синергетическому эффекту наполнителя покрытие обеспечивает долговечную защиту от электромагнитного, ионизирующего и других видов излучений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сульфат бария входит в состав множества наполнителей защитных покрытий и материалов. Его основным эксплуатационным достоинством является то, что он придает материалам особые электроизоляционные и упрочняющие свойства, коррозионную и эрозионную стойкость, термостойкие характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Купряшов, А. В. Анализ смесовых наполнителей многофункциональных покрытий авиационной и ракетно-космической техники / А. В. Купряшов, И. Я. Шестаков // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2022. – Т. 18, № 12(216). – С. 535–541.

2. Купряшов, А. В. Композитные многофункциональные покрытия транспортной техники на основе синтетических каучуков / А. В. Купряшов, И. Я. Шестаков, Ц. Г. Надараица // Системы. Методы. Технологии. – 2022. – № 1 (53). – С. 187–191.

3. Способы улучшения свойств лакокрасочных покрытий с помощью введения различных наполнителей (обзор) / Н. А. Коврижкина [и др.] // Авиационные материалы и технологии. – 2019. – № 4 (57). – С. 41–48.

4. On the Radiation Stability of BaSO₄ Pigment Modified with SiO₂ Nanoparticles and Applied for Spacecraft Thermal Control Coatings / M. M. Mikhailov [et. al.] // Defect and Diffusion Forum. – 2018. – Vol. 386. – P. 277–282.

5. Protective water-borne coating and preparation method thereof: Patent №. 106046992 (A) CN, IPC C09D 127/12 / Z. Guowen. Anqing Ruitai Chem Co Ltd. No. CN201610629250; appl. 01.08.2016; publ. 26.10.2016.

6. Diffuse reflection coating with high reflectivity, preparation method thereof and reflective device: Patent № 110256888 (A) CN, IPC C09D 133/00, C09D 163/00. Shenzhen Polytechnic. No. CN201910535764 / Z. Ning, H. Jinya, L. Lehua. – Publ. 20.09.2019.

7. Preparation method of insulation coating used in electrical equipment : Patent № 108517142 (A) CN, IPC C09D 133/00, C09D 5/25. Chuzhou Ruineng Electric Power Tech Co Ltd. No. CN201810370606 / C. Peifeng, C. Ruipeng, Z. Yan. – Publ. 11.09.2018.

Представлено 05.04.2023

**СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЛОГО
И СПЛОШНОГО ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ВАЛОВ
КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ**

**COMPARATIVE STUDY OF HOLLOW AND SOLID
COUNTERSHAFTS FOR THE APPLICATION IN GEARBOX**

Новиков Д. С., канд. техн. наук, гл. констр. КПиС,
ПАО «Автодизель» (ЯМЗ), г. Ярославль, РФ.
D. Novikov, Ph. D. in Engineering, Chief designer,
PJSC “Avtodizel” (YMZ), Yaroslavl, Russia

В статье представлены характеристики промежуточных валов для коробки передач ЯМЗ-2361 в двух исполнениях: сплошной вал и полый вал. Какой вал лучше полый или цельный было проанализировано с помощью расчета и сравнением характеристик деталей. Цель данного исследования – это снижение массы промежуточного вала и, как следствие, коробки передач в целом.

This paper presents the characteristic details of both hollow and solid countershafts for a gearbox YMZ-2361. What could be better, a hollow or solid shaft, is analysed by calculating and comparing. The main objective of this paper is to reduce weight of the gearbox.

Ключевые слова: *коробка передач, промежуточный вал, полый вал, модальный анализ, снижение массы.*

Keywords: *gearbox, countershaft, hollow shaft, modal analysis, weight reduce.*

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании такого узла, как коробка передач (КП) конструктор решает следующие задачи:

- 1) выполнение максимального числа передач в минимальных при минимальных массовых и габаритных параметрах;
- 2) обеспечение необходимого диапазона регулирования;
- 3) реализация максимально быстрого включения передач;
- 4) снижение уровня шума.

В данной работе рассмотрим один из вариантов снижения массы КП ЯМЗ, так как в целом по остальным параметрам при качествен-

ном изготовлении узла они соответствуют зарубежным аналогам [1].

Одним из вариантов снижения массы КП ЯМЗ-2361 – это применение полого промежуточного вала (пром. вал). Такое решение позволяет при некотором увеличении напряжений в детали, значительно снизить ее массу [2].

РЕШЕНИЕ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

Конструкция (рис. 1) вала будет представлять толстостенную трубу 1 по ГОСТ 8732-78 размером 82,5x16 мм из стали 15ХГНТА, освоенную отечественной промышленностью, в его средней части, а цапфы 2 и 3 под установку подшипников будут представлять собой крышки, которые устанавливаются в трубную часть вала.

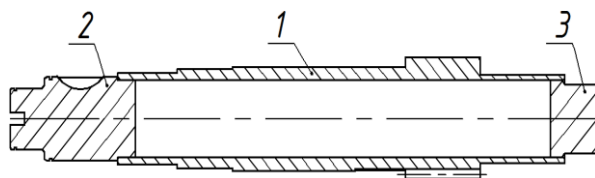


Рисунок 1 – Конструкция полого вала КП ЯМЗ

Задача будет решаться в два этапа:

- 1) определение прочности;
- 2) определение вибрационных характеристик (формы и частоты собственных колебаний, виброскорость) детали на разных уровнях представления.

Оценка прочностных свойств по изгибу и кручению была проведена по изменению запаса прочности (табл. 1). Расчет был проведен по известным методикам, изложенным, например, в [3].

Таблица 1 – Результаты прочностных расчетов

Параметр	Масса, кг	Запас прочности	Запас прочности допускаемый
Цельный вал	11,5	2,4	1,4
Полый вал	5,5	1,5	

Далее были определено изменение вибрационных характеристик КП на разных уровнях представления: деталь (вал), сборочный узел

(вал шестернями), агрегат в целом (КП в сборе). Расчет приводился по методике, изложенной в [4]. Оценочными параметрами на стадии модального анализа являются частоты и формы колебаний в частотном диапазоне 0–4500 Гц.

Более легкая деталь имеет частоты собственных колебаний ниже, чем у штатного промежуточного вала, что наблюдается как в отдельных деталях, так и в сборочных единицах. Так для штатной КП с резонансной формой колебаний на частоте 867 Гц (рис. 2) при применении полого вала произошло падение собственной частоты на 20 Гц, и, как следствие, исключение резонанса на режиме работы на третьей передаче при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$.

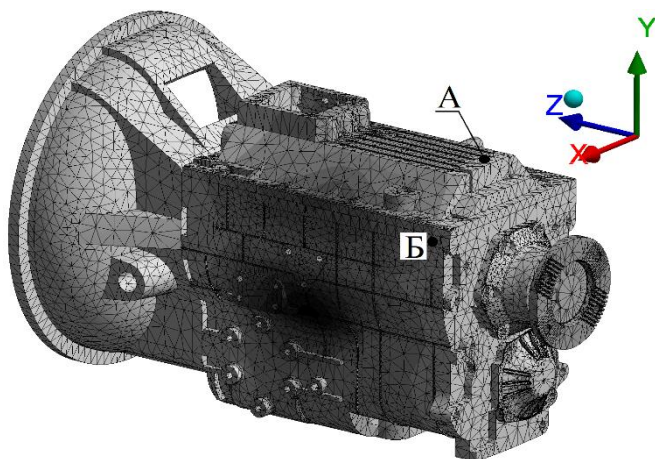


Рисунок 2 – Резонансная мода для КП со штатным валом

Одновременно это привело к возникновению другого резонансного режима для КП с полым пром. валом при ее работе на 3-ей передаче, при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Таким образом необходима отстройка собственных частот картера КП уже для другого режима.

На конечном этапе исследования для определения вибрации картера были определены значения виброскорости для штатной КП и КП с полым пром. валом, в том числе и для точек А и Б (см. рис. 2

и табл. 2). Методика, по которой проводился расчет и эксперимент, подробно изложена в [4].

Таблица 2 – Сравнение результатов расчетного гармонического анализа и замера вибрации на резонансном режиме штатной КП

Точка	Амплитуда виброскорости, м/с		
	КП (штатный пром. вал)		КП (полый пром. вал)
	эксперимент	расчет	расчет
А	0,0095	0,0091	0,0067
Б	0,0063	0,0061	0,0036

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применение полого вала приводит к снижению массы детали на 5,5 кг (50 %) при сохранении запаса прочности в допустимых пределах.

2. Изменение массы КП на 2 % за счет применения полого вала приводит к значительным изменениям вибрационных характеристик КП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новиков, Д. С. Доводка конструкции коробки передач по результатам тест-драйва автомобиля / Д. С. Новиков // Будущее машиностроения России: сборник докладов Восьмой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов, Москва, 23–26 сентября 2015 года. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, 2015. – С. 893–895.

2. Mechanical Design of an Optimal Transmission / L. C. Altherg [et. al.] // ATZ worldwide. – 2018. – Т. 120. – №. 10. – С. 68–73.

3. Валы и оси. Конструирование и расчет / С. В. Серенсен [и др.]. – М. «Машиностроение», 1970. – 320 с.

4. Новиков, Д. С. Применение модального и гармонического анализа для прогнозирования вибрационного состояния автомобильной коробки передач на ранней стадии проектирования / Д. С. Новиков // Труды НАМИ. – 2021. – № 3(286). – С. 30–36.

Представлено 05.03.2023

**ОБЗОР РАСЧЕТА ЭНЕРГИИ РЕКУПЕРАТИВНОГО
ТОРМОЖЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ**

**AN OVERVIEW OF EVS REGENERATIVE BRAKING
ENERGY CALCULATION**

**Ле Тхань Нань¹, Ле Нге Тай Минь¹, Дам Хоанг Фук¹,
Нгуен Тхань Тунг¹, Харитончик С. В.²**, д-р техн. наук., доц.,

Кусяк В. А.², канд. техн. наук, доц.,

¹Группа «Автомобили», Институт Механики,

Университет Ханоя Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам

²Белорусский Национальный Технический Университет,

г. Минск, Республика Беларусь

Le Thanh Nhan¹, Le Hue Tai Minh¹, Dam Hoang Phuc¹,

Nguyen Thanh Tung¹,

S. Kharitonchik², Doctor of technical Sciences, Associate Professor,

V. Kussyak², Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

¹Automotive Engineering Group, School of Mechanical Engineering,

¹Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В работе приводится обзор существующих систем рекуперативного торможения электромобилей. Описано устройство системы рекуперации энергии, принцип ее работы, преимущества и методы определения полученной энергии от системы рекуперации. В статье также представлен коэффициент рекуперативного торможения, который является важнейшим параметром при определении регенерируемой энергии, и метод его расчета.

This paper presents an overview of the regenerative braking system on electric vehicles. The definition, working principle, and advantages of the regenerative braking system are shown in this study. Moreover, the regenerative braking coefficient, which is a characteristic parameter in defining recuperate energy rate, and its calculation method will be introduced in this paper.

Ключевые слова: электромобиль, расчет энергии рекуперативного торможения, коэффициент рекуперативного торможения.

Keywords: *electric vehicle, regenerative braking energy calculation, regenerative braking coefficient.*

INTRODUCTION

The demand for vehicles using low energy levels has increased in recent years due to the general public's drive for the sustainability of products and processes. Electric vehicles (EVs) emerge as an excellent solution for sustainable development and energy-saving. However, the relatively small driving range on a single traction battery charge is a constraining factor in the launch of large-scale EV production. A regenerative braking system (RBS) in EV is the ideal solution to this problem because this process allows converting the vehicle's kinetic energy into electrical energy for recharging the batteries during braking, forced deceleration, or downhill movement [1]. This paper aims to provide an overview of RBS in terms of definition, working principle, advantages, and calculation method for evaluating its energy efficiency in the given driving cycles. Many methods for calculating the regenerative braking energy efficiency are given.

DEFINITION

Regenerative braking system (RBS) in electric vehicles (EVs), which is also called the kinetic energy recovery system (KERS), is an automotive system that recuperates a moving vehicle's kinetic energy under braking or decelerating [2]. The recovered energy is stored in a battery for later vehicle motion or used for auxiliary systems.

The principle behind regenerative braking is that when an electric motor runs in one direction, it converts electrical energy into mechanical energy that can be used to perform work such as turning the wheel. When the motor runs in the opposite direction, a properly designed motor becomes an electric generator. When the wheels spin without acceleration, the rotation induces a reverse energy flow, producing a generator effect. A back electromotive force (back EMF, BEMF) is induced in the motor, which is a voltage that appears in the opposite direction to current flow due to the motor's coils moving relative to a magnetic field. This voltage serves as the principle of operation for a generator. The back EMF is directly related to the speed of the motor, so knowing the value of the back EMF allows us to calculate the speed of that motor. Its primary function is to convert mechanical energy

into electrical energy. This electrical energy can then be fed into a charging system for the car's batteries as a backup.

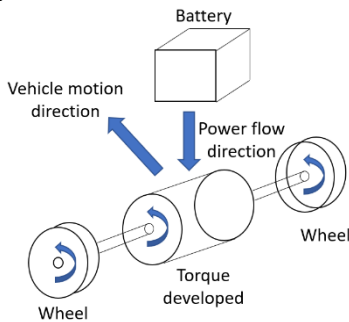


Figure 1 – Forward driving condition

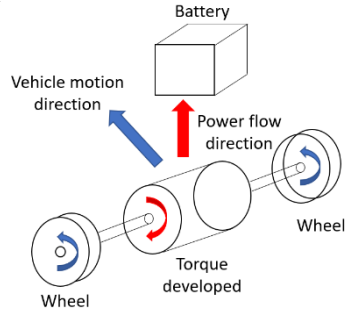


Figure 2 – Regenerative braking condition

Fig. 1 shows the normal forward driving condition in which the motor rotates forward; thus, torque acts in the wheel-spinning direction. The back EMF produced opposes the motion of the vehicles according to Lenz law. In this, the strength of the magnetic field is increasing, thus increasing the vehicle's speed profile. Fig. 2 shows the regeneration during braking in which the motor acts as a generator; thus, the strength of the magnetic field is reduced and thus reducing the speed. In the motor, torque acts in the opposite direction to the wheel spinning direction. Also, it shows that the energy is transferred back to the battery, whereas the above diagram shows that the battery supplies energy.

RBS provides many merits for EV development:

1. Better control on braking [1].
2. RBS can provide most of the total braking force during stop-and-go traffic, mainly in urban regions [3], vastly improving the energy economy.
3. Prevents wear and tear on mechanical braking.
4. Fully EVs benefit from increased range from a single charge of the batteries. Regenerative braking increases the EV range by about 16,3 % while reducing the total time of the braking process [4].

CALCULATION METHOD

The regenerative braking coefficient (RBC) usually characterizes RBS; however, each study brings up a different method to calculate this

coefficient. RBC can be defined as the function of vehicle speed, deceleration or initial braking speed, as demonstrated below. Most useful parameter for evaluating the RBS energy efficiency of is the regenerative braking coefficient, the calculation methods of which will be described below.

Hamza et al. [5] introduce the calculation of the instantaneous regenerative braking based on experimental measurements of regenerative braking power values using curve fitting and concatenation of two deceleration modes: with or without acting on the braking pedal. The instantaneous regenerative braking efficiency as a function of deceleration level was found to be approximated using a two-term exponential decay function, as shown in equation (1):

$$\eta = k_7 \cdot e^{k_8 \cdot a} + k_9 \cdot e^{k_{10} \cdot a} \quad (1)$$

In the above equation, a nonlinear least squares method was adopted using a trust-region algorithm, where the maximum number of iterations and the tolerance function were set, respectively, to 600 and 1.0×10^{-6} . η refers to the regenerative braking efficiency. a is the instantaneous acceleration (m/s^2), which is negative in this case, and k_7 , k_8 , k_9 , and k_{10} are coefficients whose values are given in Table 1, which also shows the performance of the proposed curve fitting in terms of R^2 and the root-mean-square error (RMSE). Fig. 3 illustrates the variation in the instantaneous regenerative braking efficiency as a function of the deceleration level.

Table 1 – Coefficients and performance of instantaneous regenerative braking efficiency as a function of the deceleration level

Coefficients (with 95 % Confidence Bounds)	<i>R-Square</i>	<i>RMSE</i> , %
$k_7 = 0.9645$ (0.8555, 1.073)	0.9785	0.0548
$k_8 = -0.009234$ (-0.05018, 0.03171)		
$k_9 = -1.036$ (-1.149, -0.9221)		
$k_{10} = 2.848$ (2.006, 3.69)		

FASTSim (Future Automotive Systems Technology Simulator) calculates the regenerative braking coefficient as a function of vehicle speed, as seen in Fig. 4 [6]. The value of η_{regen} in FASTSim is calculated using equation (2):

$$\eta_{regen} = \frac{\%regen_{max}}{(1 + RA \cdot e^{(-RB \cdot (v \cdot (\text{mile/h}) + 1)})}, \quad RA = 500, \quad RB = 0,99. \quad (2)$$

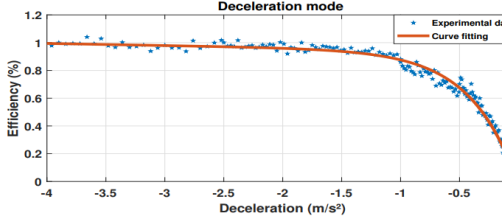


Figure 3 – Deceleration-dependent regeneration efficiency

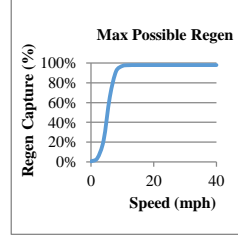


Figure 4 – Speed-dependent regeneration efficiency

In which: $\%regen_{max}$ is the percentage of maximum attainable regenerative energy, v is the vehicle velocity (measured in mile/h), and RA and RB are experimentally determined constants.

Mauricio et al. [7] present the braking energy recovery efficiency, η_b , is the relation between recovered energy E_m and the total energy lost during braking E_b , as shown in equation (3):

$$\eta_b = \frac{E_m}{E_b} = \frac{\int U_b \cdot I_b \cdot dt}{\frac{1}{2} \cdot m \cdot (V_0^2 - V_f^2)} \cdot 100 \%, \quad (3)$$

where, U_b is the voltage at the motor controller while recovering braking energy, I_b is the motor controller current present in the braking action, t is the time of motor braking, m is the mass of the vehicle, V_0 is the initial velocity of braking, V_f is the final velocity of braking. The study indicates that the initial braking speeds, brake usage, and the vehicle's weight are the most significant influence factors on RBS efficiency, with 23 % average RBS efficiency in different routes and approximately 77 % RBS efficiency at high initial braking velocity (above 44 km/h).

Zhongyue Zou et al. [8] present a more profound calculation of regenerative energy based on the concept of recycling energy in EVs using supercapacitors. The consuming energy distribution of the supercapacitor vehicle during regenerative braking can be illustrated in fig. 5.

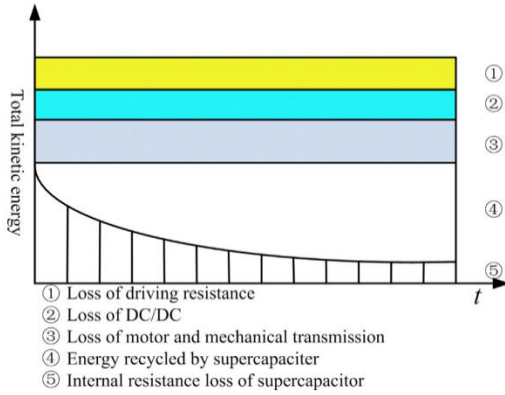


Figure 5 – Distribution of vehicle kinetic energy [8]

RBC (η) in this study is defined as the ratio of recycling energy to kinetic energy, as shown in equation (4):

$$\eta = \frac{(1 - \eta_r) \cdot (\int U_0 \cdot I_0 \cdot dt - \int I_0^2 \cdot R \cdot dt)}{\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2}, \quad (4)$$

where U_0 is the voltage of the battery (V), I_0 is the current of the energy source (A), R is the equivalent internal resistance of the supercapacitor pack, v is the vehicle's speed before braking (m/s). η_r is the ratio of charging energy losses to generating electrical energy from vehicle kinetic energy can be given by

$$\eta_r = e^{1/(R \cdot C)}, \quad (5)$$

where C is the capacitance of the supercapacitor pack. From that calculation, the study shows that an electric truck (10,000 kg) using a supercapacitor has 65 % and 14 % regenerative efficiency over total kinetic energy with and without a high load, respectively. This result is derived from the heavy load increasing the total energy consumption and can not improve regenerative efficiency.

There are many methods for calculating RBS recovered energy with different assumptions, using arear and operational conditions. The results of the given methods show the roles of RBS in increasing the vehicle energy economy [9].

CONCLUSION

This paper has provided a basic understanding of RBS and its energy estimation based on RBC calculation. Regenerative braking is one of the best ways to increase the vehicle's energy economy. There are many methods for energy calculating the characteristic parameter of the RBS. Its results show the effectiveness of the regenerative braking system on vehicle energy consumption when moving on given driving cycles.

REFERENCES

1. Research of Regenerative Braking Strategy for Electric Vehicles / L. V. Nghia [et. al.] // *Energetika*, vol. 66, 2023. – PP. 105–123.
2. Stevic, Z. Energy Efficiency of Electric Vehicles / Z. Stevic, I. Radovanovic // *New Generation of Electric Vehicles*, 2012.
3. Energy Efficient Electric Vehicle Using Regenerative Braking / N. D. Lakshmi [qt. al.] // *International Journal of Advance Research, Ideas and Innovations in Technology*, vol. 3, № 3, 2017. – PP. 55–58.
4. Bhurse, S. S. A Review of Regenerative Braking in Electric Vehicles / S. S. Bhurse, A. A. Bhole // *International Conference on Computation of Power, Energy, Information and Communication (ICCPEIC)*, 2018. – PP. 363–367.
5. Energy Consumption Prediction and Analysis for Electric Vehicles: A Hybrid Approach / H. Mediouni [et. al.] // *Energies*, 2022.
6. FASTSim: A Model to Estimate Vehicle Efficiency, Cost and Performance / A. Brooker [et al.] // *SAE Technical Paper*, 2015. – P. 12.
7. Calle, M. Analysis of regenerative braking efficiency in an electric vehicle through experimental tests / M. Calle, A. Guiracocha, J. D. Valladolid // *Ingenius*, 2023. – PP. 24–31.
8. Evaluation strategy of regenerative braking energy for supercapacitor vehicle / Zh. Zou [et. al.] // *ISA Transactions*, vol. 55, 2015. – PP. 234–240.
9. An Average Method for Calculating the Vehicle Energy Consumption on Driving Cycles / L. V. Nghia [et al.] // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. – Vol 16, № 12, 2022. – PP. 620–629.

Представлено 06.06.2023

УДК 629.03

**ВЫЧИСЛЕНИЕ ПОТРЕБЛЕМОЙ АВТОМОБИЛЕМ ЭНЕРГИИ
НА ЕЗДНЫХ ЦИКЛАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ПРОГРАММНОГО ПРОДУКТА ADVISOR**

**CALCULATION OF VEHICLE ENERGY CONSUMPTION
ON DRIVING CYCLES USING ADVISOR TOOL**

**Ле Ван Нгиа¹, Ле Нге Тай Минь¹, Нгуен Тхань Тунг¹,
Нгуен Ван Ниеу¹, Руктешель О. С.², д-р техн. наук, проф.,
Кусяк В. А.², канд. техн. наук, доц.**

¹Группа «Автомобили», Институт Механики,
Университет Ханоя Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам
²Белорусский Национальный Технический Университет,
г. Минск, Республика Беларусь

Le Van Nghia¹, Le Hue Tai Minh¹, Nguyen Thanh Tung¹,
Nguyen Van Hieu¹,

O. Rukteshel², Doctor of technical Sciences, Professor,
V. Kusyuk, Ph.D. in Engineering, Associate Professor

¹Automotive Engineering Group, School of Mechanical Engineering,
Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam
²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В работе представлен расчет энергопотребления электромобиля с использованием программы Advanced Vehicle Simulator (ADVISOR). Энергия, потребляемая компонентами электромобиля, рассчитывается при движении в различных ездовых циклах, характерных для крупного мегаполиса. Объектом исследования является электромобиль Vinfast VF e34. Результаты компьютерного моделирования показывают, что электромобиль более энергоэффективен при движении в городских условиях. Кроме того, электромобили восстанавливают большие энергии за счет системы рекуперативного торможения в городских циклах, особенно в смешанных циклах с большим количеством переходных процессов, где поведение водителя весьма агрессивно.

This paper presents the electric vehicle's energy consumption calculation using Advanced Vehicle Simulator (ADVISOR). The energy consumed by EV's components is quantified when traveling in different me-

tropolis driving cycles (DCs). The test object in the study is Vinfast VF e34. The results show that the electric vehicle (EV) is more energy efficient when traveling in urban cycles. In addition, EVs recover more energy through regenerative braking system in urban cycles, especially in DCs where the driver behavior is aggressive.

Ключевые слова: *электромобиль, ADVISOR, энергопотребление электромобиль, ездовые городские циклы.*

Keywords: *electric vehicle, ADVISOR, energy consumption, urban driving cycles.*

INTRODUCTION

EVs are recognized as an efficient transportation mode with higher energy efficiency, especially in congested urban networks. Many studies have been conducted to reinforce this EVs' merit. Xinkai Wu et al. [1] claimed that the EV is more efficient when driving on in-city routes than on freeway routes. Mike Knowles et al. [2] claimed that EVs are much more efficient when driving on interrupted urban routes than uninterrupted freeways due to the regenerative braking system (RBS). The drivetrains of EVs can operate at over 80 % efficiency explain why EVs have great potential in reducing the transportation energy demand [3].

Measuring and calculating the EC of EVs is an essential requirement for the future improvement of the energy efficiency of the EV transportation system. Thus, this study aims to provide a quantitative estimation of EV's EC in the case of Hanoi. Advanced Vehicle Simulator (ADVISOR) is used to quickly estimate the EC in four different DCs in Hanoi, which provide significant evidence of EV's advantages in urban driving conditions.

METHODOLOGY

ADVISOR, which was developed by the U. S. Department of Energy's (DOE), is a validated simulation tool for evaluating EV performance and energy efficiency with high accuracy [4]. The ADVISOR interface and calculation diagram are shown in Fig. 1 and 2 respectively. In this paper, Vinfast VF e34, the widely used EV in Hanoi traffic, whose specification is shown in Table 1, is simulated in ADVISOR to calculate EC.

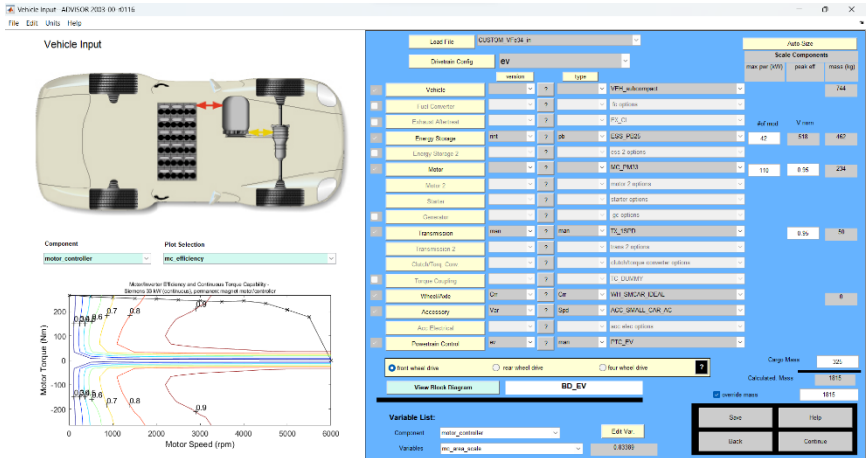


Figure 1 – ADVISOR interface

Table 1 – Vinfast VF e34 specs

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
Curb weight	1490	kg	Wheel friction of coefficient	0.,	
Wheelbase	2,611	m	Rolling resistance coefficient	0,008	
Mass center height	0,58	m	Frontal area	2,424	m ²
Tire radius	0,32535	m	Motor power	110	kW
Wheel's rotational inertia	0,815	kg·m ²	Motor efficiency	95	%
Transmission efficiency	95	%	Battery energy	44,5	kWh
Charger efficiency	86	%	Battery efficiency	95	%

The vehicle and its components are then simulated through four microscopic speed-versus-time DCs. The DCs' speed profiles are shown in Fig. 3.

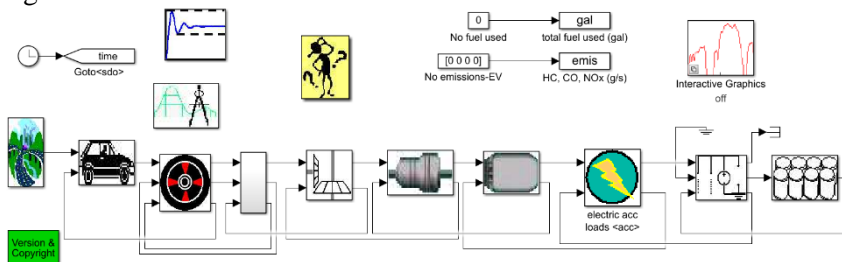


Figure 2 – Basic ADVISOR Block Diagram

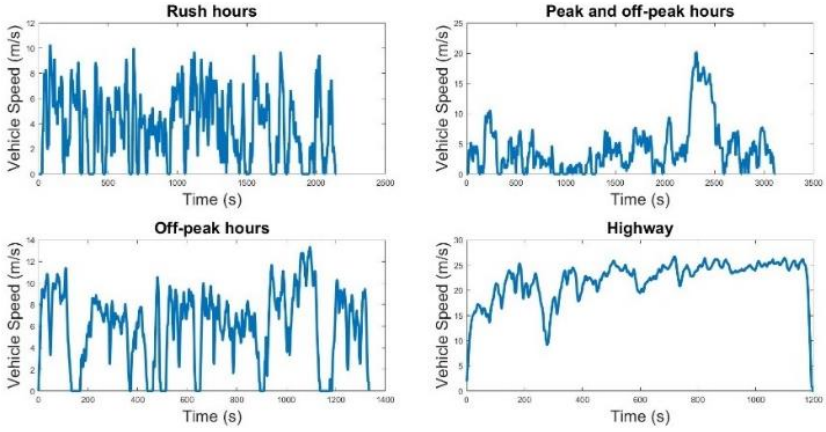


Figure 3 – Hanoi DCs speed profile

According to the fundamental theory of vehicle dynamics, the resistance power can be calculated as the sum of aerodynamic and rolling resistance power:

$$P_{res} = P_{roll} + P_{air} \quad (1)$$

The total input power is the sum of components' power, calculated as:

$$P_{input} = P_{res} + P_{mot-loss} + P_{trans-loss} + P_{regen} \quad (2)$$

where: P_{regen} is the regenerative power by RBS, P_{mot} is the motor power, $P_{trans-loss}$ is the transmission power loss.

The required speed is limited to the motor's maximum speed. The required torque is limited to the difference between the motor's maximum torque at the limited speed and the torque required to overcome the rotor inertia. The limited torque and speed are then used to interpolate in the motor/controller's input power map. Finally, the motor controller's maximum current limit limits the interpolated input power. This behavior is described in the following equations [5]:

$$P_{mot} = \min\left(P_{mot,in,map}, I_{con,max} V_{bus,prev}\right) \quad (3)$$

$$P_{mot,in,map} = f(\tau_{mot,lim,req}, \omega_{mot,lim,req}) \quad (4)$$

$$\omega_{mot,lim,req} = \min(\omega_{mot,req}, \omega_{mot,max}) \quad (5)$$

$$\tau_{mot,lim,req} = \min\left(f_1(\omega_{mot,lim,req}), \tau_{mot,req} + J_{mot} \left(\frac{\Delta\omega_{mot,lim,req}}{\Delta t}\right)\right) \quad (6)$$

where: P_{mot} is the power that the motor/controller requires, which must be provided by the batteries and/or the generator. $P_{mot,in,map}$ is the motor power from the motor performance map; f in equation (4) is the functional relationship described by the motor map; $\tau_{mot,req}$ is the torque required into gear reduction, $\tau_{mot,lim,req}$ subject to motor torque limit.

RESULTS

The results show that on the highway, EV generates more power to overcome the resistance force; however, RBS captures and stores the least energy in the battery, shown by the lowest percentage of regenerative energy. The EC rate during the simulation differs from the announced Vinfast VFe34 (0,148 kWh/km) [6]; however, the difference is not substantial. As a result, the ADVISOR results are applicable.

Fig. 3 and Table 2 show that the electric motor (EM) operates at the efficient area in the performance map in the highway, shown by the lowest motor power loss. However, in a cycle that requires harsher acceleration and deceleration, such as urban DC, RBS presents better efficiency.

Table 2 – EV component's EC and regenerative energy percentage

Parameter	Driving cycle			
	Peak and off-peak hours	Rush hours	Off-peak hours	Highway
Input power (W)	2398.46	2776.69	3707.21	11852.38
Motor power loss (W)	923.52	990.21	872.37	163.47
Transmission power loss (W)	139.78	151.52	260.51	1241.03
Resistance power (W)	862.47	681.59	1148.65	8808.17
Regenerative power (W)	472.69	952.91	1424.17	1641.37
Energy consumption (kWh/km)	0.16	0.20	0.16	0.15
Regenerative energy percentage (%)	19.71%	34.32%	38.42%	13.85%

CONCLUSION

This study uses ADVISOR to introduce the EC calculation for a widely used EV in Hanoi. The results show the power value from each EV component during operation in different DCs. The electric motor achieves better efficiency in high-speed DC, while RBS recuperates more energy in urban cycles. This research provides potential insights into EV energy use and should be expanded to include many different EV models and driving conditions to indicate the feasibility of EV in Vietnam traffic conditions.

The results of this study demonstrate the potential advantages of using ADVISOR software to optimize vehicle energy use. ADVISOR can promote more efficient driving practices and minimize energy consumption by delivering real-time feedback to drivers. The ability to analyze different driving scenarios and assess the influence of various car components on energy usage increases the software's utility.

REFERENCES

1. Electric vehicles' energy consumption measurement and estimation / X. Wu [et. al.]// Transportation Research Part D: Transport and Environment. – № 34. – 2015. – PP. 52–67.
2. Knowles, M. The effect of driving style on electric vehicle performance, economy and perception / M. Knowles, H. Scott, D. Baglee // International Journal of Electric and Hybrid Vehicles. – № 3. – 2012. – PP. 228–247.
3. Sweeting, W. Factors affecting electric vehicle energy consumption / W. Sweeting, A. Hutchinson, S. Savage / International Journal of Sustainable Engineering. – № 4. – 2011. – PP. 1–10.
4. Wipke, K. B. ADVISOR 2.1: a user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach / K. B. Wipke, M. R. Cuddy, S. D. Burch // IEEE Transactions on Vehicular Technology: Special Issues on Hybrid and Electric Vehicles, 1999.
5. Markel, T. ADVISOR: a systems analysis tool for advanced vehicle modeling / T. Markel // Journal of Power Sources, 2022. – PP. 255–266.
6. VinFast VF e34, Wikipedia, [Electronic resource]. – Mode of access: https://en.wikipedia.org/wiki/VinFast_VF_e34. – Date of access: 2023.

Представлено 10.08.2023

УДК 629.03

**РАСЧЕТ ЭНЕРГИИ РЕГУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ
ПРИ ДВИЖЕНИИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ ПО ЕЗДОВЫМ
ЦИКЛАМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ FASTSIM
НА ПРИМЕРЕ Г. ХАНОЙ**

**CALCULATION OF REGENERATIVE BRAKING ENERGY
DURING EV'S DRIVING CYCLES BY USING FASTSIM
IN A CASE OF HANOI CITY**

**Ле Нге Тай Минь, Ле Ван Нгиа, Нгуен Тхань Тунг,
Дам Хоанг Фук,**

Группа «Автомобили», Институт Механики,
Университет Ханоя Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам

Le Hue Tai Minh, Le Van Nghia, Nguyen Thanh Tung,
Dam Hoang Phuoc I,

Automotive Engineering Group, School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam

В данной статье рассчитывается энергия рекуперативного торможения при движении электрического автомобиля в ездовых циклах Ханоя с использованием программного обеспечения FASTSim. Дается оценка об эффективности рекуперативного торможения в снижении потребления энергии (ЕС) в различных ездовых циклах (DC), таких как городские и шоссейные DC. Приведены результаты расчета рекуперативной энергии при торможении и их влияния на снижение общей потребляемой автомобилем энергии ЕС, особенно в условиях движения с частыми остановками. В исследовании также подчеркивается важность поведения водителя и дорожных условий для определения эффективности системы рекуперативного торможения (RBS). Анализируется потенциал RBS для повышения энергоэффективности электрических автомобилей, что может способствовать сокращению выбросов парниковых газов и улучшению качества воздуха.

This paper calculates the amount of regenerative braking energy when the vehicle is traveling in Hanoi's driving cycles by using the FASTSim software. The study aims to evaluate the effectiveness of regenerative braking in reducing energy consumption (EC) in different

driving cycles (DCs), such as urban and highway DCs. The results demonstrate that regenerative braking can significantly reduce EC, especially in traffic conditions with frequent stops. The study also highlights the importance of driver behavior and road conditions in determining the effectiveness of regenerative braking system (RBS). Overall, the analysis provides valuable insights into the potential of RBS to improve the energy efficiency of vehicles, which can contribute to reducing greenhouse gas emissions and improving air quality.

Ключевые слова: *управление движением автомобиля, динамика рулевой системы, алгоритмы управления управляемыми колесами.*

Keywords: *regenerative braking, FASTSim, city and highway driving.*

INTRODUCTION

EVs are cleaner and kinder to the environment than their fossil fuel-powered counterparts since no exhaust fumes are produced, meaning there are fewer dangerous greenhouse gases such as carbon dioxide being expelled from the vehicles into the atmosphere. Promoting the development of BEVs is considered one of the promising solutions for treating severe air pollution in metropolises [1]. Moreover, the drivetrains of EVs can operate at over 80 % efficiency, which shows they have great potential to reduce the transportation energy demand [2]. Many countries worldwide offer a series of incentive schemes (such as subsidies and tax credits) to promote the adoption and use of EVs, lowering the cost to the consumer due to those benefits mentioned above [3]. However, the low driving range, generally, is the main reason that halts the widespread use of EVs.

RBS is an excellent solution for enhancing the driving range of EVs. Various studies have been conducted to calculate the recovered energy by RBS. However, there are a few studies conducted in the Vietnam traffic scenarios and on EVs manufactured in Vietnam. Thus, this paper focuses on calculating the regenerative energy generated by RBS using FASTSim (The Future Automotive Systems Technology Simulator). Vinfast VF e34 specification and dynamics are the input parameters of the simulation. Four real-time driving cycles are chosen to assess the recovered energy on VF e34. These driving cycles represent different driving conditions, including the rush-hour and pre-peak hour urban road, urban road during both peak and off-peak hour, and the highway.

METHODOLOGY

FASTSim (Future Automotive Systems Technology Simulator) is a high-level advanced vehicle powertrain systems analysis tool supported by the U.S. Department of Energy's Vehicle Technologies Office. FASTSim has been validated for hundreds of vehicles and most existing powertrain options [4]. The input data for most light-duty vehicles can be automatically imported. Those inputs can be modified to represent variations of the vehicle or powertrain. The vehicle and its components are then simulated through speed-versus-time DCs. At each time step, FASTSim accounts for drag, acceleration, ascent, rolling resistance, each powertrain component's efficiency and power limits, and regenerative braking.



Figure 1 – FASTSim interface

Vinfast VF e34 specification and vehicle models are imported into the input data of FASTSim. Those parameters are presented in Table 1.

Table 1 – Vinfast VF e34 specs

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
Curb weight	1490	kg	Wheel friction of coefficient	0.7	
Wheelbase	2.611	m	Rolling resistance coefficient	0.008	
Mass centre height	0.58	m	Frontal area	2.424	m ²
Tire radius	0.32535	m	Motor power	110	kW

End of the table 1

Wheel's rotational inertia	0.815	kg. m ²	Motor efficiency	95	%
Transmission efficiency	95	%	Battery energy	44.5	kWh
Charger efficiency	86	%	Battery efficiency	95	%

The vehicle and its components are then simulated through four real-time DCs. The simulated DCs can be shown in Fig. 2.

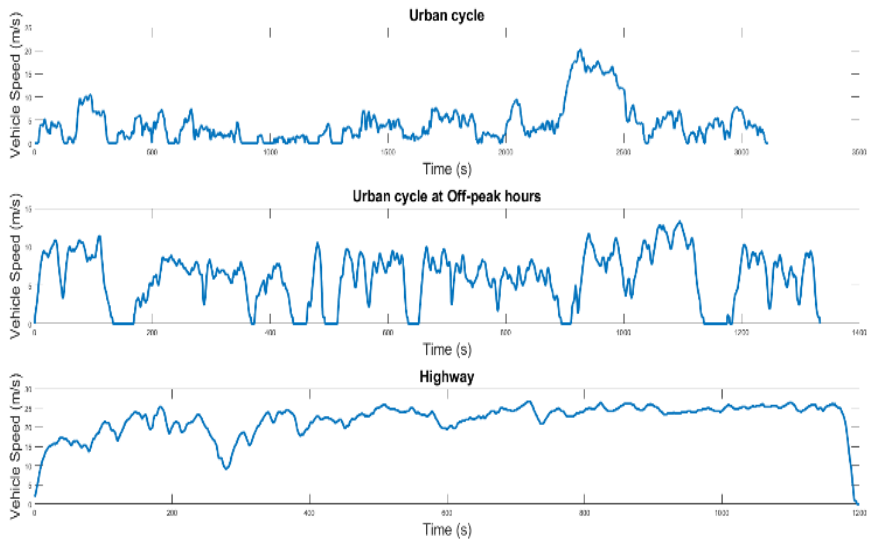


Figure 2 – Hanoi DCs speed profile

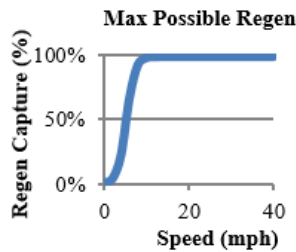


Figure 3 – Speed-dependent regeneration factor

For electric vehicles, it is possible to recover some kinetic energy during braking using the motor as a generator. The amount of regenerative power, P_{regen} is defined as (1), where η_{regen} = regenerative braking efficiency:

$$P_{regen} = P_{trac} \cdot \eta_{regen} = F_{trac} \cdot v \cdot \eta_{regen} \quad (1)$$

In which the F_{trac} is the traction force (W), v is vehicle speed (m/s), and η_{regen} is the regenerative energy coefficient. The components and the vehicle's speed limit the regenerative braking energy achievable. The battery power, usable SOC range, and motor provide the ultimate regenerative braking power limits. The regenerative braking energy that can be captured is defined as a function of vehicle speed, as seen in Fig. 3. The value of η_{regen} in FASTSim is calculated using equation (2):

$$\eta_{regen} = \frac{\%regen_{max}}{1 + RA \cdot e^{-RB \cdot \left(v \cdot \left(\frac{mile}{h} \right) + 1 \right)}}, \quad RA = 500, \quad RB = 0,99 \quad (2)$$

In which: $\%regen_{max}$ is the percentage of maximum attainable regenerative energy, v is the vehicle velocity (measured in mile/h), RA and RB are experimentally determined constants.

The regenerative braking power can also be calculated by using these equations:

$$P_{regen} = \text{Max} \left(\text{Min} \left(P_{motor_{in}} \cdot \eta_{trans}, P_{WheelReq} \cdot \eta_{regen} \right), 0 \right) \quad (3)$$

$$P_{motor_{in}} = \text{if} \left(P_{WheelReq} > 0, \frac{P_{WheelReq}}{\eta_{trans} \cdot \eta_{bat}}, \frac{P_{WheelReq} + P_{FricBrake}}{\eta_{trans} \cdot \eta_{bat}} \right) \quad (4)$$

$$P_{WheelReq} = P_{Roll} + P_{InertiaWheel} + P_{drag} + P_{slope} + P_{accel} \quad (5)$$

$$P_{FricBrake} = -\min \left(P_{WheelReq} + P_{regen}, 0 \right) \quad (6)$$

where: $P_{motor_{in}}$ is the input power of the electric motor (W), $P_{WheelReq}$ is the wheel required power (W), P_{Roll} is the rolling resistance power (W),

$P_{InertiaWheel}$ is the inertia system power (W), P_{drag} is the aerodynamic power (W), P_{slope} is the road gradient power (W), P_{accel} is the acceleration power (W), η_{trans} is the transmission efficiency, η_{bat} is the battery efficiency.

RESULTS AND DISCUSSION

Simulation results are presented in Table 2.

Table 2 – EV component’s EC and regenerative energy percentage

Parameter	Driving cycle		
	Urban cycle	Urban cycle at Off-Peak hours	Highway
Input power (Wh)	4170.15	7478,5	11795,56
Regenerative power (Wh)	1225.7	1409,21	1808,12
Regenerative energy percentage (%)	29.93%	18,84 %	15,33 %

The results indicate that the energy efficiency of a vehicle can vary significantly depending on the DC. The highest EC was observed in the Highway DC, while the two Urban cycle DCs had low EC. This can be explained by the fact that vehicles must produce high energy to meet the demand for high-speed travel on the highway. However, in the urban cycle, the traffic volume is high, and vehicles frequently stop and start at low speeds; hence there is no need for high energy generation.

RBS was found to collect and store less energy in the battery when driving on highways, as indicated by the lower percentage of regenerated energy. Meanwhile, the Urban cycle requires harsher acceleration and deceleration, making RBS more effective in this case, as demonstrated by the higher percentage of regenerated energy observed in these cycles.

Overall, these results highlight the importance of understanding vehicles' energy consumption and recovery models in different driving scenarios and the role that RBS can play in improving their energy efficiency. In order to improve the energy efficiency in EVs, optimizing the strategies and algorithms to control the electric motor in the braking process is essential to achieve high recovered energy [1].

CONCLUSION

This study introduces the EC calculation for a widely used EV in Hanoi by using FASTSim. RBS recuperates more energy in urban cycles than on the highway. This research provides potential insights into EV energy use. It should be expanded to include many different EV models and driving conditions to indicate the feasibility of EV in Vietnam traffic conditions.

REFERENCE

1. Research of Regenerative Braking Strategy for Electric Vehicles / V. N. Le [et. al.] // ENERGETIKA. Proceedings of CIS higher education institutions and power engineering associations, vol. 66(2), 2023. – PP. 105–123.
2. Modeling the driving behavior of electric vehicles using smartphones and neural networks / A. D. Alvarez [et al.] // IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine, vol. 6, 2014. – Pp. 44–53.
3. Sweeting, W. Factors affecting electric vehicle energy consumption / W. Sweeting, A. Hutchinson, S. Savage / International Journal of Sustainable Engineering, vol. 4, 2011. – PP. 1–10.
4. Optimal Driving Range for Battery Electric Vehicles Based on Modeling Users' Driving and Charging Behavior / Zh. Lu [et. al.] // Journal of Advanced Transportation, 2020. – PP. 1–10.
5. FASTSim: A Model to Estimate Vehicle Efficiency, Cost and Performance / Aaron Brooker [et al.] // SAE Technical Paper , 2015. – P. 12.

Представлено 10.08.2023

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.43

**ПРИМЕНЕНИЕ ПИД-РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ
ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ
С АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ**

**APPLICATION OF PID CONTROLLER TO CONTROL ENGINE
SPEED WITH COMMON FUEL SYSTEM**

Беть С. Г., асп.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

S. Bets, Ph. D. Student,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье описано применение ПИД-регулятора частоты вращения для двигателя с аккумуляторной топливной системой.

The article describes the application of a PID speed controller for an engine with a common fuel system.

Ключевые слова: аккумуляторная топливная система, электрогидравлическая форсунка, ПИД-регулятор.

Key words: common fuel system, electro-hydraulic injector, PID controller.

ВВЕДЕНИЕ

Одной из наиболее актуальных проблем дизелестроения на сегодня является улучшение технико-экономических и экологических показателей работы дизеля на всех режимах его работы без ухудшения динамических и мощностных показателей.

В существующих практиках применяется достаточно много математических моделей для исследования показателей в условиях переходных режимов [1; 2].

В то же время тенденции развития двигателестроения на современных этапах показывают широкое применение электронных систем, в том числе и электронных регуляторов [3].

В части математических моделей для описания уравнений электронного регулятора можно применить пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор (ПИД-регулятор).

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Текущая частота вращения ω в двигателе с аккумуляторной топливной системой (АТС) и электрогидравлическими форсунками (ЭГФ) определяется цикловой подачей топлива $B_0 = f(\tau_{\text{имп}}, p_{\text{ак}})$ (где $\tau_{\text{имп}}$ – время открытия электромагнитного клапана ЭГФ (продолжительность управляющего импульса), $p_{\text{ак}}$ – давлением в топливном аккумуляторе) и нагрузкой P .

Если принять давление в аккумуляторе постоянным $p_{\text{ак}} = \text{const}$, то $B_0 = f(\tau_{\text{имп}})$.

Тогда для регулирования частоты вращения ω можно использовать ПИД-регулятор.

Схема регулирования частоты вращения двигателя с аккумуляторной топливной системой представлена на рис. 1.

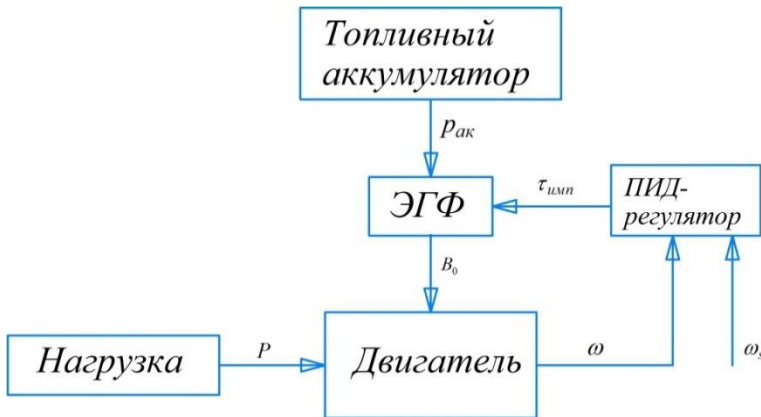


Рисунок 1 – Схема регулирования частоты вращения двигателя с аккумуляторной топливной системой

Уравнение для регулирования имеет вид:

$$\tau_{\text{имп}(k+1)} = K_P \cdot \psi + K_I \cdot \int_0^t \psi + K_D \frac{d\psi}{dt},$$

где K_P , K_I , K_D – постоянные времени регулятора (пропорциональная, интегральная и дифференциальная);

$$\Psi = \omega_s - \omega,$$

где ω_s – задаваемая угловая скорость (частота);

k – характеристика в момент времени $t = k \cdot \Delta t$;

Δt – шаг квантования по времени.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение ПИД-регулятора позволит обеспечить минимальную статистическую ошибку и требуемый характер протекания переходного процесса, что дает возможность исследовать технико-экономические и экологические показатели двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вершина, Г. А. Переходные процессы тракторного дизеля с наддувом, особенности его динамических и экономических качеств и обоснование оптимальных параметров элементов САРЧ : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.04.02 / Г. А. Вершина. – Харьков. ин-т инж. желез. тран-та им. С. М. Кирова. – Харьков, 1991. – 21 с.

2. Крутов, В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В. И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.

3. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков : 2-е изд. – М. : Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

Представлено 05.04.2023

УДК 62-175

**ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ
ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ДЛЯ РАБОТЫ
В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ**

**PROSPECTS OF APPLICATION OF MULTICOMPONENT FUEL
COMPOSITIONS FOR OPERATION IN DIESEL ENGINES**

Пляго А. В.¹, канд. техн. наук, ст. преп.,
Смольников М. В.¹, канд. техн. наук, ст. преп., **Зыков Е. Г.**², инж.,
¹Вятский государственный университет,
г. Киров, Российская Федерация

²АО «АВД Моторс», г. Киров, Российская Федерация^b
A. Plyago¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
M. Smolnikov¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
E. Zykov², engineer,

¹Vyatka State University, Kirov, Russian Federationa.

²AVD Motors JSC, Kirov, Russian Federationb

Человек уже не представляет свою жизнь без таких благ как транспортные средства. Двигатель внутреннего сгорания остается источником механической работы в большинстве транспортных средств уже долгие годы. Двигатель использует переработанное ископаемое топливо для превращения химической энергии, в полезную механическую работу. Важнейшим вопросом является – исчерпаемость недр нашей планеты, над решением которого, бьются ученые всего мира. В статье мы рассмотрим различные варианты альтернативных видов топлив для дизельных двигателей, а также физико-химические свойства некоторых альтернативных топлив. Исследования в данном направлении помогут человечеству свести к минимуму болезненность перехода от ископаемых видов топлива к топливам из возобновляемых источников, постепенным внедрением новых смесевых топлив и адаптацией имеющегося парка двигателей внутреннего сгорания под них.

A person can no longer imagine his life without such benefits as vehicles. The internal combustion engine remains the source of mechanical work in most vehicles for many years. The engine uses recycled fossil fuels to convert chemical energy into useful mechanical work. The most

important issue is the exhaustion of the bowels of our planet, over the solution of which scientists from all over the world are struggling. In the article we will consider various options for alternative fuels for diesel engines, as well as the physico-chemical properties of some alternative fuels. Research in this direction will help humanity to minimize the pain of the transition from fossil fuels to fuels from renewable sources, the gradual introduction of new blended fuels and the adaptation of the existing fleet of internal combustion engines for them.

Ключевые слова: *альтернативное топливо, спирт, растительные масла, топливная композиция, двигатель внутреннего сгорания.*

Keywords: *alternative fuel, alcohol, vegetable oils, fuel composition, internal combustion engine.*

ВВЕДЕНИЕ

Топливо-энергетический комплекс стремительно развивается и на данном этапе все острее становится вопрос истощения запасов ископаемых углеводородов, как следствие дефицит нефтепродуктов. По оценкам экспертов, при нынешних темпах потребления ископаемых запасов может хватить: на 30 лет – нефти и на 60 лет – природного газа [1]. В связи с этим большой интерес вызывает применение различных видов альтернативного топлива, более перспективными в этом случае являются топлива, производимые из растительного сырья, чья сырьевая база практически неисчерпаема. В качестве альтернативных топлив для дизельных двигателей можно использовать различные масла (льняное, рапсовое, конопляное, соевое, пыжиковое, подсолнечное, кукурузное, хлопковое, арахисовое, пальмовое, кунжутное, касторовое, и др.) и спирты (метилловый (древесный), этиловый (медицинский), пропиловый, бутиловый, амиловый). Ряд исследований в МГТУ им. Баумана проводили на смесях ДТ, рапсового масла и бензина АИ-80, такое сочетание благоприятно сказывалось на коксуемости биотоплива [2], по заявлению автора, но это сочетание опять приводит нас к топливам из ископаемых источников, которые мы все стремимся заменить.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ.

В Вятском государственном университете научный коллектив «Технологии энергетического машиностроения» работает над исследованиями различных видов альтернативных топлив. Рассмотр-

рим некоторые работы данного коллектива. В работах рассмотрено использование двух видов топлива – дизельного топлива и альтернативного топлива (рапсовое масло, этанол).

Черемисинов Павел Николаевич в своей работе «Увеличение предела применяемости альтернативных топлив с добавками рапсового масла в автотракторных дизелях» рассмотрел возможность использования рапсового масла 20 % и 45 % в смеси. Известная проблема альтернативного топлива на основе рапсового масла – это высокая кинематическая вязкость 75,0 мм²/с при 20 °С против 2,37 мм²/с при 20 °С у ДТ. В работе Черемисинова П.Н. эту проблему решали при помощи введением многофункциональных присадок, которые не только снижали вязкость топливной композиции, но и увеличивали топливную экономичность и увеличивали ресурс двигателя. В результате исследований и применения добавки рапсового масла в смеси Павел Николаевич улучшил экологические показатели отработавших газов – снижение дымности отработавших газов в пределах 14–33 %: – выбросов СО в пределах 6–23,5 %, а также уменьшилась температура отработавших газов на 10–35 °С [3].

Смольников Михаил Владимирович в своей работе «Улучшение показателей применяемости альтернативных топлив с добавками этанола в автотракторных дизелях» рассмотрел возможность использования этанола 20 % и 40 % в смеси [4]. Проблема применения спиртов в дизельных двигателях состоит в том, что эта смесь обладает низкой седиментационной стабильностью, даже при не высокой концентрации спирта в смеси. Решение этого вопроса нашлось в коллоидной химии [5]. Этот раздел науки подсказал возможность применения присадок направленного действия, который помогли не только стабилизировать смесь, но и изменили свойства эмульсии. В результате исследований и применения добавки этанола в смеси Михаил Владимирович, так же, улучшил показатели работы двигателя:

– снижение эмиссии в отработавших газах дизельного двигателя суммарных оксидов азота NO_x в 1,5 раза;

– частиц сажи в 3,5 раза;

– оксидов углерода СО в 2,5 раза;

– диоксидов углерода СО₂ на 21 %;

– на 20–40 °С снижается максимальная температура цикла;

– на 35–50 °С температура отработавших газов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Топливные смеси, состоящие из двух компонентов, были начальной стадией исследований по применению альтернативных топлив в имеющемся парке двигателей. Исследования многокомпонентных топливных композиций поможет человечеству преодолеть топливный кризис, связанный с использованием ископаемых нефтяных моторных топлив.

2. Использование компонентов с различными физико-химическими свойствами в смесевом топливе, способно нивелировать отрицательные свойства одного из компонентов, за счет свойств другого, а в целом топливная композиция способна приблизиться к параметрам базового топлива из ископаемых источников, но уже с улучшенными экологическими показателями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследования запасов ископаемых ресурсов [Электронный реурс]. – Режим доступа www.geology.com. – Дата доступа: 09.01.2023.

2. Марков, В. А. Многокомпонентные смесевые биотоплива для дизельных двигателей / В. А. Марков, С. В. Гусаков, С. Н. Девагин // Вестник РУДН, № 1, 2012. – С. 46–56.

3. Черемисинов, П. Н. Увеличение предела применимости альтернативных топлив с добавками рапсового масла в автотракторных дизелях: диссертация ... кандидата техн. наук: 05.04.02. Нижний Новгород, 2019. – 133 с.

4. Смольников, М. В. Улучшение показателей применимости альтернативных топлив с добавками этанола в автотракторных дизелях: диссертация ... кандидата техн. наук : 05.04.02. Нижний Новгород, 2020. – 173 с.

5. Ребиндер, П. А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Коллоидная химия. Избранные труды / П. А. Ребиндер. – М. : Наука, 1978. – 368 с.

Предоставлено 25.04.2023

УДК 621.1

**ПРИМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯ РЕФРАКЦИИ
В ОПРЕДЕЛЕНИИ СВОЙСТВ ЖИДКИХ МОТОРНЫХ
ТОПЛИВ**

APPLICATION OF THE REFRACTION INDEX IN DETERMINING
THE PROPERTIES OF LIQUID MOTOR FUELS

Плотников С. А., д-р техн. наук, проф.

Смольников М. В., канд. техн. наук, ст. преп.,

Гневашев П. В., асп.,

Вятский государственный университет,

г. Киров, Российская Федерация

S. Plotnikov, Doctor of Technical Sciences, Professor,

M. Smolnikov, Ph. D. in Engineering, Senior Lecturer,

P. Gnevashev, Graduate student,

Vyatka State University, Kirov, Russian Federationa

В данной статье рассмотрен вопрос применения показателя рефракции в определении свойств жидких моторных топлив. Ученые Российской Федерации все больше и больше изучают топлива природного происхождения. Научная школа из ВятГУ тоже не исключение в этом направлении. Новым витком продвижения альтернативных топлив для ученых становится направление безмоторной оценки экспресс-методом моторных свойств топлив для ДВС. Исследователи используют безмоторные экспресс-методы (БЭМ) оценки эксплуатационных характеристик топлив, в которых рассматриваются корреляционные зависимости между эксплуатационными свойствами и физико-химическими показателями.

This article discusses the use of the refraction index in determining the properties of liquid motor fuels. Scientists of the Russian Federation are increasingly studying fuels of natural origin. The scientific school from VyatSU is also no exception in this direction. A new round of promotion of alternative fuels for scientists is becoming the direction of non-motor assessment by the express method of motor properties of fuels for internal combustion engines. The researchers use non-motorized express methods (BEM) to evaluate the perfor-

mance characteristics of fuels, which consider the correlation between performance properties and physico-chemical indicators.

Ключевые слова: *альтернативное топливо, свойства топлив, безмоторные экспресс-методы (БЭМ), удельная рефракция, корреляционные зависимости.*

Keywords: *alternative fuel, fuel properties, non-motorized express methods (BEM), specific refraction, correlation dependencies.*

ВВЕДЕНИЕ

В Российской Федерации ученые все больше и больше изучают топлива природного происхождения. Научная школа из ВятГУ тоже не исключение в этом направлении [1; 2]. Новым витком продвижения альтернативных топлив для ученых становится направление безмоторной оценки экспресс-методом моторных свойств топлив для ДВС [3].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В настоящее время для определения эксплуатационных свойств дизельных двигателей используют моторные установки, где при сжигании топлива измеряются выходные параметры. Недостатками метода прямых измерений является то, что он трудоемок, требует сложного лабораторного оборудования, а также не имеет возможности оценить эксплуатационные свойства ДТ по месту эксплуатации. Часть исследователей идет по другому пути и использует безмоторные экспресс-методы (БЭМ) оценки эксплуатационных характеристик топлив, в которых рассматриваются корреляционные зависимости между эксплуатационными свойствами и физико-химическими показателями [3; 4]. К таким показателям относятся диэлектрическая проницаемость, показатель преломления, бензольный индекс и др. Преимущества таких методов перед моторными заключаются в том, что они могут спрогнозировать эксплуатационные характеристики работы ДВС без сжигания топлива.

Показатели удельной рефракции приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения удельной рефракции

№ п/п	Состав топлива	Удельная рефракция sR (этанол) при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	Удельная рефракция sR (рапсовое масло) при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	Удельная рефракция sR (сурепное масло) при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$
1	90 % ДТ+10 % ЭГ	0,3323		
2	90 % ДТ+10 % РМ		0,3299	
3	90 % ДТ+10 % Сурепное			0,4359
4	80 % ДТ+20 % ЭГ	0,3321		
5	80 % ДТ+20 % РМ		0,3270	
6	80 % ДТ+20% Сурепное			0,4315
7	70 % ДТ+30 % ЭГ	0,3319		
8	70 % ДТ+30 % РМ		0,3240	
9	70 % ДТ+30 % Сурепное			0,4297
10	60 % ДТ+40 % ЭГ	0,3334		
11	60 % ДТ+40 % РМ		0,3212	
12	60 % ДТ+40 % Сурепное			0,4263
13	50 % ДТ+50 % ЭГ	0,3329		
14	50 % ДТ+50 % РМ		0,3188	
15	50 % ДТ+50 % Сурепное			0,4227

Для исследования были подготовлены смеси ДТ с этанолом рапсовым и сурепным маслом. Массовая доля масел и этанола в смеси варьировалось от 0 % до 50 %. Для каждого образца измерялась плотность d и показатель преломления. Измерения проводились при температуре окружающей среды $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Так как показатель преломления и плотность зависят от температуры и давления, при которых проводится измерение, то для экспресс-методов оценки эксплуатационных свойств предпочтительно использовать не сами эти величины, а их функцию – удельную рефракцию Лорентца-Лоренца sR (таблица 1), которая практически не зависит от внешних условий: температуры окружающей среды и давления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Наличие зависимости удельной рефракции от содержания растительных масел и этанола, позволяет разработать экспресс метод определения состава произвольно взятой смеси. Если зависимость эксплуатационных свойств двигателя от содержания рапсового масла предварительно известна, можно сделать оценку эффективности

использования данной смеси. На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Полученные значения удельной рефракции дают возможность проводить сравнительный анализ и находить зависимости с показателями процесса сгорания топлив в дизеле.

2. На основе полученных данных была подана заявка на изобретение РФ [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Плотников, С. А. Теоретический расчет оптимального угла опережения зажигания при работе двигателя на генераторном газе на основе времени горения / С. А. Плотников, А. С. Зубакин, А. Л. Бирюков // Известия МГТУ «МАМИ», 2019. – № 4 (42). – С. 54–60.

2. Плотников, С. А. Оценка регулировочных показателей двигателя сельскохозяйственных транспортных средств при применении многокомпонентных биотоплив / С. А. Плотников, А. Н. Карташев, М. В. Смольников, А. И. Шипин // Вестник РГАТУ, 2021. – № 1. – С. 149–155.

3. Безмоторные методы оценки эксплуатационных свойств топлив для сельскохозяйственной техники / С. А. Плотников [и др.] // Вестник РГАТУ, 2021. – № 2 (13). – С. 110–115.

4. Система питания оксигенатными топливами автотракторного дизеля : заявка на выдачу патента РФ № 2022119274 от 14.07.2022. / С. А. Плотников, А. Н. Карташев, М. В. Смольников, Г. Э. Заболоцких, П. Ю. Малышкин, П. В. Гневашев.

Представлено 25.04.2023

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СОСТАВА
БИОМИНЕРАЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ СМЕСЕЙ**

**DETERMINATION OF THE OPTIMAL COMPOSITION
OF BIOMINERAL FUEL MIXTURES**

Плотников С. А., д-р техн. наук, проф.,

Заболотских Г. Э., аспирант,

Вятский государственный университет, г. Киров,
Российская Федерация

S. Plotnikov, Doctor of Technical Sciences, Professor,

G. Zabolotskikh, PhD student,

Vyatka State University, Kirov, Russian Federation

Авторами статьи производится обзор исследований композиций растительных масел в ДТ, эмульсий с разными спиртами. Обращается внимание на то, что ранее не были исследованы биоминеральные топливные смеси (БМТС), содержащие в своем составе большую часть ДТ и меньшие – сурепного масла и спирта. Согласно лабораторных исследований физико-химических свойств БМТС были выявлены две близких БМТС, сходных по исследуемым параметрам к чистому ДТ: БМТС-10 и БМТС-25. Данные моторных испытаний работы двигателя Д-245.5S2, оснащенного топливным насосом ЯЗДА-773-40.28 на экспериментальном стенде, позволяют утверждать, что при работе на БМТС наблюдается экономия товарного ДТ по сравнению с работой на чистом минеральном топливе, снижение в отработанных газах вредных веществ и сохранение эффективных показателей работы ДВС.

The authors of the article review studies of compositions of vegetable oils in DT, emulsions with different alcohols. Attention is drawn to the fact that biomineral fuel mixtures (BMTS) containing most of the DT in their composition and smaller amounts of surepny oil and alcohol have not been studied before. According to laboratory studies of the physico-chemical properties of BMTS, two close BMTS were identified, similar in the studied parameters to pure DT: BMTS-10 and BMTS-25. Data from motor tests of the D-245.5S2 engine, equipped with a YAZDA-773-40.28 fuel pump on an experimental stand, allow us to assert that when work-

ing on BMTS, there is an economy of commercial diesel fuel compared to working on pure mineral fuel, a decrease in harmful substances in the exhaust gases and the preservation of effective performance indicators of the internal combustion engine.

Ключевые слова: *сурепное масло, этанол, ДТ, БМТС, регулировочные характеристики, эффективные показатели, экологические показатели, экономия.*

Keywords: *rapeseed oil, ethanol, DT, BMTS, regulatory characteristics, effective indicators, environmental indicators, economy.*

ВВЕДЕНИЕ

Современное увеличение производственных мощностей ведет росту количества энергоемкого оборудования и агрегатов. Если говорить, например, о строительстве или сельском хозяйстве к такому можно отнести технику, оснащенную дизельными двигателями. Выбор в пользу данного типа ДВС по сравнению с бензиновыми ДВС обуславливается множеством факторов: большим КПД, мощностью при сопоставимых габаритах, ресурсом и экономичностью. Однако, классическое дизельное топливо, также, как и бензин и керосин, производятся из не возобновляемого ресурса, нефти, количество которой с каждым годом уменьшается, что ведет к увеличению стоимости производимого топлива [1]. К тому же отработанные газы, образовавшиеся в результате работы ДВС на минеральном топливе, отличаются высокой токсичностью. Даже относительно полное сгорание топлива в цилиндрах дизеля ведет к образованию оксидов азота, несгоревших углеводородов, угарного газа и сажи. Таким образом, перед учеными неизбежно встает задача поиска альтернативного вида топлива, которое будет отличаться от классического меньшей стоимостью, сниженной токсичностью, и при этом иметь схожие эффективные показатели [2].

Актуальность использования, таким образом, т. н. биодита определяется не только отечественными, но и зарубежными учеными [3; 4].

По результатам обзорного анализа научных источников было определено, что использование этанола-сурепной эмульсии в качестве добавки к ДТ еще не рассматривалось на должном уровне. Образцы топлив с такими добавками в дальнейшем мы будем называть биоминеральными топливными смесями (БМТС).

Таким образом, целью исследования является определение оптимального содержания сурепного масла и этанола в БМТС на основе данных лабораторных моторных испытаний.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования на предмет определения наиболее оптимального состава БМТС проводились, базируясь на данных лабораторных и моторных испытаний.

При проведении лабораторных испытаний БМТС (в 2022 г., на базе «Вятский ГАТУ») исследовались физико-химические свойства (плотность, кинематическая вязкость и время стабильности смесей) [5]. Основываясь на результатах испытаний, были определены две принципиальных БМТС:

- 1) БМТС-10, состоящая из 80 % ДТ, 10 % СурМ и 10 % Эт;
- 2) БМТС-25, состоящая из 50 % ДТ, 25 % СурМ и 25 % Эт.

В последующем данные смеси были использованы в моторных испытаниях, которые проходили на базе Белорусской государственной сельскохозяйственной академии на экспериментальной установке.

Опираясь на результаты моторных испытаний, было необходимо определить влияние состава БМТС на рациональные значения установочного угла топливного насоса ЯЗДА-773-40.28 дизеля Д-245.5S2. Снятие показаний осуществлялось при номинальной частоте вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На рис. 1 рассматриваются эффективные показатели работы ДВС: крутящий момент M_k , эффективная мощность N_e , часовой расход топлива G_t , удельный эффективный расход топлива g_e . Данные показатели были измерены и рассчитаны при разных установочных углах опережения впрыска $\Theta_{впр}$.

Согласно паспортной документации оптимальным установочным углом опережения впрыска ТНВД ЯЗДА-773-40.28 дизеля Д-245.5S2 является угол $\Theta_{впр} = 18^\circ$ п. к. в. Именно при этом угле удастся достичь оптимальных мощностных показателей работы дизеля на минеральном ДТ. Из графика видно, что крутящий момент составляет $M_k = 382 \text{ Н}\cdot\text{м}$, эффективная мощность $N_e = 70,2 \text{ кВт}$, удель-

ный эффективный расход $g_e = 228,4$ г/кВт·ч, а часовой расход $G_T = 16,2$ кг/ч.

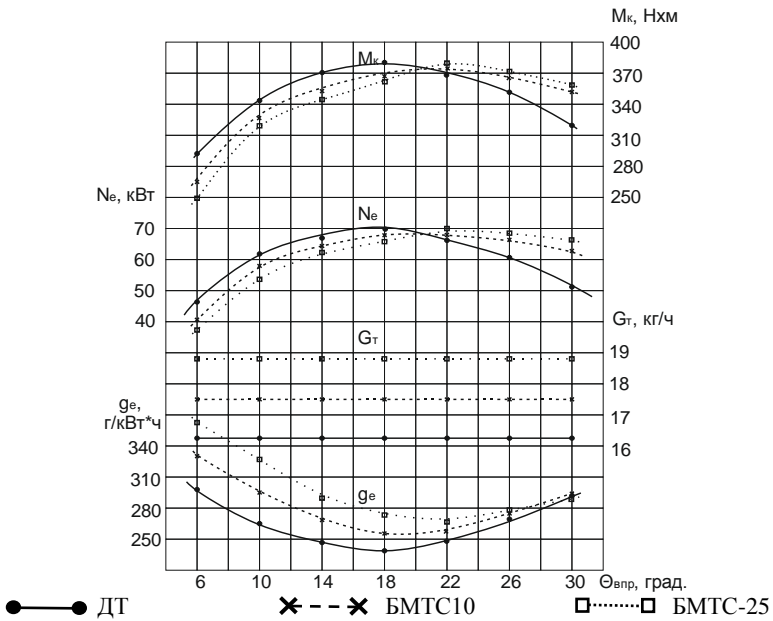


Рисунок 1 – Регулировочные характеристики дизеля Д-245.5S2 при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ (эффективные показатели)

Использование БМТС-10 и БМТС-25 не изменяет характер кривых, а сдвигает их в сторону более ранних установочных углов. Значение установочного угла $\Theta_{впр} = 22^\circ$ п. к. в. характеризуется тем, что показатели крутящего момента M_k и эффективной мощности N_e при работе двигателя на БМТС соответствуют этим же показателям при значении установочного угла $\Theta_{впр} = 18^\circ$ п. к. в. при работе на ДТ. Так, эффективная мощность N_e при 22° п. к. в. составляет: $N_{e \text{ БМТС-10}} = 67,9$ кВт, $N_{e \text{ БМТС-25}} = 69,8$ кВт, а $M_{k \text{ БМТС-10}} = 375,8$ Н·м, $M_{k \text{ БМТС-25}} = 381,7$ Н·м. При сохранении указанных выше мощностных показателей для данного угла топливоподачи зафиксировано увеличение удельного эффективного расхода смеси: $g_{e \text{ БМТС-10}} = 261,4$ г/кВт·ч, $g_{e \text{ БМТС-25}} = 268,7$ г/кВт·ч. С увеличением удельного эффективного расхода, также увеличится и часовой расход $G_{T \text{ БМТС}}$, но при этом $G_{T \text{ ДТ}}$ снизится за счет снижения его количества в

БМТС. Массовый расчет экономии минерального ДТ в составе БМТС указывает на то, что при использовании его экономия для БМТС-10 и БМТС-25 составляет 14 % и 42 %, соответственно.

Рис. 2 представляет экологические показатели работы ДВС: температура отработанных газов T_r , сажа C , несгоревшие углеводороды C_xH_y , оксиды азота NO_x , оксиды углерода CO , диоксиды углерода CO_2 .

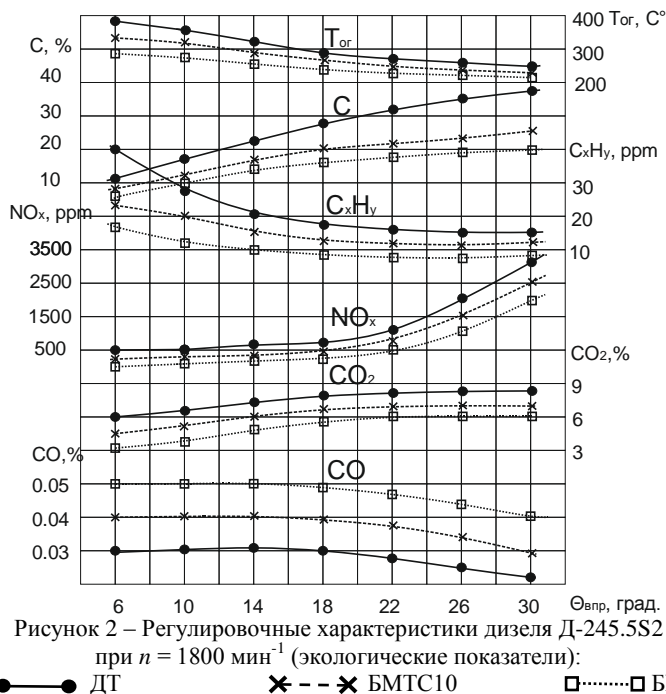


Рис. 2 представляет изменение эмиссии вредных химических соединений в отработанных газах как при работе ДВС на чистом ДТ, так и на БМТС-10 и БМТС-25 при изменении угла топливоподачи.

Из графика видно, что при смещении топливоподачи в сторону более ранних углов происходит увеличение содержания частиц сажи в отработанных газах.

Так, например, для установочного угла опережения впрыска $\Theta_{\text{впр}}(\text{ДТ}) = 18^\circ$ п. к. в., $\Theta_{\text{впр}}(\text{БМТС-10}) = 20^\circ$ п. к. в., $\Theta_{\text{впр}}(\text{БМТС-25}) = 22^\circ$

п. к. в. процентное содержание частиц сажи в отработавших газах составляло 27 %, 21 %, 18 %, соответственно.

При работе автотракторного дизеля на чистом ДТ на оптимальном паспортном установочном угле $\Theta_{\text{впр (ДТ)}} = 18^\circ$ п. к. в. содержание диоксида углерода составляет 8 %, тогда как с увеличением биокomпонентов в составе БМТС-10 и БМТС-25 при выбранном нами для этих смесей установочном угле $\Theta_{\text{впр (ДТ)}} = 22^\circ$ п. к. в. содержание диоксида углерода снижается, составляя 6,7 % и 6 %, соответственно.

Тренды на графике (рисунок 2) показывают снижение температуры ОГ. Так, при работе на ДТ при значении установочного угла $\Theta_{\text{впр (ДТ)}} = 6^\circ$ п. к. в. температура ОГ $T_r = 373^\circ\text{C}$, а при установочном угле $\Theta_{\text{впр (ДТ)}} = 30^\circ$ п. к. в. температура ОГ $T_r = 227^\circ\text{C}$. Подобную тенденцию к снижению температуры ОГ можно проследить при работе двигателя на БМТС-10 и БМТС-25.

С увеличением установочных углов опережения впрыска в отработанных газах наблюдается увеличение содержания оксидов азота NO_x . В процессе работы двигателя на минеральном топливе со значениями установочных углов опережения впрыска $\Theta_{\text{впр}}$ от 6° п. к. в. и до 18° п. к. в. отмечена плавная постепенная тенденция роста содержания оксидов азота NO_x 158 ppm, 531 ppm, соответственно. Работа дизеля на БМТС-10 и БМТС-25 сохраняет характер повышения содержания оксидов азота NO_x при смещении впрыска в сторону более ранних углов п. к. в., но показатели в сравнении с работой на ДТ будут несколько ниже.

В ходе проведенного анализа показателей эмиссии несгоревших углеводородов C_xH_y в отработанных газах при работе двигателя на смесях БМТС-10 и БМТС-25, в сравнении с работой на чистом минеральном ДТ также отмечено снижение их содержания относительно всех углов начала топливоподачи. Отмечено, что при значении оптимального установочного угла опережения впрыска $\Theta_{\text{впр}} = 18^\circ$ п. к. в. для товарного ДТ количество углеводородов C_xH_y составляет 18 ppm, а при работе на оптимальном для БМТС-10 и БМТС-25 угле топливоподачи $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ п. к. в. оно равно 14 ppm и 9 ppm, соответственно.

Снижение содержания несгоревших углеводородов C_xH_y наблюдается для всех исследуемых нами составов (ДТ, БМТС-10

и БМТС-25) при увеличении значений установочных углов начала опережения впрыска.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты, полученные в ходе эксперимента, позволяют установить, что оптимальным установочным углом опережения впрыска для БМТС-10 и БМТС-25 является 22° п. к. в. При данном угле обеспечивается:

1. Экономия товарного ДТ по сравнению с работой на чистом минеральном топливе (БМТС-10 – 14 %, БМТС-25 – 42 %).
2. Снижение содержания в отработанных газах типичных для чистого ДТ вредных веществ (углеводороды, углекислый газ, сажа, оксиды азота).
3. Сохранение эффективных паспортных показателей без увеличения жесткости при работе двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Виноградов, Д. В. Сурепица яровая в южной части нечерноземной зоны [Электронный ресурс] // АГРО XXI: электрон. научн. журн. 2010. № 7–9. – Режим доступа: <http://https://www.agroxxi.ru/journal/20100709/20100709019.pdf>. – Дата доступа: 06.04.2023.
2. Исследование работы автотракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на смесях дизельного топлива с рапсовым маслом / С. А. Плотников [и др.]// Молочнохозяйственный вестник. – 2017. – № 1 (25) – С.110–118.
3. Was ist Biodiesel [Electronic resource]. – Mode of access: <http://https://www.bioe.ch/biodiesel/was-ist-biodiesel>. – Date of access: 10.05.2023.
4. Оптимизация системы топливоподачи тракторного дизеля для работы на топливах с добавками этанола / А. Н. Карташевич [и др.]// Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева: Нижний Новгород, 2019. – № 1 (124). – С. 186–193.
5. Плотников, С. А. Исследование свойств новых топлив для автотракторной техники / С. А. Плотников, Г. Э. Заболотских, П. Я. Кантор, М. Н. Втюрина. – 2022. – Т. 14, № 1. – С. 117–125.
Представлено 14.04.2023

УДК 621.43.057

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПРИМЕНЕНИЯ
МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ БИОТОПЛИВНЫХ
КОМПОЗИЦИЙ В ДИЗЕЛЕ**

**THEORETICAL PREREQUISITES FOR THE USE
OF MULTICOMPONENT BIOFUEL COMPOSITIONS IN DIESEL**

Плотников С. А., д-р техн. наук, проф., **Шипин А. И.**, асп.,
Вятский государственный университет,
г. Киров, Российская Федерация
S. Plotnikov, Doctor of Technical Sciences, Professor;
A. Shipin, Post-graduate student;
Vyatka State University, Kirov, Russian Federation

В статье рассмотрены механизмы образования многокомпонентных топливных составов, их типовые свойства, экологические показатели и влияние на показатели надежности и долговечности работы двигателя.

The article considers the mechanisms of formation of multicomponent fuel compositions, their typical properties, environmental performance and impact on the indicators of reliability and durability of the engine operation.

Ключевые слова: МКБТК, дизель, топливовоздушная смесь, экологические показатели работы двигателя.

Keywords: MCBFC, diesel, fuel-air mixture, environmental performance of the engine.

ВВЕДЕНИЕ

Для исследования возможности применения многокомпонентных биотопливных композиций (МКБТК) в качестве топлива для дизелей и об их влиянии на показатели работы дизеля необходимо провести анализ условий создания МКБТК и их моторных свойств. Химия различает растворы, как твердые, газообразные и жидкие (рассматриваемый случай). Процессы в растворах имеют несколько преимуществ: протекание процессов можно регулировать, замена ингредиентов способствует получению составов с необходимыми свойствами, растворы в жидком виде достаточно просто транспор-

тировать, химические реакции в растворах (в том числе – горение) протекают с повышенной скоростью [2].

МЕХАНИЗМЫ ОБРАЗОВАНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ТОПЛИВНЫХ СОСТАВОВ

По исходному фазовому состоянию растворимых веществ растворы, состоящие только из жидкостей (в нашем случае – ДТ, РМ и этанол), будут относиться к дисперсным (раздробленным) системам, а с учетом размеров частиц 20–50 мкм – к грубодисперсным, неустойчивым эмульсиям [2]. МКБТК – однородная, внутри себя взаимодействующая равновесная система переменного состава. Ее образование сопровождается как физическими, так и химическими процессами. Основной единицей растворов, отражающих их состав и специфические свойства, принято считать макромолекулу, или мицеллу (рис. 1).

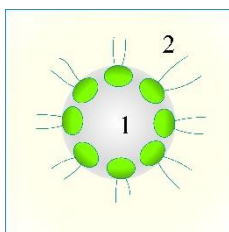


Рисунок 1 – Обратная мицелла трехкомпонентной системы:
1 – дисперсная фаза (спирт); 2 – дисперсионная среда (углеводород)

Основной частью мицеллы является ядро. Оно образовано большим числом атомов, ионов и молекул нерастворимого соединения (этанол). Поверхность ядра имеет запас свободной энергии, позволяющей избирательно адсорбировать ионы из окружающей среды. В ходе адсорбции на ядре мицеллы образуется слой положительно или отрицательно заряженных ионов, называемых потенциалопределяющими. Благодаря электростатическим силам полученный заряженный агрегат притягивает из раствора *противоионы* (ионы с противоположным зарядом). Таким образом, коллоидная частица имеет многослойное строение.

Потенциалом появления однородной композиции является стремление образовавшейся системы к снижению свободной энергии [1]:

$$\Delta G = \sum \Delta G_{P,T, \text{комп}} - \sum \Delta G_{P,T, \text{ДТ, РМ, Э}} < 0, \quad (1)$$

где $\Delta G_{P,T, \text{комп}}$ – свободная энергия (при постоянных давлении и температуре) топливной композиции;

$\Delta G_{P,T, \text{ДТ, РМ, Э}}$ – свободная энергия (при постоянных давлении и температуре) составляющих топливной композиции.

На рис. 2 показана схема снижения свободной энергии исходных компонентов в процессе образования композиции. Точка А символизирует 100 % неполярного вещества (смесь ДТ и РМ), точка Б – 100 % этанола.

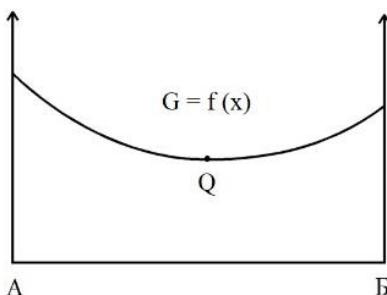


Рисунок 2. Схема снижения свободной энергии компонентов при образовании топливной композиции:

a – количество неполярного вещества (ДТ+РМ); b – количество этанола.

При увеличении температуры и молекулярной массы спирта его растворимость в ДТ многократно возрастает. Температура, при которой ограниченно растворимые жидкости полностью растворяются, называется критической (рис. 3).

Замечено, что в трехкомпонентных системах и в многокомпонентных системах в определенном температурном промежутке наблюдается произвольное образование термодинамически стабильных микроэмульсий, имеющих сверхнизкое межфазное натяжение на границах раздела между водой и углеводородами.

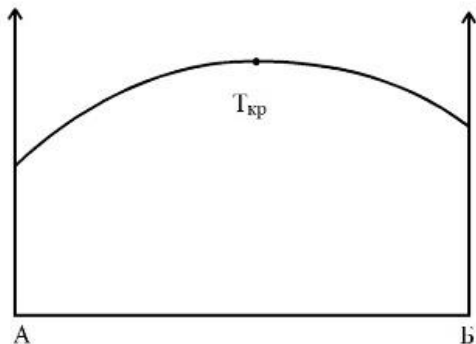


Рисунок 3. Схема изменения растворимости ограниченно растворимых компонентов в зависимости от температуры (см. обозначения на рисунке 2)

Согласно современным представлениям химии [3], при образовании раствора молекулы растворенного вещества распределяются среди молекул растворителя путем механического диспергирования за счет сил диффузии. В природе не существуют идеальных растворов, за исключением растворов изотопов и оптических изомеров.

Еще одним заметным отличием биотопливных композиций следует считать улучшение низкотемпературных свойств. Известно, что растворы нелетучих растворенных веществ замерзают при более низкой температуре, чем чистый растворитель, а также кипят при более высокой температуре [3].

Добавка спирта в топливо вызывает охлаждение топливовоздушной смеси в связи с повышенным – в 4 раза – значением внутренней теплоты парообразования (900 кДж/кг для этанола, 210 кДж/кг для ДТ). В результате имеет место снижение локальной и осредненной температуры цикла, уменьшающее образование термических оксидов азота NO_x на 40–50 % [5].

Использование многокомпонентного смесового биотоплива в дизельном двигателе будет отражаться и на параметрах распыливания топливного факела, в частности, на уменьшении его дальности вследствие снижения кинематической вязкости МКБТК. Вкупе с повышением турбулизации смеси, на основании этого можно ожидать снижение выбросов несгоревших углеводородов C_xH_y во всех исследуемых нагрузочных и скоростных режимах работы дизеля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что присутствие в МКБТК различных по своей природе и физико-химическим свойствам компонентов будет оправдано по причине возможности взаимного нивелирования неблагоприятных с точки зрения протекания рабочего процесса в двигателе, моторных свойств, а также с позиции улучшения экологических показателей и показателей надежности и долговечности работы двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коровин, Н.В. Общая химия: учеб. для технических направ. и спецвузов / Н. В. Коровин. – М. : Высш. школа, 1998. – 559 с.
2. Новиков, Г. И. Основы общей химии / Г. И. Новиков. – М. : Высш. школа, 1988. – 431 с.
3. Карапетьянц, М. Х. Общая и неорганическая химия / М. Х. Карапетьянц, С. И. Дракин. – М. : Химия, 1993. – 593 с.
4. Козлов, С. Н. Химические ракетные топлива: учебное пособие // С. Н. Козлов, А. В. Литвинов, Л. Д. Ленкина. – Бийск : Изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 2018. – 145 с.
5. Гайворонский, А. И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях // А. И. Гайворонский, В. А. Марков, Ю. В. Илатовский. – М. : ИРЦ Газпром, 2007. – 478 с.
6. Плотников, С. А. Исследование показателей работы дизеля по скоростной характеристике на многокомпонентном биотопливе / С. А. Плотников, А. И. Шипин // Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. АОГМТ «Национальная газомоторная ассоциация» (НГА). – № 3 (87) 2022. – С. 70–75.

Представлено 23.04.2023

УДК 621.436

**ПУТИ ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛООВОГО КПД
АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ УТИЛИЗАЦИИ
ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ**

**IMPROVING THE THERMAL EFFICIENCY OF AUTOMOBILE
ENGINES BY USING HEAT LOSSES**

Гуринович Е. В., асп.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
Y. Hurynovich, Postgraduate,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

*Изучены основные методы повышения теплового КПД авто-
тракторных двигателей путем утилизации тепловых потерь.*

*The main methods of increasing the thermal efficiency of automotive
engines by utilizing heat losses have been studied.*

Ключевые слова: *двигатель, тепловой КПД, тепловые потери,
методы повышения КПД, утилизация тепла.*

Keywords: *engine, thermal efficiency, heat losses, methods of in-
creasing efficiency, heat recovery.*

ВВЕДЕНИЕ

В двигателях внутреннего сгорания от 27 до 42 % энергии, полу-
чаемой от термохимических реакций горения топлива, уносится
с выбросами в атмосферу.

Утилизация теплоты отработавших газов двигателей внутренне-
го сгорания, является одним из перспективных направлений повы-
шения теплового КПД ДВС. Термодинамические показатели порш-
невых двигателей внутреннего сгорания находятся на предельно
возможном уровне, поэтому значительно повысить их КПД за счет
совершенствования процессов газообмена, горения и смесеобразо-
вания не представляется возможным. Большие потери тепловой
энергии отработавших газов свидетельствуют о возможностях по-
вышения эффективных показателей двигателей внутреннего сгора-
ния за счет ее использования.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезную работу и на различные виды потерь, называется внешним тепловым балансом.

Для определения характера использования теплоты и способов его улучшения, возможности утилизации тепловых потерь и расчета системы охлаждения служит уравнение теплового баланса. В абсолютных величинах оно имеет следующий вид:

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_M + Q_G + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{ост}} ,$$

где Q – общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе;

$Q_{\text{охл}}$ – количество теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости;

Q_M – количество теплоты, передаваемой смазочному материалу (при наличии на двигателях масляных радиаторов);

Q_G – количество теплоты, теряемое с отработавшими газами;

$Q_{\text{нс}}$ – теплота, не выделившаяся в двигателе вследствие неполноты сгорания;

$Q_{\text{ост}}$ – остаточные потери теплоты, не учтенные остальными составляющими теплового баланса.

Таблица 1 – Процентное соотношение составляющих теплового баланса автотракторных двигателей на режиме номинальной мощности, %

Тип двигателя	q_e	$q_{\text{охл}}$	q_G	$q_{\text{нс}}$	$q_{\text{ост}}$
Двигатели с ИЗ	27–38	13–27	30–50	0–45	3–8
Дизель:					
без наддува	36–42	17–35	25–45	0–5	2–5
с наддувом	38–45	12–25	25–40	0–5	2–5

Данные таблицы показывают, что основные тепловые потери – это потери в систему охлаждения и с отработавшими газами. [1]

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОГО КПД АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В настоящий момент известно несколько систем утилизации теплоты отработавших газов автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Отдельно можно выделить следующие:

- воздушные расширительные машины;
- термоэлектрические генераторы;
- паросиловые установки;
- двигатели Стирлинга;
- поршневые двигатели с внутренним парообразованием.

Рассмотрим более подробно некоторые из систем.

1. Воздушные расширительные машины.

Эта система состоит из ДВС и расширительной машины. Отработавшие газы из ДВС проходят через теплообменник, нагревают предварительно сжатый в компрессоре воздух, который поступает в расширительную машину и совершает полезную работу.

2. Термоэлектрические генераторы.

Утилизация теплоты возможна за счет термоэлектрических преобразователей, в которых теплота отработавших газов трансформируется в электрическую энергию.

3. Двигатели Стирлинга.

В силовую установку входит дизельный двигатель с наддувом и двигатель Стирлинга. Теплота отработавших газов дизельного двигателя используется для привода двигателя Стирлинга. Так же двигатели Стирлинга возможно использовать для каких-либо агрегатов или систем основного двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведя анализ путей повышения теплового КПД автотракторных двигателей путем утилизации тепловых потерь, можно сделать следующий вывод:

1. Практически работающих и широко применяющихся рабочих образцов устройств утилизации практически не существует.

2. Данный вопрос требует более широкого изучения, ввиду необходимости повышения КПД автотракторных двигателей без существенного удорожания конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цветкова, Н. И. Об использовании энергии отработавших газов после газовой турбины в силовых установках / Н. И. Цветкова // Энергомашиностроение. – 1964. – № 6. – С. 41–45.
2. Марченко, А. П. Выбор определяющих параметров комбинированного дизеля с системой вторичного использования теплоты: дис. ... канд. техн. наук / А. П. Марченко. – Харьков, 1984. – 258 с.
3. Жмудяк, Л. М. Перспективные схемы утилизации тепла отработавших газов поршневых ДВС / Л. М. Жмудяк // Динамика и тепловая нагруженность и надежность сельскохозяйственных агрегатов: Материалы второго заседания республиканского семинара. – Барнаул : АПИ, 1981. – С. 100–109.
4. Зайцев, А.П. Исследование характеристик работы утилизационного термоэлектрического генератора при работе дизеля на различных режимах / А. П. Зайцев, [и др.] // Повышение уровня технической эксплуатации судовых дизелей: сб. науч. трудов НИИВТ. – Новосибирск : 1987. – С. 67–73.
6. Зайцев, С. В. Оценка эффективности утилизационной установки / С. В. Зайцев // Исследование и методы повышения эффективности технической эксплуатации судовых энергетических установок: сб. науч. трудов НИИВТ. – Новосибирск, 1984. – 174 с.
7. Автотранспортные потоки и окружающая среда: учеб. пособ. для вузов / под ред. В. Н. Луканина. – М. : ИНФРА, 1998. – 408 с.
8. Богданов, А. И. Повышение мощностных, экономических и экологических показателей силовых установок за счет утилизации теплоты отработавших газов: дис. ...канд. техн. наук / А. И. Богданов. – Челябинск, 1999. – 180 с.

Представлено 20.05.2023

УДК 621.43

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

METHODS FOR DETERMINING THE NATURAL FREQUENCIES OF TORSIONAL VIBRATIONS

Никишев А. А., нач. бюро, **Петрученко А. Н.**, ст. науч. сотр.,

Предко А. В., ст. науч. сотр.,

ОАО «Управляющая компания холдинга «Минский моторный завод» г. Минск, Республика Беларусь

A. Nikishev, Head Office, A. Petruchenko, Senior Researcher,

A. Predko, Senior Researcher,

OJSC «Minsk Motor Plant» Holding Mangement Company,

Minsk, Belarus

В работе рассмотрены основные методы определения частот собственных крутильных колебаний многомассовых систем – метод Толле (метод остатка), метод Терских (метод цепных дробей) и метод Хольцера. Выполнена их сравнительная оценка и даны рекомендации по применению для различных вариантов крутильных систем.

The paper considers the main methods for determining the frequencies of natural torsional vibrations of multi-mass systems - the Tolle method (remainder method), the Tersky method (continued fractions method) and the Holzer method. Their comparative evaluation is carried out and recommendations for their adoption for various variants of torsional systems are given.

Ключевые слова: крутильные колебания, собственная частота, момент упругости, жесткость.

Keywords: torsional vibrations, natural frequency, elastic moment, stiffness.

ВВЕДЕНИЕ

Крутильные колебания в некоторой степени присущи всем механизмам, содержащим в своей конструкции валы, на которые воздействуют переменные периодические нагрузки. Одной из основных характеристик колебательного процесса является его частота,

определяющая количество полных колебаний системы в единицу времени.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

В общей практике расчета двигателя на крутильные колебания принято реальную колеблющуюся систему коленчатого вала (рис. 1, а) заменять упрощенной эквивалентной системой, состоящей из цилиндрического упругого вала, не обладающего массой, с размещенными на нем дисками (сосредоточенными массами) (рис. 1, б).

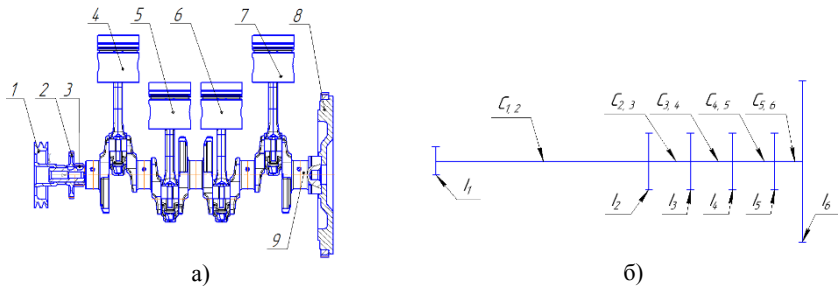


Рисунок 1 – Представление крутильной системы:
а – реальной; б – эквивалентной;

1 – шкив коленчатого вала, 2 – шестерня привода масляного насоса, 3 – шестерня привода ГРМ, 4–7 – поршни с шатунами соответственно цилиндров 1–4, 8 – маховик, 9 – коленчатый вал; I_1 – I_6 – моменты инерции масс, эквивалентные моментам инерции движущихся деталей, приведенных к оси коленчатого вала; $C_{1,2}$ – $C_{5,6}$ – жесткости участков эквивалентного вала

Система дифференциальных уравнений, описывающая движение масс эквивалентной системы имеет вид [1], приведенный ниже.

Определение собственных частот крутильных колебаний ω_c для многомассовых систем в общем случае приводит к сложным и громоздким вычислениям. На практике прибегают к применению способов, позволяющих определить частоту ω_c без составления уравнения частот путем последовательных пробных подстановок в эти уравнения произвольных значений ω_c .

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - C_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) - C_{2,3} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ \dots \\ I_{n-1} \frac{d^2 \varphi_{n-1}}{dt^2} + C_{n-2, n-2} (\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) - C_{n-1, n} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0; \\ I_n \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} + C_{n-1, n} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

где n – количество сосредоточенных масс эквивалентной системы;
 $\varphi_1 \dots \varphi_n$ – углы поворота сосредоточенных масс;
 $I_1 \dots I_n$ – моменты инерции сосредоточенных масс;
 $C_{1,2} \dots C_{n-1,n}$ – жесткости участков эквивалентного вала.
 Общее решение системы уравнений (1) имеет вид:

$$\varphi_i = \sum_{i=1}^{n-1} A_i \cdot \sin(\omega_{ci} \cdot t + \varepsilon_i), \quad (2)$$

где A_i – амплитуда колебаний i -й массы;
 ε_i – фазовый угол;
 $\omega_{c,i}$ – частота собственных колебаний системы.

Метод Толле (метод остатка) основан на том, что при собственных колебаниях многомассовой системы сумма моментов сил упругости отдельных участков вала и моментов сил инерции колеблющихся сосредоточенных масс системы равна нулю [2]:

$$\sum M_{yn} + \sum M_{ин} = 0. \quad (3)$$

Задавшись приближенно частотой ω_c , а также приняв относительную амплитуду первой массы $a_I = 1$ можно определить значение суммы (3). При этом, если сумма (3) не равна нулю, а составляет какой-то положительный или отрицательный остаток, то необходимо задаться другим значением ω_c . Указанные действия продол-

жаются до момента, когда при выбранной частоте ω_c остаточный момент будет равен нулю с заданной точностью расчетов.

Метод Терских основан на решении частотных уравнений в виде цепной дроби методом пробных подстановок [1; 2]. С учетом того, что $n, n+1$ – й участок вала за последней массой не скручивается, а также принимая относительную амплитуду первой массы $a_1 = 1$, подставляя выражения для относительных амплитуд в уравнения моментов, получается дробь вида:

$$I_n \omega_c^2 - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-1,n}} - \frac{1}{I_{n-1} \omega_c^2 - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-2,n-1}} - \dots - \frac{1}{\frac{1}{C_{1,2}} - I_1 \omega_c^2}}} = 0. \quad (4)$$

Решениями уравнения (4) и будут являться искомые собственные частоты колебаний крутильной системы ω_c , которые находятся методом пробных подстановок.

Метод Хольцера основан на равенстве кинетической энергии масс крутильной системы от момента инерции и потенциальной энергии на участках вала от момента упругости во время собственных колебаний [3].

Дифференцируя решения уравнений колебаний и подставляя их в сами уравнения, можно получить следующие выражения:

Последовательно выражая из каждого уравнения 5 значения относительных амплитуд (приняв $a_1 = 1$) и подставляя их в полученные выражения, определяются значения относительных амплитуд всех масс системы. При правильно подобранном значении ω_c будет выполняться условие $\sum_1^n I_i \cdot a_i = 0$. Таким образом определяются все $n+1$ собственных частот колебаний системы и соответствующие им формы колебаний.

$$\begin{aligned}
& -I_1 \cdot a_1 \cdot \omega_c^2 + C_{1,2} \cdot (a_1 - a_2) = 0; \\
& -I_2 \cdot a_2 \cdot \omega_c^2 - C_{1,2} \cdot (a_1 - a_2) + C_{2,3} \cdot (a_2 - a_3) = 0; \\
& \dots \\
& -I_{n-1} \cdot a_{n-1} \cdot \omega_c^2 - C_{n-2,n-1} \cdot (a_{n-2} - a_{n-1}) + C_{n-1,n} \cdot (a_{n-1} - a_n) = 0; \\
& -I_n \cdot a_n \cdot \omega_c^2 - C_{n-1,n} \cdot (a_{n-1} - a_n) = 0.
\end{aligned} \tag{5}$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Метод Толле нагляден в представлении процесса вычислений. При этом, рассчитываемые на каждом шаге относительные амплитуды масс системы позволяют построить формы колебаний. Также, данный метод удобен для реализации на ЭВМ [2; 5].

Преимуществом метода цепных дробей является возможность получения уравнений частот без решения дифференциальных уравнений. Однако данный метод не следует применять для сложных систем с большим количеством сосредоточенных масс, так как множество вложений в цепную дробь чрезмерно усложняет вычисления [4; 5].

Метод Хольцера в настоящее время применяется большинством зарубежных дизелестроительных фирм. Он удобен для реализации на ЭВМ и в случае относительно несложных неразветвленных систем не дает разрыва функции остатка, что гарантирует нахождение всех форм колебаний системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маслов, Г. С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие / Г. С. Маслов. – М. : Машиностроение. – 1968 – 272 с.
2. Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей: учеб. / К. Г. Попык. – 2-е изд. – М.: Высш. шк., 1970. – 328 с.
3. Ефремов, Л. В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л. В. Ефремов. – СПб. : Наука, 2007. – 276 с.
4. Яковлев, П. В. Частотный анализ динамической системы автомобиля УРАЛ-63685 / П. В. Яковлев, Г. Д. Драгунов // Грузовик. – М.: Машиностроение., 2011, № 10. – 48 с.
5. Попович, В. С., Сравнение численных методов расчета частот свободных крутильных колебаний / В. С. Попович, А. Е. Зимин // Ползуновский вестник. Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова. – 2008, № 4. – 148 с.

Представлено 04.05.23

ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 629.114. 2

СИСТЕМА ВИРТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРЕХОСНОГО ТУРИСТИЧЕСКОГО АВТОБУСА

VIRTUAL DESIGN SYSTEM FOR A THREE-AXLE TOURIST BUS

Молчанова В. А., Таяновский Г. А., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь

V. Molchanova,

*G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus*

Рассмотрены существенные особенности современной системы виртуального проектирования применительно к созданию трехосного туристического автобуса.

The essential features of the modern system of virtual design in relation to the creation of a three-axle tourist bus are considered.

Ключевые слова: автобус туристический, виртуальное проектирование.

Keywords: tourist bus, virtual design.

ВВЕДЕНИЕ

Автобусный туризм получает все большее распространение, что обусловило создание новых туристических автобусов большой вместимости и высокого уровня комфорта.

Сложность разработки конкурентоспособного автобуса вызвана большим числом требований к экстерьеру и интерьеру, оснащению машины необходимыми средствами для создания высокого уровня удобств, обслуживания, информационного обеспечения, других свойств потребительских качеств машины [1; 2]. Для достижения перечисленных целей процесс проектирования эволюционирует, приобретает новые черты, средства реализации, системную целостность в рамках комплекса виртуального проектирования.

СУЩНОСТЬ И ОСОБЕННОСТИ ВИРТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТУРИСТИЧЕСКОГО АВТОБУСА

Симбиоз компьютерного расчетного анализа на математических моделях, визуализации постановки задачи и моделирования процесса и конструктивного синтеза объекта исследования составляют важнейшие особенности современной прогрессивной организации виртуального проектирования машин. Оно отличается интегрированным задействованием элементов методов CALS-технологий, изобретающей машины, твердотельной машинной графики, инновационного менеджмента, сетевого планирования, разноуровневой итерационности проектных процедур, вовлечением с самых ранних процедур проектирования компьютерных средств и специалистов по дизайн-проектированию, инженеров-конструкторов по отработке объекта на функциональность, прочность, эргономичность, надежность и технологичность данного вида техники. Такая организация проектирования обеспечивает синергетический эффект в повышении потребительского качества создаваемых, в частности, туристических автобусов, конкурентоспособности, сокращении сроков проектирования и экономической состоятельности конечного результата разработки.

Виртуальное проектирование облика автобуса на ранних этапах проектирования позволяет одновременно выполнять поисково-оптимизационные процедуры синтеза общей компоновки, дизайна экстерьера и интерьера туристического автобуса с решением расчетных задач и конструированием структурных компонентов машины, при непрерывном визуальном представлении вносимых изменений в конструкцию их деталей. В реализации перечисленных принципов и особенностей состоит назначение системы автоматизированного виртуального проектирования конкретного вида машин, причем такие системы для машин разного назначения отличаются друг от друга наполнением и функциями инструментария, а концепция у них одинакова.

Применительно к мобильным машинам к примерам комплексных систем проектирования, в которых присутствуют элементы виртуального проектирования, разрабатывались и совершенствуются, в частности для грузовиков, самосвалов и автопоездов системы автоматизированного проектирования МАЗ, БЕЛАЗ, КАМАЗ.

К перечню основных преимуществ систем виртуального проектирования мобильных машин можно отнести, на наш взгляд, следующее. Для проектировщика создается удобная среда постановщика проблемы и эксперта-профессионала в своей инженерной области, а не программиста. Так в будущем предполагается осуществлять в компьютерах шестого поколения, где собственно реализацию расчетного анализа конструкции будет выполнять компьютерный автоматический решатель, а постановщик проблемы корректировать и выбирать подходящий из рациональных вариантов решения задачи, предложенных решателем с использованием визуализации на экране рабочего монитора всех вносимых в конструкцию изменений. То есть виртуальное проектирование – прогрессивный шаг прикладного развития вычислительной техники.

В частности, применительно к колесным машинам разработчики систем виртуального проектирования указывают на такие их возможности, как: манипуляции с визуальными конструктивными моделями машины и ее узлов и подсистем, визуализация задания параметров и нагрузок на объект анализа, виртуальный полигон среды движения машины, автоматическое формирование математических моделей динамики движения мобильной машины, работы их систем поддрессоривания, определения собственных частот колебаний, визуальная интерпретация решения динамических задач, задач оптимизации, визуализация движения машины в среде, автоматизированный анализ графических процессов во временной и частотной областях, моделирование мобильных машин с различными видами силовых установок и трансмиссий.

В работе разработаны и использовались начальные элементы виртуального проектирования при создании проекта нового высокопалубного трехосного туристического автобуса большой пассажироместимости (рис. 1–3). В частности, при выполнении проектных операций синтеза (первичной сборки) общей компоновки автобуса из узлов и агрегатов отечественного производства с синхронной визуализацией образующейся конструкции, демонстрацией графических результатов весового расчета, распределения веса по осям и бортам, а также с вариантами облицовки панелями конструкции для формирования образа экстерьера создаваемого автобуса. Опыт показал, что общая длительность перечисленных синхронных процедур гораздо меньшая, в сравнении с их поочередным

выполнением. Кроме того, инженер-конструктор и дизайнер при этом работают в тандеме и проще находят взаимоприемлемые конструктивные решения, а также все просматриваемые варианты и результаты их расчетов хранятся в памяти истории проекта.

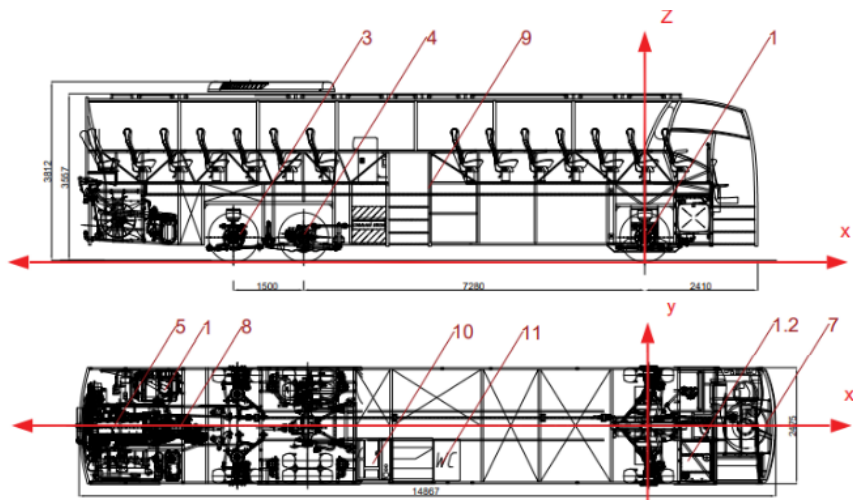


Рисунок 1 – Вариант структуры и компоновки туристического автобуса в проектной процедуре весового расчета

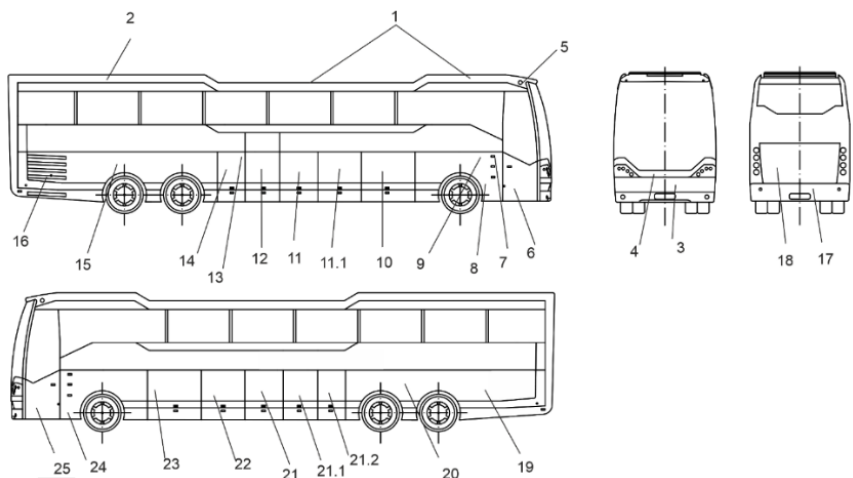


Рисунок 2 – Вариант обдировки туристического автобуса



Рисунок 3 – Вариант экстерьера туристического автобуса

КОНЦЕПЦИЯ ОБЩЕЙ КОМПОНОВКИ

Разработанная концепция первичного выбора структурно-компоновочного решения, дизайн-образа и параметров общей компоновки нового туристического транспортного средства, на наш взгляд, соответствует прогрессивным принципам виртуального проектирования подобных сложных технических объектов [1].

Выбранное для проектной отработки техническое решение реализует новую концепцию общей компоновки трехосного туристического автобуса, которая характеризуется следующими особенностями, в некоторых сочетаниях присутствующими в лучших зарубежных образцах. К ним относятся: единая универсальная платформа автобуса, для возможности использовать различные виды двигательных установок; обеспечение высокого уровня унификации с выпускаемым фирмой типажом автобусов, электробусов и независимости от критического импорта комплектующих, а также патентной чистоты, патентной защищенности и конкурентоспособности, в том числе за счет средств комфортности для пассажиров; акцентирование на брендовые признаки узнаваемости фирмы-производителя для автобусов внутреннего использования и экспортных; соответствие требованиям технических регламентов и протоколов соответствия по безопасности, стандартам стран-импортеров на уровень показателей свойств потребительского качества, в том числе художественно-эстетических оценок дизайна внешнего вида и интерьера.

Выполнен многовариантный анализ структурно-компоновочных схем проектируемого туристического автобуса. Для более подробной проработки выбрана каркасная полутораэтажная платформа с верхним расположением пассажирского салона, с отсеками под

размещение функциональных элементов и подсистем с колесной формулой 6×2, регулируемой пневматической подвеской, со сцепным устройством для агрегатирования с прицепом, в случае необходимости, с размещением дополнительных навесных модулей. Автобус оснащен отдельными отсеками: с электронакопителями, преобразователями; с мини-кухней и холодильником; туалетом; душем; гардеробом, а также багажными ячейками [1]. Все пассажирские места оснащены системой индивидуального освещения и микроклимата, ремнями безопасности, мультимедийным экраном, разъемами для подзарядки и подключения гаджетов, откладывающимся столиком для приема пищи и напитков, приспособлениями для размещения верхней одежды. Пассажирские кресла обеспечивают высокий уровень комфортности, регулировки под антропometriю туристов, имеют приспособления для удобства сна.

В зависимости от комплектации автобусы обеспечивают уровень комфортности от четвертого до пятого и могут использоваться для междугороднего и международного туризма. На крыше автобуса, дополнительно, находятся спутниковая антенна, поворотный прожектор, видекамера кругового обзора с высоким разрешением, порт для расположения мультикоптера с видекамерами, которые обеспечивают максимальную обзорность местности туристами со своих пассажирских сидений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрены основные черты концепции современного виртуального проектирования и возможности ее применения при создании нового туристического трехосного автобуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волошик, А. Н. Общая компоновка трехосного туристического электробуса/ А. Н. Волошик, В. А. Молчанова, Г. А. Таяновский // НИРС-2022: материалы 78-й научно-практической конференции студентов /– Минск : БНТУ, 2022. – С. 50–53. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/123573>. – Дата доступа 20.04.2023.

2. Технический регламент Таможенного Союза ТР ТС 018/2011. О безопасности колесных транспортных средств. – 2011.

Представлено 28.04.2023

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО
ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА ДЛЯ ТОЧНОГО СЕВА
ОГОЛЕННЫХ СЕМЯН ХЛОПЧАТНИКА**

**SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF PNEUMATIC FEED
MECHANISM FOR PRECISE SOWING OF BARE COTTON SEEDS**

Алимова Ф. А., канд. техн. наук, проф.,
Саидова М. Т., канд. техн. наук, доц.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
F. Alimova, Ph.D. in Engineering, Professor,
M. Saidova, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

На основе анализа конструкций сеялок с высевающими аппаратами точного посева, применяемых в мировой практике, изучения основных физико-механических свойств оголенных семян хлопчатника, как среды, с которой взаимодействуют рабочие органы высевающего аппарата, проведения теоретических исследований предлагается усовершенствованный пневматический высевающий аппарат с обоснованными параметрами, позволяющий производить сев оголенных семян хлопчатника гнездовым способом с высокой точностью.

Based on the analysis of the constructions of planters with precision feed mechanisms used in world practice, the study of the basic physical and mechanical properties of bare cotton seeds, as a medium with which the working bodies of the feed mechanism interact, and theoretical studies, an improved pneumatic feed mechanism with reasonable parameters, which allows to produce sowing of bare cotton seeds by clustering method with high accuracy, is proposed.

Ключевые слова: высевающий аппарат, оголенные семена хлопчатника, ячейка, диск, гнездовой способ посева

Keywords: feed mechanism, bare cotton seeds, cell, disc, clustering method of sowing.

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что хлопчатник – важнейшая сельскохозяйственная культура. Объем мирового производства хлопкового волокна составляет 26 миллионов тонн, в том числе 5700 тыс. т в Китае, 5164 тыс. т в США, 2475 тыс. т. в Индии, 2122 тыс. т в Пакистане, 1250 тыс. т в Узбекистане, 1196 тыс. т в Бразилии, 800 тыс. т в Турции, 578 тыс. т в Австралии, 359 тыс. т в Греции, 331 тыс. т в Сирии [1]. Разработка энерго-ресурсосберегающих технологий и современных технических средств для возделывания хлопчатника занимает ведущее место в мире. Совершенствование на научной основе существующих и производство новых высококачественных и высокопроизводительных сеялок для посева семян хлопчатника является одной из важных задач. В сельскохозяйственном производстве Республики Узбекистан особое внимание уделяется принятию широкомасштабных мер по снижению трудоемкости и затрат энергии, экономии ресурсов при возделывании сельскохозяйственных культур, в том числе разработка технических средств, обеспечивающих совершенствование выполнения технологических операций при посеве хлопчатника. В большинстве зарубежных стран применяются пневматические сеялки точного высева, такие как Case-1200 ИН, John Deere-1700, Kuhn-Planter, Monosem-NG Plus, Rabe MonoSeed, СПЧ-6А, СУПН-6,8 и др., хорошо зарекомендовавшие себя при посеве хлопчатника пунктирным способом.

Однако в условиях резко континентального климата Узбекистана, когда весенняя погода отличается повышенной дождливостью и непостоянством температуры воздуха, пунктирный способ посева не всегда себя оправдывает. В период посева после дождей обычно образуется почвенная корка. Это создает неблагоприятные условия для прорастания семян. Некоторые одиночные прорастающие семена не могут преодолеть (разрушить) почвенную корку и либо погибают, либо их рост замедляется. Это приводит к изреженности всходов засеянных полей. Для получения запланированного урожая, производится повторный посев, что ведет к увеличению расхода семян и дополнительным затратам [2]. Для избежания таких последствий наиболее приемлем гнездовой посев хлопчатника. В нашей республике для пунктирного и гнездового посева семян хлопчатника используют механические сеялки. Однако высевающие аппараты этих сеялок имеют ряд недостатков: необходимость

калибровки семян, большой расход и повреждаемость семян, а также низкая надежность технологического процесса. Высевающие аппараты существующих пневматических сеялок не обеспечивают посев семян хлопчатника гнездовым способом согласно агротехническим требованиям. В связи с этим, были проведены исследования по разработке и обоснованию параметров совершенствованного пневматического аппарата точного сева семян хлопчатника и других пропашных культур гнездовым способом для почвенно-климатических условий Узбекистана.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА ДЛЯ ТОЧНОГО СЕВА ОГОЛЕННЫХ СЕМЯН ХЛОПЧАТНИКА

Применительно к сеялке объектами обработки являются семенной материал и почва. Изучены основные физико-механические свойства оголенных семян хлопчатника как среды, с которой взаимодействуют рабочие органы высевающего аппарата. От их формы и размеров зависит выбор типа высевающего аппарата и параметры ячеек высевающих дисков. По результатам исследования линейные размеры семян хлопчатника варьировали в следующих пределах: длина – 9,2–9,65 мм, ширина – 4,7–5,45 мм и толщина – 4,2–4,73 мм. Определено, что семена промышленного сорта С-6524 относятся к группе «крупная короткая», семена промышленного сорта «Султон» относятся к группе «мелкая». Форму семени можно считать короткоовальной. Соотношение их размеров колеблется от 1,12 до 1,32. Абсолютная масса оголенных семян хлопчатника 80–150 г, относительная плотность 0,85–1,12 г/см³, угол естественного откоса от 21° до 35°. Значение коэффициента трения оголенных семян хлопчатника по необработанной стали – 0,42, по полимеру – 0,25–0,40, по резине – 0,32, по алюминию – 0,41, по уплотненной почве с влажностью 17 % – 0,72, по рыхлой почве с влажностью 17 % – 0,81, по семенам – 0,37–0,50. Семена относятся к группе семян пониженной сыпучести [3].

Проведя анализ обзора конструкций сеялок с высевающими аппаратами точного посева, применяемых в мировой практике пришли к выводу, что высевающий аппарат для точного сева семян хлопчатника и других пропашных культур гнездовым способом должен отвечать следующим требованиям;

– по принципу действия быть пневматическим, основанным на действии вакуума;

– по конструкции быть вертикально-дисковым с горизонтальной осью вращения, расположенной перпендикулярно направлению движения сеялки;

– обеспечивать высев большого многообразия семян, различающихся физико-механическими и аэродинамическими свойствами путем использования сменных дисков;

– обеспечивать точный высев гнездовым способом малыми нормами, что даст экономию ценного посевного материала;

– приспособляться к существующим сеялкам-этим повышается степень унификации сеялок.

Совершенствование конструкций пунктирных сеялок с точки зрения качества посева должно происходить с целью улучшения двух параметров – это обеспечение минимума показателя неточности укладки группы семян в предполагаемой точке успокоения по длине борозды и максимума повышения полевой всхожести семян. Из проведенного анализа вытекает, что для этого следует исключить пропуски в заполнении ячеек, как на обычных, так и на повышенных скоростях вращения дозирующих элементов. Способы решения вопроса – это изыскания формы и размеров ячеек, применение бокового заполнения, обоснование рациональных пределов калибровки семян и количества комплектов сменных дисков, придание семенам приемлемой формы путем аэрохимического оголения, применение предварительной подготовки семян к заполнению ячеек путем создания организованных рядов в сыпучем теле. Один из факторов повышения полевой всхожести семян – отсутствия повреждений семян при высеве.

Основываясь на рекомендуемые специалистами схемы размещения растений на посевах хлопчатника с указанными междурядьями и междугнездьями (для междурядий 60 см – $60 \times 15 \times 3 \pm 1$; для междурядий 90 см – $90 \times 15 \times 3 \pm 1$) предлагается пневматический аппарат, обеспечивающий точный сев оголенных семян хлопчатника гнездовым способом. Поставленная задача решается тем, что в предлагаемом пневматическом аппарате, имеется высевающий диск с присасывающими ячейками, причем присасывающие ячейки высевающего диска выполнены в форме треугольника с округленными вершинами и с перемычкой внутри (рис. 1). При этом перемычка имеет Y-образную форму, упирающуюся концами в стороны треугольника. В итоге достигается

технический результат, заключающийся в создании лучших условий для рационального группового расположения и надежного присасывания семян в ячейках высевающего диска, что улучшает точность группового их высева в гнездо и устойчивого формирования в борозде гнезд максимальной кучности.

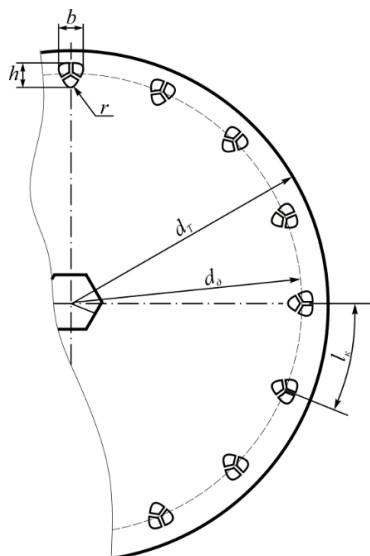


Рисунок 1 – Схема к определению параметров и режимов работы высевающего диска

При таком исполнении высевающего диска, создаются лучшие условия для рационального расположения группами в ячейках и надежного присасывания к ячейкам группы семян, независимо от их массы и формы, четкого группирования семян в аппарате для перемещения их в сошниковую зону и устойчивого формирования в борозде гнезд максимальной кучности. Это способствует расширению функциональных возможностей пневматических высевающих аппаратов и повышению точности высева семян гнездовым способом.

Проведены теоретические исследования по обоснованию параметров пневматического высевающего аппарата, обеспечивающего качественное выполнение технологического процесса точного сева оголенных семян хлопчатника гнездовым способом [4].

Основные конструктивные параметры и режимы работы высевашего диска для гнездового посева: r – радиус округления вершин всасывающих ячеек, м; b – ширина всасывающих ячеек, м; h – высота всасывающих ячеек, м; l_k – шаг расположения всасывающих ячеек на поверхности диска, м; U – окружная скорость высевашего диска по центрам всасывающих ячеек, м/с; d_o – диаметр высевашего по центрам всасывающих ячеек, с; d_T – полный диаметр высевашего диска, с; n – число оборотов высевашего диска, с⁻¹; z – количество всасывающих ячеек на высевашем диске, шт.

Радиус округления вершин всасывающих ячеек, ширина всасывающих ячеек, высота всасывающих ячеек, шаг всасывающих ячеек на высевашем диске, скорость вращения в центре всасывающих ячеек, полный диаметр высевашего диска, частота вращения высевашего диска, количество всасывающих ячеек определяются по следующим формулам [3]:

$$r = (0,30 - 0,35) \cdot b_y, \quad (1)$$

$$b = 4 \cdot r = (1,2 - 1,4) \cdot b_y, \quad (2)$$

$$h = (2 + \sqrt{3}) \cdot r, \quad (3)$$

$$l_k \geq 4 \cdot r + l_{o'r} + 3 \cdot \sigma, \quad (4)$$

$$U = \frac{V_a \cdot l_k}{l_y}, \quad (5)$$

$$d_T = d_o + (3 \div 4) \cdot (l_{o'r} + 3 \cdot \sigma), \quad (6)$$

$$n = \frac{U}{\pi \cdot d_d} = \frac{V_a \cdot l_k}{\pi \cdot d_d \cdot l_y}, \quad (7)$$

$$z = \frac{\pi \cdot d_d}{l_k} = \frac{\pi \cdot d_d}{4 \cdot r + l_{o'r} + 3 \cdot \sigma}, \quad (8)$$

где b_y – средняя ширина семени, м; σ – среднеквадратическое отклонение длины семени, м; l_o – средняя длина семени, м; l_k – шаг всасывающих ячеек на высевашем диске, м; V_a – скорость высевашего аппарата, м/с; l_y – междугнездье, м.

Согласно формулам (1)–(8), принимая $b_y = 4,7$ мм, $l_o = 9,2$ мм, $V_a = 2,2$ м/с, $l_y = 15$ см, $d_d = 195$ мм, определили радиус округления вершин всасывающих ячеек $r = 1,64$ мм, их ширина $b = 6,5$ мм, высота $h = 6,13$ мм, шаг всасывающих ячеек $l_k = 18,72$ мм, окружная скорость высевающего диска по центрам всасывающих ячеек $U = 0,27$ м/с, полный диаметр высевающего диска $d_T = 231$ мм, число оборотов высевающего диска $n = 0,44$ с⁻¹ (26,4 мин⁻¹), угловая скорость $\omega = 2,81$ рад/с и число всасывающих ячеек на высевающем диске $z = 32$ шт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам исследования рекомендуется применение пневматического аппарата с высевающим диском, всасывающие ячейки которого, выполнены в форме треугольника с округленными вершинами и с Y-образной перемычкой внутри. Надежное присасывание к ячейкам семян хлопчатника, четкий групповой отбор семян в камере питания, перемещение их в сошниковую зону и точный сев гнезд в борозду, образуемую сошником, обеспечивается при использовании аппарата, высевающий диск которого имеет следующие параметры: радиус округления вершин всасывающих ячеек – 1,64 мм; ширина всасывающих ячеек – 6,58 мм; высота ячеек – 6,13 мм; шаг расположения ячеек на диске – 18,72 мм; диаметр высевающего диска – 231 мм; скорость вращения диска – 0,27 м/с; число оборотов диска – 26,4 мин⁻¹, угловая скорость диска – 2,81 рад/с и количество ячеек диска – 32 шт. Пневматический аппарат такой конструкции позволяет производить сев оголенных семян хлопчатника гнездовым способом с высокой точностью по сравнению с другими высевающими аппаратами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алимova, Ф. А. Чопик қилинадиган экинлар уруғларини экадиган модернизацияланган сеялка моделини иш жараенининг факторлари асосида куриш / Ф. А. Алимova, М. Т. Саидова // Вестник ТашГТУ, 2018. – № 1. – С. 102–106.

2. Substantiation of Parameters and operating modes of the pneumatic sowing apparatus for cluster sowing of cotton seeds / F. A. Alimova [et. al.] // Solid State Technology Volume: 63 Issue:6 Publication Year: 2020. – PP 11 876–11 885.

3. Karaxanov, A. Research of the rowsowing process of the cultivated crop seeds sowing by means of a pneumatic planter / A. Karaxanov, F. A. Alimova, M. T. Saidova, // Technical science and innovation. – Tashkent, 2020. – № 4. – PP.213–217.

4. Саидова, М. Т. Туксиз чигитни уялаб экишга мўлжалланган такомиллаштирилган экиш аппаратининг тузилиши ва иш жараёни / М. Т. Саидова // Образование и наука в XXI веке. – № 20. – 2021. – С. 1049–1054.

Представлено 18.04.2023

УДК 629.336

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ВОМ ТРАКТОРОВ КЛ. 1,4–2,0

DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF THE STAND FOR TESTING THE POWER TAKE-OFF SHAFTS OF TRACTORS CL. 1,4–2,0

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,

Рахлей А. И., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

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

A. Rakhley, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В данной статье приведена конструктивная схема стенда, предназначенного для испытания валов отбора мощности универсально-пропашных тракторов «Беларус» кл. 1.4–2.0. Представлена методика определения основных параметров инерционной и тормозной установки, обеспечивающих высокую эффективность и достоверность проводимых исследований.

This article presents a design diagram of a stand designed to test the power take-off shafts of universal tractors "Belarus" cl. 1.4–2.0. The methodology for determining the main parameters of the inertial

and braking system, providing high efficiency and reliability of the research.

Ключевые слова: *стенд, вал отбора мощности, крутящий момент, момент инерции, маховые массы.*

Keywords: *stand, power take-off shaft, torque, moment of inertia, flywheel masses.*

ВВЕДЕНИЕ

Одно из основных отличий сельскохозяйственных тракторов от других типов транспортных средств является наличие систем отбора мощности, которые используются для привода активных машин, агрегатируемых с трактором, как на передней, так и на задней навесках. Отбор мощности приводит к дополнительным нагрузкам на узлы и агрегаты трактора, а также на динамические качества машинно-тракторного агрегата [1]. Валы отбора мощности (ВОМ) также используются для снятия эффективных характеристик двигателей тракторов.

Поэтому оценка параметров нагруженности узлов и агрегатов трактора, а также самих ВОМ представляют большой интерес для их определения наиболее удобными являются стендовые испытания.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ВОМ

Совершенствуемая лабораторная установка для испытаний валов отбора мощности предназначена для исследования реальных режимов нагружения ВОМ, возникающими при эксплуатации тракторов кл. 1,4–2,0 в агрегате с активными машинами.

Стенд для испытаний ВОМ включает в себя инерционную установку, тормозную установку, систему регулирования режимов работы тормозной установки и систему охлаждения тормоза. Инерционная установка при помощи карданных валов связана, с одной стороны, с тормозной установкой, а, с другой стороны – с хвостовиком ВОМ испытываемого трактора. Схема установки представлена на рис. 1.

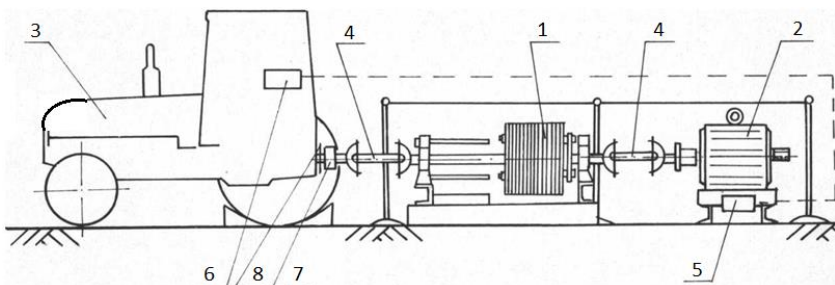


Рисунок 1 – Схема стенда для испытания ВМ:

- 1 – инерционная установка; 2 – тормозная установка; 3 – испытуемый трактор;
 4 – карданные валы; 5 – регулятор мощности; 6 – блок управления;
 7 – датчик $M_{\text{ВМ}}$; 8 – датчик $\omega_{\text{ВМ}}$

Инерционная установка включает в себя маховые массы, выполненные в виде пакета дисков, установленных и зафиксированных от осевого смещения на шлицах вала, который, в свою очередь, закреплен на сваренной из швеллеров раме при помощи опор со сферическими подшипниками. Конструкция инерционной установки предусматривает изменение без разборки стенда момента инерции маховых масс за счет варьирования количества дисков в пакете, для чего диски могут путем осевого перемещения выводиться из зацепления со шлицами вала.

Момент инерции маховых масс инерционной установки выбирается следующим образом.

Максимальный крутящий момент на хвостовике ВМ можно рассчитать по выражению (например, для двигателя Д-245):

$$M_{\text{ВМmax}} = M_{\text{дв max}} \cdot u_{\text{дв ВМ}} = 325 \cdot 3,772 = 1226 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Из теоретической механики известно [2], что производная от главного момента количества движения твердого тела относительно оси вращения по времени равна главному моменту внешних активных сил относительно той же оси:

$$\frac{dK_z}{dt} = M_z^{(e)}.$$

Известно, что $K_z = I_z \cdot \omega$, тогда:

$$I_z \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_z^{(e)} \text{ или } I_z \cdot \varepsilon = M_z^{(e)}.$$

Отсюда можно определить момент инерции вращающихся масс установки:

$$I_z = \frac{M_z^{(e)}}{\varepsilon} \text{ или } I_z = \frac{M_{\text{ВОМ max}} \cdot \Delta t}{\omega - \omega_0},$$

где $\Delta t = 3$ с – время разгона инерционных масс;

$\omega = 56,5$ рад/с – угловая скорость маховых масс после разгона;

$\omega_0 = 0$ – начальная угловая скорость маховых масс.

Таким образом, для того, чтобы при полностью загруженном через ВОМ двигателе трактора, разгон ВОМ происходил за 3 с, момент инерции маховых колес инерционной установки должен быть равен:

$$I_z = \frac{1226 \cdot 3}{56,5} = 65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Исходя из приведенных выше расчетов, конструкция маховых масс инерционной установки была выполнена в виде пакета из 15 дисков с моментами инерции $4,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ каждый.

Тормозная установка стенда представляет собой порошковый тормоз, установленный на сварной раме.

Электронная систем регулирования режимов работы тормозной установки включает в себя два блока: регулирующее устройство и блок управления работой регулирующего устройства.

Регулирующее устройство выполнено при помощи кабеля управления коммутируется с электронным блоком управления. Электронный блок управления обеспечивает следующие режимы регулирования [3; 4]:

1) режим постоянно заданного тормозного момента порошкового тормоза – плавное регулирование от 0 до 1500 Н·м либо ступенчатое регулирование с шагом 150 Н·м в тех же пределах;

2) режим линейного нарастания тормозного момента от нуля до максимального значения в зависимости от времени с различным коэффициентом пропорциональности k по закону:

$$M_T(t) = k \cdot t,$$

где коэффициент k может регулироваться плавно в пределах от 300 до 3000 Н·м/с, либо ступенчато с шагом 300 Н·м/с в тех же пределах регулирования;

3) параболический закон нарастания тормозного момента до максимального значения в зависимости от частоты вращения $\omega(t)$ хвостовика ВОМ с различным начальным значением тормозного момента M_{T0} и различным коэффициентом p по закону:

$$M_T(t) = M_{T0} + p(\omega(t))^2.$$

Величина момента M_{T0} задается аналогично п. 1, а коэффициент p регулируется плавно или ступенчато (конкретные величины коэффициента определяются в ходе настройки блока);

4) уровень максимального значения тормозного момента должен регулироваться в пределах 150–1500 Н·м.

Система охлаждения порошкового тормоза – водяная, замкнутого типа. Подвод воды для охлаждения осуществляется из бака емкостью 5 м³ с помощью водяного насоса. от тормоза вода отводится обратно в бак.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная методика расчета позволяет выбрать нагрузочные параметры систем привода ВОМ и провести испытания во всем нагрузочном и скоростном диапазонах.

Полученные значения могут быть легко скорректированы для других двигателей и, соответственно, приводов ВОМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бобровник, А. И. Совершенствование вала отбора мощности тракторов «Беларус» / А. И. Бобровник // Тракторы и сельхозмашины, № 7. – М. : 2014. – С. 20–24.

2. Дмитриенко, Ю. И. Основы механики твердом теш. / Ю. И. Дмитриенко // Механика сплошной среды. – Т. 4. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2013. – 624 с.

3. Тракторы сельскохозяйственные. Определение показателей при испытаниях через вал отбора мощности: ГОСТ 30747-2001. – Введ. 01.11.2001.

4. Валы отбора мощности сельскохозяйственных тракторов передние. Общие технические требования: ГОСТ 3480-2020. – Введ. 30.10.2020.

Представлено 03.04.2023

УДК 621.86.01

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИКИ МАНИПУЛЯТОРА НА ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ЛЕСНОЙ МАШИНЫ

INFLUENCE OF MANIPULATOR KINEMATICS ON THE LOADING CAPACITY OF THE FOREST MACHINE

**Кравченко Александр Л.¹, Гончарко А. А.¹,
Кравченко Алексей Л.¹, Дробышевская О. В.¹, Дюжев А. А.²,**

¹Объединенный институт машиностроения,
г. Минск, Республика Беларусь,

²ОАО «Амкодор», Минск, Республика Беларусь

Aliaksandr Krauchonak¹, A. Hancharka¹,

Aliaksei Krauchonak¹, O. Drobyshevskaya¹, A. Dyuzhev²,

¹The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus,

²Joint Stock Company «AMKODOR», Minsk, Belarus

Объектом исследования является экспериментальный образец форвардережного манипулятора с грузоподъемностью на максимальном вылете стрелы 850 кг. В статье рассмотрены вопросы выбора

кинематических параметров манипулятора для обеспечения требуемых параметров его грузоподъемности.

The object of the study is an experimental sample of a forward manipulator with a load capacity at a maximum boom reach of 850 kg. The article considers the issues of choosing the kinematic parameters of the manipulator to ensure the required parameters of its load capacity.

Ключевые слова: *манипулятор, форвардер, динамическая модель, грузоподъемность.*

Keywords: *manipulator, forwarder, dynamic model, load capacity.*

ВВЕДЕНИЕ

Форвардеры – многофункциональная самоходная техника, используемая в лесозаготовительной отрасли для транспортировки леса в места его последующей переработки. Они представляют собой двухмодульную машину, которая оснащена кабиной с системой управления и грузовой тележкой с краном-манипулятором. Форвардеры используют при лесозаготовке по так называемой скандинавской технологии, при которой результатом работы на лесосеке является уже готовый к дальнейшей переработке сортимент.

Манипулятор форвардера является его основным рабочим оборудованием, от которого зависит как производительность форвардера, так и его безопасность. Повышение производительности форвардера путем увеличения его грузоподъемности влечет за собой решение вопросов его безопасности по критериям устойчивости. Решение подобных оптимизационных вопросов эффективно проводить методами компьютерного моделирования. Это позволяет оценить большое количество вариантов исполнения конструкции без разработки макетных образцов. В статье показан пример решения вопроса повышения грузоподъемности форвардерного манипулятора путем изменения координаты точки крепления силового гидроцилиндра стрелы.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ МАНИПУЛЯТОРА

Основные технические данные исследуемого форвардерного манипулятора грузоподъемности 850 кг приведены в табл. 1 [1–3].

Параметры гидравлических цилиндров, используемых на манипуляторе с грузоподъемностью 850 кг, представлены в табл. 2.

В программном комплексе кинематико-динамического моделирования ADAMS была разработана динамическая модель форвардного манипулятора с грузоподъемностью 850 кг, учитывающая кинематические шарниры, координаты их установки и поузловое распределение масс в трехмерном пространстве. Данные для разработки модели взяты из соответствующей конструкторской документации.

Таблица 1 – Основные технические данные манипулятора

Наименование показателя	Значение
Максимальный вылет стрелы манипулятора, м, не менее	7,95
Грузоподъемность манипулятора при максимальном вылете стрелы (без учета веса ротатора и захвата), кг, не менее	850
Номинальное рабочее давление в гидросистеме манипулятора, МПа	21,5

В соответствии с нормативными требованиями по обеспечению безопасной эксплуатации лесных погрузчиков с рабочим оборудованием манипуляторного типа ГОСТ 31595-2012 «Погрузчики леса. Оборудование рабочее манипуляторного типа. Общие технические условия», п. 6.1.17 расчетная статическая нагрузка на манипулятор рассчитывается исходя из коэффициента запаса 1,25 [1]. Следовательно, для манипулятора с подъемным моментом 100 кН·м при максимальном вылете стрелы 7,95 м, грузоподъемностью 850 кг и учетом коэффициента запаса 1,25 нагрузка на стреле должна составлять 1050 кг.

Таблица 2 – Параметры гидравлических цилиндров манипулятора с грузоподъемностью 850 кг

Параметр	Гидравлические цилиндры		
	стрела	рукоять	теле-скоп
Максимальное давление в поршневой полости, МПа	22	13,5	21,5
Максимальное давление в штоковой полости, МПа	8	22	21,5
Диаметр поршня гидроцилиндра, мм	125	125	50
Диаметр штока гидроцилиндра, мм	80	70	30
Ход штока, мм	600	890	2060
Максимальная сила, действующая на поршень, кН	263,7	165,6	42,2
Максимальная сила, действующая на шток, кН	57,9	185,2	27,0

Схема для определения грузоподъемности манипулятора приведена на рис. 1.

Расчетная оценка грузоподъемности манипулятора методом моделирования проводилась путем изменения положения стрелы, рукояти и телескопа для достижения вылета стрелы заданной величины. При этом к точке крепления ротатора прикладывалась нарастающая по времени сила. Значения усилий в гидроцилиндрах ограничивались их максимальными реализуемыми силами. При достижении максимального значения в одном из них (согласно табл. 2), текущее значение силы на ротаторе принималось как значение грузоподъемности.

В результате моделирования базового варианта конструкции манипулятора по разработанной КД было установлено, что на максимальном вылете стрелы (при заданных гидравлических и кинематических характеристиках манипулятора) не обеспечивалась заявленная грузоподъемность.

Получить необходимую грузоподъемность можно несколькими путями:

- увеличением давления в гидросистеме;
- изменением точки крепления силового гидроцилиндра стрелы (рис. 2).



Рисунок 1 – Схема нагружения манипулятора

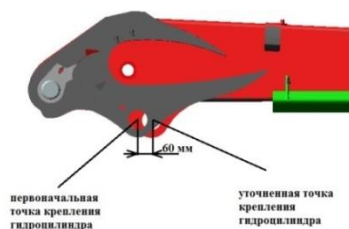


Рисунок 2 – Местоположение крепления гидроцилиндра стрелы

Исходя из кинематического расчета установлено, что перенос точки крепления штока гидроцилиндра стрелы на 60 мм, позволит увеличить грузоподъемность до требуемого значения (850 кг).

Визуализация проведенных расчетов по грузоподъемности манипулятора представлена на рис. 3.

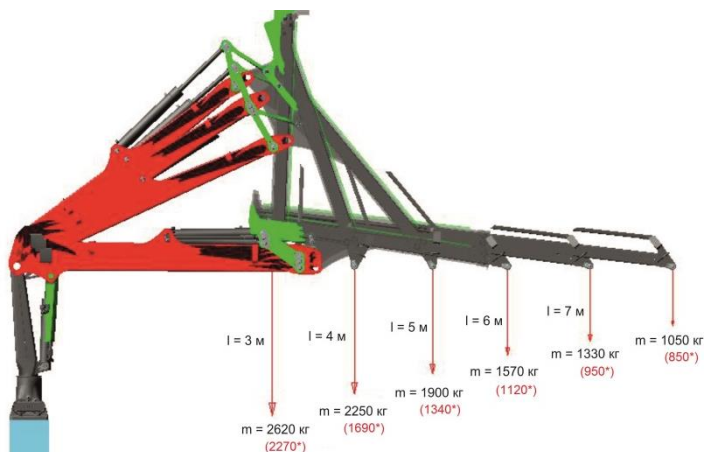


Рисунок 3 – Результаты расчетов грузоподъемности манипулятора:
 (2270°) – расчеты базовой конструкции;
 2620 кг – расчеты измененной конструкции

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных расчетных исследований кинематики форвардного манипулятора были даны рекомендации по изменению конструкции и обеспечению заданной грузоподъемности манипулятора с учетом обеспечения его безопасности по критериям устойчивости. Разработанная динамическая модель манипулятора позволила учесть, как кинематические характеристики манипулятора, так и силовые путем моделирования гидравлических цилиндров и учета ограничений по максимальным силам, развиваемым в гидроцилиндрах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Погрузчики леса. Оборудование рабочее манипуляторного типа. Общие технические условия: ГОСТ 31595-2012. – Минск : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2015. – 24 с.
2. Лесосечные машины в фокусе биоэнергетики: конструкции, проектирование, расчет: учеб. пособие / В. С. Сютёв [и др.] – Йёнсуу : НИИ леса Финляндии METLA, 2011. – 143 с.
3. Голякевич, С. А., Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования: учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование

лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» / С. А. Голякевич, А. Р. Гороновский. – Минск БГТУ, 2015. – 127 с.

Представлено 28.04.2023

УДК 62-592.134

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ СТОЯНОЧНОГО ТОРМОЗА ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» КЛ. 1,4–2,0

CHOICE OF THE PARKING BRAKE DESIGN OF TRACTORS "BELARUS" CL. 1,4–2,0

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,

Рахлей А. И., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

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

A. Rakhley, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В данной статье проведен сравнительный анализ конструкций ленточных тормозных механизмов, применяемых на современных тракторах с точки зрения их эффективности. Выбран тип, предложена конструкция и рассчитаны параметры тормозного механизма плавающего типа. Проведены теоретические расчеты тормозных качеств трактора кл. 1.4, оборудованного предложенным тормозным механизмом.

In this article, a comparative analysis of the designs of belt braking mechanisms used on modern tractors from the point of view of their effectiveness is carried out. The type is selected, the design is proposed and the parameters of the floating type brake mechanism are calculated. Theoretical calculations of the braking qualities of the tractor cl. 1.4 equipped with the proposed braking mechanism have been carried out.

Ключевые слова: ленточный тормозной механизм, стояночная тормозная система, эффективность торможения, тормозной момент.

Keywords: *belt braking mechanism, parking brake system, braking efficiency, braking torque.*

ВВЕДЕНИЕ

Составной частью тормозной системы трактора является стояночная тормозная система, которая должна обеспечивать неподвижность трактора на уклоне при отсутствии водителя. В частности, в соответствии с ГОСТ 12.2.019-2015 [1] стояночная тормозная система должна обеспечивать остановку и удержание трактора на уклоне: без прицепа – 18 %, с прицепом – 12 %.

Кроме того, стояночная тормозная система может использоваться как запасная тормозная систем в случае отказа рабочей тормозной системы, обеспечивая требуемую эффективность торможения [2].

АНАЛИЗ СХЕМ ЛЕНТОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В ленточных тормозных механизмах (ТМ) возможно несколько способов крепления концов ленты к рычагу управления. Рассмотрим несколько конструкций, наиболее часто применяемых на транспортно-тяговых машинах [3].

Простой ленточный тормоз (рис. 1, *a*). Обладает односторонним серводействием. При вращении тормозного барабана в указанном направлении величина тормозного момента может быть рассчитана согласно выражению:

$$M_T = P \cdot \frac{l}{d} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1) \cdot R$$

При изменении направления вращения:

$$M_T = P \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha}} \cdot R$$

Простой ленточный тормоз с двумя подвижными концами (рис. 1, *b*) обладает одинаковой эффективностью независимо от направления вращения тормозного барабана:

$$M_T = P \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} \cdot R.$$

Плавающий ленточный тормоз (рис. 1, *c*) также имеет двусторонний эффект самоусиления и тормозной момент рассчитывается:

$$M_T = P \cdot \frac{l}{d} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot R \quad (1)$$

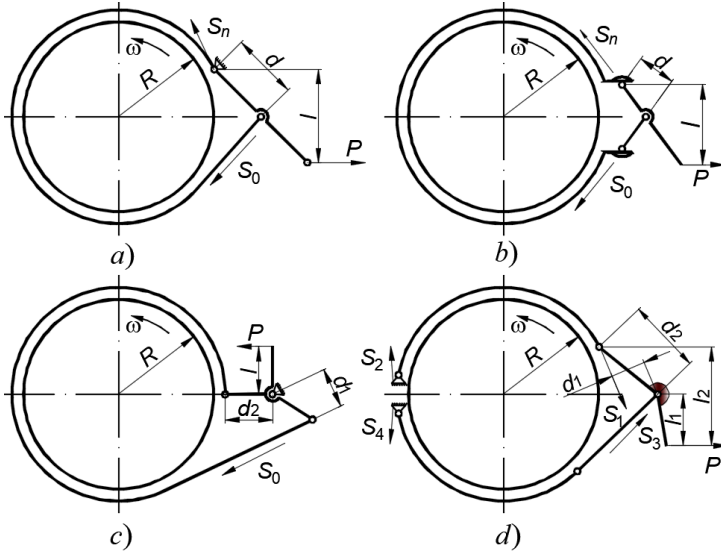


Рисунок 1 – Схемы ленточных ТМ:

a – простой ленточный тормоз; *b* – простой ленточный тормоз с двумя подвижными концами; *c* – плавающий ленточный тормоз; *d* – двойной ленточный тормоз

Двойной ленточный тормоз (рис. 1, *d*) развивает одинаковый тормозной момент независимо от направления вращения тормозного барабана в случае выполнения условий:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha / 2; \quad \text{и} \quad \frac{l_1}{d_1} = \frac{l_2}{d_2} = \frac{l}{d}; \quad M_T = P \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\frac{\alpha}{2}}} \cdot R.$$

В вышеприведенных формулах и рисунках приняты следующие обозначения: M_T – тормозной момент, Н · м; P – усилие на рычаге управления ТМ, Н; μ – коэффициент трения; α – угол обхвата лентой тормозного барабана; R – радиус барабана, м; l, d – плечи рычагов привода ленты, мм.

Если задаться значениями коэффициента трения и углом обхвата, например, $\mu = 0,3$ и $\alpha = 4,9$ и подставить их в расчетные формулы по определению тормозного момента, можно получить следующие результаты, позволяющие провести сравнительную оценку эффективности рассмотренных ленточных ТМ (табл. 1).

Таблица 1 – Сравнительная оценка ленточных ТМ

Тип ТМ	Тормозной момент	
	Прямой ход	Обратный ход
Простой ленточный с одним закрепленным концом	$3,8 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$	$0,795 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$
Простой ленточный с двумя подвижными концами	$0,66 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$	$0,66 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$
Плавающий ленточный	$3,8 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$	$3,8 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$
Двойной ленточный	$1,7 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$	$1,7 \cdot P \cdot \frac{l}{d} \cdot R$

В результате анализа выявлено, что наиболее приемлемым является плавающий тип ленточного ТМ, который обеспечивает максимальный тормозной момент независимо от направления вращения тормозного барабана при прочих равных конструктивных параметрах.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПЛАВАЮЩЕГО ЛЕНТОЧНОГО ТМ

Расчетный тормозной момент определяется по выражению (1). Усилие P на рычаге управления можно найти, задавшись усилием на органе управления (педали, рычаге) P_{Π} и передаточным отношением привода u_{Π} : $P = P_{\Pi} \cdot u_{\Pi}$. Подставляя в (1), получаем:

$$M_T = P_n \cdot u_{np} \cdot \frac{l}{d} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot R. \quad (2)$$

Применительно к существующей компоновке стояночной тормозной системы на тракторах «Беларус» МТЗ-80/82 с учетом максимальной унификации привода разработанного ТМ с серийным исполнением, для расчета примем следующие значения: $P_n = 200$ Н; $u_{np} = 18$; $\mu = 0,3$; $\alpha = 4,9$ рад; $R = 0,12$ м; $l = 88$ мм; $d = 31$ мм.

Подставляя принятые параметры в (2), получаем $M_T = 4000$ Н·м.

Перемещение подвижного конца ленты, если принять зазор между тормозной лентой и барабаном $\delta = 1$ мм и $\alpha = 4,9$ рад, составит $h = \delta \cdot \alpha = 4,9$ мм.

С целью оценки влияния на эффективность ТМ коэффициента трения μ и угла обхвата α рассчитаны и построены зависимости $M_T(\mu)$ и $M_T(\alpha)$, представленные на рис. 2, 3.

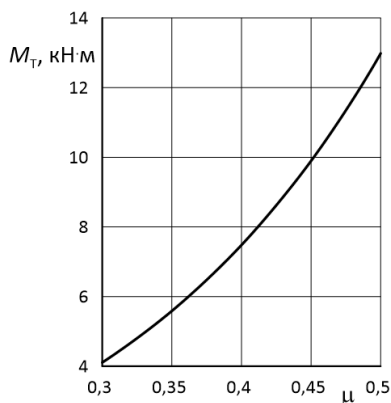


Рисунок 2 – Зависимость тормозного момента от коэффициента трения при $\alpha = 4,9$ рад

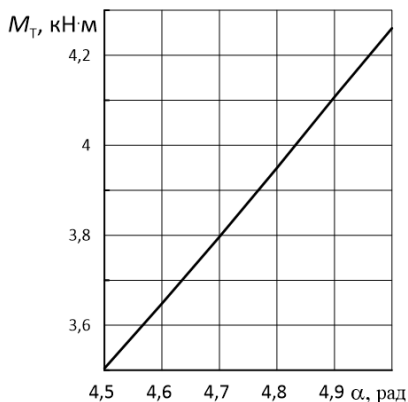


Рисунок 3 – Зависимость тормозного момента от угла обхвата α при $\mu = 0,3$

В данном ТМ предусмотрена регулировка зазора между лентой и барабаном, т. к. по мере износа увеличивается свободный ход рычага управления, что может нарушить работоспособность ТМ. Зависимость хода рычага управления от зазора между лентой и барабаном приведена на рис. 4.

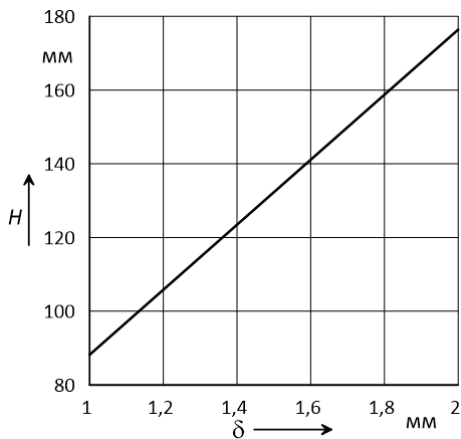


Рисунок 4 – Зависимость хода рычага управления от зазора между лентой и барабаном

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Установлено, что наиболее приемлемым ТМ в качестве стояночной тормозной системы при заданных параметрах является ленточный ТМ плавающего типа.

В результате дорожных испытаний установлено, что установившееся замедление составляет 4,1–4,3 м/с² и обеспечивается блокировка задних колес на асфальте.

Однако для повышения стабильности удержания трактора на уклонах, регламентированных ГОСТ, требуется обеспечения жесткости установки тормозного барабана.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.019-2015. М.: Стандартинформ. – 2016.
2. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: ГОСТ 22895-77. – М. : Госстандарт. – 2011.
3. Зельцерман, И. М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Онопко. – Москва : Машиностроение, 1965. – 240 с.

Представлено 03.04.2023

УДК 629.01

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВУХПОТОЧНОЙ
ТРАНСМИССИИ ДЛЯ СИСТЕМЫ КОМПЬЮТЕРНОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ И ВИРТУАЛЬНОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЕСПИЛОТНОГО ТРАКТОРА**

**MATHEMATICAL MODEL OF A TWO-FLOW TRANSMISSION
FOR THE SYSTEM OF COMPUTER SIMULATION AND VIRTUAL
DESIGN OF UNMANNED TRACTOR**

Таяновский Г. А., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

С учетом тенденций развития концепции современных автономных тракторов и решаемых проектных задач их динамики разработана математическая модель двухпоточной трансмиссии для анализа ее работы в составе трактора с комплексной системой автоматического управления.

Taking into account the development trends of modern autonomous tractors and the design problems of their dynamics to be solved, a mathematical model of a two-line transmission has been developed to analyze its operation as part of a tractor with an integrated automatic control system.

Ключевые слова: трактор беспилотный, двухпоточная трансмиссия, математическая модель.

Keywords: unmanned tractor, two-line transmission, mathematical model.

ВВЕДЕНИЕ

Концепция бесступенчатой технологии привода колес и активных рабочих органов (АРО) путем использования в трансмиссиях тракторов модулей объемных двухпоточных гидромеханических передач (ОГМП) с внешним разделением мощностей на основе планетарных механизмов и объемных гидropередач (ОГП), а также электромеханических двухпоточных приводов, получает все боль-

шее распространение, благодаря преимуществам такой технологии по возможностям управления, повышения производительности, экономичности и других свойств машинных тракторных агрегатов (МТА) [1; 2].

В статье приведены результаты разработки динамической и математической модели МТА для выполнения компьютерного моделирования ее процессов как части виртуального проектирования и анализа вариантов инновационных структурно-компоновочных решений базовой беспилотной модели трактора с двухпоточным трансмиссионным модулем (ДТМ) в трансмиссии.

СТРУКТУРА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БЕСПИЛОТНЫМ ТРАКТОРОМ В СОСТАВЕ МТА

В бортовой управляющей ЭВМ беспилотного трактора реализованы математические модели процессов МТА, в зависимости от его состояния при штатной эксплуатации, реализуются экстремальные, оптимальные и адаптивные алгоритмы управления для различных подсистем трактора.

Из непрерывно просчитываемых прогнозов-сценариев требуемых управляющих воздействий на мехатронные сервоприводы выбирается лучший по критерию надежности гарантированного достижения результата. На основе программных средств искусственного интеллекта обычно реализуются принципы ситуационного управления беспилотным трактором. Для работы система включает набор аппаратных средств и алгоритмов управления (рис. 1).

Для онлайн-контроля поведения беспилотного трактора при реализации конкретной технологической операции в процессе ее моделирования используются возможности современных симуляторов, что позволяет оценивать качество управления. Кроме того, современные программные приложения виртуального проектирования позволяют более успешно формировать общую компоновку, реализовывать множественные разноуровневые конструкторские итерации до выбора приемлемого текущего решения, как схемного, так и конструкции узлов и деталей.

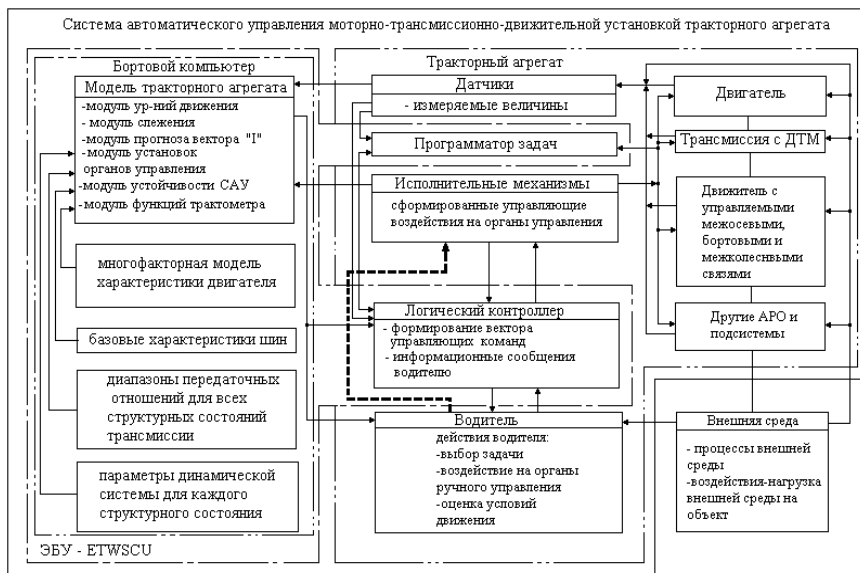


Рисунок 1 – Структура САУ тракторным агрегатом с ДТМ.

----- удаленное управление водителем-оператором,
в том числе при отказе автоматики

МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА С ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Разработанная крутильная динамическая система варианта МТА на базе беспилотного трактора с двухпоточным приводом колес с внешним разделением мощностей на основе планетарного механизма показана на рис. 2.

Уравнения движения инерционных масс I_i динамической модели тракторного агрегата записаны, исходя из основного уравнения динамики и принципа Даламбера, вначале без учета демпфирования в системе, чтобы не загромождать математическое описание.

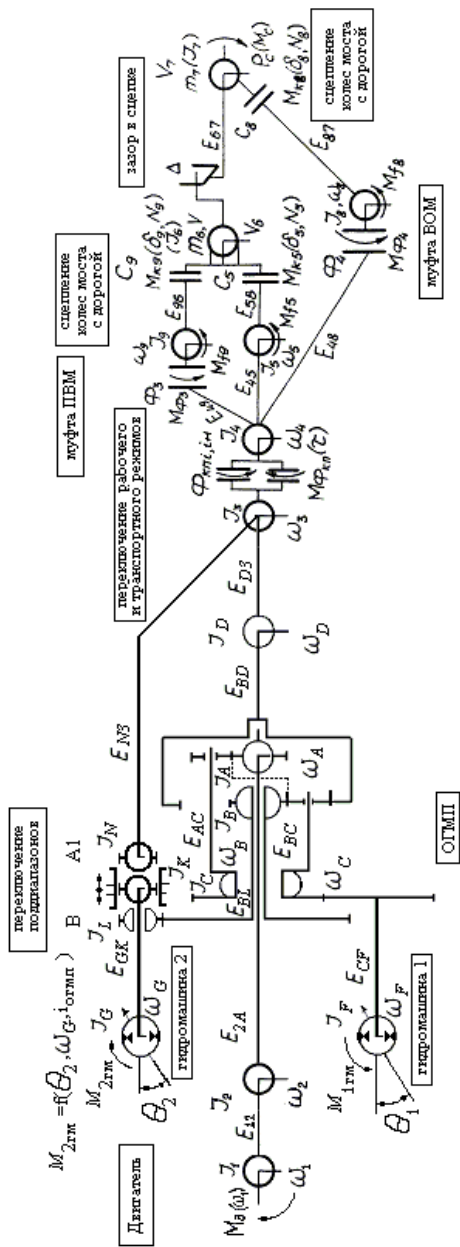


Рисунок 2 – Расчетная крутильная динамическая система тракторного транспортно-тягового агрегата с двухшальной ОГМП в трансмиссии с четырехзвенником на первичном валу

Затем также используются выражения для учета диссипативных свойств системы. Инерционные массы связаны безинерционными упругими валами с податливостями E_{ij} . Упрощение и приведение развернутой моторно-трансмиссионно-двигательной динамической системы трактора выполнялось по известной методике Е. И. Ривина.

При буксующей муфте сцепления (на схеме не показана) и блокированной одной из муфт переключения передач редукторной части трансмиссии $\Phi_{\text{кпн}}$ или $\Phi_{\text{кпн}+1}$, а также муфтах включения привода переднего ведущего моста Φ_3 и ведущего моста прицепа – Φ_4 , если необходимо рассматривать и такой, наиболее сложный вариант, то уравнения движения для этой системы, с которой будет производиться сравнение других вариантов схем, имеют вид:

$$\begin{aligned}
 M_{\phi 1}(t) &= M_{\phi 1 \max}(t) \left(1 - e^{-k_{\phi 1} \cdot t}\right); \\
 K_{\phi 1} &= \ln 20 / t_{\text{вкл сц}}; \quad \omega_i' = d\omega_i / dt; \quad \omega_4 = \omega_3 / i_{34}; \\
 I_2 \cdot d\omega_2 / dt &= M_{\phi 1}(t) - M_{23}; \quad dM_{23} / dt = (\omega_2 - \omega_3) / E_{23}; \\
 (I_3 + I_4 / i_{34}^2) \cdot \omega_3' &= M_{23} - \frac{M_{45}}{i_{35}} - \frac{M_{48}}{i_{38}} - \frac{M_{49}}{i_{39}}; \\
 M_{45}' &= \left(\frac{\omega_4}{i_{45}} - \omega_5\right) / E_{45}; \quad M_{fj} = f_j^0 \cdot C_j \cdot N_j \cdot r_j^0; \\
 I_5 \cdot \omega_5' &= M_{45} - M_{56} - M_{f5}; \quad M_{48}' = \left(\frac{\omega_4}{i_{48}} - \omega_8\right) / E_{48}; \\
 M_{49}' &= \left(\frac{\omega_4}{i_{49}} - \omega_{89}\right) / E_{49}; \quad I_6 \cdot \omega_5' = M_{k5}(\delta_5, N_5) + M_{k9}(\delta_9, N_9) - M_{67}; \\
 I_7 \cdot \omega_7' &= M_{67} + M_{k8}(\delta_8, N_8) - M_c; \quad I_8 \cdot \omega_8' = M_{48} + M_{87} - M_{f8}; \\
 I_9 \cdot \omega_9' &= M_{49} + M_{96} - M_{f9}; \quad M_{56}' = (\omega_5 - V_{5T} / r_5^0) / E_{56}; \\
 M_{jk \max} &= \Phi_{j \max}^0 \cdot N_j \cdot r_j^0; \quad V_{jT} = V / (1 - \delta_j); \\
 A_j &= a_j \cdot N_j \cdot r_j^0; \quad B_j = b_j \cdot N_j \cdot r_j^0; \\
 \delta_j &= \ln \left(A_j / (A_j - M_{ji}) \right) / K_j, \text{ если } \delta_j \geq 0;
 \end{aligned}$$

$$\delta_j = \ln \left(\frac{A_j}{(A_j - M_{ji})} \right) / K_j, \text{ если } \delta_j < 0,$$

где M_{ij} – крутящие моменты в валах, соединяющих массы i и j ; ω_i – угловые скорости масс динамической системы; δ_j , a_j , r_j , N_j , K_j – буксования и параметры ведущих колес трактора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель двухпоточной трансмиссии с ОГМП для анализа ее работы в составе беспилотного трактора с комплексной системой автоматического управления, как часть системы виртуального проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Таяновский, Г. А. Об изменении концепции и общей компоновки сельскохозяйственных тракторов / Г. А. Таяновский // Научные решения проблем развития тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта [Электронный ресурс]: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, посвященный 65-летию кафедры «Тракторы», 20–21 января 2019 / редкол.: В. П. Бойков (отв. ред.) [и др.]. – Минск: БНТУ, 2019. – С. 172–192. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/59032>. – Дата доступа: 11.03.2023.

2. О концепции тягового электропривода сельскохозяйственного трактора / П. А. Амельченко [и др.] // Инновационные технологии в производстве сельскохозяйственной продукции: сборник науч. статей Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 2–3 июня 2015 г. – Минск: БГАТУ, 2015. – С. 17–19.

Представлено 10.05.2023

УДК 623.437.422

ВЛИЯНИЕ АКТИВНОГО ПРИВОДА ПРИЦЕПА НА ПРОХОДИМОСТЬ ТЯГАЧА

INFLUENCE OF THE TRAILER'S ACTIVE DRIVE ON THE PASSABILITY OF THE TRACTOR

Казловский С. В., Юдчиц К. В., Куликов Г. Ю., студ.,

Галямов П. М., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

S. Kazlovsky, K. Yudchits, G. Kulikov, stud.,

P. Galyamov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

В данной работе мы рассмотрели влияние активного механического привода прицепа на проходимость всего состава на примере трактора МТЗ 82 и полуприцепа полной массой 9 тонн.

In this paper, we examined the effect of an active mechanical trailer drive on the patency of the entire train using the MTZ 82 tractor and a semi-trailer with a gross weight of 9 tons as an example.

Ключевые слова: *тягач, трактор, полуприцеп, привод, момент.*

Keywords: *tractor, tractor, semi-trailer, drive, moment.*

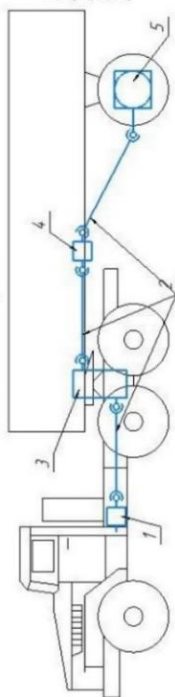
ВВЕДЕНИЕ

Существует 3 наиболее распространенных способа передачи вращения на полуприцеп (рис. 1):

1. Вал отбора мощности.
2. Гидравлический привод.
3. Электропривод.

В данной работе мы рассмотрели влияние активного механического привода прицепа на проходимость всего состава на примере трактора МТЗ 82 и полуприцепа полной массой 9 тонн (рис. 2).

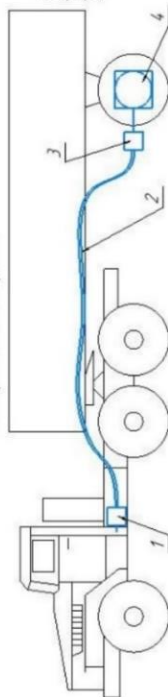
1. Механический привод



1. КМД,
2. Кадапанные передачи;
3. Редукторы,
4. Промежуточная опора;
5. Дифференциал с ПП.

Преимущества	Недостатки
1. Высокая надежность	1. Шумность при больших оборотах
2. Высокий КПД	2. Большое количество деталей, узлов и агрегатов
3. Высокая жесткость конструкции при работе по неровной и рыхлой поверхности	3. Сложность конструкции при работе по неровной и рыхлой поверхности
4. Простота обслуживания	

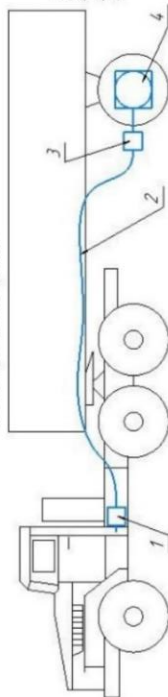
2. Гидравлический привод



1. Гидронасос.
2. Гидролиней.
3. Гидромотор.
4. Дифференциал с ПП.

Преимущества	Недостатки
1. Большая надежность при работе по неровной и рыхлой поверхности	1. Небольшая зоркость при работе по неровной и рыхлой поверхности
2. Простота конструкции	2. Шумность при работе по неровной и рыхлой поверхности
3. Простота управления и обслуживания	3. Плотная и высокая жесткость
4. Высокая надежность при работе по неровной и рыхлой поверхности	4. Небольшая жесткость
	5. Низкий КПД
	6. Зависимость от нагрузки
	7. Высокая стоимость при работе по неровной и рыхлой поверхности

3. Электрический привод



1. Генератор.
2. Электромотор.
3. Электродвигатель.
4. Дифференциал с ПП.

Преимущества	Недостатки
1. Высокая жесткость конструкции	1. Сложность при работе по неровной и рыхлой поверхности
2. Высокая надежность при работе по неровной и рыхлой поверхности	2. Высокая стоимость
3. Простота управления и обслуживания	3. Сложность при работе по неровной и рыхлой поверхности
4. Низкая стоимость при работе по неровной и рыхлой поверхности	

Рисунок 1 – Типы приводов

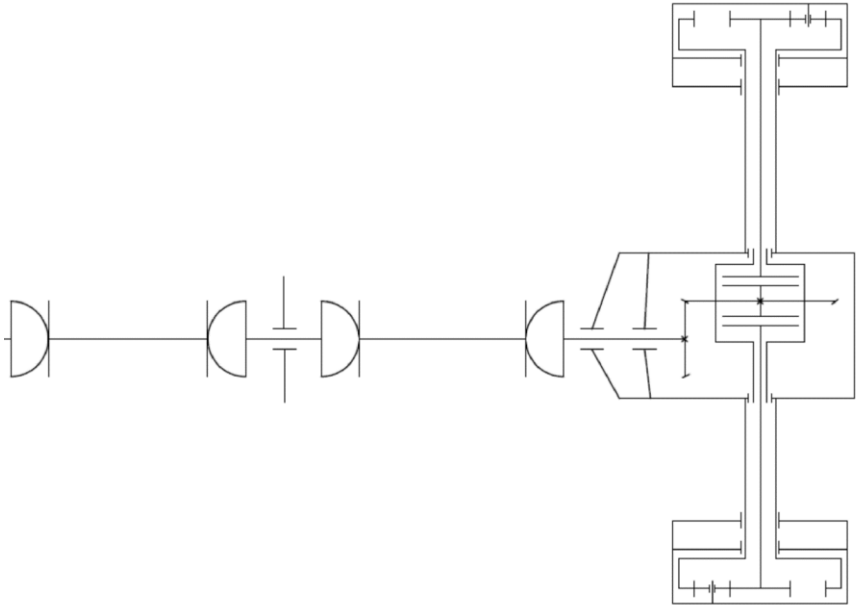


Рисунок 2 – Кинематическая схема активного полуприцепа

КПД ПРИВОДА ПОЛУПРИЦЕПА.

$$\eta = \eta_{\text{кардана}}^2 \cdot \eta_{\text{подшипника}}^4 \cdot \eta_{\text{конической}} \cdot \eta_{\text{муфты}} \cdot \eta_{\text{планетарной}} = 0,99^2 \cdot 0,995^4 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,85 \quad (1)$$

МОЩНОСТНОЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АКТИВНОГО ПОЛУПРИЦЕПА

Сила необходимая для преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$F_k \geq F_\Psi = G_a \cdot \Psi \cdot V_{\text{тр}} \quad (2)$$

Сила, реализуемая ведущими колесами без буксования:

$$F_k \leq F_\phi = G_\phi \cdot \phi \quad (3)$$

где G_{ϕ} – сцепной вес тягача для МТЗ 82 без включенного привода прицепа:

$$G_{\phi} = (m_{\text{тр}} + m_{\text{цы}}) \cdot g = (4000 + 2000) \cdot 9.81 = 72594 \text{ Н}. \quad (4)$$

При этом 70 % веса приходится на заднюю ось, а 30 % – на переднюю, а с включенным приводом прицепа:

$$G_{\phi} = (m_{\text{тр}} + m_{\text{пр}}) \cdot g = (4000 + 9000) \cdot 9.81 = 127530 \text{ Н}. \quad (5)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Силовой анализ тягача с активным полуприцепом при $v=5$ км/ч

Вид покрытия	ϕ	ψ	$F_{\text{фвыкл}}$	$F_{\text{фвкл}}$	F_{ψ}
Сухой асфальт	0,75	0,017	54445,5	95647,5	3011,1
Грунтовая дорога	0,55	0,020	39926,7	70141,5	3542,5
Обледенелая дорога	0,07	0,023	5081,6	8927,1	4073,9
Песок	0,25	0,2	18148,5	31882,5	35425
Дорога в распутицу	0,25	0,17	18148,5	31882,5	30111,3

Зная силу, которую могут реализовать ведущие колеса, и силу, требуемую для дальнейшего движения тягача, найдем мощность, подводимую на колеса требуемую для преодоления сопротивления и реализуемую мощность колес (рис. 3).

$$P_{\text{к}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (6)$$

$$P = M \cdot \omega = \frac{F \cdot V}{r_0^2}, \quad (7)$$

$$P_{\text{фвыкл}} = \frac{F_{\text{фвыкл}} \cdot V}{r_0^2} = \frac{0,3 \cdot F_{\text{фвыкл}} \cdot V}{r_{0\text{пер}}^2} + \frac{0,7 \cdot F_{\text{фвыкл}} \cdot V}{r_{0\text{зад}}^2} = \left(\frac{0,3}{0,98^2} + \frac{0,7}{1,5^2} \right) F_{\text{фвыкл}} \cdot V = 0,62 \cdot F_{\text{фвыкл}} \cdot V, \quad (8)$$

$$\Delta P = P_{\text{дв}} - P_{\text{потр}} = P_{\text{дв}} - P_{\text{фвыкл}} \cdot \eta_{\text{пр}}, \quad (9)$$

$$P_{\text{фпр}} = \frac{F_{\text{фвкл}} \cdot V}{r_0^2} = \frac{0,43 \cdot F_{\text{фвкл}} \cdot V}{r_{0\text{пр}}^2} = 0,45 \cdot F_{\text{фвкл}} \cdot V, \quad (10)$$

$$\Delta P \cdot \eta_{\text{вом}} \cdot \eta_{\text{пр}} \geq P_{\text{пр}} \leq P_{\text{фпр}}, \quad (11)$$

$$P_{\Psi} = \frac{F_{\Psi} \cdot V}{r_0^2} = 0,46 \cdot \left(\frac{0,3}{r_{0\text{пер}}^2} + \frac{0,7}{r_{0\text{зад}}^2} \right) F_{\Psi} \cdot V + \frac{0,54 \cdot F_{\Psi} \cdot V}{r_{0\text{пр}}^2} =$$

$$(0,27 + 0,54) \cdot F_{\Psi} \cdot V = 0,81 \cdot F_{\Psi} \cdot V$$

Результаты расчетов приведены в табл. 2 и рис. 3.

Таблица 2 – Мощностной анализ тягача с активным полуприцепом

Вид покрытия	P_{ϕ}	P_{Ψ}	ΔP	$P_{\text{пр}}$
Сухой асфальт	46,9	3,3	1,4	1,1
Грунтовая дорога	34,4	3,9	17	13,9
Обледенелая дорога	4,4	4,5	54,5	5,57
Песок	15,6	39,4	40,5	19,9
Дорога в распутицу	15,6	33,5	40,5	19,9

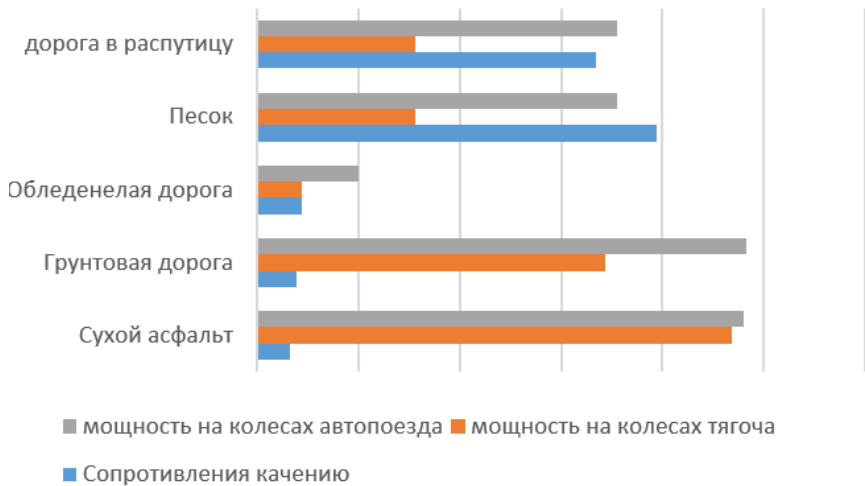


Рисунок 3 – Мощностная характеристика тягача с активным полуприцепом

СКОРОСТНОЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЯГАЧА С АКТИВНЫМ ПОЛУПРИЦЕПОМ

В связи с тем, что сопротивление качению зависит от скорости движения, мы определим максимальную скорость движения трактора с груженым прицепом без буксования ведущих колес на различных грунтах (рисунок 4).

$$V_{max\phi} = \frac{G_{\phi} \cdot \phi}{G_a \cdot \Psi} \leq V_{max}, \quad (13)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 3, рис. 4.

Таблица 3 – Скоростной анализ тягача с активным полуприцепом

Вид покрытия	$V_{max\phi_{выкл}}$	$V_{max\phi_{вкл}}$
Сухой асфальт	9,44	9,44
Грунтовая дорога	9,44	9,44
Обледенелая дорога	1,73	3,04
Песок	0,71	1,25
Дорога в распутицу	0,84	1,47

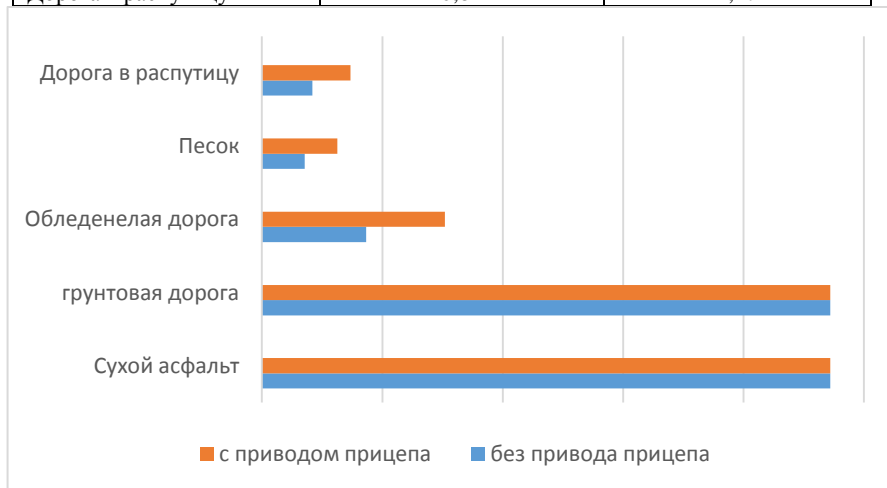


Рисунок 4 – Скоростная характеристика тягача с активным полуприцепом

ВРЕМЯ, ТРЕБУЕМОЕ ДЛЯ ПРЕОДОЛЕНИЯ 100 М УЧАСТКОВ
С РАЗЛИЧНЫМ ПОКРЫТИЕМ

$$t = \frac{S}{V}, \quad (14)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Время, за которое тягач преодолевает 100 м

Вид покрытия	$t_{\text{выкл}}$	$t_{\text{вкл}}$
Сухой асфальт	10,6	10,6
Грунтовая дорога	10,6	10,6
Обледенелая дорога	57,8	32,9
Песок	140,8	80
Дорога в распутицу	119	68

МАКСИМАЛЬНЫЙ УГОЛ ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО ПОДЪЕМА
ПРИ СКОРОСТИ 5 КМ/Ч

Максимальный угол преодолеваемого подъема зависит от начала пробуксовывания ведущих колес и равен:

– для тягача с активным полуприцепом:

$$G_a \cdot \varphi \cdot \sin(90 - \alpha) \geq G_a \cdot V_a \cdot \Psi \cdot \sin(90 - \alpha) + G_a \cdot \cos(90 - \alpha), \quad (15)$$

$$\alpha \leq 90 - \text{arcctg}(\varphi - \Psi \cdot V_a), \quad (16)$$

$$\alpha \leq \sin^{-1} \frac{P_e \cdot \eta \cdot r_0^2}{G_\varphi \cdot V_a} = \sin^{-1} (60000 \cdot 0,85 \cdot \frac{3,6}{72594 \cdot 5 \cdot 0,62}), \quad (17)$$

– для тягача с прицепом:

$$G_\varphi \cdot \varphi \cdot \sin(90 - \alpha) \geq G_a \cdot V_a \cdot \Psi \cdot \sin(90 - \alpha) + G_a \cdot \cos(90 - \alpha), \quad (18)$$

$$\alpha \leq 90 - \text{arcctg} \left(\varphi \cdot \frac{G_\varphi}{G_a} - \Psi \cdot V_a \right), \quad (19)$$

$$\alpha \leq \sin^{-1} \frac{P_e \cdot \eta \cdot r_0^2}{G_\varphi \cdot V_a}. \quad (20)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 5.

Таблица 5 – Максимальный угол преодолеваемого тягачом подъема при скорости 5 км/ч

Вид покрытия	$\alpha_{\text{выкл}}$	$\alpha_{\text{вкл}}$
Сухой асфальт	22	22
Грунтовая дорога	15,91	21
Обледенелая дорога	0,4	2,2
Песок	–	–
Дорога в распутицу	–	0,8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПРИВОДА ПРИЦЕПА

С учетом того факта что вал отбора мощности при синхронном вращении с колесами делает 3,4 об/м то передаточное число привода прицепа будет определено по формуле:

$$u_{\text{пр}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot r_0}{3,4} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 0,98}{3,4} = 3,62, \quad (21)$$

где

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{конической}} \cdot u_{\text{планетарной}} \cdot \quad (22)$$

Для увеличения ремонтпригодности мы унифицируем колесный редуктор с колесным редуктором МАЗ 5440 имеющий передаточное число:

$$u_{\text{планетарной}} = 2,9. \quad (23)$$

Следовательно

$$u_{\text{конической}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{планетарной}}} = \frac{3,62}{2,9} = 1,25. \quad (24)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из расчетов, можно увидеть, что наибольшую пользу активный полуприцеп приносит на дорогах с плохим покрытием.

В частности, скорости на песчаном покрытии и обледенелой дороге при помощи полуприцепа возрастают почти двукратно, а максимальный угол подъема на обледенелой дороге увеличивается в 3,5 раз. Однако стоит заметить, что подъем по песку все также недопустим.

Из-за использования в качестве тягача трактора мы имеем меньшие запасы мощности что ограничивает повышение проходимости, однако при использовании в качестве тягача магистрального автопоезда, который имеет большую крейсерскую скорость, а, следовательно, и большие потери энергии на преодоление сопротивления воздуха излишняя мощность на скоростях преодоления плохих дорожных условий будет в разы выше, что приведет к более значительному повышению проходимости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алябьев, Б. А. Сухопутный транспорт леса / Б. А. Алябьев, Б. И. Ильин. – Москва: Лесная промышленность, 1990. – 417 с.
2. Руктешель, О. С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 01 01 «Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте», 1-44 01 02 «Организация дорожного движения» / О. С. Руктешель. – Минск.: БНТУ, 2015. – 80 с.

Представлено 10.04.2023

**СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ
ЗАМЕЩЕНИЯ ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА
С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

**METHODS FOR DETERMINING THE PARAMETERS
OF THE EQUIVALENT CIRCUIT OF THE TRACTION INDUCTION
ELECTRIC MOTOR OF A TRACTOR
WITH AN ELECTROMECHANICAL POWER TRAIN**

Жданович Ч. И.¹, канд. техн. наук, доц.,
Калинин Н. В., ст. науч. сотр.,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

Ch. Zhdanovich¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
N. Kalinin², Senior Researcher,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

Перечислены возможные способы определения параметров схемы замещения тягового асинхронного электродвигателя трактора с электромеханической трансмиссией. Предложен экспериментальный способ определения параметров схемы замещения.

The possible options for determining the parameters of the equivalent circuit of a traction induction electric motor of a tractor with an electromechanical power train are listed. An experimental method for determining the parameters of the equivalent circuit is proposed.

Ключевые слова: *схема замещения, ток холостого хода, реактивное сопротивление рассеяния, активное сопротивление, реактивное сопротивление магнитной цепи.*

Keywords: *equivalent circuit, no-load current, leakage reactance, resistance, magnetic reactance.*

ВВЕДЕНИЕ

Для построения тяговой характеристики трактора с электро-механической трансмиссией по методике [1–3] необходимо знать параметры Т-образной схемы замещения электродвигателя: реактивное сопротивление рассеяния статора x_1 и приведенное реактивное сопротивление рассеяния ротора x'_2 , реактивное сопротивление магнитной цепи x_0 , активное сопротивление статора r_1 и приведенное активное сопротивление ротора r'_2 . Также нужно знать ток холостого хода I_0 .

Определение параметров схемы замещения тягового асинхронного электродвигателя (ТАД) трактора возможно:

- при проектировании электродвигателя;
- выполняя опыты с электродвигателем;
- теоретически по каталожным параметрам.

При проектировании ТАД расчеты параметров схемы замещения выполняются вместе с расчетом параметров электродвигателя [4]. Параметры схемы замещения, полученные при проектировании ТАД, могут быть у его производителя. Если нет возможности запросить значения параметров схемы замещения либо производитель не может их предоставить, определять значение параметров схемы замещения для выбранного ТАД придется самостоятельно.

В случае отсутствия возможности провести опыты с электродвигателем рассчитать параметры схемы замещения можно теоретически по каталожным параметрам, методики рассмотрены, например, в [5; 6]. Но все предложенные методики предлагают найти параметры схемы замещения с определенным приближением.

ГОСТ ИЕС 60034-28–2015 [7] регламентирует проведение опытов с асинхронным электродвигателем и предлагает формулы, позволяющие определять параметры схемы замещения на основании проводимых опытов. Существует ГОСТ 7217–87 [8], который также регламентирует определение параметров схемы замещения ТАД. На основании ГОСТ ИЕС 60034-28–2015 с использованием ГОСТ 7217–87 предложим методику для опытного определения параметров схемы замещения ТАД.

ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ ЗАМЕЩЕНИЯ

Согласно ГОСТ ИЕС 60034-28–2015 [7], для определения необходимых параметров схемы замещения можно провести опыт холостого хода, построение нагрузочной характеристики, опыт короткого замыкания (испытание при заторможенном роторе) и опыт при реверсе. Согласно [7], построение нагрузочной характеристики служит альтернативой опытам при заторможенном роторе и при реверсе. Учитывая это, а также то, что опыты при реверсе и заторможенном роторе могут вызвать перегрев и разрушение двигателя, ограничимся опытом холостого хода и построением нагрузочной характеристики.

Опыт холостого хода проводится при номинальной частоте напряжения. Двигатель должен работать без нагрузки. Перед проведением опыта двигатель должен работать в течение времени, указанного в [8]. Напряжение изменится от примерно 110 % до 20 % от номинального; берется не менее десяти значений напряжений, одно из них должно соответствовать номинальному напряжению. Измеряются: напряжение U_1 , потребляемый ток I_1 , активная мощность P_1 . После испытаний измеряется температура в соответствии с [9, п. 8.6.2].

Во время *опыта нагрузки* измеряются значения: потребляемого тока I_1 (полного тока статора), потребляемого напряжения U_1 , потребляемой активной мощности P_1 и частоты вращения вала двигателя n_2 . Прилагаемая нагрузка должна изменяться примерно от 25 % до 125 % (не менее 10 точек), начинать следует с максимальных нагрузок [7].

Расчеты параметров схемы замещения и других величин, требуемых для их определения, проводится по [7] на основании данных опытов холостого хода и нагрузки.

ГОСТ ИЕС 60034-28–2015 не позволяет точно определить отношение x_1/x'_2 по экспериментальным данным. Для определения сопротивлений рассеяния нужно по [7] принять: $x_1/x'_2=1$ – для обычных электродвигателей, $x_1/x'_2 = 0,67$ – для двигателей с глубокопазым ротором или двойной беличьей клеткой. Согласно [4, с. 159–160], $x_1/x'_2 = 0,7...1$. ГОСТ 7217–87 для определения значения x_1 отдельно от x'_2 предлагает воспользоваться ГОСТ 10169–77 [10] для синхронных двигателей. Определение x_1 по [10] создает дополни-

тельные трудности: необходимо выполнить в требуемом порядке операции по демонтажу ротора, нужна эталонная катушка, нужно ее правильно подключить и т. д. Расчеты показывают, что для двигателя, используемого в электромеханической трансмиссии трактора [1–3], можно принять $x_1/x'_2 = 1$, как предлагает [7] для обычных электродвигателей. При этом погрешность расчетов по [3] составит 0,02 % по сравнению с использованием значений, предоставленных изготовителем ТАД трактора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Определить параметры схемы замещения $x_0, x_1, x'_2, r_1, r'_2$ асинхронного электродвигателя, необходимые для выполнения тягового расчета трактора по методике [1–3], можно по ГОСТ ИЕС 60034-28–2015 [7]. Для этого необходимо выполнить опыт холостого хода и снять нагрузочную характеристику, после чего рассчитать параметры схемы замещения по формулам, приведенным в [7]. При проведении опыта холостого хода измеряются: напряжение, ток, активная мощность; для нагрузочной характеристики также измеряются обороты вала двигателя. Оба опыта проводятся при номинальной частоте напряжения.

Распределение суммарной индуктивности рассеяния на статорную (ей соответствует x_1) и роторную (ей соответствует x'_2) основывается на определенных допущениях. Для двигателя, используемого в электромеханической трансмиссии [1–3], это приводит к очень малой погрешности (0,02 %). Определить x_1 отдельно от x'_2 экспериментальным путем можно по ГОСТ 10169–77, что потребует использования эталонной катушки и проведения работ по демонтажу ротора двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович, Ч. И. Реализация тяговых возможностей трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2021. – № 1 (54). – С. 5–14.
2. Жданович, Ч. И. Тяговый КПД трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Актуальные вопросы машиностроения: сб. научн. тр. / Объедин. ин-т машино-

строения НАН Беларуси; редкол.: С. Н. Поддубко [и др.]. – Минск, 2020. – № 9. – С. 131–135.

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

4. Гольдберг, О. Д. Проектирование электрических машин / О. Д. Гольдберг, Я. С. Гурин, И. С. Свириденко. – М.: «Высшая школа», 1984. – 431 с.

5. Прищепов, М. А. К вопросу о расчете параметров схемы замещения асинхронных двигателей по каталожным данным / М. А. Прищепов // Агропанорама. – 2021. – №3 (145). – С. 23–27.

6. Еремочкин, С. Ю. К вопросу выбора достоверного метода расчета параметров схемы замещения асинхронного двигателя / С. Ю. Еремочкин, А. А. Жуков, Д. В. Дорохов // Вестник НГИЭИ. 2022. № 12 (139). С. 43–53.

7. Машины электрические вращающиеся. Часть 28. Методы испытаний для проведения параметров эквивалентной схемы замещения трехфазных низковольтных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором: ГОСТ ИЕС 60034-28-2015. – Введ.: 01.11.2017. – Минск: Госстандарт, 2017. – 30 с.

8. Машины электрические вращающиеся. Двигатели асинхронные. Методы испытаний: ГОСТ 7217-87. – взамен ГОСТ 7217-79. – Введ. 01.01.1988. – Минск: Госстандарт, 2014. – 42 с.

9. Машины электрические вращающиеся. Часть 1. Номинальные значения параметров и эксплуатационные характеристики: ГОСТ ИЕС 60034-1-2014 – взамен ГОСТ МЭК 60034-1-2007. – Введ. 01.05.2017. – Минск: Госстандарт, 2017. – 62 с.

10. Машины электрические трехфазные синхронные. Методы испытаний: ГОСТ 10169-77. – взамен ГОСТ 10169-68. – Введ. 01.01.78. – Минск, Госстандарт – 84 с.

Представлено 15.05.2023

УДК 656.053.7

АНАЛИЗ МЕТОДОВ И РАСЧЕТ ОЖИДАЕМОЙ ШУМНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

ANALYSIS OF METHODS AND CALCULATION OF EXPECTED NOISINESS OF TRANSPORT MACHINES

Василевич Ю. В.¹, д-р физ.-мат. наук, проф.,

Неумержицкая Е. Ю.², канд. физ.-мат. наук, доц.,

Беляцкая Л. Н.¹, канд. физ.-мат. наук, доц.,

Алейников И. А.¹, студ., **Цыбульский М. А.**¹, студ.,

¹Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

²Академия последиplomного образования,

г. Минск, Республика Беларусь

Yu. Vasilevich¹, Doctor of Physics and Mathematics, Professor,

E. Neumezhitskaya², Ph.D. in Phys.-Math., Associate Professor,

L. Belyatskaya¹, Ph.D. in Phys.-Math., Associate Professor,

I. Aleinikov¹, stud., M. Tsybulskiy¹, stud.,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²Postdiploma Education Academy, Minsk, Belarus

Дан анализ оценки ожидаемой шумности машин.

An analysis of the expected noisiness of machines is given.

Ключевые слова: *транспортная машина, акустика, шумозащита, звукоизоляция, частота.*

Keywords: *transport vehicle, acoustics, noise protection, soundproofing, frequency.*

ВВЕДЕНИЕ

Снижение уровней шумности машин является одной из актуальных научно-технических проблем последних десятилетий в связи с увеличением энерговооруженности транспортных машин, рабочих скоростей, разработкой новых типов машин. Увеличение уровня шума ухудшает здоровье человека, снижает производительности труда, растет акустическое загрязнение среды обитания. В итоге, проблема защита от шума сводится к решению двух важных проблем – охраны окружающей среды и труда.

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ РАСЧЕТА ПРОГНОЗИРУЕМОЙ ШУМНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Методика расчета прогнозируемой шумности машин включает следующие этапы исследования: акустическая оценка источника шума, включая информацию о его мощности W ; путей распространения и выявления источников звука. Поскольку транспортные машины функционируют на разных режимах, поэтому шум, излучаемый ими, носит стохастический характер, мощность которого описывается функцией, зависящей от времени t и частоты f .

$$W = F(t, f)$$

При работе машины в стационарном режиме шума, как правило, приписывают детерминированный характер распространения и его мощность является функцией только от частоты f , т. е. $W = F(f)$.

В связи с разнообразными реальными источниками шума, представляющими колебательные системы сложной формы, расчет их затруднен. Для упрощения расчетов введена система идеализированных излучателей звука простой формы. В итоге в зависимости от типов излучателей изучают действия распространения плоских, цилиндрических или сферических волн.

Как правило, источники звука на транспортных машинах находятся на небольших расстояниях друг от друга. Принято [1], что если источники расположены на расстоянии $R \geq \lambda/6$, где λ – длина звуковой волны, м; то они некогерентны. Источники звука некогерентны в диапазоне частот, начинающейся в $f \geq 110\text{--}200$ Гц. При некогерентности при наложении нескольких i звуковых волн с эффективным звуковым давлением суммарное эффективное звуковое давление рассчитывается по формуле:

$$P_{\text{сум}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n P_i^2} \text{ ,}$$

и тогда суммарный уровень звукового давления

Следует отметить, что при расчетах основной акустической характеристикой является звуковая мощность источника W , которая

не зависит от размеров замкнутого объема, где установлен источник. Вследствие изложенного акустические расчеты транспортных машин осуществляются при $W = \text{const}$. При действии n источников звуковая мощность в расчетной точке равна:

$$W = \sum_{i=1}^n W_i.$$

При использовании статистической теории при идеализации акустических процессов, обусловленной неучетом волновой природы звука, и положенной в основу методов расчета ожидаемой шумности транспортных машин, должны быть учтены общепринятые ограничения и допущения [2; 3].

Предположение об идеализации диффузности звукового поля в замкнутых объемах транспортных машин во всем диапазоне частот является неприемлемым из-за того, что поле не обладает свойствами однородности и изотропности. Как отмечено в [3] «в первом приближении звуковое поле в замкнутом объеме может рассматриваться как диффузное, если в нем содержится достаточно большое число, как правило более 10, мод его колебаний».

Подытоживает предположение о диффузности звукового поля в замкнутых объемах транспортных машин согласно определению Шредера «звуковое поле в случае спадов отраженной энергии имеет квазидиффузный характер, обусловленный наличием в каждой точке объема результирующего потока энергии при сохранении формального признака диффузности по изотропности угловой направленности элементарных потоков». Поэтому весь частотный диапазон для замкнутых объемов транспортных машин подразделяется на три основные области: квазидиффузного звукового поля – начиная с частоты $f \geq f_{\text{диф}}$; отраженной звуковой энергии при $f_{\text{отр}} \leq f < f_{\text{диф}}$; вынужденных колебаниях – при $f_{\text{в}} < f < f_{\text{отр}}$.

Граница квазидиффузного поля находится из выражения

$$f_{\text{диф}} = 500 / \sqrt[3]{V},$$

где V – объем замкнутого пространства, м³.

Поскольку объемы кабин и отсеков транспортных машин в среднем составляют 3–5 м³, то начиная с частот 230–320 Гц поле в них можно считать квазидиффузным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные расчетные схемы для определения воздушной составляющей шума транспортных машин приведены в [4]. Приведенная научно-техническая информация в указанном источнике является базовой при разработке новых расчетных схем, т. е. если приведенные схемы не соответствуют разрабатываемой машине, то при разработке новой расчетной схемы необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

- при наличии на транспортной машине активного функционирующего рабочего технического устройства расчет шума от него рекомендуется осуществлять как для двигателя без капота;
- традиционно изготавливаемые шестерни зубчатых передач редукторов, коробок передач и др. из металла заменить на композиционный материал, обеспечивающий прочность, долговечность работы и значительное снижение шума;
- на контактную рабочую зону соприкасающихся зубьев зубчатых передач наносить специальный сплав, обеспечивающий надежную работу механизмов и снижения уровня шума [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Скучек, Е. Простые и сложные колебательные системы / Е. Скучек. – М.: Мир, 1971. – 557 с.
2. Maekawa, Z. Noise Reduction by Distance from Sources of Various Shapes / Z. Maekawa // *Applied Acoustics*. – 1970. – № 3. – P. 225–238.
3. Иванов, Н. И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н. И. Иванов. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
4. Техническая акустика транспортных машин / Л. Г. Балишенская [и др.]: под ред. Н. И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.
5. Шелег, В. К. Технологии нанесения покрытий для снижения шума, генерируемого зубчатыми передачами / В. К. Шелег, Минь Ма, М. А. Кравчук // *Инновационные технологии в машиностроении Полоц. гос. ун-т*, 2023. – С. 16–18.

Представлено 15.05.2023

УДК 631.3.072

**НАВЕСНОЕ УСТРОЙСТВО ТРАКТОРА И СИСТЕМА
ЕГО УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ
ПОЛОЖЕНИЯ ЛИНИИ ТЯГИ**

**TRACTOR HINGED ARRANGEMENT AND ITS CONTROL
SYSTEM FOR REGULATION OF TRACTION LINE POSITION**

Захаров А. В.¹, канд. техн. наук, доц., **Филипова Л. Г.**², ст. преп.,
Захарова И. О.¹, асс.,

¹УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Zakharov¹ Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
L. Filipova², Senior Lecturer, I. Zakharova¹, assistant,

¹Belarusian state agrarian technical University. Minsk, Belarus

²Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье описана система управления навесного устройства трактора с возможностью автоматического регулирования направления линии тяги в агрегате.

The article describes the control system of the tractor hinged device with the ability to automatically control the direction of the traction line in the unit.

Ключевые слова: трактор, навесное устройство, система управления, линия тяги, центр вращения тяг.

Keywords: tractor, hinged device, control system, traction line, center of traction rotation.

ВВЕДЕНИЕ

Рационально выбранные точки крепления подъемно-навесного устройства к заднему мосту сельскохозяйственного трактора и его геометрические размеры должны обеспечивать:

- возможность быстрого заглубления в почву рабочих органов навесного орудия без принудительного внешнего воздействия на наименьшем пути заглубления;
- стабильность хода орудия по глубине;

- догрузку задних колес трактора с целью увеличения сцепного веса и его тягово-сцепных свойств;
- допустимую разгрузку передних колес трактора с целью сохранения управляемости;
- постоянную ширину захвата навесной машины вследствие устойчивого прямолинейного движения МТА.

У тракторов «Беларус» особенно тяговых классов 4 и 5 перечисленные требования выполняются недостаточно, в результате имеет место увеличенный путь заглабления с/х орудия и сниженная стабильность глубины почвообработки. Эти недостатки компенсирует установленная на тракторе электрогидравлическая система регулирования навесного устройства трактора фирмы BOSCH-REXROTH. Однако постоянная коррекция положения навесного устройства, а вместе с ним и с/х орудия ведет к увеличению энергозатрат на привод насоса, нагреву рабочей жидкости и т. п. К этому также добавляются автоколебания, вызванные продольными дифферентами при переезде макро- и микрорельефа полей, вызывающие и вовсе ложный сигнал у датчиков положения системы регулирования.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для уменьшения пути заглабления рабочих органов необходимо, чтобы (центр вращения) ЦВ тяг (навесного устройства) НУ находился впереди оси подвеса (ось, проходящая через точки крепление с/х орудия к тягам трактора). В этом случае угол входа рабочих органов с/х орудия γ должен иметь положительное значение и находиться в пределах $\gamma = 0,05-0,09$ рад ($3-5^\circ$).

Положительное значение заглабляющего момента $M_{\text{заг}}$ в определенных пределах обеспечивает и стабильность хода рабочих органов по глубине. Заглабляющую способность плугов оценивают по удельному заглабляющему моменту $m_{\text{загл}}$, приходящемуся на единицу ширины захвата плуга.

Исходя из вышеизложенного, для поддержания необходимого пути заглабления с/х орудия и повышения стабильности глубины работы необходимо ЦВ тяг НУ располагать на определенном расстоянии (плече) от результирующей тягового сопротивления или наоборот результирующую тягового сопротивления располагать на определенном расстоянии (плече) от центра вращения тяг НУ.

Первому варианту посвящено большое количество работ. На старых тракторах МТЗ кронштейн крепления верхней тяги выполнен с тремя отверстиями для ее перестановки, таким образом, изменяли продольную координату ЦВ тяг НУ, плечо и заглубляющий момент. Перестановку осуществляли при смене типа почвы торфяник, суглинок и т. д.

Второй вариант предусматривает изменять избыточное давление в гидроцилиндре в зависимости от знака усилия (– вверх, + вниз) в захватах крепления с/х орудия в нижних тягах навесного устройства трактора.

Так как новое НУ, устанавливаемое на тракторах «Беларус» имеет два гидроцилиндра работающие только на подъем, а опускание происходит под собственным весом необходимо установить гидроцилиндры двойного действия, что приведет к удорожанию НУ, поэтому рациональнее установить двусторонний гидроцилиндр вместо верхней тяги. В электрогидравлическую систему регулирования включить электромагнитный клапан и гидроаккумулятор (рис. 1). На старых тракторах МТЗ схожие функции выполнял гидроувеличитель сцепного веса (ГСВ). Им вручную устанавливалось давление подпора в полости подъема гидроцилиндра, которое оставалось постоянным в процессе работы.

Еще одно требование, которое необходимо учитывать - направление линии тяги должно находиться в одной продольно-вертикальной плоскости с центром вращения тяг НУ. В противном случае будет происходить перекося навесного устройства и нарушена работа с/х орудия, большое перераспределение нагрузки между задним правым и левым колесами, что влечет к снижению тягово-сцепных свойств и курсовой устойчивости агрегата в целом [1; 2]. Например, в работе [3] Шарова Н.М. доказывается, что для пахотного агрегата на базе колесного трактора класса 1,4 с трехкорпусным плугом ЦВ тяг НУ должен находиться в зоне линии действия силы тяжести. Наилучшая равномерность глубины хода достигается, если опорное колесо плуга расположено на расстоянии $l_{пл} = 0,7$ м от оси подвеса. В своих исследованиях Ким Л. Х. [4] объясняет, что перестановкой опорного колеса орудия с переднего положения на заднее можно добиться оптимального направления линии тяги, при котором глубина работы с/х орудия будет стабильна. И приводит экспериментальные данные, что при пахоте плугом с задним

расположением опорного колеса, расход топлива составил 14,28–14,45 кг/га вместо 18,3–19,19 кг/га у плуга с передним расположением опорного колеса.

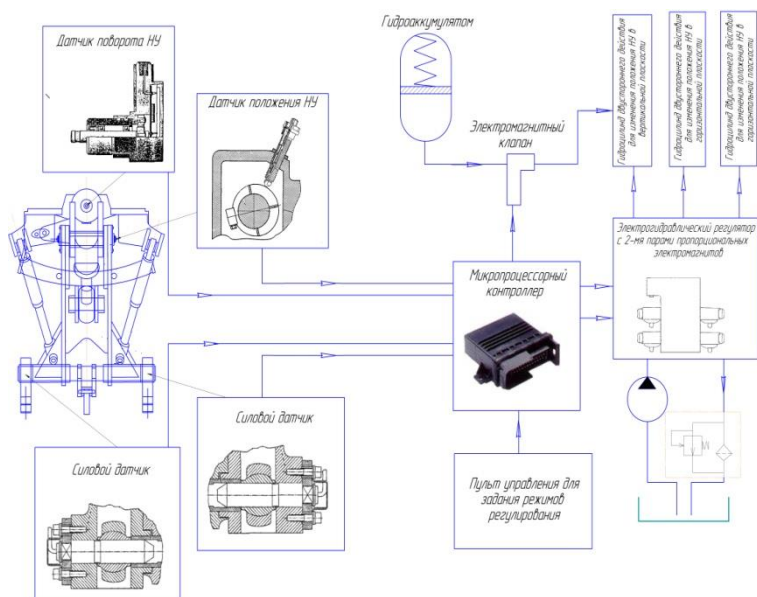


Рисунок 1 – Функциональная схема системы управления навесного устройства трактора с возможностью автоматического регулирования направления линии тяги в агрегате

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализировав многочисленные работы, посвященные взаимодействию трактора с сельхозорудием выяснено, что поддержание взаимного расположения результирующей тягового сопротивления и центра вращения тяг навесного устройства трактора дает ощутимые энергетические эффекты. Однако данных по автоматизации процесса поддержания оптимального взаимного расположения результирующей тягового сопротивления с/х орудия и центра вращения тяг навесного устройства трактора не приводится. Предложена функциональная схема системы управления навесного устройства трактора с возможностью регулирования направления линии тяги в пространстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Синеоков, Г. Н. Проектирование почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. – Москва: Машиностроение, 1965. – 310 с.
2. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет / Б. Г. Турбин [и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1967. – 577 с.
3. Шаров, Н. М. Изыскание оптимальных значений параметров навесного устройства трактора для работы с плугом: автореф. дис. канд. техн. наук / Н. М. Шаров. – Москва: МИИСП, 1965. – 20 с.
4. Ким, Л. Х. Исследование и усовершенствование механизмов навески многокорпусных плугов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Л. Х. Ким; объедин. Совет ВИСХОМ и НАТИ. – Москва, 1966. – 36 с.

Представлено 05.04.2023

УДК 620.9

ПЕРЕДВИЖНАЯ СТАНЦИЯ СОЛНЕЧНЫХ БАТАРЕЙ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА ТРАКТОРНОМ ПРИЦЕПЕ 2ПТС-4,5

MOBILE STATION SOLAR PANELS INSTALLED ON A TRACTOR TRAILER 2PTS-4.5

Олимжонов Р. З., асс., Камбарова Д. У., асс.,

Ташкентский государственный технический университет
им. Ислама Каримова, г. Ташкент, Республика Узбекистан.

R. Olimjonov, assistant, D. Kambarova, assistant,
Tashkent State Technical University
named after Islam Karimov, Tashkent, Republic of Uzbekistan.

В данной статье рассмотрена конструкция передвижной станции солнечных батарей, установленная на тракторном прицепе 2ПТС-4,5. Размещение солнечных батарей на площадке тракторного прицепа, с помощью которых происходит улавливание солнечного света, регулируя панель гидравлическим силовым цилиндром. Рассмотрен эффективный угол падения, при котором получены наилучшие показатели выработки электрического тока.

This article discusses the design of a mobile solar battery station installed on a 2PST-4,5 tractor trailer. Placement of solar panels on the platform of the tractor trailer, with the help of which the sunlight is captured by adjusting the panel with a hydraulic power cylinder. The effective angle of incidence is considered, at which the best indicators of electric current generation are obtained.

Ключевые слова: *передвижная станция, солнечная батарея, гидравлический силовой цилиндр, водосберегающие технологии.*

Keywords: *mobile station, solar battery, hydraulic power cylinder, water-saving technologies.*

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день проблема нехватки энергии и энерго ресурсов составляет одним из лидирующих позиций– ресурсы планеты не бесконечны! За время своего существования человечество изрядно опустошило то, что было дано природой. На данный момент активно проводится добыча угля и нефти, природные запасы которых, с каждым днем становятся все меньше.

Именно поэтому особенное внимание всегда уделялось естественным источникам энергии, таким, к примеру, естественное освещение, вода или ветер. Наконец, спустя столько лет активных исследований и разработок человечество «доросло» до использования энергии Солнца на Земле. Солнце является самым доступным на сегодняшний день поставщиком тепловой энергии на земле. Именно о нем и пойдет далее речь.

Природно-климатические условия Узбекистана исключительно благоприятны для широкого использования альтернативных источников энергии, таких как солнечная и ветровая, при производстве электроэнергии и тепла.

Солнечная батарея – бытовым термин, использующий в разговорной речи или не научной прессе. Обычно под термином «солнечная батарея» подразумевается несколько объединенных фотоэлектрических преобразователей (фотоэлементов) – полупроводниковых устройств, прямо преобразующих солнечную энергию в постоянный электрический ток [2].

В солнечных батареях используются кремниевые кристаллы. При попадании на них солнечного света в них образуется направленное движение электронов, которое называется электрическим

током. При соединении достаточного количества таких кристаллов получаем вполне приличные по величине токи: одна панель площадью чуть больше метра (1,3–1,4 м²) при достаточном уровне освещенности может выдать до 270 Вт (напряжение 24 В).

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Каждый год в Узбекистане осваиваются новые плодородные земли, так как эти земли нельзя оросить проточной водой возникает проблема в том, как выполнить полив этих земель. С года в год ухудшается экологическая составляющая всей земли, погода в летний период засушливая и осадки в виде дождя ожидаются все реже. В стране принимаются последовательные меры по кардинальному реформированию механизмов использования водных ресурсов, обеспечению их рационального и эффективного использования, поддержке и стимулированию внедрения водосберегающих технологий в отраслях экономики, а также улучшению мелиоративного состояния орошаемых земель.

Однако, общая площадь применения водосберегающих технологий орошения составляет всего 75 тыс. гектаров, или 1,7 % от общей площади орошаемых земель, что обуславливает необходимость дальнейшей активизации мер, направленных на расширение использования водосберегающих технологий в сельском хозяйстве и обеспечение эффективности использования водных ресурсов.

В целях дальнейшего расширения механизмов стимулирования внедрения водосберегающих технологий орошения и повышения эффективности использования водных ресурсов в сельском хозяйстве, а также улучшения плодородности сельскохозяйственных земель, требуется увеличить зону покрытия водосберегающими технологиями. Плодородная земля, находящаяся в труднодоступном для воды месте, необходимо довести ее методом перекачки, но стоит еще один вопрос электрификации. В труднодоступной местности выбирается наиболее ровная поверхность устанавливается резервуар для хранения воды или вырывается бассейн, который заполняется водой. Устанавливаются фильтры и насос для того, чтобы запустить насосы необходима электрическая энергия. Предлагаемая конструкция (рис. 1) может решить вопрос по электроснабжению.

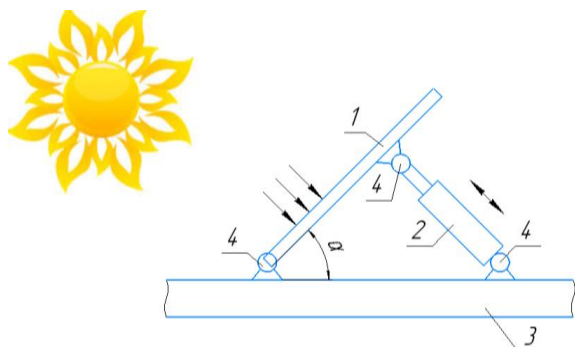


Рисунок 1 – Схема расположения рабочих органов:

1 – солнечная панель; 2 – гидроцилиндр возвратно поступательного действия; 3 – платформа прицепа; 4 – опорные шарниры; α – угол наклона панели относительно передвижной площадки в зависимости от положения солнца

Чтобы запустить 3-х киловаттный насос, необходимая потребляемая мощность будет больше потребной в пятикратном размере $3 \times 5 = 15$ кВт. Одна солнечная панель вырабатывает примерно ≈ 1 кВт тока. Внутренние размеры кузова трактора прицепа 2ПТС-4.5 – не более 4100 мм длиной и 2250 мм шириной. Габаритные размеры солнечных батарей МСК-100 составляют: ширина 540 мм, высота 1200 мм, толщина 35 мм [3]. В данную плоскость кузова можно разместить 15 панелей солнечных батарей, которые будут удовлетворять нашу потребную мощность (рис. 2).

Конструкция состоит из передвижного состава, солнечных батарей, опорный подшипник USP208 – для крепления солнечных панелей на основании, шарнирный механизм, связанный с гидравлическим силовым цилиндром.

Как нам известно, земля крутится по своей оси вокруг солнца, тем самым меняясь днями и ночами. Нас интересует дневное время суток. Если рассмотреть траекторию хода солнца, необходимо менять положения (попадания лучей на плоскую поверхность солнечной батареи под углом 90°). При помощи гидравлического силового цилиндра мы сможем обеспечить необходимый угол наклона солнечных батарей, чтобы обеспечить наилучший угол попадания лучей солнца на плоскую поверхность солнечной батареи. Необходимо стремится получить наибольшую эффективность энергии путем регулирования угла падения солнечных лучей.

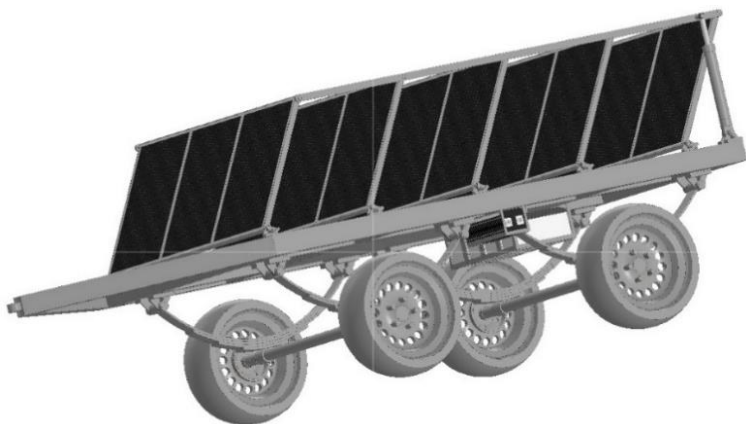


Рисунок 2 – 3D-модель передвижной станции солнечных батарей, установленных на тракторном прицепе 2ПТС-4,5

Приоритетными местами для размещения и использования альтернативных источников энергии, в нашем случае, передвижной станции солнечных батарей, установленных на тракторном прицепе 2ПТС-4,5 являются:

- зоны децентрализованного энергоснабжения, где из-за низкой плотности населения сооружение традиционных электростанций и высоковольтных линий электропередач экономически невыгодно или практически неосуществимо [4];
- зоны централизованного энергоснабжения, где из-за неудовлетворительного состояния сетей либо дефицита мощности или энергии возникают частые отключения потребителей, что приводит к значительному экономическому ущербу и негативным социальным последствиям;
- населенные пункты и места временного пребывания людей, где существует проблема отопления, электроснабжения и горячего водоснабжения индивидуального жилья, места сезонной работы и отдыха, садово-огородных участков, индивидуального жилья и временных строений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. При помощи предложенной методики были рассмотрены интенсивности солнечной радиации, поступающей на наклонную поверхность солнечной батареи при различных углах наклона к горизонту и определены оптимальные углы наклона.

2. В темное время суток можно использовать накопленную энергию в аккумуляторах. Как освещение местности, можно подключить дополнительные агрегаты.

3. Рассмотрена на предмет возможностей и целесообразности передвижная станция солнечных батарей в частном секторе, а также изучены возможности использования солнечных электростанций в населенных пунктах, изолированных от центрального энергоснабжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постановление Президента Республики Узбекистан от 25.10.2019г. № ПП-4499 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://lex.uz/docs/4568386>. – Дата доступа: 15.03.2023.

2. Солнечная энергетика : учеб. пособие для вузов / В. И. Виссарионов [и др.]; под ред. В. И. Виссарионова. – М.: МЭИ, 2008. – 276 с.

3. Методы расчета ресурсов возобновляемых источников энергии: учеб. пособие / А. А. Бурмистров [и др.] ; под ред. В. И. Виссарионова. – М.: МЭИ, 2009. – 144 с.

4. “Solar roadways: the future of renewable energy?” [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://biblus.accasoftware.com/en/solar-roadways-the-future-of-renewableenergy>. – Дата доступа 19.11.2020.

Представлено 22.03.2023

УДК 681.523

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА

INCREASING THE ACCURACY OF THE ATTACHMENT POSI- TION MEASURING SYSTEM

Семашко Д. В.¹, маг., Ананчиков А. А.², канд. техн. наук, зав. сек.,

Бельчик Л. Д.², канд. техн. наук, вед. науч. сотр.,

¹Университет Национальной академии наук Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь,

²НИЦ «Бортовые системы управления мобильных машин» ОИМ
НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

D. Semashko¹, Master's student,

A. Ananchikov², Ph.D. in Engineering, Head of the Department of Elec-
trohydraulic Control Systems,

L. Belchik², Ph.D. in Engineering, Leading Researcher,

¹University of the National Academy of Sciences of Belarus,
Minsk, Belarus

²R&D Center «Onboard Control Systems of Mobile Machines»
the Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Belarus

Рассмотрены конструктивно-технологические способы повышения точности позиционирования навесного устройства трактора, которые позволяют повысить качество почвообрабатывающих операций. Полученные результаты использованы при изготовлении компонентов электрогидравлической системы управления рабочими органами трактора.

The design and technological problems associated with the provision of tractor attachments are selected, which make it possible to improve the quality of tillage waste. The results obtained are used in the manufacture of components of the electro-hydraulic control system of the tractor working tools.

Ключевые слова: трактор, навесное устройство, система измерения, датчик положения, точность позиционирования.

Keywords: tractor, hitch, measurement system, position sensor, positioning accuracy.

ВВЕДЕНИЕ

Используются различные способы регулирования глубины обработки, при которых требуются измерения параметров. Точность их определения влияет на качество выполнения технологического процесса.

КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА.

Электрогидравлическая система управления содержит контроллер, механо-электрический датчик положения, пульт управления и соединительный жгут. В режиме позиционного регулирования осуществляется управление навесным устройством путем определения величины его перемещения относительно остова трактора с помощью указанного датчика положения, выходной сигнал которого обрабатывается в контроллере.

Система измерения фиксирует изменение радиального зазора между закрепленным на валу кулачком и датчиком положения. При этом рабочая поверхность механического преобразователя, направленная к электрическому преобразователю, имеет вид спирали Архимеда. Указанный способ приводит к погрешностям измерения вследствие того, что коэффициент передачи механизма навески изменяется в зависимости от положения оси подвеса относительно почвы. Поэтому для повышения точности позиционирования необходимо профилировать рабочую поверхность кулачка с изменением радиального зазора с условием пропорциональности его выходного сигнала вертикальному перемещению оси подвеса орудия [1]. Указанную погрешность измерения можно исключить также путем программирования требуемой характеристики датчика при обработке его выходного сигнала в контроллере системы управления навесным устройством.

Для повышения точности позиционирования рабочих органов целесообразно использовать бесконтактный способ измерения положения навесного устройства относительно остова трактора [2]. В этом случае электрический преобразователь представляет собой датчик, принцип действия которого основан на получении выходного сигнала при приближении или удалении к его чувствительной части парамагнитного материала [3].

Использование магнитопровода Ш-образного сечения [4] в бесконтактном датчике, периферийную часть которого охватывает генераторная обмотка, позволяет повысить его чувствительность за счет эффекта экранирования магнитного потока, проходящего через центральную часть магнитопровода с измерительной обмоткой, при приближении к его разомкнутому участку электропроводного объекта из парамагнитного материала.

Применяемая конструкция системы позиционного регулирования навесного устройства содержит электрический преобразователь углового перемещения поворотного вала навесного устройства и механический преобразователь, который неподвижно охватывает указанный вал и выполнен в виде сектора кольца, имеющего переменную ширину, причем электрический преобразователь установлен относительно механического преобразователя с радиальным зазором [5]. Вращение поворотного вала с механическим преобразователем приводит к изменению площади активной части электрического преобразователя. В зависимости от знака рассогласования происходит коррекция положения навесного устройства посредством гидравлического привода. Недостатком конструкции является погрешность измерения вследствие радиального расположения электрического преобразователя по отношению к поворотному валу, так как радиальный износ в его опорах вызывает смещение профиля механического преобразователя от активной части электрического преобразователя и, как следствие, смещение выходной характеристики последнего от нулевого значения.

Изобретение [6] позволяет решить вышеуказанную проблему за счет исключения влияния радиального износа поворотного вала в опорах на достоверность измерения положения оси подвеса рабочего органа и устранения смещения выходной характеристики электрического преобразователя от нулевого значения. В этом случае механо-электрический преобразователь состоит из бесконтактного датчика положения и кулачка из парамагнитного материала с переменным в осевом направлении профилем (рис. 1).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье рассмотрены конструктивно-технологические способы повышения точности позиционирования навесного устройства трактора. Для повышения качества почвообрабатывающих опера-

ций целесообразно использовать бесконтактный способ измерения положения навесного устройства относительно остова трактора.

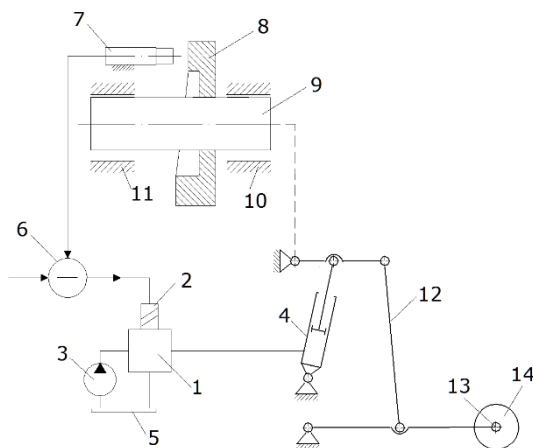


Рисунок 1 – Схема электрогидравлической системы точного позиционирования навесного устройства мобильной машины:

- 1 – электрогидравлический усилитель; 2 – двухобмоточный электромагнит;
 3 – насос; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидробак; 6 – сравнивающее устройство;
 7 – электрический преобразователь; 8 – кольцевой кулачок; 9 – поворотный вал;
 10, 11 – опоры; 12 – навесное устройство; 13 – ось подвеса; 14 – рабочий орган

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович, Ч. И. Математическая модель навесного устройства трактора в составе пахотного агрегата / Ч. И. Жданович // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей / Белорусский национальный технический университет ; редкол.: С. В. Харитончик (гл. ред.) [и др.]. – Минск : БНТУ, 2022. – Вып. 4. – С. 74–82.

2. Пат. ВУ11118 Республика Беларусь, МПК А01В 63/10, А01В 63/111. Электрогидравлическая система позиционного регулирования навесного устройства мобильной машины / Е. А. Строк [и др.]; заявитель и патентообладатель «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси». – № 20060943. – Заявл. 27.09.06. – Оpubл. 30.10.08. – 1 с.

3. Агейкин, Д. И. Датчики контроля и регулирования / Д. И. Агейкин, Е. Н. Костина, Н. Н. Кузнецова. – М. : Машиностроение, 1965. – 928 с.

4. Пат. ВУ4521 Республика Беларусь, МПК G01B 7/00. Бесконтактный датчик перемещений / Е. А. Строк [и др.] ; заявитель и патентообладатель «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси». – № 20070900. – Заявл. 18.12.07. – Оpubл. 30.08.08. – 3 с.

5. Пат. ВУ944 Республика Беларусь, МПК А01В 63/10. Система позиционного регулирования навесного устройств / Е. А. Строк [и др.] ; заявитель и патентообладатель «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси». – № 20020377. – Заявл. 04.12.02. – Оpubл. 30.09.03. – 4 с.

6. Пат. 039622 Республика Беларусь, МПК А01В 63/10, А01В 63/111, G05F 1/00. Электрогидравлическая система точного позиционирования навесного устройства мобильной машины / Е. Я. Строк [и др.]; заявитель и патентообладатель «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси». – № 202000185. – Заявл. 22.05.20. – Оpubл. 17.02.22. – 4 с.

Представлено 16.05.2023

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРУГИХ
ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ
ОПЕРАТОРА ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА**

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE ELASTIC
CHARACTERISTICS OF THE SUSPENSION SYSTEM
OF THE SEAT OF THE INDUSTRIAL TRACTOR OPERATOR**

Мухиддинзода К. Дж., асп.,

Южно-Уральский государственного университет,
г. Челябинск, Россия

**K. Muhiddinzoda, Postgraduate student,
South Ural State University, Chelyabinsk, Russia**

В целях улучшения условий труда водителя, а также соблюдения санитарных норм по уровню вибрации современные сельскохозяйственные и промышленные тракторы оснащаются виброзащитными сиденьями различной конструкции. Для наиболее эффективного снижения уровня вибрации динамические характеристики кресла должны быть согласованы с характеристиками подвесной системы трактора и его кабины. Для выбора и построения математических моделей необходимо использовать реальные упругие и инерционные характеристики элементов виброзащитного кресла, а также характеристики рассеяния энергии.

In order to improve the working conditions of the driver, as well as to comply with sanitary standards for the level of vibration, modern agricultural and industrial tractors are equipped with vibration-proof seats of various designs. For the most effective vibration reduction, the dynamic characteristics of the seat must be matched to the characteristics of the suspension system of the tractor and its cab. To select and build mathematical models, it is necessary to use the real elastic and inertial characteristics of the elements of the vibration protection chair, as well as the characteristics of energy dissipation.

Ключевые слова: *Виброизолирующее кресло; вибрационное воздействие, математическая модель, упругий элемент.*

Keywords: *Vibration isolation chair; vibration impact, mathematical model, elastic element.*

ВВЕДЕНИЕ

При движении сельскохозяйственные и промышленные тракторы подвергаются интенсивному динамическому воздействию со стороны неровностей почвы. Это приводит к возникновению вибраций на месте водителя, ухудшающих условия работы. Вибрационное воздействие, превышающее уровни, установленные санитарными нормами, может вызвать ухудшение состояния здоровья водителя. Анализ нормативной литературы показывает, что человеческое тело наиболее чувствительно к низкочастотной вибрации [3]. Для выполнения санитарных норм на месте водителя характеристики кресла, системы поддрессоривания кабины и ходовой системы должны быть согласованы. Оптимальные значения характеристик могут быть получены по результатам экспериментальных исследований с помощью специально разработанных математических моделей [2]. При этом необходимо располагать характеристиками упругих и демпфирующих элементов кресла. В работах [1; 2] представлены результаты исследования системы виброзащиты оператора перспективного промышленного трактора Т-11, выпускаемого Челябинским тракторным заводом. Трактор оснащен виброзащитным креслом фирмы Sibeco. Для уменьшения уровня вибраций используются упругие и демпфирующие элементы в ходовой системе трактора, поддрессоривание кабины и специальные виброзащитные кресла (рис. 1).

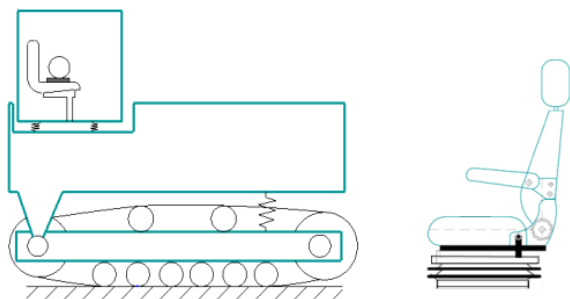


Рисунок 1 – Промышленный трактор с полужесткой подвеской и кресло водителя

Использование кресла с оптимальными виброизолирующим характеристиками является наиболее эффективным способом сниже-

ния вредного вибрационного воздействия на организм водителя. Конструкции современных виброзащитных кресел можно разделить на две большие группы: кресла с пассивной системой виброизоляции, включающие упругие и демпфирующие элементы различной конструкции, и кресла с активной системой, создающей вибрации, противофазные внешнему воздействию. Системы с активной виброизоляцией наиболее эффективны. В массовых моделях тракторов обычно используются виброзащитные кресла пассивного типа.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Характеристики кресла могут изменяться в зависимости от роста и массы водителя путем изменения давления воздуха в пневматической рессоре. Модель, описывающая динамику системы «виброзащитное кресло – водитель», представлена на рис. 2. Обозначения на рисунке: $h(t)$ – кинематическое воздействие со стороны пола кабины; c_1 и μ_1 – жесткость и коэффициент эквивалентного вязкого трения системы подрессоривания коресла, c и μ – аналогичные характеристики подушки; m_1 – масса подвижных частей кресла, m – масса водителя.

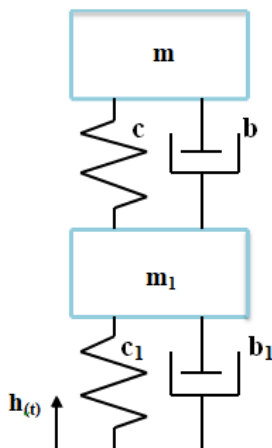


Рисунок 2 – Модель динамической системы «виброзащитное кресло – оператор трактора»

Определение упругой характеристики системы подрессоривания кресла проводилось при различных объемах воздуха в пневма-

тической рессоре, соответствующих водителям разной массы. В ходе эксперимента кресло последовательно нагружали грузами определенной массы и регистрировали перемещение металлического основания подушки относительно основания кресла. На рис. 3 представлены экспериментальные точки и полученные по ним квадратичные регрессионные зависимости, соответствующие различной степени наполнения воздухом пневматической рессоры (F – нагрузка на сиденье, Δ – перемещение основания подушки).

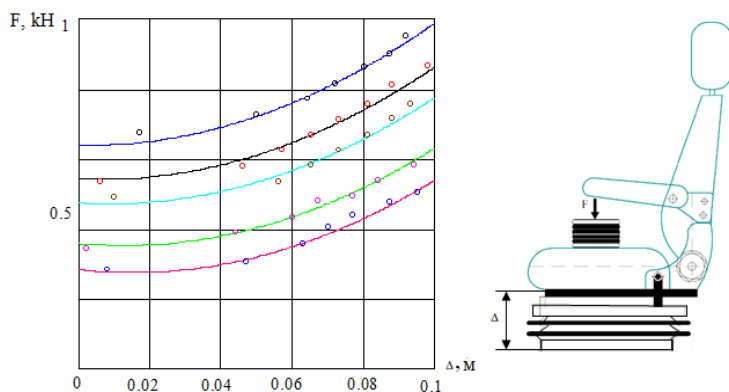


Рисунок 3 – Упругие характеристики системы поддрессоривания кресла

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате обработки данных экспериментального исследования получены упругие характеристики системы поддрессоривания кресла для различных степеней накачки пневматической рессоры, а также подушки кресла. По этим зависимостям могут быть определены жесткости, входящие в математическую модель кресла, соответствующие водителям различной массы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Березин, И. Я. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И. Я. Березин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – №. 8. – С. 14–18.

2. Пронина, Ю. О. Совершенствование системы виброзащиты операторов промышленных тракторов / Ю. О. Пронина [и др.] // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2018. – Т. 18. – №. 3. – С. 13–20.

3. Шеховцов, К. В. Снижение уровня виброн нагруженности рабочего места трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе под- рессоривания кабины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / К. В. Шеховцов. – Волгоград, 2014. – 17 с.

Представлено 16.04.2023

УДК 631.372

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ВРАЩЕНИЕ ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ КАТКОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

DETERMINATION OF THE POWER COSTS FOR THE ROTATION OF THE SUPPORT ROLLERS OF THE CRAWLER TRACTOR

Плищ В. Н., ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
V. Plishch, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Предложена методика, позволяющая на этапе проектирования определять затраты мощности на вращение поддерживающих катков гусеничного трактора с учетом их взаимодействия с резиноармированной гусеницей. Получены значения затрат мощности при различных скоростях движения трактора.

A technique is proposed that allows at the design stage to determine the power costs for the rotation of the support rollers of a caterpillar tractor, taking into account their interaction with a rubber-reinforced caterpillar. The values of power costs at different speeds of the tractor are obtained.

Ключевые слова: поддерживающий каток, резиноармированная гусеница, гусеничный движитель, затраты мощности, гусеничный трактор.

Keywords: supporting roller, rubber-reinforced caterpillar, crawler mover, power costs, crawler tractor.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время при проведении различного рода сельскохозяйственных работ широко используются тракторы с резиноармированными гусеницами (РАГ). Для гусеничных тракторов общего назначения класса 4 доля годовых работ по обработке почвы составляет 73 % [1, с. 76]. При этом коэффициент загрузки двигателя при пахоте у гусеничных тракторов может достигать 96 % [2, с. 104]. Поэтому снижение внутренних затрат мощности в ходовой системе при выполнении трактором энергоемких операций является актуальной задачей. В связи с этим, в работе [3] предложена методика по рациональному выбору количества и расположения поддерживающих катков (ПК) гусеничного движителя с РАГ. Известны зависимости для выбора диаметра ПК с учетом сопротивления его проворачиванию и взаимодействию с металлической гусеницей [1, с. 612; 4, с. 367]. Особенности взаимодействия ПК с РАГ в работах не отражены. Поэтому, целью данной работы является разработка модели в среде MSC Adams, позволяющей на этапе проектирования определять затраты мощности на вращение ПК с учетом его взаимодействия с РАГ при различных скоростях движения трактора.

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ И ИССЛЕДОВАНИЕ

Для решения данной задачи использовалось лицензионное программное обеспечение MSC Adams. Расчетная схема объекта моделирования приведена на рис. 1.

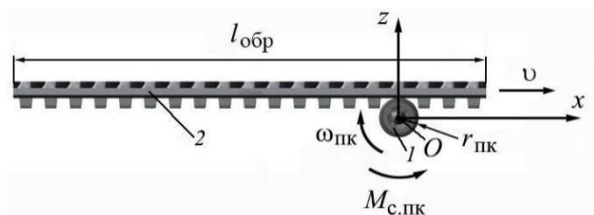


Рисунок 1 – Расчетная схема для определения затрат мощности на вращение ПК с учетом взаимодействия с РАГ трактора:

1 – поддерживающий каток; 2 – резиноармированная гусеница

Трехмерные модели ПК и РАГ были разработаны в среде твердотельного моделирования Solid Edge, сборка модели проводилась в среде MSC Adams. При создании модели использовались методы компьютерной механики [5]. Ось ПК 1 располагалась в начале неподвижной системы координат xOz . ПК имеет возможность свободно вращаться вокруг своей оси в т. O . С другой стороны ПК 1 взаимодействует с РАГ 2 за счет сил трения в контакте опирающейся на ПК ветви РАГ. Ветвь представлена в виде образца, имеющего длину $[l_{обр}, м]$ и удельный вес $[q, Н/м]$. С целью имитации нагрузки РАГ на ПК длина образца $l_{обр}$ выбиралась равной половине суммарной длины двух смежных пролетов верхней ветви, взаимодействующей с ПК. Образец РАГ имеет возможность перемещаться с различной скоростью $[v, м/с]$ в горизонтальной плоскости параллельно оси Ox системы координат xOz . При отсутствии буксования (скольжения) v равна скорости движения трактора. При перемещении РАГ с заданной скоростью v за счет сил трения в контакте поворачивается и ПК. Общий вид модели ПК с РАГ в среде MSC Adams представлен на рис. 2. При работе модели в среде MSC Adams при различных v замерялся момент сопротивления проворачиванию ПК с учетом взаимодействия с РАГ.



Рисунок 2 – Общий вид модели для определения затрат мощности на вращение ПК с учетом взаимодействия с РАГ при различных скоростях движения трактора в среде MSC Adams

Мощность, затрачиваемая на вращение ПК с учетом взаимодействия с РАГ $[P_{ПК}, Вт]$, определялась по известной зависимости [6, с. 9]:

$$P_{ПК} = M_{с.ПК} \cdot \omega_{ПК}, \quad (1)$$

где $M_{с.ПК}$ – момент сопротивления проворачиванию ПК с учетом взаимодействия с РАГ, Н·м;

$\omega_{\text{ПК}}$ – угловая скорость вращения ПК, рад/с;

$$\omega_{\text{ПК}} = \frac{v}{r_{\text{ПК}}}, [7, \text{с. 139}];$$

$r_{\text{ПК}}$ – радиус ПК, м.

Объектом исследования являлся трактор «Беларус» 2103 с РАГ конструкции 500x158x58. Исходные данные для моделирования приведены в работах [8; 9]. Скорость движения трактора (перемещения образца РАГ) задавалась в диапазоне от 0 до 26,12 км/ч с шагом 0,01 км/ч и замерялась в среде MSC Adams величина установившегося значения $M_{\text{с.ПК}}$ при каждом значении v . Далее определялась величина $P_{\text{ПК}}$ согласно выражению (1). Результаты исследований в графическом виде представлены на рис. 3.

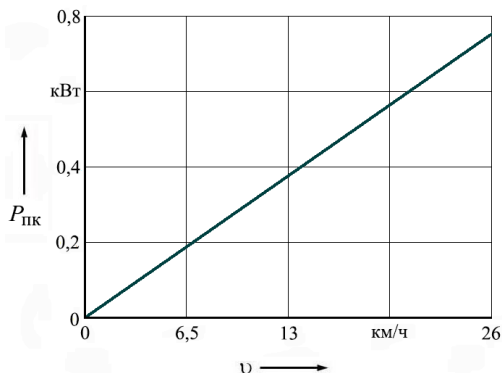


Рисунок 3 – Зависимость затрат мощности на вращение одного ПК с учетом взаимодействия с РАГ при различных скоростях движения трактора «Беларус» 2103

Из рисунка 3 видно, что с увеличением скорости затраты мощности на вращение ПК увеличиваются прямо пропорционально и имеют наибольшее значение при максимальной скорости движения трактора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Установлено, что при максимальной скорости движения трактора «Беларус» 2103 ($v = 26,12$ км/ч) потери мощности на вращение одного ПК с учетом его взаимодействия с РАГ конструкции

500x158x58 составили 756,3 Вт, что составляет 0,485 % номинальной мощности двигателя, для пары (двух) ПК соответственно 1512,6 Вт и 0,97 %. Из данных исследований видно, что затраты мощности увеличиваются прямо пропорционально скорости движения трактора. Полученные результаты необходимо использовать на этапе проектирования ходовой системы и учитывать при выборе количества ПК трактора с РАГ с целью повышения его технико-экономических показателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов / В. М. Шарипов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.

2. Кринко, М. С. Системный анализ эффективности скоростных тракторов в сложных полевых условиях / М. С. Кринко. – Минск : Наука и техника, 1980. – 208 с.

3. Жданович, Ч. И. Выбор количества и расположения поддерживающих катков гусеничного трактора на основании анализа колебаний верхней ветви резиноармированной гусеницы / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2023. – Т. 68. – № 2. – С. 121–136.

4. Анилович, В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: справ. пособие / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко; под ред. проф. Б. П. Кашубы. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.

5. Компьютерная механика. Динамический и кинематический анализ механических систем : курс лекций / С. А. Гляков [и др.]; под ред. М. А. Журавкова. – Минск : БГУ, 2006. – 375 с.

6. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2006. – 363 с.

7. Никитин, Н. Н. Курс теоретической механики: учеб. для вузов / Н. Н. Никитин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 1990. – 607 с.

8. Жданович, Ч. И. Выбор предварительного натяжения резиноармированной гусеницы сельскохозяйственного трактора с упругой подвеской / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2022. – Т. 60, № 2. – С. 243–256.

9. Плищ, В. Н. Моделирование в среде MSC ADAMS механизма натяжения резиноармированной гусеницы трактора / В. Н. Плищ // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. тр. : в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск, 2022. – Т. 1. – С. 229–234.

Представлено 07.06.2023

УДК 631.372

**АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРА
ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ В СОСТАВЕ
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА**

**ANALYSIS OF THE MODES OF OPERATION OF A GENERAL-
PURPOSE TRACTOR AS PART OF A MACHINE-TRACTOR UNIT**

Жданович Ч. И., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
Ch. Zhdanovich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ технологий возделывания сельскохозяйственных культур, параметров рабочих машин для обработки почвы и их тягового сопротивления при работе в составе машинно-тракторного агрегата. Определен крутящий момент на полуосях трактора при его работе в составе почвообрабатывающих агрегатов с учетом изменения рельефа поля и тягового сопротивления рабочих машин.

The analysis of technologies of cultivation of agricultural crops, parameters of working machines for tillage and their traction resistance when working as part of a machine-tractor unit is carried out. The torque on the semi-axles of the tractor during its operation as part of tillage units is determined, taking into account changes in the relief of the field and the traction resistance of working machines.

Ключевые слова: трактор, обработка почвы, тяговое сопротивление, рельеф поля, крутящий момент, скорость.

Keywords: tractor, tillage, traction resistance, field relief, torque, speed.

ВВЕДЕНИЕ

Сельскохозяйственные тракторы общего назначения относятся к классу 3,0 и выше. Применяются для выполнения энергоемких работ в сельскохозяйственном производстве в составе машинно-тракторных агрегатов (МТА), исключая обработку пропашных культур и их уборку. При комплектовании МТА стремятся в конкретных условиях работы обеспечить требуемое качество выполняемой технологической операции, выполнение агротребований по воздействию на почву, максимальную производительность и минимальный расход топлива. Наиболее энергоемкой операцией при производстве сельскохозяйственной продукции является обработка почвы. Для максимальной адаптации параметров и режимов работы тракторов в составе почвообрабатывающих агрегатов, моделирования их нагрузочных режимов на стадии проектирования необходимо рассмотреть используемые технологии возделывания сельскохозяйственных культур и природно-производственные условия эксплуатации МТА.

Цель работы – анализ режимов работы сельскохозяйственного трактора общего назначения в составе машинно-тракторных агрегатов.

ТЕХНОЛОГИИ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

Все современные способы основной механической обработки почвы под культуры подразделяют следующим образом [1–5]: нулевая; безотвальная; отвальная. Технологии не отрицают одна другую, а дополняют друг друга и используются в зависимости от состояний полей.

Условие эффективности всех способов основной обработки почвы – предварительное лущение стерни с последующей вспашкой, безотвальной или плоскорезной обработкой почвы [1; 3].

Применяемые технологии обработки почвы и посева отличаются большим разнообразием используемых рабочих машин, рассмотрим их технические характеристики.

РАБОЧИЕ МАШИНЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ И ПОСЕВА

Для лущения стерни и предпосевной обработки почвы предназначены дисковые бороны. Дисковые бороны агрегируются с тракторами тягового класса 3,0–5,0 и имеют рабочую скорость 6–12 км/ч [6; 7].

Стерневые многофункциональные культиваторы используют для комбинированной безотвальной обработки почвы. Они агрегируются с тракторами мощностью 130–420 л. с. и имеют рабочую скорость 10–15 км/ч [8].

Для отвальной обработки почвы используют оборотные и загонные плуги. Оборотные плуги для тракторов мощностью 200–350 л. с. имеют соответственно 6–9 корпусов и ширину захвата 2,4–4,05 м, пахут с рабочей скоростью 7–10 км/ч [9].

Агрегаты почвообрабатывающие посевные предназначены для работы после предшествующей основной обработки, в том числе по зяблевой вспашке, после предварительной культивации либо предпосевной обработки почвы с одновременным посевом зерновых, зернобобовых и крестоцветных культур. Агрегируются с тракторами тягового класса 5 и имеют рабочую скорость 6–12 км/ч [10].

ТЯГОВОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РАБОЧИХ МАШИН

Соппротивление агрегируемых с трактором машин непостоянно. Колебания тягового сопротивления машин вызываются изменением сопротивления k_0 по длине гона, профиля поля и скорости движения. Изменение крюковой нагрузки относятся к случайным процессам. Случайные колебания крюкового сопротивления орудий делят на два класса: периодические и эпизодические. Периодические колебания различаются по частоте составляющих. Основными являются две: низкочастотная с периодом $T_m = 8–5$ с и среднечастотная с периодом $T_b = 0,3–3$ с [11].

Эпизодические колебания возникают при движении на подъеме (уклон) и характеризуются периодом $T_{ц} = 40–400$ с [11].

Проведена математическая обработка сопротивления почвы для различных почвообрабатывающих машин при движении по среднему для Беларуси гону длиной 505 м в функции от времени. Среднее удельное сопротивление почв Беларуси $50,3$ кН/м² [12; 13]. График зависимости коэффициента сопротивления почвы при пахоте (трак-

тор Беларус 3022 работает на 10 передачах во 2 диапазоне с передаточным числом трансмиссии 76,8298) показан на рис. 1.

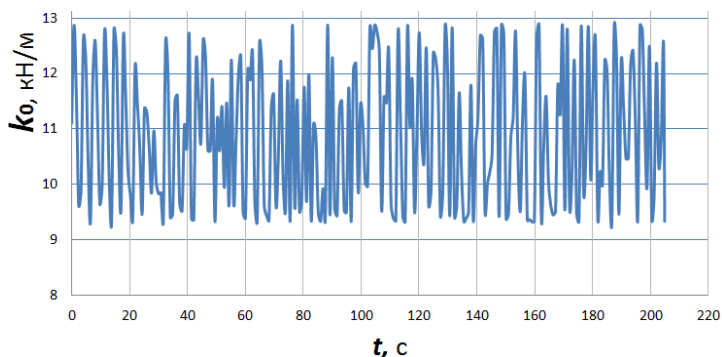


Рисунок 1 – Изменение коэффициента сопротивления почвы при пахоте полунавесным плугом ППО-8-40К

Большая часть сельхозмашин предназначена для работы на полях с уклоном до 8° . Типичный рельеф полей показан на рис. 2 [14]. Проведено математическое описание рельефа поля.

Разработаны математические модели [15; 16] и определен крутящий момент на полуосях трактора при его работе в составе почвообрабатывающих агрегатов. Скоростной режим у тракторов закладывается исходя из агротехнических скоростей выполняемых работ. График изменения крутящего момента на полуосях трактора при пахоте с позиционным способом регулирования глубины обработки почвы показан на рис. 3.



Рисунок 2 – Типичный рельеф полей

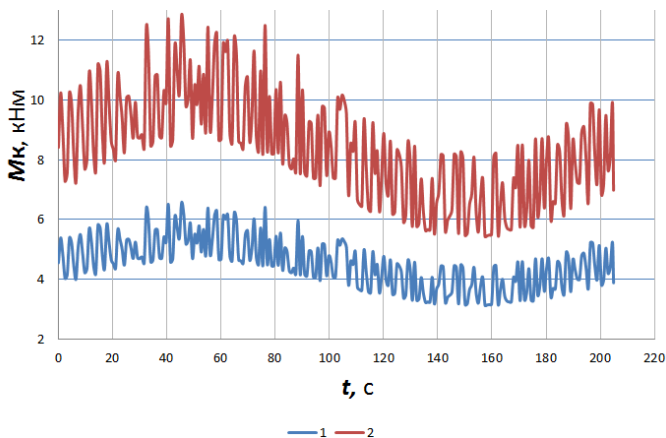


Рисунок 3 – Крутящий момент на полуосях трактора при пахоте:
1 – передний мост; 2 – задний мост

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведен анализ технологий возделывания сельскохозяйственных культур. Рассмотрены параметры рабочих машин для обработки почвы. Скоростной режим у тракторов закладывается исходя из агротехнических скоростей выполняемых работ. Показано, что колебания тягового сопротивления и рельефа поля оказывает существенное влияние на крутящий момент на полуосях трактора при его работе в составе машинно-тракторного агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пыхтин, И. Г. Современные проблемы применения различных систем и способов основной обработки почвы / И. Г. Пыхтин, А. В. Гостев // Достижения науки и техники АПК. – 2012, № 1. – С. 3–6.
2. Пыхтин, И. Г. Обработка почвы: действительность и мифы / И. Г. Пыхтин // Земледелие. – 2017, № 1. – С. 33–36.
3. Небышинец, С. Обработка почвы – Основа земледелия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.syngenta.by/novosti/tehnologiya-primeneniya/obrabotka-pochvy-osnova-zemledeliya>. – Дата доступа: 12.04.2022.
4. Селиванов, Н. И. Технологические свойства мощных тракторов / Н. И. Селиванов. – Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2015. – 202 с.

5. Селиванов, Н. И. Эффективность технологических процессов основной обработки почвы / Н. И. Селиванов, В. Н. Запрудский // Вестник КрасГАУ. 2012. – № 4. – С. 179–185.

6. Сельскохозяйственная и коммунальная техника [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://lidselmash.by/wp-content/uploads/2022/03/cataloge_lidselmash_2022_28.03.pdf. – Дата доступа: 12.04.2023.

7. Борона дисковая БПТД-7 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://bobruiskagromach.com/catalog/tillage_equipment/harrow/disk_harrow_bptd_7/. – Дата доступа: 12.04.2023.

8. Многофункциональный тяжелый стерневой культиватор для безотвальной обработки почвы «АГРИМАКС» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://agristo.ru/Catalog/TechMain_Pochv_Kult_Agrimax.html. – Дата доступа: 12.04.2023.

9. Плуги оборотные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://mrz.by/produkcziya/?filter_tip-pluga=oborotnyj. – Дата доступа: 12.05.2023.

10. Почвообрабатывающая техника [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://gomselmash.by/produktsiya/pochvoobrabatyvayushchaya-tekhnika/>. – Дата доступа: 12.04.2023.

11. Анилович, В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.

12. Клебанович, Н. В. Земельный кадастр: учебное пособие / Н. В. Клебанович. – Минск : БГУ, 2006. – 263 с.

13. Кадастровая оценка сельскохозяйственных земель: Методические указания по выполнению практикума по курсу «Земельный кадастр» / авт.-сост. Н. В. Клебанович. – Мн.: БГУ, 2006. – 48 с.

14. Яцкевич, В. В. Влияние траектории движения машинно-тракторного агрегата на эрозию почвы / В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный // Наука техника, 2013, № 6. – С. 59–56.

15. Жданович, Ч. И. Математическое моделирование тягового сопротивления полунавесного оборотного плуга / Ч. И. Жданович // Актуальные вопросы машиноведения. 2019. – Выпуск 8. – С. 91–94.

16. Жданович, Ч.И. Моделирование работы пахотного агрегата с полунавесным оборотным плугом / Ч. И. Жданович // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сборник тезисов 3-й международной научно-практической конференции (Гомель, 3–4 окт. 2019 г.). – Гомель: Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2019. – С. 104–105.

Представлено 17.05.2023

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ СТЕНД И МЕТОДИКА
ИСПЫТАНИЙ ТРАНСМИССИЙ**

**ENERGY-SAVING TEST BENCH AND TRANSMISSION
TESTING METHODOLOGY**

Жданович Ч. И.¹, канд. техн. наук, доц.,

Ченьхой Чжао², **Ключников А. В.**², канд. техн. наук,
¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

² ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр», Индустриальный парк
«Великий камень», г. Минск, Беларусь

Ch. Zhdanovich¹, Ph.D. in Eng., Ass. prof.,

Chenhui Zhao², A. Kliuchnikov², Ph. D. in Eng.,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²LLC «YTO Technology Blr», Industrial Park «Great Stone»,
Minsk, Belarus

Разработан энергосберегающий стенд для испытаний трансмиссии. На стенде установлен приводной электромотор, имитирующий режимы работы двигателя внутреннего сгорания и тормозные электрические машины для каждой полуоси переднего, заднего мостов и ВОМ. Стенд может работать в режиме рекуперации энергии. Разработана методика функциональных и ускоренных испытаний с имитацией нагрузочных режимов трансмиссии трактора, возникающих при выполнении работ машинно-тракторными агрегатами.

An energy-saving transmission test bench has been developed. The stand can operate in the energy recovery mode. A drive electric motor is installed on the stand, simulating the operating modes of an internal combustion engine and braking electric machines for each half-axle of the front, rear axles and PTO. A method of functional and accelerated tests has been developed to simulate the load conditions of the tractor transmission that occur when working with machine-tractor units.

Ключевые слова: *энергосберегающий стенд, испытания трансмиссий, рекуперация энергии, методика, имитация нагрузочных режимов.*

Keywords: *energy-saving test bench, transmission testing, methodology, simulation of load conditions.*

ВВЕДЕНИЕ

Стендовые испытания трансмиссий позволяют значительно сокращать время испытаний, строго обеспечивать требуемые условия испытаний и получать наиболее точные результаты при минимальных затратах времени и средств. «Современные испытательные стенды являются энергосберегающими, то есть в них в той или иной мере вторично используется затраченная в процессе испытаний энергия за вычетом потерь в элементах стенда. Коэффициент полезного действия электромеханических энергосберегающих стендов может достигать 85 %» [1].

При стендовых испытаниях трансмиссии трактора важна имитация нагрузочных режимов возникающих при выполнении сельскохозяйственных работ. Существует два метода выбора и реализации нагрузочных режимов в испытываемой трансмиссии трактора: моделирование работы трактора в составе машинно-тракторного агрегата и статическая обработка экспериментальных данных испытаний трактора в различных эксплуатационных условиях. Для определения нагрузочных режимов трансмиссии проводят ее режимометрирование – сбор данных о нагрузочных режимах в различных условиях эксплуатации [2; 3]. Подготовка и проведение режимометрирования процесс весьма трудоемкий [3]. Нагрузочные режимы трансмиссии можно также определить расчетным путем, модулируя работу трактора в составе машинно-тракторного агрегата [4; 5]. При наличии циклограммы нагрузок возможна организация нагрузочных режимов работы испытательного стенда, соответствующих действительным эксплуатационным режимам.

С целью разработки энергосберегающего стенда, методики испытаний и алгоритма управления стендом для испытания трансмиссий в режиме имитации эксплуатационных нагрузок был выполнен международный Белорусско – Китайский проект «Разработать энергосберегающий стенд для функциональных и ускоренных испытаний трансмиссий тракторов с имитацией нагрузочных режимов, возникающих при выполнении сельскохозяйственных работ».

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

Принципиальная схема разработанного стенда для испытаний трансмиссий [6] приведена на рис. 1.

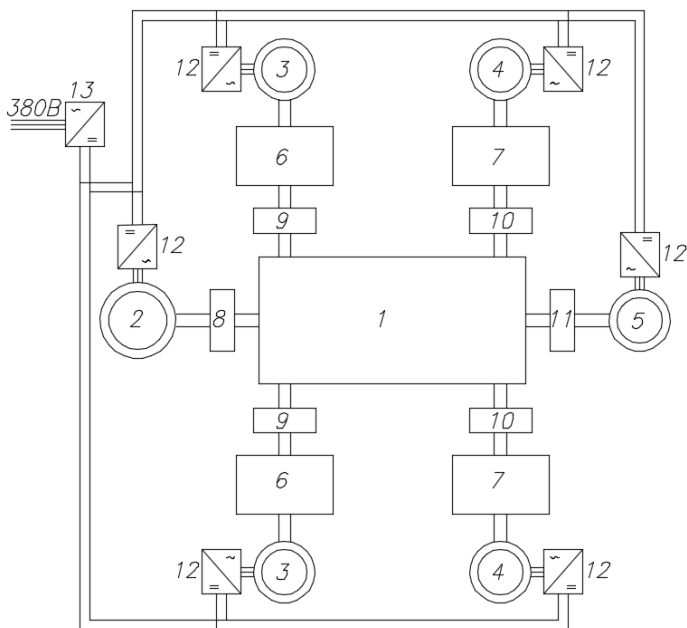


Рисунок 1 – Схема стенда

Особенностью стенда является возможность реализации нагрузочных режимов в испытуемой трансмиссии 1 трактора, аналогичных режимам, возникающим при выполнении им сельскохозяйственных работ. Для этого на стенде установлен приводной электромотор 2, имитирующий режимы работы двигателя внутреннего сгорания. На каждой полуоси переднего, заднего мостов и ВОМ установлены тормозные электрические машины 3, 4 и 5, соответственно. Учитывая, что полуоси переднего и заднего мостов развивают большой момент и имеют низкие обороты между осями и тормозными электрическими машинами установлены редукторы 6 и 7. Для измерения момента на входном валу и выходных валах, стенд оснащен датчиками крутящих моментов 8–11. Электромотор

2 и тормозные электрические машин 3–5 являются машинами переменного тока. Соответствующие инверторы 12 подключены к одной и той же шине постоянного тока, соединенной с входным инвертором 13.

Стенд может работать в режиме рекуперации энергии, когда энергия с тормозных машин 3–5 подается через преобразователь в приводной электромотор 2. В этом случае из сети будет потребляться только энергия, компенсирующая потери энергии в трансмиссии.

При испытаниях трансмиссии электромотор 2 работает в режиме тягового двигателя, в нем поддерживается обороты с заданной частотой вращения в соответствии с имитацией режима работы в реальных условиях. Электрические машин 3, 4 и 5 работают в режиме генератора, при этом осуществляется поддержание заданного крутящего момента и частоты его вращения в соответствии с программой испытаний.

Испытательный стенд представляет собой испытательную систему с обратной связью по мощности, основанную на управляемом компьютером многочастотном двигателе путем изменения частоты переменного тока и напряжения. Он используется для исследования функциональных характеристик и долговечности трансмиссии.

Стенд может легко модифицировать под любой тип трансмиссии (механическая, HST, CVT, Powershift, электрическая) любого транспортного средства (классической, шарнирной или интегральной компоновки). Нагрузка может моделироваться на каждое колесо в отдельности, на мост, коробку передач либо ВОМ. В соответствии с выбранной схемой в испытании может быть задействовано от двух до шести нагруженных машин.

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Функциональные испытания – испытания, проводимые с целью определения значений показателей назначения объекта [7]. В процессе функциональных испытаний трансмиссии определяют ее КПД, передаточное число, общий уровень вибрации и шума, температурную характеристику [8].

КПД трансмиссии выполняет две функции:

– характеризует все виды потерь, возникшие в трансмиссии при передаче крутящего момента от первичного вала коробки передач до ведущих колес трактора;

– является одним из критериев оценки конструктивного совершенства.

Для определения КПД трансмиссию устанавливают между тяговым электродвигателем и тормозными устройствами, в качестве которых используют электрогенераторы (рисунок 1). Электромотор 2 работает в режиме тягового двигателя, электрические машин 3, 4 и 5 работают в режиме генератора, датчики 8, 9, 10, 11 используются для измерения крутящего момента и оборотов, далее рассчитывается мощность на каждом элементе.

Численное значение КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ определяется как отношение суммарной мощности на выходе каждого элемента трансмиссии (полуосях и ВОМ) $\sum_1^n P_{ki}$ к мощности на входе P_d :

$$\eta_{тр} = \sum_1^n P_{ki} / P_d .$$

Мощности на входе в трансмиссию P_d определяется как произведение крутящего момента на входном валу M_d и его угловой скорости ω_d . Крутящего момента на входном валу M_d измеряется непосредственно датчиком 8. Угловая скорость ω_d определяется на основании измеренных датчиком 8 оборотов n_d по зависимости $\omega_d = \pi \cdot n_d / 30$.

Мощности на выходе каждого элемента трансмиссии P_{ki} определяется как произведение крутящего момента на нем M_{ki} и его угловой скорости ω_{ki} . Крутящий момент на выходе каждого элемента трансмиссии M_{ki} измеряется непосредственно датчиками 9, 10, 11. Угловая скорость ω_{ki} определяется на основании измеренных датчиками 9, 10, 11 оборотов n_{ki} по зависимости $\omega_{ki} = \pi n_{ki} / 30$.

Для определения КПД отдельных ветвей трансмиссии мощности на выходе и входе определяются в каждой из них в отдельности. Например, КПД привода ВОМ; КПД привода задних колес, при отключенном переднем мосте; КПД трансмиссии, при отключенном

ВОМ. Также можно определять КПД элементов трансмиссии устанавливая их на стенд по отдельности.

По результатам испытаний получим зависимости КПД от передаваемой мощности, крутящего момента и угловой скорости.

Эффективность различных типов трансмиссии можно оценить по величине КПД, определяемого отношением энергии, затрачиваемой на движение машины к энергии, расходуемой двигателем.

Передаточное число отдельных ветвей трансмиссии или элементов определяется отношением угловой скорости на входе к угловой скорости на выходе.

Ускоренные испытания с имитации нагрузочных режимов трансмиссии, возникающих при выполнении работ машинно-тракторными агрегатами.

Трансмиссию устанавливают между тяговым электродвигателем и тормозными устройствами, в качестве которых используют электрогенераторы (рисунок 1).

Избирателем режимов включается соответствующая передача в коробке передач, выбирается нагрузочный режим, запускается привод. Управление стендом автоматическое.

Система сбора и обработки данных может сохранять результаты измерений скорость и крутящий момент трансмиссии, скорость и крутящий момент ВОМ, температуру масла, давление масла и т. д.

Основной компьютер в основном отвечает за интерфейс взаимодействия человека и компьютера во время тестирования, управления тестированием, сбора и обработки данных, хранения и воспроизведения.

Управление с помощью замкнутого контура преобразователя частоты и базовая диагностика системной неисправности системы управления и загрузки тестового места осуществляется с компьютера. Система загрузки привода использует систему управления частотой переменного тока. Разделение энергии между двигателями упрощает реализацию обратной связи и загрузки с обратной связью.

Управление электромашинами осуществляется при помощи программируемого контроллера в соответствии программой, реализующей разработанный алгоритм [9].

Нагрузочные режимы трансмиссии и ВОМ при испытаниях на стенде будут задаваться в виде крутящего момента и частоты вращения, на входе создаваемые тяговым электродвигателем, а на по-

луосях и хвостовике ВОМ – электрическими машинами, работающими в генераторном режиме, с имитацией их величины аналогичной эксплуатационным режимам. Для этого определены нагрузочные режимы трансмиссии и ВОМ при работе трактора в составе тягово и тягово-приводного почвообрабатывающих агрегатов и выбраны нагрузочные режимы трансмиссии и ВОМ при испытаниях на стенде.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан энергосберегающий стенд для испытаний трансмиссии. На стенде установлен приводной электромотор, имитирующий режимы работы двигателя внутреннего сгорания и тормозные электрические машин для каждой полуоси переднего, заднего мостов и ВОМ. Стенд может работать в режиме рекуперации энергии. Разработан алгоритм управления стендом.

Разработана методика функциональных и ускоренных испытаний с имитации нагрузочных режимов трансмиссии трактора, возникающих при выполнении работ машинно-тракторными агрегатами. Рассмотрены нагрузочные режимы трансмиссии при работе тракторов в составе тяговых и комбинированных почвообрабатывающих агрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Энергоэффективные испытательные стенды / И. В. Дорошенко [и др.] // Энергоэффективность. – 2018. – № 9. – С. 26–30.
2. Стендовые ускоренные испытания технических систем на надежность: учеб. пособие / Б. И. Гиясов [и др.]. – М.: Издательство АСВ, 2017. – 74 с.
3. Соломатин, Н. С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля: учеб. пособие / Н. С. Соломатин. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2013. – 143 с.
4. Жданович, Ч. И. Математическое моделирование тягового сопротивления полунавесного оборотного плуга // Актуальные вопросы машиноведения, 2019. – Выпуск 8. – С. 91–94.
5. Жданович, Ч. И. Моделирование работы пахотного агрегата с полунавесным оборотным плугом // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сборник тезисов 3-й международной научно-практической конференции (Гомель,

3–4 окт. 2019 г.). – Гомель: Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2019. – С. 104–105.

6. Стенд для испытания трансмиссий [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ytoblr.by/Стендовое-оборудование/>. – Дата доступа: 12.05.2021.

7. Система государственных испытаний продукции. Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения. – ГОСТ 16504-81. – Москва: Стандартинформ, 2011. – 24 с.

8. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия. – ГОСТ Р 50891-96. – Москва: Госстандарт России, 1996. – 31 с.

9. Жданович, Ч. И. Разработка алгоритма управления стендом для испытания трансмиссий / Ч. И. Жданович, Н. А. Поздняков // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. ст. / АТФ БНТУ; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск: БНТУ, 2021. – Т. 1. – С. 229–235.

Представлено 15.05.2023

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

УДК 629.114.4

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ: ЦИФРОВОЙ ГИДРОПРИВОД

TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF MACHINE AND EQUIPMENT CONTROL SYSTEMS: DIGITAL HYDRAULIC DRIVE

Жилевич М. И.¹, канд. техн. наук, доц.,

Ананчиков А. А.², канд. техн. наук,

Бельчик Л. Д.², канд. техн. наук, доц.,

Козловский В. А.¹, студ., **Шабунько В. А.**¹, студ.,

¹Белорусский национальный технический университет,

²Государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»
г. Минск, Республика Беларусь

M. Zhylevich¹, Ph.D. in Eng., Ass. prof.,

A. Ananchikov², Ph.D. in Eng., L. Belchik², Ph. D. in Eng., Ass. prof.,

V. Kozlovsky, student, A. Shabunko, student,

¹Belarusian national technical university,

²The State Scientific Institution «The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus»

Minsk, Republic of Belarus

Обобщены некоторые определения и отличительные особенности, раскрывающие суть одного из инновационных направлений развития гидросистем управления мобильных машин и оборудования – цифровой гидравлики.

Some definitions and distinctive features are summarized, revealing the essence of one of the innovative directions in the development of hydraulic control systems for mobile machines and equipment – digital hydraulics.

Ключевые слова: *мобильная машина, оборудование, гидропривод, цифровое управление, насос.*

Keywords: *mobile machine, equipment, hydraulic drive, digital control, pump.*

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время на мобильных и технологических машинах нашло применение разнообразное гидравлическое оборудование, необходимое для управления гидросистемами этих машин. Современные гидравлические приводы должны обеспечивать более высокую производительность, энергоэффективность и точность позиционирования. При этом концепция управления указанными приводами требует внедрение цифровых технологий в гидравлические системы машин с целью улучшения их эффективности и эксплуатационных свойств.

ПОНЯТИЕ ЦИФРОВОЙ ГИДРАВЛИКИ

На сегодняшний день понятие цифровой гидравлики четко не определено и является достаточно обширным. В общих чертах оно подразумевает: новые принципы построения гидропривода и цифровизацию рабочих процессов в целом.

Для реализации этих задач необходим модульный интеллектуальный комплекс управления гидроприводом, включающий в себя: автоматическую систему управления; цифровые и аналоговые датчики давления и положения; приводы рабочих механизмов с интегрированными функциями безопасности.

Эти компоненты должны быть соединены между собой единой информационной сетью по цифровым интерфейсам реального времени и управляться программным обеспечением со специализированным функционалом [1]. Для повышения эффективности комплекса и расширения его функциональных возможностей в него может быть включена система онлайн-мониторинга работоспособности гидросистемы, основанная на методах искусственного интеллекта и облачных технологиях, позволяющая на основе оперативной обработки информации по заданным алгоритмам определять степень износа ключевых компонентов гидросистем и прогнозировать неисправности.

Применительно к гидравлическим агрегатам можно выделить два основных свойства цифровизации [2]: дискретное управление системой и интеллектуализация управления.

Первое направление является неотъемлемым свойством цифровой гидравлической технологии, так как управляющий компонентами сигнал является дискретным. Здесь же подразумевается и дис-

кретность величины расхода рабочей жидкости [3; 4]. Интеллектуализация управления показывает принципиальное отличие цифровой гидравлики. Например, с помощью ПИД-регулирования, которое широко применяется в последние годы в гидравлических приводах, можно реализовать активное управление системой. Однако такой привод не является интеллектуальным, так как ПИД-регулирование не может выполнять логическое управление, связанное с использованием искусственного интеллекта [5].

На рис. 1 в качестве примера представлена схема цифрового гидравлического насоса, состоящего из нескольких параллельно включенных насосов одинаковой либо различной подачи, а также одинакового номинального давления [3].

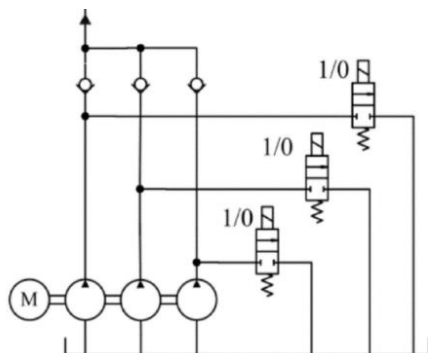


Рисунок 1 – Цифровой гидравлический насос

Каждый насос в таком цифровом агрегате независимо управляется клапаном (включен/отключен). Максимальная подача цифрового насоса обеспечивается включением всех отдельных насосов (их роторы соединены жесткой механической связью). Минимальная подача – при включении насоса с наименьшим рабочим объемом. Шаг регулирования общей подачи зависит от комбинации состояний управляющих клапанов. Таким образом, можно обеспечить 2^N ступеней регулирования, где N – количество отдельных насосов в цифровом агрегате.

Таким образом, в общем случае цифровую гидравлическую технологию можно определить как систему, которая управляет дискретным потоком жидкости с помощью цифрового сигнала непо-

средственно для реализации активного и интеллектуального управления выходом системы. Гидравлические компоненты с такими техническими характеристиками называют цифровыми гидравлическими компонентами. Система, состоящая из цифровых гидравлических компонентов – цифровая гидравлическая система.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа различных информационных источников выделено одно из перспективных направлений развития гидросистем мобильных машин и оборудования – цифровая гидравлика. Цифровая гидравлика и технологии на ее основе позволяют обеспечить путь инновационного развития систем управления машин. Обобщены некоторые определения и положения, раскрывающие суть цифровой гидравлики и цифровой гидросистемы. Определены отличительные функции от других способов управления гидросистемами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цифровая гидравлика [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://konstruktions.ru/podrobnee-hidr/cifrovaja-gidravlika-cto-eh-to-2176.html>. – Дата доступа: 05.09.2023.
2. Zhang Q. Review and Development Trend of Digital Hydraulic Technology. [Electronic resource]: Applied Sciences, 2020, Vol.579. – Mode of access: <https://doi.org/10.3390/app10020579>. – Date of access: 07.09.2023.
3. Dr S. Raghuraman. Review and Development Trend of Digital Hydraulic Technology. [Electronic resource]: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, Vol. 267. – Mode of access: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-99X/263/6/062080/pdf>. – Date of access: 09.09.2023.
4. Ketonen, M. High flowrate digital hydraulic valve system / M. Ketonen, M. Linjama // The Ninth Workshop on Digital Fluid Power, Aalborg, September 7–8, 2017. – Tampere: Tampere University of Technology, 2017. – P. 13.
5. Siivonen. L. Analysis of Fault Tolerance of Digital Hydraulic Valve System / L. Siivonen, M. Linjama, M. Vilenius // Conference: Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control (PTMC'05). – Bath, 2005.

Представлено 01.09.2023

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ
ЦИФРОВОЙ ГИДРАВЛИКИ**

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF DIGITAL HYDRAULICS

Бельчик Л. Д.², канд. техн. наук, доц.,

Жилевич М. И.¹, канд. техн. наук, доц.,

Ананчиков А. А.², канд. техн. наук,

Козловский В. А.¹, студ., **Шабунько В. А.**¹, студ.,

¹Белорусский национальный технический университет,

²Государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»

г. Минск, Республика Беларусь

L. Belchik², Ph.D. in Eng., Ass. prof.,

M. Zhylevich¹, Ph.D. in Eng., Ass. prof.,

A. Ananchikov², Ph. D. in Eng.,

V. Kozlovsky, student, A. Shabunko, student,

¹Belarusian national technical university,

²The State Scientific Institution «The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus»

Minsk, Republic of Belarus

Рассмотрены примеры применения цифровой гидравлики на современных мобильных машинах. Определены их преимущества и недостатки.

Examples of the use of digital hydraulics on modern mobile machines are considered. Their advantages and disadvantages are determined.

Ключевые слова: *цифровая гидравлика, энергоэффективность, давление, гидроцилиндр, гидрораспределитель.*

Keywords: *digital hydraulics, energy efficiency, pressure, hydraulic cylinder, hydraulic distributor.*

ВВЕДЕНИЕ

Используемые в машинах гидроагрегаты и гидравлические системы управления в достаточной степени обеспечивают выполнение возложенных на них функции. Однако некоторые из них обладают рядом недостатков, таких как высокая стоимость и сравни-

тельно низкая энергоэффективность, а для конструктивно сложных элементов – низкая ремонтпригодность и сложность прецизионного изготовления. В современных условиях необходимо искать новые пути повышения эффективности гидравлических систем управления. Относительно новое направление решения задачи управления гидравлическими системами – так называемая цифровая гидравлика. При интеллектуальном развитии промышленности конкурентоспособными являются технологии, отвечающие социальным потребностям, а цифровая гидравлика обеспечивает реальный путь инновационного развития.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Задачи управления движением выходных звеньев гидравлических систем обычно решаются с помощью сервоприводов с высокой пропускной способностью или пропорциональных распределителей. Распределители такого типа обеспечивают хорошую управляемость, но имеют ряд недостатков, таких как кавитация, большие потери мощности, чувствительность к загрязнению и высокая цена. Предотвращение кавитации и высокая энергоэффективность могут быть достигнуты благодаря раздельному управлению потоком рабочей жидкости на входе и на выходе рабочего органа, что затруднительно при применении распределителей золотникового типа [1].

По данным некоторых исследователей, более половины выходной мощности гидравлических насосов или двигателей расходуется на дросселирование или слив рабочей жидкости через переливной клапан системы, в некоторых системах потери энергии составляют до 80 % [2].

Изменение давления и расхода в процессе эксплуатации существенно влияет на рабочие характеристики системы. Пропорциональные клапаны, а также сервоклапаны, как правило, используются для управления одним гидродвигателем или гидроцилиндром. Однако при проведении испытаний с использованием двух независимых пропорциональных распределителей наблюдалось снижение потерь мощности в гидроприводе до 15%. При проведении испытаний с пятью пропорциональными гидрораспределителями удалось увеличить производительность и повысить управляемость гидропривода [3].

В исследовании [4] применили параллельно включенные двухпозиционные гидрораспределители в качестве сервоклапанов в цифровом приводе. При этом клапаны имели разный расход и управлялись методом двоичного кодирования. Результаты эксперимента показали, что графики скорости и положения аналогичны для двух систем. Однако было обнаружено, что в цифровом приводе присутствуют сильные пульсации давления с большим перерегулированием.

При сравнении сервогидравлической системы с цифровой гидравлической системой авторы работы [5] получили аналогичные результаты отслеживания положения. Однако указанная система совершала колебательные движения на низких скоростях. При этом у сервосистемы указанного недостатка не наблюдалось. Для устранения колебаний давления было предложено увеличить количество использованных двухпозиционных клапанов.

Одним из основных преимуществ цифровых клапанов является то, что они не требуют обратной связи, в отличие от пропорциональных [6]. Для управления цифровой гидравлической системой используется контроллер, работающий со стационарной моделью и не требующий динамического моделирования. Поэтому он не производит много вычислений в процессе работы системы. Во время работы системы наилучшее управляющее воздействие определяется путем сравнения показателей, полученных с датчиков положения, давления и расхода.

В работе [7] был использован трехсекционный гидроцилиндр с тремя цифровыми управляющими блоками, включающими по восемь клапанов в каждом блоке. Эта система управляется с помощью цифровой гидравлики, а потери ее энергии снижены на 66 %. В исследовании [8] испытан рычажный механизм с электронной системой измерения давления и распределенным цифровым гидравлическим блоком управления. Потери энергии исследуемой системы снизились на 53–71 % по сравнению с пропорциональными клапановыми системами.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа различных информационных источников определено, что применение цифровой гидравлики позволяет повысить энергоэффективность системы от 15 % до 71 %. Однако применение указанной технологии вызывает повышение перерегулиро-

вания и пульсации давления, что может негативно сказаться на качестве управления. Применение цифровой гидравлики оправдано на машинах с большими энергетическими потерями и с невысокими требованиями к точности позиционирования рабочих органов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Linjama, M. Is it time for digital hydraulics? / M. Linjama, A. Laamanen. – Tampere: Tampere University, 2003.

2. Development of new kind of hybrid excavator. / M. Kagoshima [et. al.] // Res. Dev. Kobe Steel Eng. Rep. – 2007. – № 57. – P. 66–69.

3. Yao, B. Energy-saving control of hydraulic systems with novel programmable valves / B. Yao, S. Liu // Proceedings of the 4th World Congress on Intelligent Control and Automation. – Shanghai, 2002.

4. Accurate Trajectory Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder with Non-Ideal on/off Valves / M. Linjama. [et. al.] // International Journal of Fluid Power. – 2003. – № 4. – P. 7–16.

5. Comparison of digital hydraulic and traditional servo system in demanding water hydraulic tracking control / M. Linjama. [et. al.] // Conference: Fluid Power and Motion Control, FPMC 2008. – Bath, 2008.

6. Siivonen. L. Analysis of Fault Tolerance of Digital Hydraulic Valve System / L. Siivonen, M. Linjama, M. Vilenius // Conference: Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control (PTMC'05). – Bath, 2005.

7. Huova, M. Energy Efficiency of Three-Chamber Cylinder with Digital Valve System / M. Huova, A. Laamanen, M. Linjama. // International Journal of Fluid Power. – 2010, № 11. – P. 15–22.

8. Huova. M. Energy efficient digital hydraulic valve control utilizing pressurized tank line / M. Huova, M. Linjama. // Conference: Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference. – Dresden, 2012.

Представлено 01.09.2023

ТАРИРОВКА ТАХОГЕНЕРАТОРНОГО РАСХОДОМЕРА

CALIBRATION OF A TACHOGENERATOR FLOWMETER

Маковская И. А., ст. преп., **Сокол В. А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
I. Makouskaya, Senior Lecturer, V. Sokol, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье описана методика тарировки расходомера тахогенераторного типа, приводится схема испытательного стенда и оценка погрешности измерений

The article describes the methodology of calibrating of a tachogenerator meter, provides a diagram of a test bench and shows the estimation of the measurement error

Ключевые слова: расход, расходомер тахогенераторного типа, испытательный стенд, тарировка, оценка погрешности.

Keywords: flow rate, tachogenerator meter, test bench, calibration, error estimation.

ВВЕДЕНИЕ

Определение расхода (потока) жидкости – актуальная задача исследования и испытания гидропривода. Его величина является одной из основных характеристик системы. По расходу диагностируют работоспособность системы и подбирают все составляющие элементы. По значению расхода (для насоса это подача) рассчитывают гидравлическую мощность привода и, как следствие, основную энергетическую характеристику системы – КПД.

Существует прямой и косвенный методы измерения расхода.

При прямом методе непосредственно измеряется поток жидкости приборами. В этом случае используется тахометрические, крыльчатые, шариковые расходомеры и другие измерительные приборы.

Косвенные методы основаны на применении объемных или массовых способов. В качестве расходомеров используются также гид-

ромоторы. Способ заключается в измерении времени заполнения мерного сосуда при протекании жидкости через счетчик [2].

Тахогенераторный расходомер, описываемый в статье, относится к устройствам, которые определяют расход косвенным методом. Он представляет собой преобразователь механической величины (скорости потока жидкости) в электрическую (напряжение, измеряемое потенциометром).

ТАРИРОВКА ТАХОГЕНЕРАТОРНОГО РАСХОДОМЕРА

Для того чтобы пользоваться любым из указанных видов расходомеров, нужно провести тарировку. Тарировка – это нахождение функциональной зависимости между выходным и выходным параметрами. Относительно расходомера тахогенераторного типа измеряемым входным параметром является расход (количество протекаемой жидкости), а выходным – напряжение.

Тарировку тахогенераторного расходомера предлагается проводить на установке, собранной на базе оборудования учебного стенда FESTO. Схема установки представлена на рис. 1.

Установка состоит из насосной станции НС, включающей в себя насос Н и предохранительный клапан ПК; манометра МН; дросселя ДР; гидромотора ГМ; тахогенератора ТГ; мультиметра V; мерной емкости Б с ручкой, открывающей сливную линию.

Жидкость от насосной станции НС через регулируемый дроссель ДР поступает в гидромотор ГМ, вал которого соединен с тахогенератором ТГ. Частота вращения вала в тахогенераторе преобразуется в ток определенного напряжения, фиксируемый мультиметром.

В свою очередь от гидромотора жидкость поступает в мерную емкость Б, по времени заполнения которой определяется расход.

Из комплекта оборудования подбираются необходимые элементы и собирается схема в соответствии с рис. 1.

Подключается мультиметр к тахогенератору, запитывается тахогенератор от источника постоянного тока напряжением 24 В.

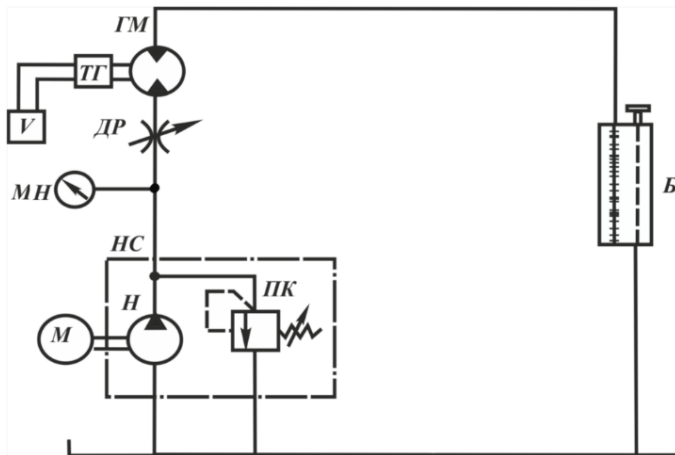


Рисунок 1 – Установка для тарировки тахогенераторного расходомера

Предохранительным клапаном устанавливается давление 40 атм. (4,0 МПа).

Нагружающим элементом в системе является дроссель ДР. Изменяя его открытие от максимального до минимального, меняем расход жидкости в системе и, соответственно, частоту вращения вала гидромотора ГМ. Частота вращения вала в тахогенераторе преобразуется в электрический сигнал (напряжение U , В), величина которого фиксируется мультиметром и заносится в таблицу испытаний. Для высокой достоверности измерений ступеней нагружения должно быть от 5 до 10. Диапазон измерений составит от 4,0 до 0,5 В с шагом 0,5 В.

Одновременно при определенных показаниях мультиметра отмечаем время t заполнения мерной емкости Б и заносим в таблицу 1. Объем емкости $W = 2 \text{ л} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Рассчитывается расход жидкости по формуле $Q_i = W/t$, где W – объем мерной емкости, м^3 ; t – время заполнения емкости, с .

Значения расхода Q_i также заносятся в табл. 1.

В результате строится тарировочный график зависимости расхода от напряжения $Q = f(U)$, находится соответствие между расходом и напряжением.

Таблица 1 – Значения замеренных параметров

№	Давление p , Па	Время заполнения бака t , с	Объем бака W , м ³	Расход Q_i , м ³ /с	Напряжение U_i , В
1.					

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

Обработка результатов тарировки сводится к нахождению функциональной зависимости между показанием электрического прибора (напряжения U , В) и значением расхода (Q , м³/с), а также к определению масштабного коэффициента K_m , наиболее точно удовлетворяющего всем опытным данным тарировки, и к оценке точности его определения.

Обычно зависимость $Q=f(U)$ линейная или может быть приведена к этому виду.

Опытные данные тарировки описываются, как правило, нормальным уравнением:

$$\sum Q_i \cdot U_i - K_m \cdot \sum U_i^2 = 0. \quad (1)$$

Обработывая опытные данные по методу наименьших квадратов, из уравнения (1) получается выражение для масштабного коэффициента:

$$K_m = \frac{\sum Q_i \cdot U_i}{\sum U_i^2}.$$

При этом среднеквадратичная погрешность оценки масштабного коэффициента определяется по формуле:

$$\sigma = \pm \left[\frac{\sum (Q_i - K_m \cdot U_i)^2}{(n-1) \cdot \sum U_i^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

где n – общее число замеров.

Приведенная относительная погрешность оценки масштабного коэффициента определяется зависимостью

$$\delta = \pm \frac{\sigma}{K_m}.$$

Для вычисления суммарной погрешности результатов тарировки дополнительно находят погрешность замеров объема. Суммарная приведенная относительная погрешность тарировки

$$\Delta = \delta + \delta_n,$$

где δ_n – приведенная относительная погрешность определения объема. Она определяется как отношение цены деления шкалы мерного бака к максимальному значению объема его измерения.

Суммарная среднеквадратичная погрешность определения масштабного коэффициента (в процентах) вычисляется по выражению

$$\sigma_{\Sigma} = \pm 100 \cdot \Delta K_m.$$

Погрешность определения масштабного коэффициента учитывают при оценке точности обработки результатов испытаний [3].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описанная методика позволяет проводить тарировку расходомера тахогенераторного типа и оценку погрешности испытаний. Эксперимент показал очень хорошую сходимости результатов, суммарная среднеквадратичная погрешность определения масштабного коэффициента составила 0,5 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследования и испытания гидропневмосистем машин: учебно-методическое пособие для вузов / Б. Ю. Желтовский [и др.] – Минск : УП «Технопринт», 2004. – 204 с.
2. Богдан, Н. В. Гидропневоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: Учеб. пособие / Н. В. Богдан, П. Н. Кишкевич, В. С. Шевченко; под ред. Н. В. Богдана. – Мн. : Ураджай, 2001. – 396 с.

3. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебн. пособие для вузов / В. Е. Гмурман. – М. : Высшая школа, 1972. – 368 с.

4. Коломиец, Л. В. Метод наименьших квадратов: метод. Указания / Л. В. Коломиец, Н. Ю. Поникурова. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 32 с.

Представлено 20.04.2023

УДК 629.366.064(07)

**СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ НАВЕСНЫМ УСТРОЙСТВОМ**

**TEST BENCH FOR ELECTROHYDRAULIC CONTROL
SYSTEM OF SUSPENDED DEVICE**

Захаров А. В.², канд. техн. наук, доц.,

Клоков Д. В.¹, канд. техн. наук, доц.,

Ермилов С. В.¹, ст. преп., **Захарова И. О.²**, асс.,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь

A. Zakharov², Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

D. Klokov¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

S. Ermilov¹, Senior Lecturer, I. Zakharova², assistant,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

²Belarusian state agrarian technical University. Minsk, Belarus

В статье описан стенд, разработанный для воспроизведения режимов регулирования тракторных электрогидравлических систем управления навесного устройства.

The article describes a stand designed to reproduce control modes of tractor electrohydraulic control systems of a suspended device.

Ключевые слова: трактор, электрогидравлическая система, стенд, переходные характеристики, навесное устройство.

Keywords: tractor, electrohydraulic system, stand, transition characteristics, suspended device.

ВВЕДЕНИЕ

В результате проведения поисковых исследований по усовершенствованию конструкции электрогидравлических систем регулирования появилась потребность созданию стенда, который не только позволял проводить проверку работоспособности системы управления навесными устройствами, а и в режиме ручного управления, давал возможность воспроизведения режимов автоматического управления: силового, позиционного, смешанного регулирования.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для исследования способов регулирования глубины обработки почвы, гидронавесными системами тракторов предложен и смонтирован стенд на базе трактора «БЕЛАРУС 1523» [1]. Стенд и оснастка для исследования электрогидравлической системы управления позволяют в лабораторных условиях воспроизвести работу системы и ее компонентов, с целью определения статических и динамических характеристик. На рисунке 1 и 4 показана гидравлическая и электрическая схемы стенда. Привод насосной станции, пульт управления и оснастка для нагружения навесного устройства изображены на рис. 2, 3 и 5.

Для измерения выходных величин при задании различных способов регулирования, стенд имеет следующие датчики:

- перемещения тяг навесного устройства в продольно-вертикальной плоскости;
- давлений жидкости в подающей полости насосной установки и полостях гидроцилиндров;
- расхода жидкости в трубопроводе перед полостью подъема гидроцилиндра.
- усилий в узлах крепления нижних тяг навесного устройства.
- температуры жидкости (электрический термометр) в гидробаке.

Измеряя электрический сигнал (U) в вольтах, идущий с силовых пальцев 20 и 21 нагружаемых тяговым усилием через нижние тяги 18 и 19 и само тяговое усилие (P_T) в ньютонах строится тарировочный график (пять и более ступеней нагружения) [2; 3].

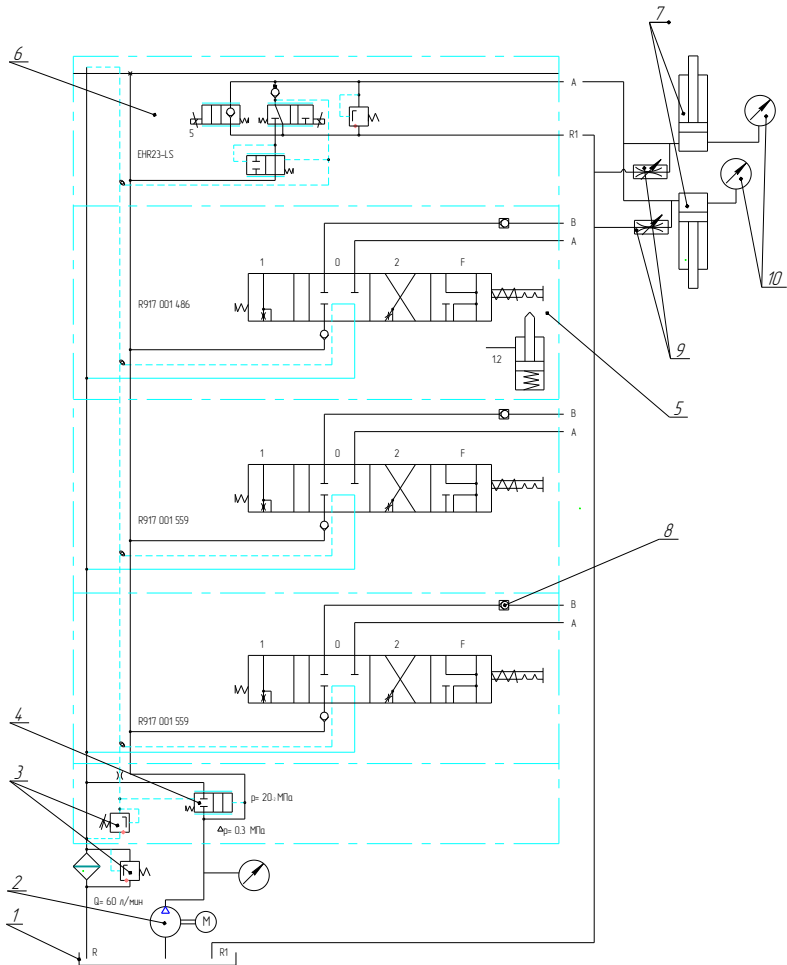


Рисунок 1 - Схема гидравлическая станда для исследования способов регулирования глубины обработки почвы

- 1 – гидробак; 2 – насосная станция; 3 – клапана переливные; 4 – клапан предохранительный; 5 – проточный распределитель РП 70;
 6 – регулятор EHR 28 LS; 7 – гидроцилиндры подъемника Ц90Х250;
 8 – обратный клапан; 9 – регулируемые дроссели; 10 – манометры

При несоответствии пропорциональной зависимости U от P_T регулируется положение силовых пальцев в сферических опорах крепления нижних тяг 18 и 19 в заднем мосту 1 трактора.

Проверив работу силовых пальцев симметричной тяговой нагрузкой, проводят проверку несимметричной тяговой нагрузкой. Для этого удлиняют один из горизонтальных телескопических упоров, например 4, вывинчивая винт 8. Телескопическая поперечина 9 при этом удлиняется за счет телескопической конструкции. Вилка 11 удлиняется, а кронштейн 13 перемещается по отверстиям поперечины 14 навесного устройства 2.

Далее процесс нагружения и построения тарировочного графика повторяются.

Таким образом, такая конструкция оснастки нагружения гидронавесной системы обеспечит возможность нагружать статическим симметричным и несимметричным тяговым усилием нижние тяги трактора 18 и 19 и настраивать датчики усилия 20 и 21 для точной работы электрогидравлического регулятора глубины хода присоединенных почвообрабатывающих орудий.

Контролировать выходные параметры, электропитание и настройка способов регулирования осуществляется с пульта управления рис. 2.



Рисунок 2 – Пульт управления



Рисунок 3 – Насосная станция стенда

Для применения стенда в учебных целях на нем предусмотрено осуществлять условные неисправности размыкателями электрических цепей SA2 – SA13. При настройке режима самодиагностики блок управления определяет неисправность, и контрольный светодиод показывает неисправности в виде кода. Например: пауза 2,8

секунды – 2 мигания – пауза 1,4 секунды – 3 мигания. Означает неисправность 23. По таблице в руководстве по эксплуатации трактора уточняем причину и производим наладку.

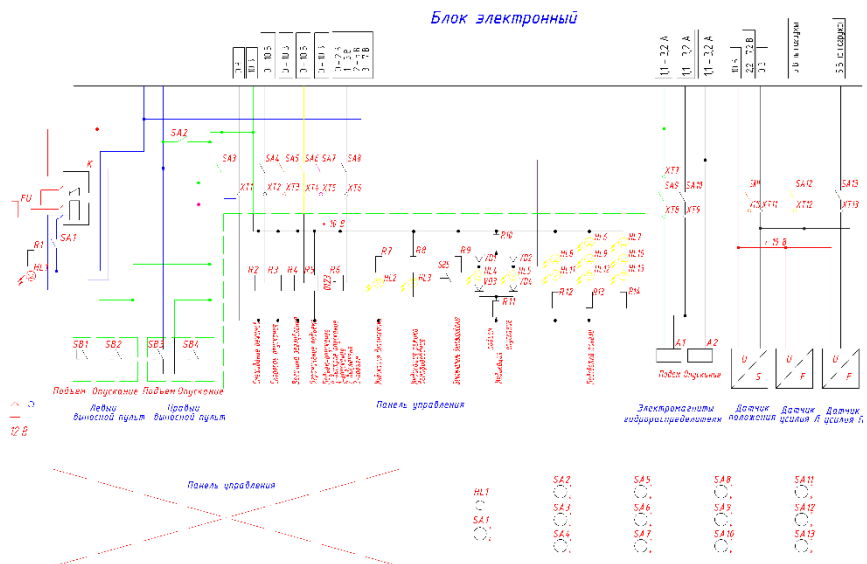


Рисунок 4 – Электрическая схема стенда и электронный блок управления

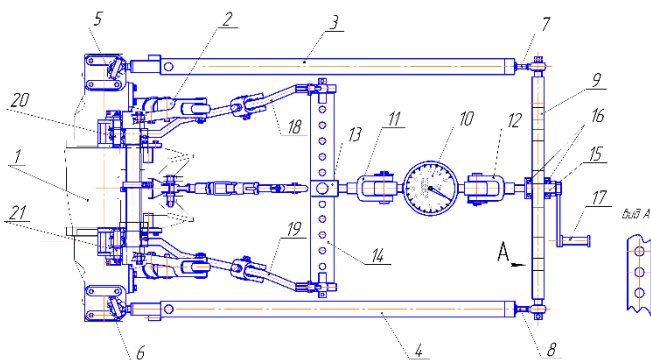


Рисунок 5 – Оснастка для нагружения навесного устройства

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования переходных характеристик показали, что прямое копирование зарубежных систем не всегда дает положительный результат. Например, при работе на невыровненных полях или с полунавесными орудиями вместо навесных часто не удается избежать появления автоколебательных процессов и связанного с ними отклонения от агротехнических норм обработки почвы. Поэтому необходимо проводить дальнейшие научно-исследовательские и конструкторские разработки по совершенствованию автоматики регулирования, а соответственно и стендов для исследований электрогидравлических систем управления навесным устройством.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трактор «Беларус 1522/1522В/1523/1523В». Руководство по эксплуатации. – ПО «Минский тракторный завод», 2009. – 238 с.

2. Горин, Г. С. Гидрооборудование тракторов «Беларус»: лаб. практикум в 2-х ч. / Г. С. Горин, А. В. Захаров. – Минск: БГАТУ, 2008. – Ч. 1. – 60 с.

3. Устройство для статических испытаний гидронавесной системы. Пат. № 8216 Респ. Беларусь, МПК А01В 59/00/ А. И. Бобровник, А. В. Захаров, И. О. Захарова: заявитель БГАТУ – № и 20100465. – Заявл. 28.12.11. – Опубл. 28.12.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 7. – С. 137.

Представлено 20.04.2023

МЕТОДИКА РАСЧЕТА АВТОМАТИЧЕСКИХ КОНДЕНСАТООТВОДЧИКОВ

Филипова Л. Г.¹, ст. преп.,

Захаров А. В.², канд. техн. наук, доц.,

Арефьев С. А.³, вед. инж.-констр., Подолянчик К. А.¹, студ.,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь,

²УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь

³ООО «УайТиОу Технолоджи БиЭлЭр»

L. Filipova¹, senior lecturer,

A. Zakharov², Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

A. Arefyev³, lead Design-Engineer, K. Podolyanchik¹, student,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

²Belarusian state agrarian technical University. Minsk, Belarus

³УТО Technology BLR, LLC

В современных пневматических приводах, рассчитанных на работу в определенном технологическом режиме, необходимо выбрать оптимальные параметры элементов системы очистки воздуха, чтобы качество используемого воздуха повышало надежность работы пневмопривода.

In modern pneumatic actuators designed to operate in a certain technological mode, it is necessary to select the optimal parameters of the elements of the air purification system so that the quality of the air used increases the reliability of the pneumatic actuator.

Ключевые слова: конденсатоотводчик, конденсат, фильтр-влагоотделитель, расчет, параметры.

Keywords: steam trap, condensate, dehumidifier filter, calculation, parameters.

ВВЕДЕНИЕ

Отвод конденсата из резервуаров фильтров-влагоотделителей, водосборников, ресиверов и других емкостей является конечной операцией по удалению загрязнений из пневмосистем. Конденсат удаляется с помощью ручных или автоматических дренажных устройств, от

надежности которых в значительной степени зависит и долговечность, и надежность пневмоприводов (ПП).

Устройство для автоматического отвода конденсата должно соответствовать следующим требованиям:

- быть надежным и безотказным в работе, иметь умеренный износ внутренних частей и возможность легкой замены их;
- не допускать потерь сжатого воздуха при нормальной работе;
- быть, по возможности, нечувствительным к колебаниям давления сжатого воздуха.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА АВТОМАТИЧЕСКИХ КОНДЕНСАТООТВОДЧИКОВ

Для установления расчетных зависимостей автоматических конденсатоотводчиков с учетом этих требований необходимо проанализировать процессы, происходящие в полости управления при сбросе конденсата, влияние различных факторов на надежность работы поплавка и конденсатоотводчика в целом.

При повышении уровня конденсата в резервуаре 1 автоматического конденсатоотводчика (рис.1) поплавков 2 всплывает вместе с армированной втулкой 3 и управляющим клапаном 4.

Камера управления сообщается с резервуаром, и давление в ней возрастает. При этом дренажный клапан 6 открывается, и происходит сброс конденсата. Уровень конденсата понижается, поплавков опускается и закрывает сервоклапан. После истечения воздуха из камеры управления через жиклер 7 выхлопа дренажный клапан закрывается. Пружина 8 служит для дополнительного поджатия клапана. Имеются конденсатоотводчики с пружиной над мембраной 5, что обеспечивает открытие дренажного клапана при отсутствии давления в резервуаре.

Исходными данными для проектного расчета являются:

- максимальное и минимальное давление сжатого воздуха в резервуаре;
- внутренний диаметр D_p резервуара;
- концентрация влаги в жидком состоянии (конденсата), поступающей в фильтр-влагоотделитель;
- плотность материала поплавка;
- температура сжатого воздуха в резервуаре;
- полезный объем резервуара;
- время сбрасывания конденсата в диапазоне рабочих давлений.

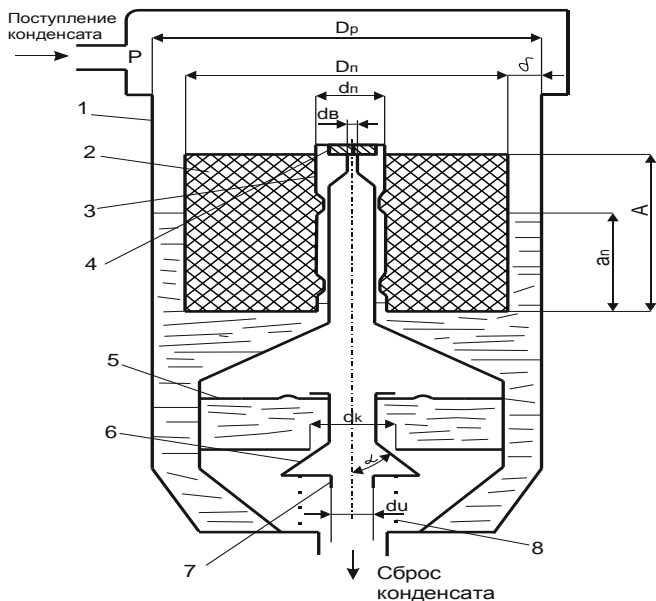


Рисунок 1 – Расчетная схема автоматического конденсатоотводчика

В результате проектного расчета необходимо получить значения конструктивных параметров автоматического конденсатоотводчика: размеры поплавка, дренажного клапана, сервопривода; полезный объем резервуара (количество сбрасываемого за один раз конденсата в диапазоне рабочих давлений); время сбрасывания конденсата в диапазоне рабочих давлений.

Предлагается следующий порядок проектного расчета автоматического конденсатоотводчика.

1. Определяют площадь f_k проходного сечения дренажного клапана из условия обеспечения сброса максимально возможного количества Q_{max} конденсата из системы при наименьшем рабочем давлении в полости резервуара по формуле:

$$f_k = \frac{Q_{max}}{44,3 \cdot \mu_k \cdot \sqrt{p_{min}}},$$

где Q_{max} – наибольшее количество конденсата, поступающего из сети, м³/с; p_{min} – минимальное давление в резервуаре, МПа; Δp – перепад давления на дренажном клапане (при отсутствии больших сопротивлений в линии слива может быть принят равным избыточному давлению в резервуаре), МПа; ρ – плотность конденсата ($\rho = 1000 \cdot 9,8^{-1}$ кг/м³) [1].

Максимальная концентрация конденсата при пуске пневмосистемы может достигать 160 кг/м³ [2].

2. Конструктивно выбирают размеры сервопривода. Эффективная площадь мембраны: при сбросе конденсата $F_M \approx (1,6 - 1,7) \cdot d_k^2$; при закрытии дренажного клапана $F_M \approx (2,0 - 2,2) \cdot d_k^2$;

Диаметры жиклеров принимают: выхлопа d_u не менее 0,5 мм во избежании засорения и управляющего клапана – $d_b = (1,25 - 1,6) \cdot d_u$ в зависимости от отношения его длины к диаметру, формы входной кромки и др.

$$A = k_n \cdot a_n,$$

где глубину погружения поплавка a_n определяют по формуле:

$$a_n = \frac{(G_n + 0,785 \cdot \rho \cdot d_b^2) \cdot \left(1 + \frac{\delta}{a \cdot b}\right) \cdot K_{в,тр}}{0,785 \cdot (D_n^2 - d_n^2) \cdot \rho_k - D_n \cdot \frac{\eta}{\delta}};$$

где $K_{в,тр}$ – коэффициент, учитывающий силы вязкого трения жидкости и силы трения с некоторым запасом;

η – коэффициент динамической вязкости конденсата;

Для предотвращения попадания конденсата в камеру управления на основании экспериментальных данных рекомендуется принимать $K_{в,тр} = 1,5 - 2,0$.

4. Выбирают наружный диаметр поплавка D_n из условия обеспечения необходимой величины зазора δ между внутренней поверхностью резервуара и поплавком: $D_n = D_p - 2 \cdot \delta$.

Зазор δ следует выбирать в пределах 2–8 мм в зависимости от загрязненности конденсата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После выполнения проектного расчета необходимо выполнить поверочный расчет. По его результатам при необходимости корректируют размеры жиклеров и объем камеры управления. Полезный объем резервуара должен быть не менее, а время сброса не более исходных величин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/ Е. В. Герц [и др.]. – М. : Машиностроение, 1981. – 408 с.

2. Кудрявцев, А. И. Исследование процессов очистки сжатого воздуха в промышленных энергосистемах: Дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / А. И. Кудрявцев. – Харьков: ХПИ, 1973.

3. Устройства кондиционирования сжатого воздуха (Разработка математических моделей и методов расчета): Метод рекомендации/ ВНИИгидропривод. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 48 с.

Представлено 20.04.2023

**ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЧИСЛЕННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ**

**FEATURES OF DESIGN AND NUMERICAL SIMULATION
OF THE DYNAMICS OF PNEUMO-HYDRAULIC
SHOCK ABSORBERS**

Титова А. В.,

Удмуртский федеральный исследовательский центр УрО РАН,
Ижевск, Россия

A. Titova,

Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch
of the Russian Academy of Sciences, Izhevsk, Russia

Представлены результаты методического исследования, направленного на построение расчетной схемы для моделирования динамики пневмогидравлических амортизаторов транспортных средств с помощью метода контрольного объема и подвижных сеток.

The results of a methodological study aimed at constructing a computational scheme for modeling the dynamics of shock absorbers of vehicles using the method of control volume and movable grids are presented.

Ключевые слова: численное моделирование; вычислительная гидрогазодинамика; пневмогидравлические амортизаторы

Keywords: numerical modeling; computational fluid dynamics; shock absorbers

ВВЕДЕНИЕ

Повышение требований к плавности хода транспортных средств высокой проходимости привело к необходимости увеличения энергоемкости системы поддресоривания (СП). Одним из способов улучшения плавности хода и снижения перегрева органов СП является установка пневмогидравлических амортизаторов (ПГА), которые позволяют снизить поглощаемую мощность на всех режимах движения транспортных средств при условии сохранения необходимой плавности хода.

Вместе с преимуществами ПГА обладают и рядом недостатков, главной из которых является сложность прогнозирования упругой характеристики, делающая процесс проектирования и производства весьма трудоемким и наукоемким. При подборе ПГА для СП транспортных средств высокой проходимости, на сегодняшний день, используют упругую характеристику, полученную в результате стендовых испытаний, где подразумевается только воздействие статической нагрузки [1; 2]. При динамических нагрузках, характерных для реальной картины дорожной обстановки, поведение упругой характеристики остается непредсказуемым, так как движение рабочей жидкости здесь является существенно нестационарным, из-за чего использование приближенных аналитических моделей гидродинамического нагружения рабочего органа ПГА – поршня для рационального выбора конструкторских решений становится некорректным.

Наиболее передовыми подходами к моделированию процессов в пневмогидравлических системах являются подходы, основанные на решении уравнений Навье-Стокса численными методами или, как принято их называть в западной литературе, – CFD (Computational Fluid Dynamics)-методами. При численном моделировании течения рабочей жидкости в ПГА методом контрольного объема в современных программных пакетах подвижностью поршня часто пренебрегают для уменьшения вычислительных затрат [3]. Однако, чтобы в полной мере проанализировать нелинейное нестационарное нагружение рабочего органа ПГА, необходимо рассматривать сопряженную задачу его движения при взаимодействии с потоком среды во внутренней полости устройства.

Полноценное моделирование работы ПГА требует построения расчетных схем с использованием подвижной сетки. Наиболее приспособленным для работы с подобными сложными расчетными схемами является алгоритм расчета поля течения SIMPLE (и его дальнейшие модификации) [4].

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Расчет режима течения проводился при следующих параметрах: ход поршня ПГА 0,04 м; диаметр поршня 0,075 м; диаметр дроссельного отверстия 0,003 м; начальная скорость поршня 0,01 м/с; рабочая жидкость – минеральное масло МГЕ-10А.

В результате расчета были получены картины нестационарного течения. На рис. 1 представлены поля распределения скоростей и давлений по всей расчетной области.

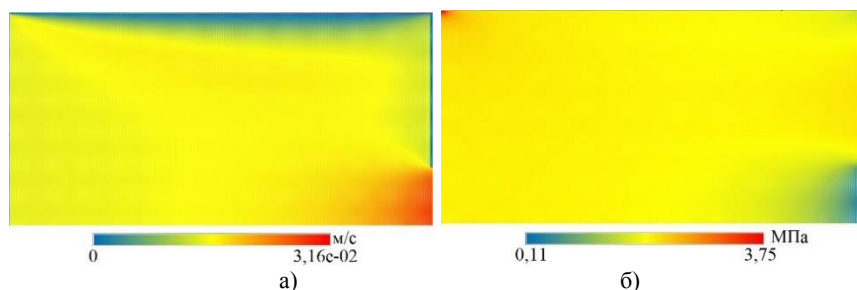


Рисунок 1 – Результаты расчета течения:
а – поля распределение скоростей; б – распределение давления

Видно, что вблизи дроссельного отверстия струйное течение эволюционирует, порождая вихревые структуры в проточной части ПГА. Обнаруженные струйные эффекты и вихревые течения могут возникать и при пространственном течении в проточной части реального устройства, приводя к изменениям распределения давления по рабочей поверхности корпуса, возникновению дисбаланса радиальной составляющей гидродинамических сил и могут быть причиной различия расчетной и экспериментальной демпфирующей характеристики ПГА.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проделанная работа позволяет сделать вывод о том, что разработанный вычислительный код для моделирования течений рабочей жидкости в органах ПГА, основанный на методе контрольного объема на движущейся несмещенной сетке, может быть использован в качестве альтернативы коммерческим пакетам программ вычислительной гидрогазодинамики (CFD) для расчета режимов течения в пневмогидравлических агрегатах СП транспортных средств.

В целом можно сделать вывод, что технология построения расчетной схемы успешно отлажена в осесимметричной постановке. Дальнейшая работа предполагает полноценное моделирование реальной конструкции ПГА в условиях, приближенных к экспериментальному исследованию. Сравнение результатов расчета с экспери-

ментом позволит произвести верификацию расчетной схемы и использовать ее в дальнейшем для оптимизации внутренней геометрии ПГА с целью улучшения и уточнения его упругой характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lee, K. Numerical modeling for the hydraulic performance prediction of automotive monotube dampers / K. Lee // *Vehicle system dynamics*. 1997. – № 28. – P. 25–39.

2. Сарач, Е. Б. Методы исследования систем поддрессоривания транспортных машин / Е. Б. Сарач, А. А. Ципилев // *Наука и образование. Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана*. – 2012. – № 5. С. 95–125.

3. Численное моделирование потоков в струйно-золотниковом гидроусилителе / К. А. Широкова [и др.] // *Вестник УГАТУ*. 2008. – Т. 11. – № 2 (29). – С. 55–59.

4. Реализация метода расчета вязкой несжимаемой жидкости с использованием многосеточного метода на основе алгоритма SIMPLE в пакете программ ЛОГОС / А. С. Козелков, [и др.] // *Вопросы атомной науки и техники. Сер. Матем. моделирование физ. процессов*. – 2013. – № 4. – С. 44–56.

5. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат. – 1984. – 152 с.

Представлено 26.04.2023

**ПРИМЕНЕНИЕ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН
В СОСТАВЕ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ**

**THE USE OF GEAR HYDRAULIC MACHINES
IN AS PART OF A HYDROSTATIC TRANSMISSION**

Ворожцов О. В., канд. техн. наук, доц.,

Селезнев Е. А., ст. преп.,

Псковский государственный университет, г. Псков, Россия

O. Vorozhtsov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

E. Seleznev, Senior Lecturer,

Pskov State University, Pskov, Russian Federation

В статье рассмотрено применение в качестве силовых движителей в составе гидрообъемной трансмиссии шестеренных гидромашин. Представлена целесообразность применения шестеренных гидромашин в составе гидрообъемной трансмиссии. Приведена гидравлическая схема гидрообъемной трансмиссии и описание ее работы. Определены параметры гидрообъемной трансмиссии на основе шестеренных гидромашин.

The article considers the use of gear hydraulic machines as power propulsors in the composition of a hydrostatic transmission. The expediency of using gear hydraulic machines as part of a hydrostatic transmission is presented. The hydraulic scheme of the hydrostatic transmission and the description of its operation are given. The parameters of hydrostatic transmission based on gear hydraulic machines are determined.

Ключевые слова: шестеренные гидромашинны, трансмиссия, пропорциональный гидравлический распределитель, зубчатый дифференциал.

Keywords: gear hydraulic machines, transmission, proportional hydraulic distributor, toothed differential.

ВВЕДЕНИЕ

Применение гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) в составе транспортных машин целесообразно по ряду факторов:

– обеспечивается бесступенчатое регулирование, поток мощности от двигателя к ведущим колесам транспортного средства передается без разрыва;

– сохраняется постоянный крутящий момент на ведущих колесах, что обеспечивает движение по мягким грунтам без проскальзывания;

– удельная мощность на единицу массы выше, чем у аналогичных механических передач, удобство компоновки.

Традиционно в качестве силовых движителей ГОТ применяют поршневые гидромашины, что обусловлено возможностью объемного регулирования гидромашин и высоким создаваемым давлением. Для ряда выполняемых в сельском хозяйстве работ нет необходимости в высокой мощности транспортных машин. В условиях ограниченного пространства целесообразно применение специального транспортного средства, рассчитанного на определенные виды работ (например, приствольная обработка деревьев, скашивание и измельчение сорной травы, опрыскивание). Возможность движения такого транспортного средства в прямом и обратном направлении без изменения тяговых свойств и удобства управления значительно облегчит и ускорит выполняемые работы.

Причиной снижения подачи поршневых гидромашин, что является признаком возникающей неисправности, является механический износ поршневых и распределительных пар трения гидромашин, приводящий к снижению объемного КПД [1]. Для большинства ГОТ критерием предельного состояния является снижение объемного КПД гидромашин на номинальных режимах более чем на 20 % [2]. Причинами снижения объемного КПД в ходе эксплуатации сельхозтехники, оборудованной ГОТ, являются:

– высокие нагрузочные режимы при длительном периоде работы в условиях повышенных температур окружающей среды;

– качество и чистота рабочей жидкости.

Применение шестеренных гидромашин позволит значительно снизить стоимость ГОТ и затраты на обслуживание. Шестеренные гидромашины по своим характеристикам незначительно уступают поршневым гидромашинам, а по таким параметрам, как удельная мощность на единицу массы и себестоимость производства, превосходят их [3]. К тому же, шестеренные гидромашины менее требовательны к чистоте и вязкости рабочей жидкости в сравнении с

поршневыми гидромашинами. Невозможность применения шестеренных гидромашин в качестве движителей ГОТ обусловлена постоянным рабочим объемом. Регулирование подачи в этом случае возможно только дроссельным способом, что значительно снижает КПД трансмиссии.

ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМАШИНЫ В КАЧЕСТВЕ СИЛОВЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Регулирование шестеренных гидромашин «объемным способом» возможно в случае применения двух шестеренных гидромоторов с разными рабочими объемами, установленными на валах дифференциала. Подача рабочей жидкости осуществляется от пропорционального распределителя, положение золотника которого будет определять количество рабочей жидкости, поступающей к каждому гидромотору.

Диапазон регулирования будет зависеть от разности рабочих объемов гидромашин. Гидравлическая схема ГОТ с применением шестеренных гидромашин в качестве силовых движителей представлена на рис. 1.

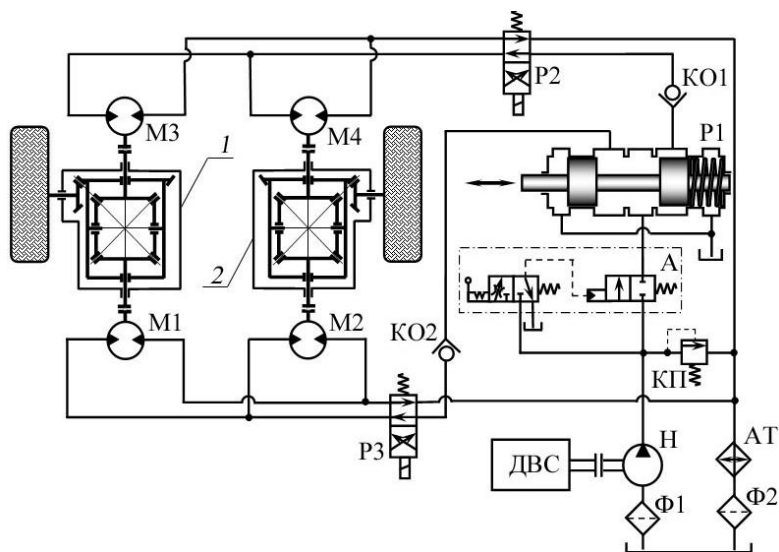


Рисунок 1 – Гидравлическая схема ГОТ на основе шестеренных гидромашин

На схеме приняты обозначения: Н – насос; М1, М2 – героторные гидромоторы; М3, М4 – шестеренные гидромоторы с внешним зацеплением; Р1 – пропорциональный распределитель; Р2, Р3 – направляющие распределители; А – устройство плавного пуска; АТ – охладитель; Ф1, Ф2 – фильтры; КО1 и КО2 – обратные клапана; 1, 2 – зубчатый дифференциал.

Распределитель Р1 в исходном положении обеспечивает подачу рабочей жидкости к гидромоторам М1 с наибольшим рабочим объемом, что обеспечивает минимальную скорость движения транспортного средства. При смещении золотника происходит перераспределение рабочей жидкости между гидромоторами, что приводит к изменению скорости вращения выходного вала дифференциала. Распределители Р2 и Р3 предназначены для создания реверсивного потока рабочей жидкости. При включении только, например, распределителя Р2 возникает противовращение валов гидромоторов М1, М2 и гидромоторов М3, М4. Этим достигается создание малых скоростей транспортного средства. В качестве гидромоторов М1 и М2, обеспечивающих начало движения транспортного средства, следует принять героторные гидромоторы, так как они обладают, в отличие от шестеренных гидромоторов с внешним зацеплением, высоким стартовым моментом и значительным рабочим объемом.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ

Оптимальная скорость для большинства сельскохозяйственных работ не превышает 10 км/ч. Скорость движения транспортных средств по территории организации, в производственных и других помещениях устанавливается работодателем в зависимости от конкретных условий с учетом интенсивности движения транспортных средств, состояния дорог, перевозимого груза [4]. На практике скорость движения транспорта по территории предприятий ограничивают 5 км/ч.

Начальная скорость движения транспортного средства, когда в работе задействованы гидромоторы М1 и М2, будет изменяться от 0 до 10 км/ч в зависимости от режима их работы. По результатам предварительного расчета максимальные частоты вращения валов гидромоторов М1 и М2 при этом будут составлять 98 об/мин, а рабочий объем каждого из них – по 125 см³.

Для движения транспортного средства на наибольшей скорости будут задействованы в работе гидромоторы М3 и М4. Чтобы обеспечить максимальную скорость, например, как у трактора МТЗ-82, которая составляет 35 км/ч, частоты вращения валов гидромоторов будут составлять 344 об/мин. Объемы шестеренных гидромоторов при этом следует выбрать по 32 см³ каждый. Наибольшая подача насоса Q_n при работе гидрообъемной трансмиссии при таких параметрах гидромашин будет составлять 15,28 л/мин.

Окончательно на выбор параметров гидрообъемной трансмиссии для обеспечения требуемых скоростей движения будут оказывать влияние передаточное число главной передачи и тип применяемого дифференциала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение шестеренных гидромашин в составе ГОТ позволит значительно упростить структуру трансмиссии, снизить требования к рабочей жидкости и уменьшить стоимость ГОТ. Транспортные средства, оснащенные ГОТ с шестеренными гидромашинками, могут применяться в сельском и городском хозяйстве, например, при обработке овощных культур, уборки тротуаров городских улиц. Применение тандем-насоса позволит применять навесное и прицепное оборудование, оснащенное гидравлическим приводом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Галин, Д. А. Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода ГСТ-90. Кандидатская диссертация / Д. А. Галин. – Саранск, 2007. – 188 с.
2. Земсков, А. М. Технология повышения долговечности объемного гидропривода (на примере ГСТ-112). Кандидатская диссертация / А. М. Земсков. – Саранск, 2014. – 292 с.
3. Vorozhtsov, O. V. Application of gear hydraulic machines in the composition of hydrostatic transmissions / O. V. Vorozhtsov, I. E. Plaksin, A. V. Trifanov.
4. Приложение к приказу Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации от 18 ноября 2020 г. № 814. – 2020.

Представлено 23.04.2023

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОБСЛУЖИВАНИЕ
И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ**

МЕТОД АКТИВНОГО МОНИТОРИНГА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

METHOD FOR ACTIVE MONITORING OF GEARS

Рынкевич С. А., д-р техн. наук, доц.,
S. Rynkevish, Doctor of technical Sciences, Associate Professor

Метод активного мониторинга технического состояния зубчатых передач включает в себя непрерывный анализ информации в контрольных точках и интерпретацию полученных сигналов с выдачей технического диагноза.

The method of active monitoring of the technical condition of gears includes continuous analysis of information at control points and interpretation of the received signals with the issuance of a technical diagnosis.

Ключевые слова: *зубчатая передача, мониторинг, техническое состояние.*

Keywords: *gear transmission, monitoring, technical condition.*

ВВЕДЕНИЕ

Активный мониторинг технического состояния зубчатых передач машин и технологического оборудования необходим для заблаговременного предотвращения внеплановых поломок мобильных машин и остановок производственных процессов из-за неисправностей и опасных отказов деталей трансмиссионных узлов. Активный мониторинг осуществляется в режиме реального времени при условии оснащения машин и механизмов современными средствами микроэлектроники.

МЕТОД АКТИВНОГО МОНИТОРИНГА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Метод основан на оперативной диагностике опасных дефектов в режиме on-line при непрерывном параллельном измерении и анализе динамики изменения диагностических и виброакустических сигналов в используемых контрольных точках машин и механизмов.

Методика активного мониторинга технического состояния сложных зацеплений зубчатых передач трансмиссий мобильных и

технологических машин включает в себя три основных этапа. На первом этапе в выбранных контрольных точках с помощью датчиков фиксируются сигналы и по каналам связи поступают в систему обработки данных. На втором этапе на основе считывания необходимой информации формируются диагностические коды. На третьем этапе полученные коды сравниваются с базовыми характеристиками, интерпретируются, и на дисплей водителя / оператора выводится информация о техническом состоянии.

Мониторинг технического состояния сложных труднодоступных зубчатых передач удобно осуществлять средствами виброакустической диагностики. Виброакустические сигналы являются физическими величинами, характеризующими механические колебания (вибрационные, акустические), которые происходят при работе машины. Вибродиагностикой определяют общий уровень механических колебаний, анализируют спектры вибраций с фиксацией изменения спектра во времени, волн колебаний, фазовых углов колебаний и др. Полученные матрицы параметров характеристики составляют базу текущих значений сигналов.

Анализ этих параметров и сравнение с базовыми характеристиками, полученными экспериментально или теоретически, не только позволяет прогнозировать состояние узла, но и конкретно указывает на тип имеющейся неисправности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение метода активного мониторинга технического состояния зубчатых передач мобильных машин и технологического оборудования в режиме реального времени обеспечивает эффективный поиск дефектов и повышает достоверность выявления опасных отказов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рынкевич, С. А. Автоматизация диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий / С. А. Рынкевич // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сборник научных трудов в 2-х томах / Белорусский национальный технический университет; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск: БНТУ, 2020. – Т. 1. – С. 46–50.

Представлено 19.04.2023

**МОНИТОРИНГ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

MONITORING THE TECHNICAL CONDITION OF GEARS

Рынкевич С. А., д-р техн. наук, доц.,

S. Rynkevish, Doctor of technical Sciences, Associate Professor

Оперативное определение технического состояния зубчатых передач механических и гидромеханических трансмиссий мобильных и технологических машин предопределяет их работоспособность. Методика мониторинга технического состояния зубчатых передач включает в себя сбор и обработку информации в контрольных точках, а также дальнейшую интерпретацию полученных сигналов с выдачей технического диагноза. При этом важная роль отводится методам вибраакустической диагностики.

Operational determination of the technical condition of the gears of mechanical and hydromechanical transmissions of mobile and technological machines predetermines their performance. The technique for monitoring the technical condition of gears includes the collection and processing of information at control points, as well as further interpretation of the received signals with the issuance of a technical diagnosis. In this case, an important role is given to the methods of vibraacoustic diagnostics.

Ключевые слова: *зубчатая передача, мониторинг, техническое состояние, механическая и гидромеханическая трансмиссия.*

Keywords: *gear transmission, monitoring, technical condition, mechanical and hydromechanical transmission.*

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые передачи современных механических и гидромеханических трансмиссий мобильных и технологических машин работают в сложных условиях со знакопеременными нагрузками. В связи с этим актуальной проблемой являются оперативное определение технического состояния (ТС) этих передач, поскольку их исправность предопределяет работоспособность машин. Современные мобильные и технологические машины оснащены бортовыми системами управления и диагностирования, что способствует успешному и эффективному решению упомянутой выше проблемы.

МЕТОДИКА МОНИТОРИНГА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика мониторинга зубчатых передач механических и гидро-механических трансмиссий основана на оперативной диагностике опасных дефектов в режиме реального времени при параллельном измерении и анализе диагностических и виброакустических сигналов в ряде контрольных точек.

К оперативной диагностике данного типа предъявляется ряд требований, важнейшим из которых является обеспечение быстрого действия при высокой достоверности постановки технического диагноза при обнаружении дефектов и отказов. Мониторинг состояния машин и технологического оборудования в широком понимании подразумевает считывание информационных сигналов с различных датчиков и сбор данных, обработку сигналов и их анализ для оценки информации о неисправностях. Цель мониторинга – предотвращение внеплановых поломок мобильных машин и остановки производственных процессов из-за неисправностей зубчатых и других передач и катастрофических аварий механизмов и деталей трансмиссионных узлов.

Методика мониторинга технического состояния зубчатых передач и сложных зацеплений трансмиссий мобильных и технологических машин включает в себя несколько этапов. На первом (предварительном) этапе выбираются контрольные точки, где устанавливаются необходимые датчики фиксации сигналов и организовываются каналы связи с подсистемой обработки данных бортовой системы мониторинга. Второй этап выполняется непосредственно в процессе эксплуатации мобильных либо технологических машин. На нем собирается необходимая информация, которая обрабатывается в соответствии с заложенными в электронном блоке алгоритмами и преобразуется в диагностические коды. На третьем этапе полученные коды сравниваются с базовыми характеристиками и должным образом интерпретируются, при этом информация о техническом состоянии выводится на дисплей водителя или оператора.

Мониторинг технического состояния зубчатых передач удобно осуществлять средствами виброакустической диагностики. Виброакустическими сигналами в общем смысле будем считать физические величины, характеризующие механические колебания (вибрационные, акустические, гидроакустические), сопровождающие функционирование технического объекта. Существующие методы вибродиагностики заключаются в определении общего уровня механических колебаний,

анализе спектров вибраций с фиксацией изменения спектра во времени, волн колебаний, фазовых углов колебаний, спектров огибающей высокочастотной вибрации и др. Совокупный анализ этих параметров и сравнение с базовыми характеристиками, полученными экспериментально или на основе теоретических исследований, не только позволяет прогнозировать состояние узла, но и конкретно указывает на тип имеющейся неисправности. Для виброизмерений можно использовать многоканальные переносные системы автоматизированной диагностики или мобильные вибронализаторы для полной диагностики опасных дефектов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенными исследованиями установлено, что эффективность мониторинга ТС зубчатых передач мобильных машин и технологического оборудования значительно повышается именно в режиме реального времени в процессе работы машин и механизмов. Использование средств и методов виброакустической диагностики увеличивает степень достоверности выявления опасных отказов и скрытых дефектов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рынкевич, С. А. Автоматизация диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий / С. А. Рынкевич // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сборник научных трудов в 2-х томах / Белорусский национальный технический университет; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск: БНТУ, 2020. – Т. 1. – С. 46–50.
2. Рынкевич, С. А. Основы управления и диагностирования автотранспортных средств с применением бортовой микроэлектроники / С. А. Рынкевич // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». Вып. 12. – 2017. – № 2 (45). – С. 77–84.
3. Рынкевич С. А. Инновационные подходы к диагностированию автомобильных передач со сложным движением звеньев / С. А. Рынкевич // Организация и безопасность дорожного движения: материалы XIII Национальной научно-практической конференции с международным участием (19 марта 2020 г.) / отв. ред. Д.А. Захаров – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2020. – С. 158–159.

Представлено 19.04.2023

УДК 621.791.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧЕЧНОЙ КОНТАКТНОЙ СВАРКИ ДЕТАЛЕЙ С ПОКРЫТИЕМ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

STUDY OF RESISTANCE SPOT WELDING OF COATED PARTS IN AUTOMOBILE INDUSTRY

Худоёров С. С.¹, д-р филос. по техн. наукам,

Дуняшин Н. С.¹, д-р техн. наук, проф.,

Пантелеенко Ф. И.², д-р техн. наук, проф.,

¹Ташкентский государственный технический университет
им. И. Каримова, г. Ташкент, Узбекистан,

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

S. Khudoyorov¹, Doctor of Philosophy in Technical Sciences,
Associate Professor,

N. Dunyashin¹, Doctor of technical Sciences, Professor,

F. Panteleenko², Doctor of technical Sciences, Professor,

¹Tashkent State Technical University named after I. Karimov,
Tashkent, Uzbekistan,

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus³

Для повышения стойкости электродов при точечной контактной сварке деталей с покрытием проведены исследования по снижению температуры в контакте за счет сокращения длительности импульса тока (жесткие режимы), увеличения продолжительности проковки.

To increase the resistance of electrodes in spot welding of coated parts, studies were carried out to reduce the temperature in the contact by reducing the duration of the current pulse (hard modes), increasing the duration of forging.

Ключевые слова: точечная контактная сварка, покрытие, стойкость электродов, режим сварки.

Keywords: resistance spot welding, coating, resistance of electrodes, welding mode.

ВВЕДЕНИЕ

В Узбекистане контактная сварка широко применяется на автомобилестроительном заводе ООО «UZAUTOMOTORS». Контактная сварка – это технологический процесс получения неразъемных металлических соединений деталей в результате их кратковременного нагрева электрическим током, протекающим через эти детали, и пластического деформирования усилием сжатия [1].

Контактная сварка производится с местным нагревом соединяемых деталей до температуры, лежащей ниже или выше точки плавления свариваемого материала.

При контактной сварке соединение осуществляется за счет действия сил межатомного сцепления. Для проявления этих сил между двумя металлическими деталями или для сварки необходимо сблизить их на расстояние, сравнимое с параметром кристаллической решеткой. Например, холодная сварка высокопластичных металлов: алюминия, меди и ее сплавов. Менее пластичные материалы, например, сталь, в холодную практически не сваривается, так как значительные упругие напряжения, возникающие при сжатии деталей, разрушают при снятии внешнего усилия образовавшиеся в отдельных точках элементарные соединения [2; 3].

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ СВАРКИ МЕТАЛЛОВ С ПОКРЫТИЕМ

Контактная сварка отличается от холодной сварки главным образом тем, что при нагреве увеличивается подвижность атомов, уменьшается необходимая для сварки степень пластической деформации. Деформация горячего металла осуществляется при меньших удельных давлениях и устраняются затрудняющие сварку упругие силы [2].

Контактная сварка даже с расплавлением без приложения давления невозможна. Роль давления состоит в следующем:

1) сближении свариваемых деталей до плотного соприкосновения, позволяющего регулировать состояние, образующегося между ними контакта, влияющего на интенсивность тепловыделения в зоне сварки;

2) уплотнении металла, кристаллизующегося в замкнутом объеме без образования литейных пороков (рыхлости, усадочных раковин и т. д.);

3) удалении из зоны сварки загрязненного и окисленного металла.

Преимущества контактной сварки:

1) высокая производительность процесса;

2) возможность легкой механизации и автоматизации процесса сварки;

3) благоприятный термомеханический цикл, обеспечивающий высокое качество соединений большинства конструкционных материалов;

4) хорошие гигиенические условия технологического процесса.

В ряде случаев точечной и шовной сваркой приходится соединять металлы, в основном стали, имеющие защитные, декоративные и другие покрытия. Свариваемость таких металлов определяется физико-механическими свойствами покрытия и их толщиной. Применяемые покрытия можно разделить на электропроводимые (металлические) и неэлектропроводимые (оксидные, фосфатные и т. п.). Покрытия могут быть тугоплавкими (хром на сталях) с температурой плавления, близкой к $T_{пл}$ материала деталей (никель на стали), и легкоплавкие (стали, покрытые оловом, свинцом, цинком и т. д.).

В ООО «UZAUTOMOTORS» материал для изготовления кузовных панелей легкового автомобиля «Cobalt» горячее оцинкованная низкоуглеродистая сталь. Легкоплавкие покрытия на сталях вызывают увеличение скорости массопереноса в контакте электрод – деталь. Например, при постановке некоторого количества точек начинается подплавление цинка в контакте электрод – деталь. Этому способствует окисление покрытия и рабочей поверхности электрода, повышающих температуру контакта и усиливающих массоперенос. Стойкость электродов и особенно роликов резко снижается. Уже через 400–500 точек приходится восстанавливать их рабочую поверхность. Разрушение покрытия снижает антикоррозионные свойства узлов.

Для повышения стойкости электродов проведены исследования по снижению температуры в контакте за счет сокращения длительности импульса тока (жесткие режимы), увеличения продолжительности проковки. Лучшие результаты дает сварка по тонким гальваническим покрытиям стабильной толщины (10–20 мкм). Стойкость электродов заметно повышается при использовании точек или швов уменьшенных размеров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Особенность легкоплавких покрытий – малое сопротивление пластической деформации. При относительно низкой температуре они размягчаются, деформируются, увеличивая площадь контактов. Для компенсации этого явления необходимо повышать сварочный ток на 20–25 % по сравнению со сваркой обычных сталей без покрытий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сварка давлением: учебник / Н. С. Дуняшин [и др.]. –*Fan va texnologiyalar nashriyot-matbaa uyi*, 2021. – 263 с.
2. Орлов, Б. Ю. Технология оборудование контактной сварки / Б. Ю. Орлов, А. А. Чакалов, Ю. В. Дмитриев. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.
3. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.svarka.ru. – Дата доступа: 05.05.2023.

Представлено 25.05.2023

УДК629.113

АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКИХ ДАННЫХ ПО ОБСЛУЖИВАНИЮ И РЕМОНТУ АВТОМОБИЛЕЙ В ОРГАНИЗАЦИИ АВТОСЕРВИСА

ANALYSIS OF STATISTICAL DATA ON MAINTENANCE AND REPAIR OF CARS IN THE ORGANIZATION OF CAR SERVICE

Климов Ю. В., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
Y. Klimov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Проведен сбор, обработка и анализ статистических данных по количеству заявок для проведения обслуживания и ремонта автомобилей.

The collection, processing and analysis of statistical data on the number of applications for maintenance and repair of vehicles was carried out.

Ключевые слова: статистические данные, надежность автомобиля, запасные части, обслуживание, ремонт, организация, автосервис.

Keywords: statistical data, car reliability, spare parts, maintenance, repair, organization, car service.

ВВЕДЕНИЕ

Обслуживание и ремонт современных автомобилей в организациях автосервиса требует значительных материальных и трудовых затрат. Поэтому одной из важнейших задач является сбор, обработка и анализ необходимых статистических данных по видам выполняемых работ, эксплуатационной надежности автомобилей в реальных условиях эксплуатации. Эти данные на определенном временном интервале позволят определять количество и номенклатуру запасных частей, необходимые трудовые ресурсы, время проведения обслуживания, фактическую мощность производства с учетом прогноза развития организации.

СТАТИСТИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПО ОБСЛУЖИВАНИЮ И РЕМОНТУ АВТОМОБИЛЕЙ

Проведен анализ входящего потока заявок в организации автосервиса, которая является официальным дилером услуг по обслуживанию автомобилей иностранных производителей.

Среднестатистическое количество заявок для проведения обслуживания и ремонта автомобилей в механическом (слесарном) цеху составляет около 30 автомобилей в день и может варьироваться в большую или меньшую сторону в зависимости от времени года и дня недели.

Если принять общее количество заявок в день за 100 %, то из них:

– 33,3 % – визиты на плановое регламентное техническое обслуживание (ТО), из которых 80 % составляют дополнительно согласованные работы, как правило, замена деталей, подверженных естественному износу и уже вышедших из строя: тормозные диски, колодки, шаровые опоры и др.;

– 26,7 % – диагностика и поиск неисправностей электронных систем автомобиля (система впрыска, ABS/ESP, система снижения токсичности), из которых 70 % выполняются самим диагностом, а в остальных случаях перепланируются для выполнения механических работ;

– 20 % – проверка и ремонт элементов подвески и тормозной системы (кроме ТО);

– 13,3 % – диагностика и ремонт навесного электрооборудования (элементы освещения и сигнализации, системы мультимедиа, системы помощи при вождении, генераторные установки, стартеры и т. д.);

– 6,7 % – диагностика и ремонт механической части двигателя и трансмиссии (ремонт ГРМ, КШМ, МКПП и др.).

Каждый месяц в организации ремонтируется в среднем более 200 автомобилей. Мощность кузовного производства составляет 3500 нормо-часов в месяц, что позволяет выполнять работы по кузовному ремонту и покраске в короткие сроки. Большая производственная программа по обслуживанию и ремонту обеспечивает формирование выгодных цен на материалы и сокращение общих издержек. Это позволяет сотрудничать с крупнейшими поставщиками автозапчастей в Беларуси на выгодных условиях.

Затраты на рекламу являются сравнительно небольшими по сравнению с другими организациями автосервиса. Большинство заказчиков узнают о перечне и стоимости услуг организации по личным рекомендациям клиентов или из поиска в сети Интернет. Более 40 % выполняемых заказов являются рекомендациями других клиентов. Поэтому руководством организации создаются максимально удобные и выгодные условия обслуживания по рекомендациям. Это отражается на web-сайте, сокращает стоимость услуг для клиентов и стимулирует сбыт на предлагаемые услуги.

Точная стоимость ремонта автомобиля определяется только после его полной диагностики специалистом технического центра. Стоимость ремонта кузова зависит от многих факторов: модели и марки транспортного средства, степени повреждения и сложности работ, количества фактически затраченного времени и стоимости расходных материалов. Цены на кузовной ремонт и покраску включают в себя работы по разборке-сборке, подготовке, покраске, а также стоимость лакокрасочных материалов. При покраске исполь-

зуются автоэмали от компаний, являющихся крупнейшими мировыми производителями красок и покрытий высочайшего качества.

Совместно с клиентом осматривается каждая поврежденная деталь и принимается взвешенное решение о восстановлении деталей или их замене. Подбирается самый оптимальный вариант по соотношению цена-качество, предоставляется подробный расчет стоимости услуг и запчастей. После этого с клиентом заключается договор, в соответствии с которым будет произведен расчет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, анализ статистических данных по обслуживанию и ремонту автомобилей позволяет планировать потребность в запасных частях и эксплуатационных материалах, определять фактическую и прогнозную мощность производства. Производственная программа уточняется в соответствии с программой увеличения или освоения новых видов услуг с учетом фактического количества обслуженных клиентов, а также принятой системы менеджмента качества.

Представлено 18.04.2023

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА СТРУКТУРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ АЛГОРИТМОВ

FEATURES OF THE PROCESS OF STRUCTURAL OPTIMIZATION OF DIAGNOSTIC ALGORITHMS

Серебряков И. А., ст. преп.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

I. Serebryakov, Senior Lecturer,

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В статье приводятся результаты изучения процесса структурной оптимизации алгоритмов, а именно зависимость изменения целевого показателя от итераций преобразования.

The article presents the results of studying the process of structural optimization of algorithms. The dependence of the change in the target indicator on the iterations of the transformation is briefly described.

Ключевые слова: алгоритм диагностирования, граф алгоритма диагностирования, структурная оптимизация, итерация преобразования, диагностирование системы зажигания.

Keywords: diagnostic algorithm, diagnostic algorithm graph, structural optimization, transformation iteration, ignition system diagnostics.

ВВЕДЕНИЕ

При диагностировании технических устройств специалисты, непосредственно осуществляющие поиск неисправности, непрерывно взаимодействуют с такими сущностями как методы и алгоритмы диагностирования. Методы диагностирования задают технологию выполнения процесса в целом, используемое оборудование и т. д. Алгоритмы диагностирования, в свою очередь, определяют последовательность действий при осуществлении диагностирования. Предметом исследования в данной работе являются диагностические алгоритмы.

Ранее было отмечено, что структура алгоритма влияет на его стоимость [1]. Под стоимостью подразумевается величина, характеризующая издержки от проведения той или иной проверочной опе-

рации. В публикациях автора обосновано [2], что в качестве показателя, характеризующего эффективность карты, целесообразно использовать среднюю трудоемкость диагностирования (далее – СТД), единицей измерения которой является норма-час (н-ч).

Изменение иерархии взаимосвязей между элементами алгоритма (иными словами – изменение порядка осуществления операций), порождает изменение математического ожидания трудоемкости (которое и отражает величина СТД). Был научно обоснован и разработан порядок действий по изменению структуры алгоритма с целью минимизации ключевого показателя (СТД) [3]. Несмотря на то, что разработанный метод оптимизации диагностических алгоритмов обеспечивает достижение поставленных целей, исследование отдельных аспектов преобразований может дополнить теоретическую базу данного научного направления. Интерес представляет рассмотрение снижения СТД на каждом шаге (итерации) преобразования алгоритма.

Вышеупомянутая методика оптимизации диагностических алгоритмов была получена в процессе проведения исследований диагностирования автомобилей в целом и их отдельных систем, материалами для исследования послужили соответствующие диагностические карты. В данной статье рассматривается преобразование алгоритма диагностирования системы зажигания, однако разработанный метод универсален и может применяться и для других технических устройств, для которых имеется диагностическая документация, принципиально представленная в виде условного алгоритма диагностирования.

Стандартный диагностический алгоритм построен следующим образом: в начале осуществляется проверка питания и массы на контактах разъема катушки зажигания, затем целостность провода от блока управления двигателем до катушки зажигания, исправность самого блока управления, и в конце – катушка зажигания.

Определив трудоемкость каждой проверки (согласно документации) и присвоив каждой выявляемой неисправности соответствующую ей трудоемкость (исходя из статистики отказов), проводятся преобразования согласно методу. СТД неоптимизированного алгоритма составляла 0,321 н-ч, а полученная в итоге преобразований – 0,096 н-ч.

Оптимизации алгоритма осуществлялась следующим образом: в начале пузырьковым методом отсортировывались ответвления основной ветви алгоритма (в рассматриваемом алгоритме такое ответвление одно), затем также пузырьковым методом производилась сортировка проверочных операций в основной ветви.

На рис. 1 представлены величины СТД после изменений, внесенных на каждом шаге оптимизации.

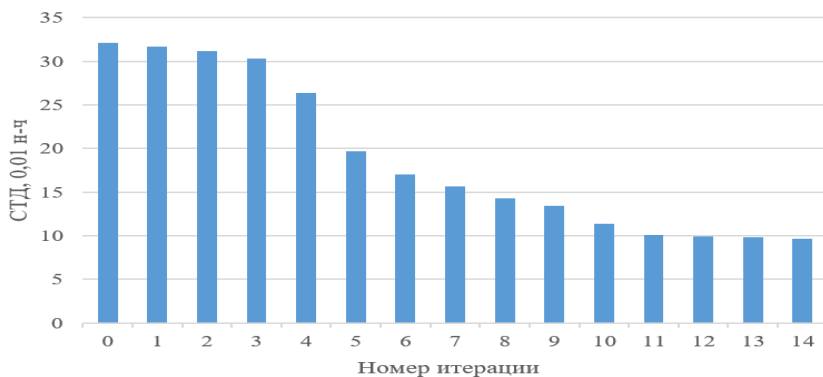


Рисунок 1 – Изменение СТД по мере роста шага структурной оптимизации алгоритма

Из рисунка видно, что основное снижение достигается при итерациях под номером 6–11. Это обусловлено тем, что наиболее вероятная неисправность (отказ катушки зажигания) переставляется пузырьковым методом как раз во время данных итераций.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов отдельных итераций преобразования диагностического алгоритма показывает, что снижение целевого показателя (СТД) и достижение его минимума происходит неравномерно. Некоторые действия, такие как сортировка операций внутри ответвления алгоритма, приводят к незначительному снижению СТД алгоритма, другие (перестановка проверочной операции для выявления наиболее вероятной операции) – к значительному снижению целевого показателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серебряков, И. А. Анализ существующих алгоритмов диагностирования силовых установок и их эффективности / И. А. Серебряков // Изобретатель. – 2021. – № 1–2 (242–243). – С. 26–31.

2. Серебряков, И. А. Анализ эффективности алгоритмов диагностирования двигателей внутреннего сгорания автомобилей / И. А. Серебряков // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки 2022, – Т. 46, № 10. – С. 80–85.

3. Серебряков, И. А. Разработка метода оптимизации алгоритмов диагностирования двигателей автомобилей / И. А. Серебряков // Наука и техника, 2022. – Т. 21, № 4. – С. 331–339.

Представлено 18.04.2023

УДК 621.724

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И КОРРОЗИОННОЙ АТМОСФЕРЫ НА ЦИНКОВЫЕ ПОКРЫТИЯ КУЗОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ ПОСЛЕ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА

**INFLUENCE OF DEFORMATION AND CORROSIVE
ATMOSPHERE ON ZINC COATINGS OF CAR BODY PARTS
AFTER RESTORATION REPAIR**

Буйкус К. В., канд. техн. наук, доц.,
Изоитко В. М., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
K. Buikus, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
V. Izoitko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Кузовной листовой прокат для глубокой вытяжки представляет собой один из специфических продуктов металлургического производства со строго определенными требованиями к механиче-

ским, технологическим и коррозионным свойствам при повышенных требованиях по экономичности и экологии. Цинковое покрытие защищает сталь от коррозии, вызываемой атмосферой, водой и почвой. В работе проведены испытания стальных листов с цинковым покрытием на одновременное воздействие деформации и коррозии.

Based on the results of studies on scuffing load and wear resistance, a couple of materials were proposed for application to heat-loaded parts of diesel engines - a cylinder liner and a piston ring.

Ключевые слова: коррозия, цинковое покрытие, листовый металл, двухосная деформация.

Keywords: coating, plasma spraying, wear resistance, scuffing load.

ВВЕДЕНИЕ

Обслуживание и ремонт современных автомобилей в организациях автосервиса требует значительных материальных и трудовых затрат. Поэтому одной из важнейших задач является сбор, обработка и анализ необходимых статистических данных по видам выполняемых работ, эксплуатационной надежности автомобилей в реальных условиях эксплуатации. Эти данные на определенном временном интервале позволят определять количество и номенклатуру запасных частей, необходимые трудовые ресурсы, время проведения обслуживания, фактическую мощность производства с учетом прогноза развития организации. Современные технологии горячего цинкования позволяют получать односторонние и двусторонние металлические листы с одно- или многослойными покрытиями на основе цинка или его сплавов с железом, никелем и др. В процессе эксплуатации автомобилей кузовные листовые штампованные детали в результате столкновений и последующем ремонте, заключающейся в рихтовке, подвергаются действию дополнительных, кроме производственных, деформаций.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель работы состояла в том, чтобы определить влияние деформации коррозионной среды на свойства цинковых покрытий восстановленных кузовных листовых деталей.

Горяче-формованное цинковое покрытие на поверхности стали – современный и технически совершенный способ защиты стали от

коррозии. В отличие от других видов обработки поверхности, на стали образуется не только цинковое покрытие, но и интерметаллическая фаза железа и цинка, которая покрывается слоем цинка. Толщина создаваемого слоя обычно находится в пределах 50–190 мкм.

Поверхностная часть покрытия состоит из η -фазы, занимающей 65–67 % толщины всего цинкового покрытия. Ниже следует ξ -фаза, которая обычно образована точечными кристаллами, содержащими 5,8–6,2 % Fe. За ней следует δ -фаза, образованная мелкими кристаллами, содержащими 7–12% Fe. Затем следует очень тонкий слой γ -фазы с содержанием Fe в пределах 25–30%. Другие характеристики отдельных слоев цинка приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Характеристики отдельных слоев цинка

Параметр	Состав цинкового слоя			
	η -фаза	ξ -фаза	δ -фаза	γ -фаза
Содержание железа, %	–	5,8–6,2	7–12	25–30
Кристаллографическая структура	гексагональная	моноклинная	гексагональная	кубическая
Толщина слоя, мкм	8–12	10–25	30–40	0,1–0,2
Пластичность	хорошо	плохо	плохо	плохо
Твердость и износостойкость	высокая	очень высокая	очень высокая	очень высокая

Цинк является высокоактивным металлом. Хотя он электрохимически менее благородный металл, чем большинство металлов, его стойкость в типичных условиях использования (атмосфера, вода) намного выше, чем, например, в электрохимически более благородной конструкционной стали. Причина кроется в другом механизме действия стимуляторов коррозии (например, SO_2 , хлоридов), контактирующих с поверхностью металла. Эти коррозионно-активные вещества связываются с поверхностью цинка и образуют нерастворимые или очень малорастворимые компоненты слоя продуктов коррозии, которые, таким образом, выполняют защитную функцию.

Цинк защищает стальную основу, создавая барьер на поверхности стали, который ограничивает доступ веществ, ускоряющих процесс коррозии. В случае повреждения этого слоя он обеспечивает катодную защиту стальной подложки. Суть катодной защиты заключается в том, что цинк имеет меньший электродный потенциал

(он более электроотрицательный), чем сталь и при образовании гальванического элемента действует как анод, т. е. растворяется и переходит в раствор. И наоборот, сталь становится катодом и защищается от коррозии. На месте повреждения в начальной фазе в атмосферных условиях начинает развиваться слабая коррозия цинка, а через некоторое время поверхность стали покрывается слоем побочных продуктов коррозии (оксида и карбоната цинка), который замедляет дальнейшую коррозию или даже предотвращает ее.

Однако даже защитные продукты коррозии не образуют идеального барьера от воздействия окружающей среды. Они частично отваливаются, вымываются, в процессе устойчивой коррозии образуются новые продукты. При изменении внешней среды постепенно создается новое равновесное состояние, которое иногда может характеризоваться изменением скорости коррозии. Как правило, решающим агентом коррозии цинка в обычных типах атмосферы является двуокись серы SO_2 .

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Для экспериментов в качестве испытуемого материала был выбран капот моторного отсека автомобиля Volvo S80 (двусторонний горячеоцинкованный листовый металл толщиной 0,8 мм).

Для изготовления образцов нарезали листы 100×100 мм ручными рычажными листовыми ножницами. Часть из них была подвергнута двухосному деформированию растяжением (выпучиванием), а затем отрихтована. Достигнутая степень деформации соответствовала 9 % (высота выпуклости 15 мм).

Для наблюдения за поведением поврежденного покрытия на половине еще недеформированных образцов с помощью скальпеля искусственно создавалась царапина.

Для определения влияния коррозионной среды на цинковые покрытия использовали ускоренный коррозионный тест в присутствии диоксида серы и конденсации паров воды. Испытание проводили при длительной выдержке образцов при температуре 40 ± 2 °C, 100 % относительная влажность и концентрация SO_2 2,0 мг на 1 литр испытательного пространства конденсационной камеры. Расположение образцов в камере: от стен 100 мм; от уровня раствора 200 мм; между образцами 20 мм.

Образцы контролировали через 1, 3, 5, 7, 14, 21, 28 дней от начала испытаний. Во время испытаний раствор меняли каждые 7 дней.

Качественные и количественные изменения внешнего вида покрытия после деформирования и после коррозионного испытания контролировали как макроскопическим, так и микроскопическим наблюдением.

Толщина слоя цинка также измерялась на всех образцах до деформации, после деформации и после коррозионного испытания в области свода выпуклости.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

При сравнении состояния поверхности цинкового покрытия до и после деформирования видны изменения. Наиболее существенные изменения произошли в области купола деформированного образца. Рельефы цинкового цветка были значительно расширены по сравнению с первоначальным состоянием, в некоторых местах рисунок цинкового цветка полностью исчез.

При наблюдении в оптический микроскоп на деформированных образцах видны трещины, образующие сетку, а на недеформированных образцах встречаются лишь отдельные трещины в виде границ зерен.

Влияние коррозионной среды на внешний вид поверхности цинкового покрытия на деформированном образце проявлялось изменением количества и размеров трещин. Это связано с катодной защитной функцией цинка, выступающего в роли анода, т.е. создания на поврежденном месте слоя продуктов коррозии (оксида и карбоната цинка), который замедляет дальнейшую коррозию или даже предотвращает ее.

Влияние агрессивной среды на внешний вид покрытий было видно уже при макроскопическом наблюдении невооруженным глазом. В первый же день коррозионного испытания появился тонкий слой продуктов коррозии. На седьмые сутки с обеих сторон образцов образовался сплошной слой продуктов коррозии.

Появились только признаки точечной коррозии. Лишь изредка в области края выпуклости от недеформированного листа встречались точки диаметром 1–2 мм. На самом деле это незначительные коррозионные повреждения, особенно если учесть, что реальная среда не такая агрессивная.

Коэффициент ускорения испытаний в конденсационной камере в присутствии SO₂ составляет 122 (трое суток в камере равен одному году эксплуатации в реальных условиях). Поэтому результаты, полученные в конденсационной камере, будут соответствовать примерно девяти годам эксплуатации. Однако реальный срок службы фактически увеличивается за счет того, что оцинкованные листы дополнительно покрывают грунтовочным составом и эмалью.

После восстановительного ремонта деформированных участков толщина покрытия стала больше примерно на 50 %, что вызвано увеличением шероховатости. После коррозионного испытания толщина покрытия уменьшилась, в результате воздействия агрессивной среды на более развитую поверхность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализированы качественные и количественные изменения цинкового покрытия при испытаниях образцов листов оцинкованной стали, восстановленных рихтовкой после деформирования, на коррозию при температуре 40 ± 2 °С, 100 % относительная влажность и концентрации SO₂ 2,0 мг на 1 литр испытательного пространства конденсационной камеры. Во всех образцах измеряли толщину цинковых покрытий.

Наиболее значительные изменения цинкового покрытия произошли в полюсе выпуклости. На деформированных образцах трещины образуют сетку, тогда как на недеформированных образцах трещины только рассеяны.

ЛИТЕРАТУРА

1. Янин, Е. П. Коррозия как источник загрязнения окружающей среды / Е. П. Янин. – М. : НП «АРСО», 2020. – 112 с.
2. Авдеенко, А. П. Коррозия и защита металлов: Краткий курс лекций. / А. П. Авдеенко, А. Е. Поляков. – Краматорск: ДГМА, 2003. – 104 с.
3. Киселев, В. Г. Основные направления совершенствования системы защиты от коррозии в Российской Федерации / В. Г. Киселев, И. Ю. Шкарбуль // Проблемы энергетики. – 2008. – № 3–4. – С. 110–115.

4. Колотыркин, Я. М. Современные методы противокоррозионной защиты / Я. М. Колотыркин // Защита металлов. –1993. – № 2. – С. 119–121.

5. Семенова, И. В. Коррозия и защита от коррозии / И. В. Семенова, Г. М. Флорианович, А. В. Хорошилов. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 336 с.

6. Groysman, A. Corrosion for everybody / A. Groysman. – Dordrecht: Springer-Verlag, 2010. – 368 p.

Представлено 18.04.2023

УДК 621.793:620.172

**ОСНАЩЕНИЕ ВАКУУМНО-ПЛАЗМЕННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ
УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ
АВТОМОБИЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ**

MODERNIZATION OF VACUUM-PLASMA EQUIPMENT
FOR THE IMPLEMENTATION OF THE PROCESSES HARDENING
AND RESTORATION OF CAR PARTS OF INCREASED PRECISION

Лойко В. А., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
V. Loyko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье предложено переоснащение вакуумно-плазменного оборудования для упрочнения и восстановления деталей повышенной точности автомобилей нанесением покрытий.

The article proposes the re-equipment of vacuum-plasma equipment for hardening and restoring parts of increased accuracy of automobiles by applying coatings.

Ключевые слова: установка, устройство, электрическая дуга, испаритель, вакуум, плазменный поток, плазмодод, ионный источник, вакуумная камера, детали автомобиля.

Keywords: *installation, device, electric arc, evaporator, vacuum, plasma flow, plasma guide, ion source, vacuum chamber, car parts.*

ВВЕДЕНИЕ

Плазменно-дуговые вакуумные установки нашли применение для упрочнения режущего инструмента, технологической оснастки и восстановления деталей автотракторной техники. Для нанесения вакуумно-плазменных покрытий на детали повышенной точности, изготовленные из качественных конструкционных углеродистых или легированных и цементированных сталей с твердостью 42–56 HRC, должен быть сохранен микро- и макро рельеф поверхности, а ее температура не должна превысить критическую (~ 100–250 °С) фазовых превращений с потерей твердости или недопустимой деформацией. В пароплазменном потоке, генерируемом катодными пятнами вакуумной электрической дуги с интегрально холодной поверхности расходоуемого катода, присутствуют микро- и макро капельные частицы расплавленного металла, которые приносят на поверхность детали дополнительно энергию кристаллизации, способствуют неконтролируемому росту температуры детали, могут снижать класс шероховатости поверхности на 1–2 класса и являются очагами разрушения при трении [1], что не допустимо для ответственных деталей автотракторной техники.

Состав пароплазменного потока определяется в первую очередь током вакуумной электрической дуги и теплофизическими характеристиками исходного (расходоуемого катода) металла.

Минимальный ток в катодном пятне:

$$I_{\text{к}} = 2,5 \cdot 10^4 \cdot T_{\text{к}} \cdot \sqrt{\lambda_{\text{т}}} \quad (1)$$

где $T_{\text{к}}$ – температура кипения; $\lambda_{\text{т}}$ – коэффициент теплопроводности металла катода.

Для устойчивого развития вакуумной дуги требуется не менее двух катодных пятен, поэтому излишки тепла на поверхности катода усиливают проплавление и разбрызгивание капель металла, часть которых попадает на поверхность детали и осаждается в виде включений в основном материале покрытия [1].

Условие получения упрочняющего материала покрытия при осаждении на поверхность в вакууме плазменных потоков из уравнения теплового баланса поверхности [2]:

$$P_x \approx \frac{j}{z_e} (\varepsilon_0 + z_e \cdot U) - \frac{W(T)}{\Delta H_x}, \quad (2)$$

где P_x – содержание нитрида, карбида, карбонитрида в покрытии;

$W(T)$ – потери энергии за счет теплопроводности и излучения;

ΔH_x – энергия диссоциации молекулы N_2 , C_2H_2 , CH_4 , O_2 их смесей или иного реакционного газа, необходимого для получения упрочняющего материала покрытия;

ε_0 – средняя энергия ионов в плазменном потоке,

U – потенциал подложки;

j – плотность ионного тока;

z_e – заряд (ионизация) иона металла покрытия.

Из выражения (2) следует, что температура поверхности должна быть больше минимальной для образования слоя упрочняющего покрытия из химического соединения (карбида, нитрида, карбонитрида, сульфида, оксида или их композиций) металла IV–VI групп Периодической системы, что создает серьезное технологическое противоречие, требующее разрешения.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ.

Предложена модернизация существующего технологического оборудования для реализации технологии низкотемпературного вакуумно-плазменного упрочнения и восстановления деталей повышенной точности [3], включающая (рис. 1):

- оснащение установки высокоэнергичным источником типа «Радикал» для «мягкой» предварительной очистки поверхности ускоренными до энергии $(2-6) \cdot 10^3$ эВ ионами нейтрального газа Ar при ионном токе 0,25–2 А без загрязнения нейтральными частицами металла.

- оснащение вакуумной камеры установки оригинальным устройством для улавливания нейтральных макрочастиц металла (твердых, каплеобразных, расплавленных и нейтральных атомов)

– оснащение установки низкоэнергетичным источником типа «Аида» для ионизации и подачик поверхности детали реакционного газа азота, метана, ацетилен, кислорода или их смесей, необходимых для образования покрытия соответствующего состава, с энергией $(1-3) \cdot 10^2$ эВ.

Устройство для улавливание нейтральных макро- и микрочастиц (рис. 1) выполнен в виде криволинейного (1/4 тора) плазмоведа 7, на котором установлены через заданные промежутки семь соленоидов магнитной системы 10 с согласованными векторами магнитных полей таким образом, что обеспечивается транспортировка ионов металла покрытия с поворотом на 90° .

Конструктивные особенности предлагаемого устройства (рис. 1), выполненного в виде семиэлектро-изолированных друг от друга секций 7, позволяют подключать их к положительным полюсам автономных источников питания 11, реализовать независимое управление оптимальной транспортировкой ионной компоненты через секции плазмоведа и обеспечить пропускание до 50–70 % ионов, в отличие от 30–50 % в ранее известных системах. Нейтральные частицы при этом движутся прямолинейно и улавливаются корпусом.

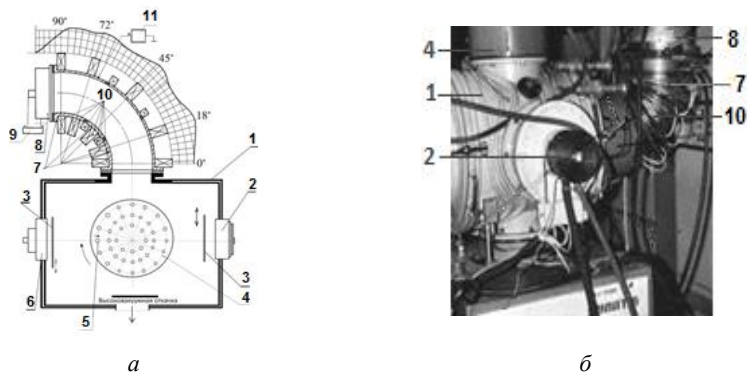


Рисунок 1 – Устройство модернизированной вакуумно-плазменной установки:
а – схема расположения основных технологических устройств; *б* – фрагмент модернизированной установки; 1 – вакуумная камера; 2 – источник ионов «Аида-2»; 3 – заслонка; 4 – планетарная система вращения деталей относительно источников; 5 – упрочняемые (восстанавливаемые) детали; 6 – источник ионов типа «Радикал»; 7 – плазмовед; 8 – электродуговой испаритель; 9 – источник питания электродугового испарителя; 10 – магнитная система; 11 – источник + потенциалов семи секций плазмоведа

В электродуговом испарителе 8 (рис. 1) генерируются потоки плазмы исходного материала, содержащие ионы металла с зарядом от +4 до +1 и частицы (капли и твердые осколки от 0,1 до 120 мкм в поперечнике) которые подлежат удалению. В скрещенных магнитном и электрическом полях устройства ионам металла сообщается дополнительная энергия и движение, направленное к центру, заставляющее без потерь скользить вдоль оси в направлении поверхности деталей, на которых и осаждается покрытие.

Предварительная ионизация реакционного газа в ионном источнике типа «Аида» позволяет подавать в зону формирования покрытия ионы неметалла с энергией ионов 20–300 эВ при плотности ионного потока 0,5–10 А и активировать плазмохимические реакции на поверхности детали при температуре < 100–150 °С.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

Проведенная модернизация вакуумно-плазменного оборудования позволила наносить упрочняющие покрытия на детали автомобилей повышенной точности без последующей термической и механической обработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лойко, В. А. и др. Вакуумно-плазменные технологии в ремонтном производстве. / В. А. Лойко [и др.]. – Минск: Издание УО «БГАТУ», 2007. – 191 с.
2. Дороднов, А. М. Некоторые применения плазменных ускорителей в технологии / А. М. Дороднов // Физика и применение плазменных ускорителей. – Минск: Наука и техника, 1974. – С. 330–365.
3. Лойко В. А. Нанесение вакуумно-плазменных покрытий на ответственные поверхности деталей узлов агрегатов автомобилей / В. А. Лойко, В. С. Ивашко // Материалы 20-й Международной научно-технической конференции «Инженерия поверхности и реновация изделий» 01–05 июня 2020 г. Киев, 2020. – С. 71–73.

Представлено 18.04.2023

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРОВ
ЧЕРЕЗ ПРИОБЩЕНИЕ УЧАЩИХСЯ К ТЕХНИЧЕСКОМУ
ТВОРЧЕСТВУ НА ПРИМЕРЕ ИЗУЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЕЙ**

**IMPROVING THE QUALITY OF ENGINEERING EDUCATION
THROUGH THE INVOLVEMENT OF STUDENTS TO TECHNICAL
CREATIVITY ON THE EXAMPLE OF STUDYING THE DYNAMIC
CHARACTERISTICS OF CARS**

Серебрякова Н. Г.¹, канд. пед. наук, доц.,
Серебряков И. А.², ст. преп., **Климович А. А.**³, учащийся,

¹Белорусский государственный аграрный технический
университет, г. Минск, Республика Беларусь

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

³УО «Национальный детский технопарк»,
г. Минск, Республика Беларусь

N. Serebryakova¹, Ph.D. in Pedagogy, Associate Professor,

I. Serebryakov², Senior Lecturer,

A. Klimovich³, student,

¹Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Belarus,

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus,

³EE «National Children's Technopark», Minsk, Belarus

Статья описывает современные проблемы и тенденции в сфере инженерного образования. Рассматривается пример приобщения учащихся к технической деятельности через изучение динамических характеристик автомобилей.

The article describes current problems and trends in the field of engineering education. An example of introducing students to technical activities through the study of the dynamic characteristics of cars is considered.

Ключевые слова: инженерное образование, повышения качества образования, техническое творчество, изучение динамических характеристик автомобиля.

***Keywords:** engineering education, improving the quality of education, technical creativity, the study of the dynamic characteristics of the car.*

ВВЕДЕНИЕ

Активное развитие автомобилестроения, наряду с другими сферами деятельности человека, порождает постоянно растущие требования к инженерным кадрам. Как невозможно было представить бурное развитие электротранспорта буквально 15 лет назад, также невозможно и выстроить достоверный прогноз на 10–20 лет вперед. Самой верной стратегией в развивающихся технических отраслях выглядит постоянная готовность к изменениям и повышение адаптивности.

Повышение качества подготовки инженеров через приобщение учащихся к техническому творчеству является актуальной темой для современного образования [1]. Техническое творчество развивается у учащихся творческий подход к решению задач, умение работать с разными материалами и инструментами, а также приобретать навыки программирования и проектирования, попутно закрепляя полученные ранее знания.

С целью реализации этих идей создаются условия для творческого процесса и обеспечения доступа учащихся к техническим ресурсам. Одной из таких мер является создание УО «Национальный детский технопарк» и предоставление одаренным учащимся школ возможности получать дополнительное образование.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Изучение движения автомобиля – важный и интересный процесс с педагогической, физической и научно-технической точки зрения. Четкое представление о силах, воздействующих на автомобиль необходимо для изучения дисциплин, связанных с конструированием и эксплуатацией автомобилей, и, как результат, подготовки качественных инженерных кадров [2]. На начальных курсах обучения в высших учебных заведениях студенты не всегда имеют достаточное представление об устройстве автомобиля. Разъяснение материала на примере уменьшенных моделей автомобиля, используемых в автомоделизме, позволило бы значительно увеличить наглядность материала.

Для изучения и оценки динамических характеристик автомобиля используются различные методы, включая компьютерное модели-

рование, стендовые испытания, дорожные испытания и другие экспериментальные методы.

Компьютерное моделирование позволяет изучать динамику автомобиля и эффективность его основных систем, обеспечивая возможность изменения параметров и их последующее тестирование на основе математических моделей.

Стендовые испытания дают возможность оценить динамические характеристики автомобиля в статических условиях, а также протестировать отдельные элементы, такие как подвеска, тормозные системы и другие.

Дорожные испытания позволяют оценить динамические характеристики автомобиля в реальных условиях эксплуатации и позволяют оптимизировать его конструкцию и технологию производства.

В качестве примера инженерной деятельности можно привести построение учащимися кинематических схем масштабных моделей [3], по своей сути и форме полностью соответствующим кинематическим схемам натуральных автомобилей (рис. 1).

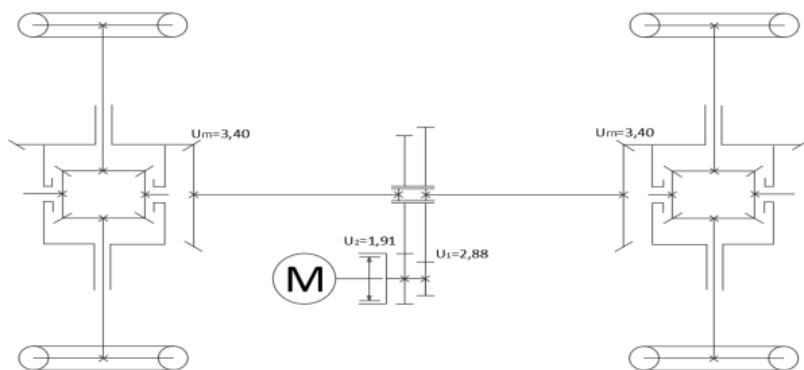


Рисунок 1 – Кинематическая схема трансмиссии радиоуправляемой модели масштаба 1:10

Кинематическая схема – это графическое изображение механизма или системы механизмов, показывающее взаимосвязь, расположение и характер движения элементов системы. Учащиеся получают представление об условных обозначениях для показа направления движения элементов, указывают траектории и скорости движе-

ния отдельных деталей, развивают пространственное мышление и инженерную смекалку.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для решения глобальных проблем в сфере инженерного образования, таких как недостаток фокуса на практических навыках, отсутствие современного оборудования, недостаточное сотрудничество с заказчиками кадров, постоянно предпринимаются меры на уровне различных институтов и структур.

Приобщение учащихся к техническому творчеству является, с одной стороны, важной задачей для развития автомобилестроительной индустрии, которая направлена на создание более безопасных, маневренных и экономичных автомобилей, а с другой – для повышения качества подготовки инженерных кадров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серебрякова, Н. Г. Структура инженерного знания и концептуально-понятийный каркас учебной дисциплины / Н. Г. Серебрякова, А. П. Мириленко // Образовательные технологии. – М., 2021. – № 4. – С. 35–48.

2. Тяговая динамика и топливная экономичность автомобиля с механической трансмиссией: учебно-методическое пособие для специальностей Т.04.02 – «Эксплуатация транспортных средств», Т.04.03 – «Организация движения и управление на транспорте», Т.04.06 – «Автомобили» / сост.: О. С. Руктешель [и др.] ; – Минск : БГПА, 2001. – 85 с.

3. Анципорович, П. П. Структура механизмов : учебно-методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П. П. Анципорович, В. К. Акулич, Е. М. Дубовская. – Минск : БНТУ, 2013. – 32 с.

Представлено 22.04.2023

**СИСТЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ
МАСЛА АВТОМОБИЛЯ**

**SYSTEM FOR DETERMINING THE DEGREE
OF CONTAMINATION OF CAR OIL**

Серебряков И. А.¹, ст. преп., **Ромашко Е. А.**¹, инж.,
Пеньковский Д. И.², учащийся,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь,

²Национальный детский технопарк, г. Минск, Республика Беларусь

I. Serebryakov¹, senior lecturer, **E. Romashko**¹, engineer,
D. Penkovskiy², student,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Belarus,

²The National Children's Technopark

В данной статье представлена система определения степени загрязнения масла автомобиля. Изложены основные химические и физические свойства масел. Рассмотрены и описаны основные факторы, влияющие на качество масла, а также причины его загрязнения. Предлагаемая система, основанная на контроле изменения диэлектрической проницаемости масла, которая изменяется в зависимости от окисления и количества примесей в масле. Такая система может быть использована для контроля качества масла в автомобиле и принятия решения о его замене вовремя, что позволит улучшить эксплуатационные характеристики транспортных средств и продлить их срок службы.

This article presents a system for determining the degree of contamination of car oil. The basic chemical and physical properties of oils are stated. The main factors affecting the quality of the oil, as well as the causes of its pollution, are considered and described. The proposed system based on the control of changes in the dielectric constant of the oil, which varies depending on the oxidation and the amount of impurities in the oil. Such a system can be used to monitor the quality of the oil in a car and decide whether to replace it in time, which will improve the performance of vehicles and extend their service life.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, системы смазки, контрольные приборы.

Keywords: car, internal combustion engine, lubrication systems, control devices.

ВВЕДЕНИЕ

Основными причинами потери функциональных качеств масла являются:

- вода;
- механические загрязнения;
- попадания не сгоревшего бензина или картерных газов;
- проникновение в систему смазки охлаждающей жидкости;
- старение масла и его присадок.

СИСТЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ МАСЛА АВТОМОБИЛЯ

Вода является нежелательным загрязнением для масла, которое может попадать в него из разных источников. Растворенная в масле вода не оказывает существенного влияния на свойства масла, но свободная вода может образовывать эмульсию и изменять его вязкость. Если количество воды не превышает 6 %, то это не должно сильно влиять на работу масла. Однако, большее количество воды может нарушить баланс работоспособности масла и его присадок.

Масло может загрязняться механическими примесями, которые вызывают износ деталей и образование отложений. Хотя фильтры удерживают основную часть примесей, частицы размером менее 25–40 мкм остаются в масле и способствуют износу. Чтобы оценить количество механических загрязнений в масле, можно использовать фильтрацию бензинового раствора или фотометрию. Однако, для первоначальной оценки загрязнений, можно использовать фильтровальную бумагу или стекло, на которых можно нанести несколько капель масла, нагретого до 50–60 °С. Чистое масло выглядит одинаково окрашенным, без загрязнений.

Негативные последствия, которые возникают при попадании охлаждающей жидкости в моторное масло, заключаются в том, что постоянная утечка гликоля приводит к его накоплению в смазочном материале. Кроме того, при интенсивной эксплуатации моторное

масло нагревается до высоких температур, что приводит к разложению гликоля и образованию лаковых соединений [1].

Моторное масло, используемое в двигателе автомобиля, подвергается действию негативных факторов. Поэтому необходимо через определенное время менять масло, чтобы обезопасить долгую эксплуатацию двигателя. В тот же момент, в процессе работы масло может быть неприятно загрязнено различными примесями, такими как топливо или охлаждающая жидкость, на что производители масел не рассчитывают при определении сроков замены. Для того, чтобы следить за качеством масла, водителю предлагается использовать датчик, способный оповещать его о наличии вредных примесей в моторном масле (рис. 1).

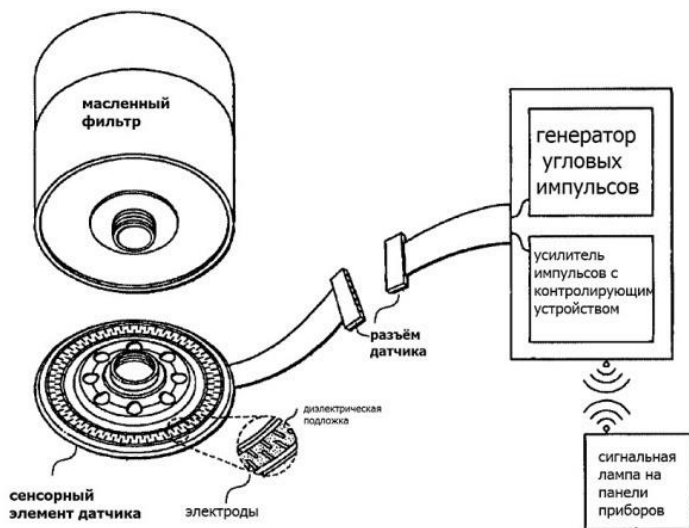
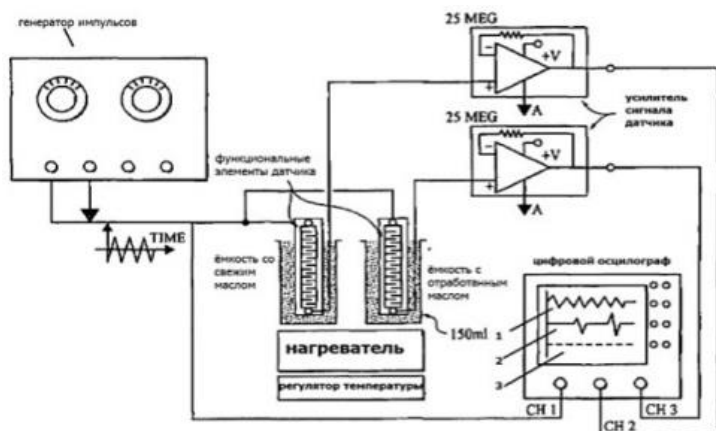


Рисунок 1 – Схема установки системы контроля на автомобиль

Применение датчика качества масла может увеличить интервал между заменами масла в двигателе, так как замена будет основана на реальном состоянии масла, а не на расчетном пробеге. Кроме того, датчик сообщит водителю о появлении посторонних веществ, таких как топливо, охлаждающая жидкость или металлические осколки, что позволит своевременно принять меры.

Для определения качества масла используется датчик, который контролирует изменение диэлектрической проницаемости масла, зависящей от количества описанных выше примесей (рис. 2).



- 1- сигнал генератора импульсов;
- 2- сигнал датчика помещённого в свежее масло;
- 3- сигнал датчика помещённого в отработанное масло

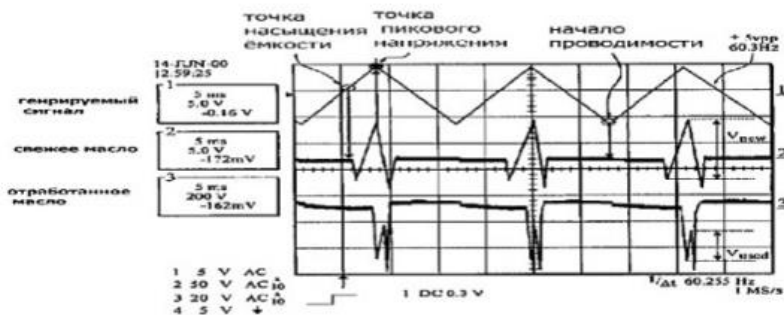


Рисунок 2 – Принцип работы системы определения качества масла

Датчик состоит из 5-миллиметровой диэлектрической подложки, на которую нанесены полоски меди в виде зубцов. Это образует несколько пар электродов и позволяет уменьшить электромагнитный шум и разместить датчик внутри двигателя, например, между масляным фильтром и блоком двигателя. Форма датчика может быть любой, в зависимости от того, куда вы хотите разместить датчик. Для определения качества масла используется сенсор, который из-

меряет изменения диэлектрической проницаемости масла, вызванные окислением и примесями. При работе чувствительного элемента в чистом масле ток на каждой паре электродов пропорционален амплитуде приложенного напряжения, а в засоренном масле такой ток искажен. Чем больше искажение, тем выше уровень загрязнения масла. Этот сенсор может быть установлен не только на новых автомобилях, но и на старых, не требуя каких-либо существенных изменений в конструкции. Электрический ток, проходящий через электроды датчика, направляется в усилитель, который преобразует его в напряжение. Затем это напряжение поступает на контролирующее устройство, которое сравнивает его с эталонными значениями. На графике представлены сигналы датчика качества масла при работе в свежем и отработанном состояниях, а также сигнал от генератора импульсов [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Утаев, С. А. Закономерности накопления загрязняющих примесей моторных масел в процессе эксплуатации двигателей / С. А. Утаев // Современные материалы, техника и технологии. – 2016. – № 2. – С. 207–214.

2. Датчик качества масла [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://avtoelektron.ru/diagnostika-dvigatelya/datchiki/datchik-kontrolya-kachestva-masla-ford>. – Дата доступа: 10.04.2023.

Представлено 18.04.2023

УДК 621.793

**ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ
НАНЕСЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ
ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ НА ТЕРРИТОРИИ ПСКОВСКОЙ
ОБЛАСТИ И ГОРОДА ПСКОВА**

**APPLICATION OF GAS-THERMAL METHODS OF APPLYING
MATERIALS FOR THE RESTORATION OF CAR PARTS ON THE
TERRITORY OF THE PSKOV REGION AND THE CITY OF PSKOV**

Былеев А. С., ст. преп., зав. НИЛ плазменных и лазерных технологий, Псковский государственный университет,
г. Псков, Россия

A. Byleev, Senior lecturer, head of the research laboratory of plasma and laser technologies. Pskov State University, Pskov, Russia

Износ деталей автомобилей является естественным условием эксплуатации автомобилей. В период санкций на территории Российской Федерации наблюдается резкий спрос на различные запчасти. Обслуживать и ремонтировать транспортные средства необходимо и для этого применяются различные методы, это и параллельный импорт запасных частей, применение изделий различного качества сторонних производителей (реплик), использование б/у запчастей в удовлетворительном состоянии или применение восстановленных деталей. Каждый из методов имеет свои плюсы и минусы.

The wear of car parts is a natural condition for the operation of cars. During the period of sanctions on the territory of the Russian Federation, there is a sharp demand for various spare parts. It is necessary to maintain and repair vehicles and various methods are used for this, including the parallel import of spare parts, the use of products of various quality from third-party manufacturers (replicas), the use of used spare parts in satisfactory condition or the use of restored parts. Each of the methods has its pros and cons.

Ключевые слова: газотермическое напыление, газодинамическое напыление, восстановление, ремонт, металлические порошки.

Keywords: gas-thermal spraying, gas-dynamic spraying, restoration, repair, metal powders.

ВВЕДЕНИЕ

Географически Псковская область граничит на севере с Ленинградской, на востоке – с Новгородской и Тверской, на юго-востоке – со Смоленской областями. Псковская область граничит одновременно с тремя государствами: на юге и юго-западе – с Белоруссией, на западе – с Латвией и Эстонией.

На территории Пскова расположено более 10 автосалонов, занимающихся продажей и обслуживанием таких марок машин, как Hyundai, Kia, Renault, Skoda, Mitsubishi, Lada, ГАЗ, УАЗ, Chery, Geely, Haval, FAW и других. В городе находятся крупные предприятия, такие как Псковпассажиравтотранс, ООО АДП, ООО АСПО и другие предприятия, имеющие в своем автопарке легковые автомобили, грузовые автомобили, автобусы и спецтехнику. В современных условиях возник дефицит не только новых машин импортного производства, но и оригинальных запчастей для уже приобретенных транспортных средств. Ввиду естественного износа, транспортные средства нуждаются в обслуживании. Запасы запчастей и параллельный импорт частично решил проблему обслуживания и ремонта, но это финансово сказалось на выполняемых работах ростом цен. Ввиду этого повысился спрос на услуги по восстановлению деталей при обслуживании и ремонте транспортных средств, особенно это касается запчастей, которые невозможно достать по разумным ценам. Существуют различные способы восстановления и изготовления деталей, которые применяются сегодня, которые можно разделить на классические методы изготовления заготовок (отливки, поковки, механическая обработка) и инновационные методы, включающие изготовление образцов с применением различных лазерных и сварочных технологий и других методов [1].

Одним из способов решения возникшей проблемы является применение газотермических методов восстановления деталей.

ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ВОССТААНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Методы газотермического и газодинамического напыления применяются много лет и описаны в различной научной литературе [2; 3]. В настоящее время ассортимент порошков для напыления довольно широкий и позволяет получить необходимые физико-механические свойства покрытия.

Технологический процесс газотермического восстановления деталей автомобилей показан в виде блок-схемы на рис. 1.



Рисунок 1 – Блок-схема технологического процесса восстановления детали методом газотермического напыления

Газотермическое напыление позволяет восстанавливать детали для ремонта различных узлов автомобилей. Сюда относится: восстановление геометрии деталей; восстановление поверхности кузова; антикоррозионная обработка; устранение дефектов в виде микротечи, трещин, прогаров, промоин; восстановление резьбы и посадочных мест подшипников; ремонт лопнувших и поврежденных радиаторов и др.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В Псковском государственном университете создана лаборатория плазменных и лазерных технологий, которая оснащена оборудованием для газотермического напыления и дооснащается современным оборудованием. Лаборатория занимается научными исследованиями и разработками в данном направлении, подготовкой специалистов, умеющих работать на современном оборудовании и разрабатывать технологические процессы для конкретных задач производства. Все это должно положительно сказаться для предприятий Псковской области и города Пскова и позволит эффективно применять новые технологии на автотранспортных предприятиях и станциях технического обслуживания, что в целом положительно повлияет на экономику Псковской области.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поликарпов, А. В. Газопламенное напыление в технологии ремонта машин / А. В. Поликарпов // Молодой ученый. – 2010. – № 1–2 (13). – Т. 1. – С. 108–111. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://moluch.ru/archive/13/1089/>. – Дата доступа: 16.05.2023.
2. Особенности сварки трением с перемешиванием алюминиевого сплава АД1 на универсальном вертикально-фрезерном станке 6В11 / М. А. Лукин [и др.] // Сварочное производство. – 2022. – № 6. – С. 52–56.
3. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://autocarta.ru/vosstanovlenie-detaley/gazotermicheskoe-napylenie.html>. – Дата доступа: 10.05.2023.

Предоставлено 17.05.2023

**ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ КЛАПАНА
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**ELECTRONIC-PNEUMATIC VALVES OF INTERNAL
COMBUSTION ENGINE**

Гурский А. С.¹, канд. техн. наук, доц., **Куц А. Д.**¹, инж.,
Пилюк К. А.², учащийся,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²Национальный детский технопарк

A. Gursky¹, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
A. Kuts¹, engineer, K. Pilyuk, student,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Belarus,

²The National Children's Technopark

При анализе всех видов газораспределительных механизмов, применяемых в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), было выявлено большое количество недостатков в конструкции и при эксплуатации, так как ДВС с распределительным валом имеет жесткие режимы работы, и даже система регулирования фаз не устраняет этих недостатков. Предлагается совершенно новый вид газораспределительного механизма с использованием сжатого воздуха и с электронным управлением ЭБУ.

Then analyzing all types of gas distribution mechanisms used in an internal combustion engine, a large number of defects in design and operation were identified, since an internal combustion engine with an automatic shaft has harsh operating modes and even a phase control system does not eliminate these shortcomings. A completely new type of gas distribution mechanism using compressed air and open ECU control is proposed.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, газораспределительный механизм, клапанный механизм, клапан.

Keywords: car, internal combustion engine, gas distribution mechanism, valve mechanism, valve.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время большое количество автомобилей работают с двигателями внутреннего сгорания. Основными недостатками является высокие выбросы в окружающую среду и достаточно большой расход топлива. Для снижения этих показателей прибегают к уменьшению объема двигателя, повышению давления на впуске, изменению высоты подъема клапана, отключению цилиндров, изменению фаз газораспределения, но также можно внедрить инновационные технологии в двигатель для его улучшения [1].

На все серийно выпускаемые двигатели внутреннего сгорания устанавливают головку блока цилиндров с распредвалом и обычными клапанами, привод осуществляется зубчатым ремнем, цепью или шестернями. Обслуживание и замена запасных частей приводит к дополнительным затратам.

Анализ конструкции двигателя внутреннего сгорания, самых дорогостоящих и недолговечных его элементов, а также обслуживание, объемов работ, требует нахождения новых инновационных технологий для работы одного из важнейших механизмов, а именно газораспределительного механизма.

На данный момент в ДВС применяются различные приводы клапанов: привод от распределительного вала, гидравлический привод, электропривод, каждый из этих механизмов преимущества и недостатки.

ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ КЛАПАН

Идея заключается в том, что, блок управления посылает сигнал на актуаторы, которые открывают и закрывают клапана. На толкателях установлены пневматические пружины с регулируемым уровнем жесткости и датчики положения клапанов. 3D-модель электронно-пневматического клапана приведена на рис. 1. Весь алгоритм работы цилиндров и вспомогательных систем двигателя контролируется с помощью электронного блока управления, благодаря которому менять фазы газораспределения, отлучать цилиндры, изменять высоту подъема клапана в широких диапазонах. Кроме этого, появляется возможность изменять циклы работы ДВС делать шеститактным или двухтактным, а также произвести запараллеливание цилиндров т.е. из четырехцилиндрового в двухцилиндровый, что в последствии может позволить запускать ДВС без стартера.

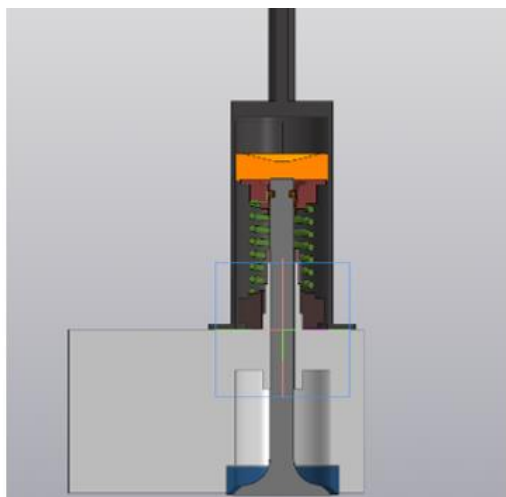


Рисунок 1 – 3D-модель электронно-пневматического клапана

ДВС может работать поочередно в разных циклах (Отто, Дизеля, Тринклера), в зависимости от поставленных задач и уровня нагрузки [2]. Он может работать в стандартном режиме для всех ДВС, может быть экономичным, может суперэкономичным, может работать в цикле с изменяемой степенью сжатия. Высота подъема клапана регулируется давлением воздуха, давящего на поршень, который в свою очередь воздействует на стержень клапана. Давление воздуха может изменяться в зависимости от режима работы двигателя и регулируется электронным блоком управления. На двигателях начиная от 6 цилиндровых существует система отключения цилиндров, но на данный момент она реализованы с применением большого количества деталей в газораспределительном механизме, если в такой системе используется электропневматические клапана можно сократить количество механических частей до минимума так как отключение цилиндров будет происходить из-за того, что ЭБУ не будет подавать импульсы для открытия каналов подачи воздуха, то есть клапана останутся в закрытом состоянии.

Универсальность такого двигателя сказывается на том, что он может работать как на бензине с разным октановым числом, так и на дизельном топливе при доработке камеры сгорания [3]. Кроме того, он экономичнее на 30–50 % процентов, мощнее на 30 %, у не-

го крутящий момент выше, чем у таких же двигателей сравнимого объема, он меньше весит и компактнее размерами [4]. Малый вес и компактные размеры при большей мощности и низком расходе, дает огромное преимущество, по сравнению с другими двигателями.

К недостаткам двигателя внутреннего сгорания с электронно-пневматическими клапанами можно отнести следующее: высокий уровень шума, вибрации и высокие энергозатраты для работы в механизме.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После проведения тестов и испытаний данная конструкция электронно-пневматических клапанов показала отличные результаты в работе и может быть применена в двигателях внутреннего сгорания. Двигатель с такими клапанами наилучшим образом подойдет для использования в последовательных гибридных автомобилях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вершина, Г. А. Методическое пособие по курсам «Теория рабочих процессов ДВС» и «Динамика ДВС» для студ. специальности Т.05.10.00 / Г. А. Вершина, Г. Я. Якубенко. – Мн. : ЗАО «Техноперспектива», 2001. – 86 с.
2. Ковалевский, В. И. Автомобильные двигатели. Основы теории: учеб. пособие / В. И. Ковалевский. – Волгоград : Инфра-Инженерия, 2022. – 224 с.
3. Двигатели без распредвалов, новая технология, которая изменит автоиндустрию [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ufa-ford.ru/dvigateli-bez-raspredvalov-novaja-tehnologija/>. – Дата доступа: 10.04.2023
4. Relieve the world from fossil fuels faster [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.freevalve.com/>. – Дата доступа: 10.04.2023.

Предоставлено 17.05.2023

УДК 629.114.2

**ВОССТАНОВЛЕНИЕ ТЕРМОНАГРУЖЕННЫХ
ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ ИЗНОСОСТОЙКИМИ
КЕРАМИЧЕСКИМИ ПОКРЫТИЯМИ**

**RESTORATION OF HEAT-LOADED PARTS OF DIESEL ENGINES
WITH WEAR-RESISTANT CERAMIC COATINGS**

Изоитко В. М., канд. техн. наук, доц.,

Буйкус К. В., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Izoitko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

K. Buikus, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

На основании результатов исследований по нагрузке задира и износостойкости предложена пара материалов для нанесения на термонагруженные детали дизелей – гильзу цилиндра и поршневое кольцо.

Based on the results of studies on scuffing load and wear resistance, a couple of materials were proposed for application to heat-loaded parts of diesel engines - a cylinder liner and a piston ring.

Ключевые слова: покрытие, плазменное напыление, износостойкость, нагрузка задира.

Keywords: coating, plasma spraying, wear resistance, scuffing load.

ВВЕДЕНИЕ

Повышение топливной экономичности и сокращение выбросов могут быть достигнуты за счет изоляции компонентов камеры сгорания для уменьшения отвода тепла. Однако изоляция компонентов камеры сгорания также повысит рабочую температуру поверхности раздела поршневого кольца и гильзы цилиндра примерно со 150 до более чем 300 °С. Существующие материалы колец и гильз цилиндров не могут выдерживать более высокие рабочие температуры, и по этой причине необходимо разработать новые материалы для этой критической трибологической поверхности раздела.

Цель исследований – разработать пары материалов для поршневых колец и гильз цилиндров, обеспечивающие требуемые фрикционные и износостойкие свойства для тяжелых условий эксплуатации.

НАНЕСЕНИЕ ПОКРЫТИЙ

Предлагаем две пары покрытий плазменного напыления поршневых колец и гильз цилиндров, соответствующие требованиям по трению и износу:

- высокоуглеродистое железо-молибден (на поршневое кольцо) и хром-кремнезем (на гильзу цилиндра);
- высокоуглеродистое железо-молибден и нитрид хрома (на гильзу цилиндра).

Нами проведен статистический эксперимент для получения корреляций между параметрами процесса плазменного напыления внутренней поверхности гильзы цилиндра, эффективностью напыления, микроструктурой покрытия, а также нагрузкой задира и износостойкостью как для высокоуглеродистых железо-молибденовых, так и для хромисто-кремнеземных порошков. Как только эти корреляции были получены, была разработана модель для получения покрытия с оптимальными характеристиками.

Определенные параметры были использованы для проверки модели путем нанесения как высокоуглеродистого железо-молибденового, так и хромисто-кремнеземного покрытия на внутренний диаметр смоделированных гильз цилиндров.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ПОКРЫТИЙ

Финишную механическую обработку внутренней поверхности гильз цилиндров с плазменным покрытием проводили по двум вариантам технологического процесса: первый с использованием высокоскоростной обработки резанием, а второй – низкоскоростной. Высокоскоростная обработка позволяет сократить оперативное время с 42 до 7,2 мин.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОКРЫТИЙ

Образцы плазменных покрытий после механической обработки для исследования трибологических свойств были получены путем вырезания их из гильз цилиндров и поршневых колец. Испытания

проводили на машине трения ползункового типа с нагревом образцов пропан-бутан-кислородным пламенем газопламенной горелки.

Результаты испытаний на нагрузку задира и износостойкость показали, что скорость механической обработки напыленного материала не оказывает существенного влияния на максимальную нагрузку задира и износостойкость обработанных поверхностей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнив результаты исследований по нагрузке задира- и износостойкости, определили, что пара материалов, отвечающая среднему показателю нагрузки задира- и износостойкости, представляет собой поршневые кольца с покрытием из высокоуглеродистого железа и молибдена, прилегающие к гильзам цилиндров с покрытием из хрома и кремнезема.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нанесение покрытий плазмой / В. В. Кудинов [и др.]. – М. : Наука, 1990. – 408 с.
2. Кудинов, В. В. Нанесение плазмой тугоплавких сплавов / В. В. Кудинов, В. М. Иванов. – М. : Машиностроение, 1981. - 192 с.
3. Барвинок, В. А. Управление напряженным состоянием и свойства плазменных покрытий / В. А. Барвинок. – М. : Машиностроение, 1990. – 384 с.
4. Влияние условий охлаждения на тепловое состояние системы покрытие-подслой-основа при газотермическом напылении / Н. М. Фиалко [и др.] // Автоматическая сварка. – 1993. – № 2. – С. 108–116.
5. Xie, Y. Wear mechanism of plasma-sprayed alumina coating in sliding contacts with harder asperities / Y. Xie, H. Hawthorne // Wear. – 1999. – vol. 225–229. – PP. 90–103.
6. Erickson, L. C. Correlations between microstructural parameters, micromechanical properties and wear resistance of plasma-sprayed ceramic coatings / L. C. Erickson, H. M. Hawthorne, T. Troczynski // Wear. – 2001. – vol. 250–251, part 1. – PP. 569–575.

Представлено 18.04.2023

УДК 629.114.2

**ИССЛЕДОВАНИЕ НАРАБОТКИ НА ОТКАЗ ДЕТАЛЕЙ,
ЛИМИТИРУЮЩИХ РЕСУРС АВТОМОБИЛЕЙ МАЗ
В ВООРУЖЕННЫХ СИЛАХ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

STUDY OF THE TIME TO FAILURE OF THE PARTS LIMITING
THE RESOURCE OF MAZ VEHICLES IN THE ARMED FORCES
OF THE REPUBLIC OF BELARUS

Буйкус К. В., канд. техн. наук, доц., **Лагун Е. А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
K. Buikus, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
E. Lagun, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Предложена стратегия поддержания работоспособности автомобилей МАЗ в бригаде спецназначений вооруженных сил Республики Беларусь, основанная на периодическом контроле агрегатов автомобилей.

A strategy to maintain the performance of MAZ vehicles in the special forces brigade of the armed forces of the Republic of Belarus, based on periodic monitoring of vehicle units is proposed.

Ключевые слова: автомобиль, наработка на отказ, МАЗ.

Keywords: automobile, time to failure, MAZ.

ВВЕДЕНИЕ

Периоды обслуживания автомобилей, представленные в нормативной документации, не учитывают специфику эксплуатации автомобилей в бригаде спецназначений Вооруженных Сил Республики Беларусь (начало движения без достаточного прогрева агрегатов, пересеченная местность, запыленность воздуха, низкая квалификация обслуживающего персонала (водителей и слесарей) и т. д.).

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для формирования системы технического обслуживания и ремонта автомобилей МАЗ в бригаде спецназначений были проанализированы их пробеги до отказа с 2015 по 2020 годы.

Посредством пассивного эксперимента были получены данные о наработке до отказа агрегатов. В табл. 1 представлены результаты статистической обработки заявок на ремонт.

Таблица 1 – Распределение отказов, %

Агрегат	Автомобиль	
	МАЗ-5316	МАЗ-6317
Дизель	27,9	24,3
Коробка передач	3,1	3,9
Сцепление	6,3	7,8
Ведущий мост	11,0	6,2
Рулевое управление	5,6	7,1
Электрооборудование	29,5	32,0
Тормозная система	4,7	4,7
Система питания	8,2	10,0
Другие	3,7	4,0

Выбор вероятностных законов распределения случайных величин пробегов до отказа осуществляли на основании внешнего вида дифференциальной функции распределения случайной величины пробега до отказа, коэффициента вариации и критериев согласия Пирсона и Романовского (табл. 2).

Таблица 2 – Результаты статистической обработки

Агрегат	Средний пробег до отказа, км	Закон распределения вероятностей
МАЗ-5316 Дизель	12804	Вейбулла
Электрооборудование	17942	Экспоненциальный
Трансмиссия	8230	Вейбулла
Подвеска	9540	Вейбулла
МАЗ-6317 Дизель	16512	Вейбулла
Электрооборудование	18070	Экспоненциальный
Трансмиссия	9320	Вейбулла
Подвеска	10450	Вейбулла

Для определения периодичности и содержания операций технического обслуживания (ТО) задаются допустимой вероятностью отказа $F_{отк} = 0,05$. Так как коэффициент вариации пробега более 0,7 (закон распределения Вейбулла и экспоненциальный), то периодичность ТО должна быть $0,2 \cdot L_{cp} < L_{ТО} < L_{cp}$.

Таким образом, вполне разумным будет провести дополнительный контроль двигателя на пробеге 12000 км, трансмиссии и подвески – 8000 км, электрооборудования – 17000 км.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена стратегия поддержания работоспособности автомобилей МАЗв бригаде спецназначений вооруженных сил Республики Беларусь, основанная на периодическом контроле агрегатов автомобилей с поиском локальных неисправностей их элементов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коваленко, Н. А. Научные исследования и решение инженерных задач в сфере автомобильного транспорта: учеб. пособие / Н. А. Коваленко. – Минск : Новое знание; М. : ИНФА-М, 2011. – 271 с.
2. Кучур, С. С. Научные исследования и решение инженерных задач: учебн. пособие / С. С. Кучур, М. М. Болбас, В. К. Ярошевич. – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2003 – 311 с.
3. Анализ надежности технических систем по цезурированным выборкам / В. М. Скрипник [и др.]. – М. : Радио и связь, 1988. – 184 с.
4. Шишмарев, В. Ю. Надежность технических систем / В. Ю. Шишмарев. – М. : Издательский центр «Академия», 2010. – 304 с.

Представлено 18.04.2023

СОДЕРЖАНИЕ

Конструирование, испытания и производство автомобилей.....	3
Тепловые двигатели.....	137
Тракторы, мобильные машины и комплексы.....	171
Гидравлика мобильных машин.....	263
Эксплуатация, обслуживание и ремонт автомобилей.....	297

Научное издание

**АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ
И АВТОМОБИЛЬНЫЙ
ТРАНСПОРТ**

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 06.12.2023. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 20,29. Уч.-изд. л. 16,37. Тираж 60. Заказ 952.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.