

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Материалы Международной
научно-практической конференции

В 2 томах

Том 1

Минск
БНТУ
2019

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

A22

Редакционно-рецензионная коллегия:
декан автотракторного факультета БНТУ, д. т. н., доцент
Д. В. Канский (отв. редактор);
зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,
д. т. н., профессор *А. И. Бобровник*;
зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д. т. н., профессор *В. Б. Бойков*;
зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,
д. т. н., профессор *В. С. Ивашко*;
зав. кафедрой «Экономика и логистика» БНТУ,
д. э. н., профессор *Р. Б. Ивуть*;
зав. кафедрой «Автомобили» БНТУ, к. т. н., доцент *С. А. Сидоров*;
профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,
д. т. н., профессор *Г. М. Кухаренко*;
зам. декана по научной работе АТФ БНТУ, к. т. н., доцент *А. С. Поварехо*;
зав. кафедрой «Транспортные системы и технологии» БНТУ,
д. т. н., доцент *С. А. Рынкевич*;
зав. кафедрой «Инженерная графика машиностроительного
профиля» БНТУ, к. в. н., доцент *В. Г. Шостак*

В сборнике представлены материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение», состоявшейся на автотракторном факультете Белорусского национального технического университета 24–27 мая 2019 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

ISBN 978-985-583-407-7(Т.1)

ISBN 978-985-583-406-0

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

УДК 629.366.05

БОРТОВОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО
СОСТОЯНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ
ON-BOARD DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION
OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS

Ю.Д. Карпиевич¹, д-р. техн. наук, доц., И.И. Бондаренко²

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

² УО Белорусский государственный аграрный технический
университет, г. Минск, Республика Беларусь

Yu. Karpievich¹, Doctor of technical Sciences, Associate Professor,
I. Bondarenko²

¹ Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

² Belarusian state agrarian technical University,
Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Повышение эксплуатационной надежности колесных и гусеничных машин, снижение затрат на техническое обслуживание и ремонт возможны только при своевременном и объективном определении их технического состояния. Эффективным способом решения проблемы повышения качества проведения технического обслуживания и ремонта, а также эксплуатационной надежности колесных и гусеничных машин является диагностирование их технического состояния.

Abstract. Improving the operational reliability of wheeled and tracked vehicles, reducing the cost of maintenance and repair is possible only with timely and objective determination of their technical condition. An effective way to solve the problem of improving the quality of maintenance and repair, as well as the operational reliability of wheeled and tracked vehicles is to diagnose their technical condition.

Ключевые слова: Колесные и гусеничные машины, диагностика, коробка передач, гидropоджимные муфты, работа трения.

Key words: Wheeled and tracked vehicles, diagnostics, gearbox, hydraulic clamping couplings, friction work.

ВВЕДЕНИЕ

Сложившийся в прошлом столетии и получивший наибольшее распространение регламентный характер контрольно-диагностических работ не может обеспечить поддержания требуемого уровня технического состояния колесных и гусеничных машин, так как не учитывает индивидуальные особенности каждой машины, условия ее эксплуатации, технического обслуживания и проведенные ранее ремонтные воздействия. Внешние средства диагностирования при их эпизодическом использовании также не позволяют своевременно выявлять постепенные и внезапные отказы. Именно стремление снять указанные ограничения стимулировало разработку бортовых систем диагностирования колесных и гусеничных машин.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Общая структурная схема микропроцессорной системы бортового диагностирования технического состояния гидромеханических коробок передач показана на рисунке 1.

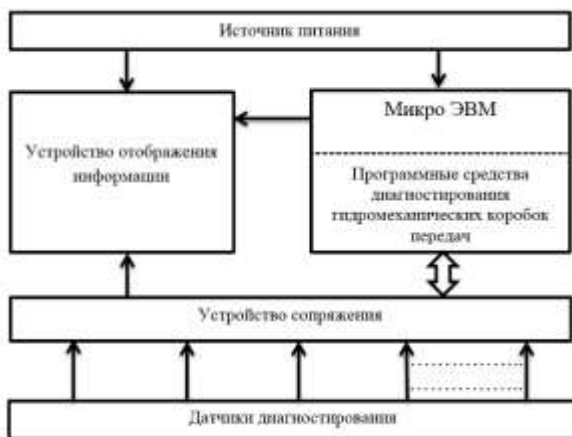


Рисунок 1 – Структурная схема микропроцессорной системы бортового диагностирования технического состояния гидромеханических коробок передач

Она является составной частью (модулем) комплексной управляющей, диагностической и информационной системы колесных и гусеничных машин.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Суть бортового диагностирования технического состояния гидромеханических коробок передач начинается с проверки выражения

$$P_{\text{кп}} = P_{\text{кп.ном}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{кп}}$ – текущее значение информационного сигнала давления масла в гидросистеме коробки передач; $P_{\text{кп.ном}}$ – значение информационного сигнала, соответствующего номинальному давлению масла в гидросистеме коробки передач.

Если выражение (1) не выполняется, то производится локализация неисправности, предусматривающая следующие проверки:

$$P_{\text{кп}} < P_{\text{кп.ном}}, \quad (2)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа «Низкое давление масла в гидросистеме коробки передач»;

$$P_{\text{кп}} > P_{\text{кп.ном}}, \quad (3)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа «Высокое давление масла в гидросистеме коробки передач».

Рассмотрим метод бортового диагностирования технического состояния гидроподжимных муфт коробки передач в части оценки степени износа и величины остаточного ресурса фрикционных дисков, используя при этом работу трения как интегральный показатель.

Предположительно износ фрикционных дисков пропорционален работе трения.

Этот метод диагностирования степени износа фрикционных дисков гидроподжимных муфт коробки передач отличается от традиционных, основанных на непосредственном измерении толщины пакета фрикционных дисков.

Диагностирование степени износа и величины остаточного ресурса фрикционных дисков гидроподжимных муфт коробки передач осуществляется микропроцессорной системой по определенному алгоритму путем обработки следующей математической зависимости:

$$L = \int_0^t M \cdot |(\omega_g - \omega_e)| \cdot dt, \quad (4)$$

$$\Delta = \frac{\sum_{p=1}^n L_p}{L_0} \cdot 100\%, \quad (5)$$

где L – текущие значения работ трения фрикционных дисков гидроподжимной муфты; ω_g, ω_e – текущие значения угловых скоростей ведущих и ведомых дисков гидроподжимной муфты коробки передач соответственно; t – время трения фрикционных дисков гидроподжимной муфты; M – момент трения фрикционных дисков гидроподжимной муфты; Δ – степень износа фрикционных дисков гидроподжимной муфты; $p = 1, 2, \dots, n$ – количество включений и выключений гидроподжимной муфты; L_0 – численное значение работы трения, соответствующее предельно допустимому износу фрикционных дисков гидроподжимной муфты (определяется экспериментально).

При достижении гидроподжимной муфтой значения работы трения, соответствующего предельно допустимому износу фрикционных дисков, на устройстве отображения информации (дисплее) появляется сигнал о замене данной муфты.

Диагностирование пробуксовки гидроподжимных муфт коробки передач начинается с проверки системы уравнений вида:

$$\begin{cases} P_{кп} = P_{кп.ном} \\ \omega_g = \omega_e \end{cases} \quad (6)$$

Если какое-либо из условий выражения (6) не выполняется, то проводится локализация неисправности, предусматривающая следующие проверки:

$$\begin{cases} P_{кп} < P_{кп.ном} \\ \omega_g > \omega_e \end{cases} \quad (7)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа «Пробуксовка гидроподжимной муфты в тяговом режиме двигателя»;

$$\begin{cases} P_{\text{кп}} < P_{\text{кп.ном}} \\ \omega_g < \omega_e \end{cases} \quad (8)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа «Пробуксовка гидropоджимной муфты в режиме торможения двигателем».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование работы трения как интегрального показателя при бортовом диагностировании степени износа фрикционных дисков гидropоджимных муфт коробок передач позволит оперативно в любой период эксплуатации колесных и гусеничных машин определять остаточный ресурс фрикционных дисков, прогнозировать время их замены, а также перейти к техническому обслуживанию по фактической потребности, и за счет этого исключить, с одной стороны, возможность эксплуатации технически неисправного объекта, а с другой – необоснованные материальные и трудовые затраты при его преждевременном техническом обслуживании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпиевич Ю.Д., Баханович А.Г., Бондаренко И.И. Бортовое диагностирование степени износа фрикционных дисков гидropоджимных муфт коробки передач тракторов «БЕЛАРУС» // Новости науки и технологий, 2015, №4. – С. 9–11.

Представлено 10.05.2019

УДК 539.3

РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИЙ НА ПОДВИЖНУЮ НАГРУЗКУ
CALCULATION OF STRUCTURES FOR MOVING LOADS

О.С. Нурова, ст. преп., Л.О. Даминов, асс., А.О. Абдуллаева, студ.,
Каршинский инженерно-экономический институт,
г. Карши, Узбекистан
O. Nurova, Senior Lecturer, L. Daminov, Assistant,
A. Abdullaeva, Student,
Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

Аннотация. В машиностроении, как и в механике изучает вопросы прочности, деформативности и устойчивости машиностроительных конструкций, (деталей) расчетные схемы которых можно представить состоящими из отдельных, скрепленных между собой, стержней. В данной публикации показано конструктивный расчет на подвижную нагрузку, произведенную с помощью линий влияния.

Annotation. In mechanical engineering, as in mechanics, it studies the issues of strength, deformability, and stability of engineering structures, (parts) whose design diagrams can be represented as consisting of individual rods fastened together. This publication shows a constructive calculation for a moving load produced by means of influence lines.

Ключевые слова: конструктивный расчет, подвижную нагрузку, устойчивость, прочность, линий влияния.

Key words: constructive calculation, moving load, stability, strength, lines of influence.

ВВЕДЕНИЕ

Расчет на подвижную нагрузку производится с помощью линий влияния (ЛВ), которых называемых (иногда) инфлюэнтными линиями.

РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИЙ НА ПОДВИЖНУЮ НАГРУЗКУ

Для построения линий влияния предполагается, что по конструкции перемещается сила P , равная единице силе, например, одной тонне.

Положение силы в каждый момент определяется величиной Z – расстоянием точки приложения силы до начала координат (рисунок 1). Рассмотрим, как изменяются опорные реакции балки в зависимости от положения силы $P = 1$. Составим сумму моментов относительно точек 1 и 2.

$$\begin{aligned}\Sigma M1 &= P/Z - R2 \cdot L = 0 \\ R2 &= Pz/L = f(z) \\ \Sigma M2 &= R1 \cdot L - P \cdot (L - z) = 0 \\ R1 &= P \cdot (L - z)/L = f(z)\end{aligned}$$

Построим графики этих функций [1].

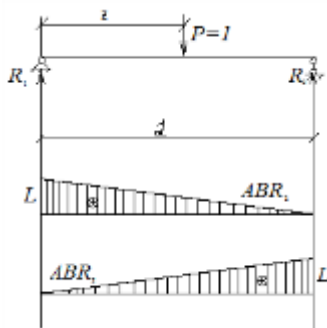


Рисунок 1

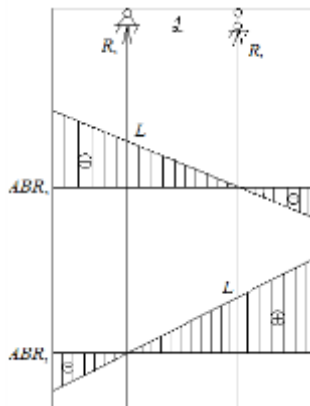


Рисунок 2

Эти графики называются линиями влияния опорных реакций R_1 и R_2 . Каждая их ордината «у» показывает величину опорной реакции в случае, когда сила $P = 1$ расположена под данной ординатой.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

В случае для консольных балок линии влияния опорных реакций имеют вид, на рисунке 2. Изменение знаков линии влияния для консолей показывает, что, когда сила $P = 1$ приложена на правой консоли, направление опорной реакции R_1 изменяется на обратное, оно будет направлено вниз; это же относится к направлению опорной реакции R_2 для случаев, когда сила находится на левой консоли.

Рассмотрим построение линий влияния внутренних сил, возникающих в сечении 1-1 балки при перемещении по ней силы $P = 1$ (рисунок 3).

Для положения силы $P = 1$ рассмотрим два случая – сила справа от сечения и сила слева от сечения. В первом случае удобнее рассматривать равновесие левой части.

$M_1 = R_1 \cdot a$, т.е. линия влияния момента представляет собой ЛВ R_1 умноженную на постоянную величину «а» – расстояние от опоры 1 до сечения, в которые строится ЛВ (рисунок 3, а).

Это справедливо только для первого случая – сила $P = 1$ справа от сечения. Построенный график называется правой прямой ЛВ M_{1-1} . Для построения левой, прямой рассмотрим второй случай – сила $P = 1$ слева от сечения, в этом случае удобнее рассматривать равновесие правой части.

$M_{1-1} = R_2 b$, т.е. левая прямая представляет собой ЛВ R_2 , умноженную на расстояние от сечения до правой опоры (рис. 3, б).

Из подобия треугольников можно определить ординаты левой и правой прямых под сечением 1-1. В обоих случаях ординаты равны, т.е. при совместности построения на одну ось правая и левая прямые пересекутся под сечением [2]. Это позволяет строить ЛВ моментов без расчета; для этого под опорой откладывают ординату, численно равную расстоянию до опоры. Полученная точка соединяется с нулем под противоположной опорой прямой линией, продолжающейся до конца балки. На эту прямую проектируется сечение, для которого строится ЛВ, и полученная точка соединяется с нулем под первой опорой прямой линией, продолжающейся до конца балки. (рисунок 3, в). График полученный называется – линией влияния момента для сечения 1-1. Каждая его ордината показывает величину момента внутренних сил, возникающих в сечении 1-1 в случае, когда сила $P = 1$ расположена над данной ординатой. Также рассматривая

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

равновесие левой и правой части балки можно определить величину « Q » в сечении 1-1 и построить ЛВ Q . Для построения правой прямой ЛВ нужно под левой опорой отложить ординату равную плюс единице и соединить прямой линией с нулем под правой опорой, продолжив прямую до конца балки. Для построения левой прямой под правой опорой откладывается ордината (-1) и соединяется с нулем под левой опорой, при этом левая и правая прямые параллельные.

Принцип построения ЛВ для многопролетных балок не отличается от изложенного. Рассмотрим на примере (рис. 4).

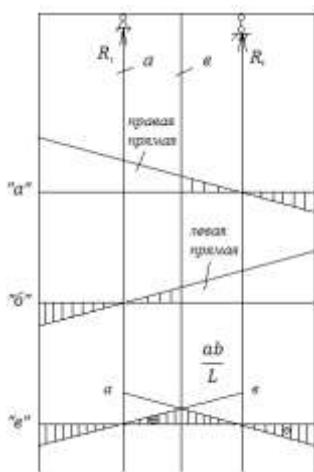


Рисунок 3

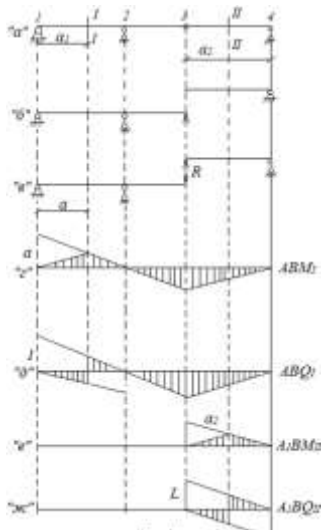


Рисунок 4

На балке 1-2 линии влияния M , Q строятся также, как и в обычных балках. Сила $P = 1$, перемещающаяся по балке 3-4, передается на балку 1-2 через опорную реакцию R_3 . Реакция R_3 линейно уменьшается при перемещении силы от опоры 3 к опоре 4. Когда сила $P = 1$ располагается над опорой 4, реакция R_3 равна нулю, следовательно, балки 1-2 становятся незагруженными, и внутренние силы в сечении 1-1, как и ордината Л.В, становится равная нулю. (рисунок 4, г,д).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, построение ЛВ в МШБ сводится к следующему: строится линия влияния для той балки, на которой заметно сечение, как для простой. Линия влияния продолжается на балки только верхних этажей по принципу максимум – ноль. Дальнейший расчет проводится по обычным принципам.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Каримов Р.И., Салиев А. Амалий механика. –Т.: 2005.
2. Методические указания и контрольные задания по сопротивлению материалов. –М.: Высшая школа, 1990.

Представлено 15.05.2019

УДК 629.113

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ "SPARK" CALCULATION OF ELECTRIC MOTOR FOR CAR "SPARK"

Р.Р. Тилляходжаев, ст. преп., А.А. Мирзаев, асс.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

R. Tillyakhodzhaev, Senior Lecturer, A. Mirzaev, Assistant,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. Получение энергии от переработки углеводородного топлива наносит серьёзный урон природе и здоровью всего живого заселяющего нашу планету Земля. Да и углеводородное топливо не безгранично. Такой неутешительный прогноз заставляет стран, занимающихся добычей углеводородного топлива задуматься о переключении своей деятельности на более экологичных, технологичных производств, не требующих углеводородное топливо. И в самый раз задуматься о переходе на более экологичные виды энергии и особенно в автотранспорте. В конкретном случае переход на электрическую тягу. В этой отрасли есть много изъянов и нерешённых вопросов, но эти вопросы найдут своё решение потому что возможности электрической энергии большие.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Abstract. Getting energy from the processing of hydrocarbon fuels causes serious damage to the nature and health of all living things inhabiting our planet Earth. And hydrocarbon fuels are not limitless. Such a disappointing forecast makes countries engaged in the extraction of hydrocarbon fuels think about switching their activities to more environmentally friendly, high-tech industries that do not require hydrocarbon fuels. And just right to think about the transition to more environmentally friendly forms of energy, especially in road transport. In the specific case of the transition to electric traction. There are many flaws and unresolved issues in this industry, but these issues will find their solution because the possibilities of electrical energy are great.

Ключевые слова: альтернативная энергия, аккумулятор, электромобиль, экология.

Key words: alternative energy, battery, electric car, ecology.

ВВЕДЕНИЕ

Для того чтобы заменить ДВС автомобиля “SPARK” мощностью 82 л.с. на электродвигатель надо произвести некоторые расчеты. Чтобы разобраться в этом вопросе рассмотрим какие силы действуют на автомобиль по школьной программе физики.

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ "SPARK"

На автомобиль, представленный на рисунке 1, действуют следующие силы [1]: F_T – сила тяги двигателя; $F_{тр}$ – сила трения качения; F_C – сила сопротивления воздуха.

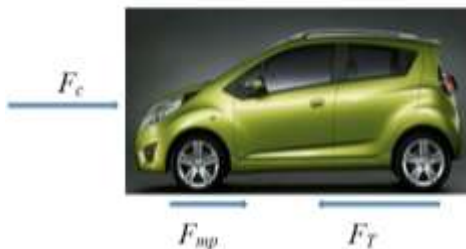


Рисунок 1 – Силы, действующие на автомобиль

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

У нас есть 3 силы, это сила тяги, которая тянет автомобиль и силы сопротивления, которые тормозят его.

Чтобы автомобиль ехал должно выполняться условие [2]:

$$F_T = F_{\text{тр}} + F_C \quad (1)$$

Найдём чему равны эти силы

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot m \cdot g, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения качения резина/асфальт (среднее $\mu = 0,02$); m – масса автомобиля (кг); g – ускорение свободного падения ($9,8 \text{ м/с}^2$).

В свою очередь:

$$F_C = C_x \cdot S \cdot \rho \cdot v^2 / 2, \quad (3)$$

где C_x – коэффициент сопротивления воздуха, для каждого автомобиля он свой; S – лобовая площадь автомобиля (м^2), находится так же как C_x ; ρ – плотность воздуха ($1,29 \text{ кг/м}^3$ при нормальных условиях); v – скорость автомобиля, м/с .

Если подставим в формулу (1), то получим [3]

$$F_T = \mu \cdot m \cdot g + C_x \cdot S \cdot \rho \cdot v^2 / 2. \quad (4)$$

Согласно (4) определяется сила, которая требуется автомобилю для движения. Для определения требуемой мощности двигателя можно воспользоваться выражением [4]:

$$P = F_T \cdot v. \quad (5)$$

Т.е. требуемая мощность зависит от скорости автомобиля. Подставляя в (5) выражение (4), получаем:

$$P_{\text{ДВ}} = \left(\mu \cdot m \cdot g + C_x \cdot S \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \right) \cdot v. \quad (6)$$

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Теперь мы можем подобрать двигатель вычислив мощность, например, возьмем автомобиль “SPARK” и вычислим какая мощность требуется для разгона до 40, 60 и 90 км/час: $C_x = 0,34$; $S = 2,1 \text{ м}^2$; $m = 939 \text{ кг}$; $\mu = 0,02$; $g = 9,8 \text{ м/с}$; $\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$.

Найдём мощность для 40 км/ч (11,11 м/с)

$$P_{\text{дв}} = \left(0,02 \cdot 939 \cdot 9,8 + 0,34 \cdot 2,1 \cdot 1,29 \cdot \frac{11,11^2}{2} \right) \cdot 11,11 = \\ = 2975 \text{ Вт} \sim 3 \text{ кВт.}$$

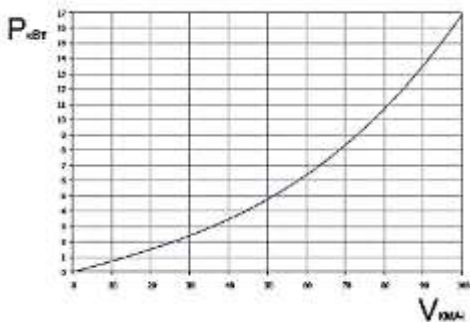
Для 60 км/ч (16,66 м/с)

$$P_{\text{дв}} = \left(0,02 \cdot 939 \cdot 9,8 + 0,34 \cdot 2,1 \cdot 1,29 \cdot \frac{16,66^2}{2} \right) \cdot 16,66 = \\ = 5196 \text{ Вт} \sim 5 \text{ кВт.}$$

Для 90 км/ч (25 м/с)

$$P_{\text{дв}} = \left(0,02 \cdot 939 \cdot 9,8 + 0,34 \cdot 2,1 \cdot 1,29 \cdot \frac{25^2}{2} \right) \cdot 25 = \\ = 11800 \text{ Вт} \sim 11,8 \text{ кВт.}$$

Для наглядности построим график потребления мощности в зависимости от скорости:



Как видно из расчетов с выше с увеличением скорости мощность растёт непропорционально, и подобрать двигатель нужно исходя из того с какой максимальной скоростью будет ездить автомобиль:

- если скорость автомобиля не превысит 40 км/ч, то достаточно будет установить электродвигатель с мощностью 3 кВт;
- если скорость автомобиля не превысит 60 км/ч, то достаточно будет установить электродвигатель с мощностью 5 кВт;
- если скорость автомобиля не превысит 90 км/ч, то достаточно будет установить электродвигатель с мощностью 12 кВт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Значит для того чтобы автомобиль на всех режимах скорости функционировал нормально нужно установить электродвигатель с мощностью 14 кВт (с учётом его КПД).

ЛИТЕРАТУРА

1. Новейшие автомобильные электронные системы. –М.: Солон пресс, 2005. -240 с.
2. www.electrotransport.ru.
3. www.dx.com.
4. www.hobbyking.com.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.331:621.833

ПРОБЛЕМА ВЫБОРА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА РЕДУКТОРНЫХ
УЗЛОВ ТРАНСМИССИИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ
PROBLEM OF CHOOSING METHODIQUE GEARRSETS ELECTRIC
VEHICLES CALCULATION

П.М. Галямов, канд. техн. наук, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
P. Haliamaу, Ph.D. in Engineering, Senior Lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. На основе параметров электродвигателей, трансмиссий и шин серийных зарубежных легковых электромобилей и предоставляемых их производителями условий гарантии в статье показана несостоятельность применения для расчетной оценки ресурса основных элементов редукторных узлов их трансмиссий существующих методик, основанных на кусочно-линейном представлении кривой усталости в виде наклонного и горизонтального участков, поскольку число циклов нагружения шестерен и подшипников редуктора только за гарантийный пробег электромобиля во много раз превышает базовое.

Abstract. On parameters of electric motors, transmission and tyres of serially foreign passenger electric vehicles and given by its producers warranty conditions is shown in this paper impossibility of applying for calculating electric vehicles gearset resource estimation existing methods based on linear pieced fatigue curve proposition by sloped and horizontal parts because of number of loading cycles for reductor gears and bearings only by warranted electric vehicle running way is in much more times exceeds based.

Ключевые слова: электромобиль, трансмиссия, расчет ресурса.

Key words: electric vehicle, transmission, resource calculation.

ВВЕДЕНИЕ

В связи с предстоящим вводом Белорусской АЭС в Республике Беларусь уже сейчас на государственном уровне законодательно

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

утверждены меры по расширению использования электроэнергии собственного производства взамен импортируемых нефтегазовых энергоносителей. Одной из них является стимулирование использования легковых электромобилей с последующим освоением их разработки и производства. Однако, чтобы заинтересовать население в покупке электромобилей белорусского производства, они должны быть либо дешевле, либо не уступать зарубежным аналогам в ресурсе, первое практически невыполнимо из-за необходимости закупки редких и редкоземельных элементов для производства аккумуляторных батарей и электродвигателей, второе же требует оптимального ресурсного проектирования трансмиссий.

ОБЗОР МЕТОДИК И РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА ТРАНСМИССИЙ

В настоящее время в Республике Беларусь студенты специальности «Автомобилестроение» изучают две методики проектирования и расчета зубчатых передач редукторных узлов: общемашиностроительная – основанная на [1] и применяемая в курсовом проектировании по дисциплине «Детали машин» и методика И.С. Цитовича, изложенная в [2, 3] и применяемая в курсовых проектах, выполняемых на кафедре «Автомобили» БНТУ. Принципиальное различие этих методик состоит в том, что первая из них предполагает достаточно сложный проектный расчет зубчатых передач, хотя найденное в его результате межосевое расстояние затем округляется до стандартного значения с последующим проверочным расчетом средней сложности, а вторая методика предполагает рассчитывать межосевое расстояние по приближенной эмпирической формуле Хельдта, и затем выполнять весьма сложный проверочный расчет ресурса зубчатых колес и подшипников. Обе методики основаны на использовании наклонного участка кривой усталости, по которому можно найти ресурс, и который действует, если реальное число циклов нагружения не превосходит базовое. Но, как видно из таблицы 1, где представлены систематизированные автором технические данные зарубежных легковых электромобилей, на основе которых были найдены числа циклов нагружения зубчатых колес и подшипников входного и выходного валов их трансмиссий за гарантийный пробег, которые в несколько раз превышают базовое.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Таблица 1 – Технические данные легковых электромобилей и результаты расчета числа циклов нагружения деталей входного и выходного валов редукторов их трансмиссий за гарантийный пробег

Технические характеристики некоторых электромобилей	BMW i3 2019	Chevrolet Bolt EV 2018	Nissan Leaf 2015	Ford Focus Electric 2011	Tesla Model 3 Long Range 2017*	Volkswagen e-Golf 2017
Тип тягового электродвигателя	IPMSM	IPMSM	IPMSM	IPMSM	IM / IPMSM	IPMSM
Передаточное число трансмиссии	9,665	7,05	8,193	7,82	9,34 / 9,71	9,747
Типоразмер шин	155/70R19	215/50R17	215/50R17	225/50R17	235/40R19	205/55R16
Длина окружности шины, м	2,198	2,032	2,032	2,063	2,107	1,985
Число оборотов колеса на 1 метр пути	0,455	0,492	0,492	0,485	0,475	0,504
Число оборотов электродвигателя на 1 метр пути	4,398	3,469	4,031	3,793	4,437 / 4,612	4,192
Максимальная скорость, км/ч	150	145	159	136	233	150
Максимальная частота вращения электродвигателя мин ⁻¹	10995	8383	10682	8597	17230 / 17910	12280
Гарантия лет/ миль/ км	8 / 100000 / –	8 / 100000 / –	8 / – / 160000	8 / 100000 / –	8 / – / 192000	8 / – / 160000
Циклов нагружения деталей входного вала за гарантийный пробег	0,728·10 ⁸	0,787·10 ⁸	0,787·10 ⁸	0,776·10 ⁸	0,912·10 ⁸	0,806·10 ⁸
Циклов нагружения деталей входного вала за гарантийный пробег	7,036·10 ⁸	5,548·10 ⁸	6,448·10 ⁸	6,068·10 ⁸	8,518·10 ⁸ / 8,856·10 ⁸	7,856·10 ⁸

* – для привода колес передней / задней оси.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Исключение составляет число циклов нагружения ведомой шестерни главной передачи, которое хотя и меньше базового по контактным напряжениям (согласно [1, 2] базовое число циклов для контактной выносливости составляет $1,2 \cdot 10^8$, а согласно [3] составляет $1,4 \cdot 10^8$), но имеет примерно один порядок с ним, и у всех моделей электромобилей кроме Tesla Model 3 Long Range, числа циклов нагружения ведомой шестерни главной передачи различаются не более чем на 10%, что позволяет найти примерный поправочный коэффициент контактной долговечности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для элементов входного вала трансмиссии число циклов нагружения только за гарантийный пробег более чем в 3,5 раза превышает базовое для контактной выносливости. Поэтому их следует проектировать на неограниченный по контакту ресурс, так чтобы контактные напряжения от эквивалентного момента равнялись пределу выносливости материала зубчатых колес. Что касается числа циклов нагружения по изгибной выносливости зубчатых колес (соответствующее базовое число циклов составляет $2 \cdot 10^6$ по [3] и $4 \cdot 10^6$ по [1, 2]), то оно в 18–440 раз превышает базовое в зависимости от рассматриваемого вала и модели электромобиля.

Подшипники электромобиля за гарантийный пробег совершают в 72–885 раз больше оборотов базового числа циклов, составляющего $1 \cdot 10^6$ оборотов, что требует привлечения для расчета их ресурса малоизученной теории гигациклового усталости.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 21354 – 87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – 128 с.
2. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Под ред. Н.Ф. Бочарова, И.С Цитовича. / Н.Ф. Бочаров [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1983 – 299 с.
3. Сергеенко, В.А. Кинето-силовой анализ трехвальных соосных коробок передач / В.А. Сергеенко. – Нью-Йорк: Big Open World, 2013. – 132 с.

Представлено 10.05.2019

УДК 629.113

ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА
В ПРОГРАММНОМ ПАКЕТЕ CARSIM
VISUALIZATION OF VEHICLE MOVEMENT IN THE CARSIM
SOFTWARE PACKAGE

А.Н. Ефименко, канд. техн. наук, доц.,
Д.Л. Мойся, канд. техн. наук, доц.,
А.С. Маренич, асс., Я.А. Ильинов, студ.,
Донецкая академия транспорта, г. Донецк, Украина
A. Yefymenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
D. Moisia, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
A. Marenich, Assistant, Y. Ilinov, Student
Donetsk Academy of Transport, Donetsk, Ukraine

Аннотация. Выполнен анализ функциональных возможностей программного пакета CarSim. Смоделировано движение транспортного средства, в программном пакете, по заданной траектории движения (участок улично-дорожной сети г. Донецка). Определена безопасная скорость движения автомобиля по заданной траектории.

Abstract. The analysis of functionality of the software package CarSim is made. The movement of the vehicle is simulated, in a software package, on the set trajectory of movement (a section of a street and road network of Donetsk). The safe speed of movement of car on the set trajectory is defined.

Ключевые слова: безопасность дорожного движения, автомобиль, моделирование, траектория движения, безопасная скорость

Key words: road safety, car, motion, trajectory of movement, safe speed

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение числа автомобилей и улучшение их эксплуатационных свойств, приводит к повышению скорости и интенсивности движения, плотности транспортных потоков, что отрицательно сказыва-

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ»

ется на уровне безопасности движения. Согласно существующей статистке [1], основными причинами ДТП является несоблюдение скоростного режима и правил обгона; управление ТС в нетрезвом состоянии; выезд на полосу встречного движения; неправильный выбор дистанции и др. Выше перечисленные причины ДТП можно отнести к элементу «водитель» системы ВАД (водитель-автомобиль-дорога), т.к. они происходят по проявлению человеческого фактора. Но, нельзя оставлять без внимания и другие составляющие системы «дорога» и «автомобиль», т.к. они имеют огромное влияние на масштабы ДТП и их последствия [2,3].

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Одним из направлений обеспечения безопасности движения ТС является разработка и внедрение современных систем безопасности транспортных средств, позволяющих обеспечить высочайший уровень безопасности движения. Визуализацию упомянутых улучшений можно увидеть не только «вживую», но и в программном пакете CarSim [4], который позволяет смоделировать движение транспортного средства при различных дорожных условиях, тем самым определить вероятность ДТП.

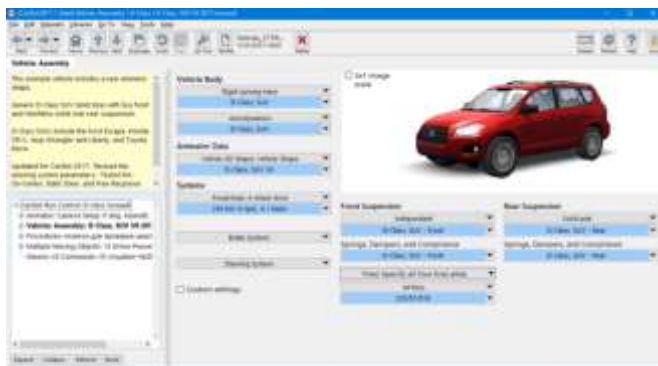


Рисунок 1 – Выбор технических характеристик ТС в программном пакете CarSim

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Целью исследования является определение безопасной скорости движения транспортного средства по заданной траектории, посредством моделирования в программном пакете CarSim.

При составлении алгоритма моделирования была выбрана модель автомобиля SUV V9 (рисунок 1), конструкцию которого можно изменить в ходе исследования (тип привода).

Технические характеристики автомобиля представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики исследуемого автомобиля

Тип автомобиля	Кроссовер SUV V9
Габаритные размеры, д×ш×в, мм	2650×1820×1679
Колея автомобиля, мм	1565
Масса автомобиля, кг	1530
Тип привода	Передний/задний/полный
Мощность двигателя, kW	200
Шины	235/55 R18
Фронтальная площадь, м ²	2.8
Коробка передач	Механическая, 6 ступенчатая

Для детального анализа движения автомобиля, на рассматриваемом участке дороги (рисунок 2а), необходимо определить параметры траектории движения, которые запрашиваются в программном пакете CarSim, одним из которых является длина исследуемого участка $L_{\Sigma AH}$ состоящая из прямолинейных участков $L_{S_{ii}}$ и участков с закруглениями $L_{C_{ii}}$.

Длина прямолинейных участков траектории движения автомобиля ($L_{S_{AB}}$, $L_{S_{CD}}$, $L_{S_{EF}}$, $L_{S_{GH}}$), величины радиусов R_n и углов поворотов α_n дороги определены линейно при построении исследуемого участка в программном комплексе Компас-3D (рисунок 2б).

Для определения длины участков с поворотами $L_{C_{ii}}$ используем формулу (1)

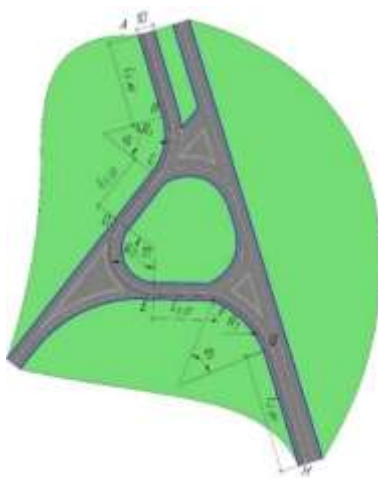
$$L_{C_{ii}} = \frac{\pi \cdot R_n \cdot \alpha_n}{180}, \text{ м} \quad (1)$$

где R_n – радиус поворота дороги, м; α_n – угол поворота дороги, град.

Протяженность участка $L_{C_{BC}}$ с поворотом:

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

$$L_{C BC} = \frac{\pi \cdot R_1 \cdot a_1}{180} = \frac{3,14 \cdot 39,5 \cdot 54,16}{180} = 37,3 \text{ м.}$$



а)

б)

Рисунок 2 – Исследуемый участок дороги:
а) снимок с карты Yandex; б) программный комплекс Компас-3D

Протяженность участка $L_{C DE}$ с поворотом:

$$L_{C DE} = \frac{\pi \cdot R_2 \cdot a_2}{180} = \frac{3,14 \cdot 27,5 \cdot 126}{180} = 60,5 \text{ м.}$$

Протяженность участка $L_{C FG}$ с поворотом:

$$L_{C FG} = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot a_3}{180} = \frac{3,14 \cdot 57,8 \cdot 45,5}{180} = 45,9 \text{ м.}$$

Определим длину $L_{\Sigma AH}$ исследуемого участка дороги:

$$L_{\Sigma AH} = L_{S ii} + L_{C ii} \quad , (2)$$

$$L_{\Sigma AH} = 51,5 + 37,3 + 35,4 + 60,5 + 36,7 + 45,9 + 70 = 337,3 \text{ м.}$$

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

В ходе последовательного ввода данных в программный пакет CarSim были внесены параметры траектории движения автомобиля, принят тип дорожного покрытия - сухой асфальтобетон с коэффициентом сцепления 0,85 (рисунок. 3).

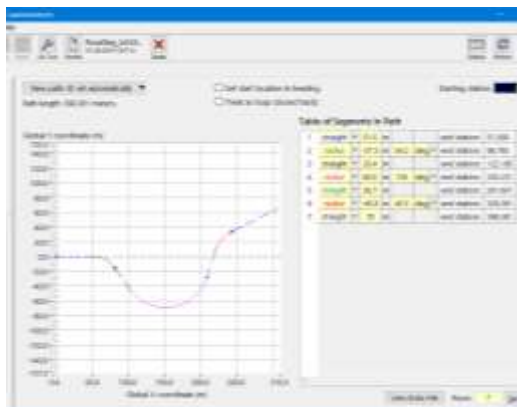


Рисунок 3 – Построение траектории движения автомобиля в CarSim

Для определения безопасной скорости движения автомобиля, при вхождении в поворот, было выполнено моделирование движения ТС с варьированием скорости от 50 км/ч до 65 км/ч (таблица 2). Одним из показателей устойчивости автомобиля был рассмотрен угол крена кузова $\psi_{кр}$ [5, 6].

Таблица 2 – Определение безопасной скорости движения автомобиля относительно угла крена кузова $\psi_{кр}$

Ско рость V, км/ч	Передний привод ТС			Задний привод ТС			Полный привод ТС		
	Участки траектории			Участки траектории			Участки траектории		
	L _{C BC}	L _{C DE}	L _{C FG}	L _{C BC}	L _{C DE}	L _{C FG}	L _{C BC}	L _{C DE}	L _{C FG}
	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$	$\psi_{кр}$
50	-2,05	1,25	-1,66	-2,01	1,26	-1,63	-2,04	1,26	-1,65
60	-2,73	1,82	-2,39	-2,66	1,85	-2,33	-2,72	1,84	2,37
62	-2,75	1,94	-2,52	-2,66	2,18	-2,46	-2,74	1,96	-2,5
63	-2,75	2	-2,57	-2,66	Занос		-2,74	2,02	-2,56
65	-2,75	2,09	-2,66	-2,66	Занос		-2,74	2,13	-2,65

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ»

Основываясь на полученных сведениях можно сделать вывод, что автомобиль с передним и полным приводом при скорости движения 63 км/ч устойчиво движется по заданной траектории в отличие от заднеприводного, который теряет устойчивость после прохождения прямолинейного участка $L_{s\ CD}$ (рисунок 4).

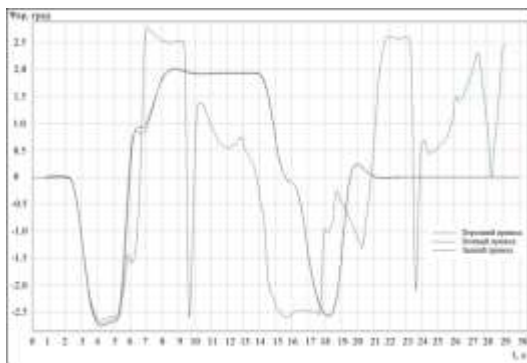


Рисунок 4 – Зависимость угла крена кузова автомобиля $\psi_{кр}$ от времени t , при скорости 63 км/ч

Более развернутый анализ движения автомобиля, можно выполнить благодаря графическим зависимостям, представленным в программном пакете CarSim (рисунок 5)

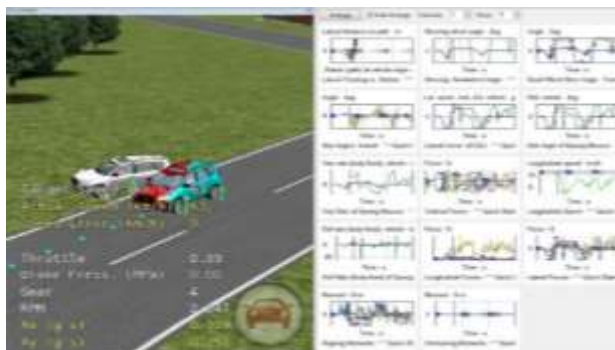


Рисунок 5 – Графическая визуализация движения автомобиля со скоростью 63 км/ч, в программном пакете CarSim

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполненного исследования была определена безопасная скорость движения автомобиля, по заданной траектории в программном пакете CarSim, которая составила 62 км/ч для автомобиля с задним приводом. Транспортные средства, оснащенные другим типом привода, продолжили движение по смоделированной траектории не потеряв устойчивость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рейтинг главных причин ДТП. [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа: <http://autolirika.ru/interesnoe/rejting-glavnyh-prichin-dtp.html>.
2. Ефименко А.Н. Анализ программных пакетов для моделирования движения транспортных средств / А.Н. Ефименко, Я.А. Ильинов // Автомобиле- и тракторостроение. Материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение», 14-18 мая 2018 года. Минск: БНТУ, 2018. – С. 66.
3. Ефименко А.Н. Анализ функциональных возможностей программного пакета CarSim / А.Н. Ефименко, Д.Л. Мойся, А.С. Маренич, Я.А. Ильинов // Материалы VII-ой международной научно-практической интернет-конференции «Проблемы и перспективы развития автомобильного транспорта». – Винница: ВНТУ, 2019. – С. 38
4. CarSim Mechanical Simulation. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://www.carsim.com/products/carsim/index.php>.
5. Сахно В.П. До питання оцінки крену монорейкового вагона та перерозподілу реакцій опор у криволінійних ділянках руху / В.П. Сахно, А.М. Єфименко // Автошляховик України – № 1-2, 2017. – С.16-20.
6. Juraj Gerlici. The stability analysis of two-wheeled vehicle model / Juraj Gerlici, Vladimir Sakhno, Alla Yefymenko, Vladimir Verbitskii // MATEC Web of Conferences. Volume 157 (2018). Machine Modelling and Simulations 2017 (MMS 2017). Sklené Teplice, Slovak Republic, September 5–8, 2017; available at: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201815701007>.

Представлено 17.04.19

УДК 678.7

АНТИФРИКЦИОННО-ИЗНОСОСТОЙКИЕ КОМПОЗИТЫ
ДЛЯ АВТОМОБИЛЕ И ТРАКТОРОСТРОЕНИЯ
ANTIFRICTION-WEAR-RESISTANT COMPOSITES
FOR CARS AND TRACTOR-BUILDING

С. Негматов, академик АНРУз, д-р. техн. наук, проф.,

Г. Гулямов, канд. техн. наук, доц.,

О.Х. Эшкабилов, канд. техн. наук, доц., Л.О. Даминов, асс.

Государственное унитарное предприятие «Фан ва тараккиёт», Таш-
кентский государственный технический университет, г. Ташкент,
Узбекистан

S. Negmatov, Academician of the Academy of Sciences of the Republic
of Uzbekistan, G. Gulyamov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

O. Eshkabilov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

L. Daminov, Assistant

State Unitary Enterprise "Fan va Tarakkiyot", Tashkent State Technical
University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. Исследованиями влияния минеральных, волокнистых и углеграфитовых наполнителей на свойства полиолефинов разработаны антифрикционные, износостойкие и антифрикционно-износостойкие композиты для деталей трущихся пар и работающими в условиях трения и фрикционного взаимодействия.

Abstract. Studies of the influence of mineral, fibrous and carbon-graphite fillers on the properties of polyolefins have developed antifric-tion, wear-resistant and antifric-tion-wear-resistant composites for parts of friction pairs and working under conditions of friction and friction in-teraction.

Ключевые слова: антифрикционно-износостойкая композиция, коэффициент трения, интенсивность изнашивания композиции.

Keywords: antifric-tion and wear-resistant composition, friction coeffi-cient, composition wear rate.

ВВЕДЕНИЕ

При разработке полимерных композиционных материалов наиболее важным является выбор материала и наполнителей. Этот выбор проводится с учетом целевого назначения материала: для антифрикционного материала – это низкий коэффициент трения в различных условиях эксплуатации; для износостойкого – минимальное изнашивание, а для антифрикционно-износостойкого композиционного материала – необходимы низкий коэффициент трения и низкая изнашиваемость материала при трении. Эти результаты позволяют направленно изменять и регулировать свойства материалов, обеспечивая их соответствие требованиям, предъявляемым к композиционным полимерным материалам, работающим в условиях трения [1].

АНТИФРИКЦИОННО-ИЗНОСОСТОЙКИЕ КОМПОЗИТЫ

Из анализа исследований физико-механических свойств композиционных полимерных материалов видно, что в качестве наполнителей могут быть использованы графит, сажа, каолин, тальк, стекловолокно, волластонит и хлопковый линт. Экспериментальными исследованиями установлено, что стекловолокно, волластонит и хлопковый линт увеличивают коэффициент трения и снижают интенсивность изнашивания. Графит, сажа, каолин и тальк снижают коэффициент трения, но увеличивают изнашиваемость композиционных материалов, а также улучшают тепло- и электропроводность. Причем, эффективность этих наполнителей, особенно волокнистых, значительно проявляется при меньшем их содержании, то есть при меньшем содержании стекловолокна значительно снижается интенсивность изнашивания, а при дальнейшем увеличении их содержания интенсивность изнашивания композиционных материалов сравнительно мало снижается, но коэффициент трения резко повышается. Из анализа исследований физико-механических свойств композиций следует, что при разработке антифрикционно-износостойких композиций могут быть применены минеральные, углеродистые и волокнистые наполнители. Выявлено, что для минимального значения коэффициента трения композиции оптимально следующее содержание наполнителей: сажи и графита 5–30 масс.ч., талька 10-30 масс.ч., каолина 10-30 масс.ч. Для минимального значения интенсивности

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

изнашивания композиции при трении с хлопком-сырцом оптимальным содержанием наполнителей являются 10–40 масс. ч. стекловолокна, линта, волластонита и цемента, 5–5 масс. ч. каолина и талька [1].

На основании вышесказанного, нами разработаны антифрикционно-износостойкие композиционные материалы на основе полиолефинов – полиэтилена высокой плотности (ПЭВП), полипропилена (ПП) и полиамида (ПА) в установленных оптимальных их соотношениях, обладающими высокими антифрикционными и эксплуатационными свойствами, а также износостойкостью по сравнению со сталью.

Таблица 1 – Физико-механические свойства антифрикционных и антифрикционно-износостойких композитов

Композиционные полимерные материалы	Предел прочности образцов при изгибе, МПа	Ударная вязкость, кДж/м ²	Твердость по Бриггеллю, МПа	Модуль упругости при изгибе, Еи, ГПа	Коэффициент трения	Интенсивность изнашивания I·10 ¹⁰
АИППК-1	91,8	100,1	69,7	0,75	0,30	2,6
АИППК-2	92,5	101,5	72,5	1,80	0,295	2,75
АИПАК-1	100,3	135,1	85,0	1,6	0,35	3,2
АИПАК-2	103,5	138,2	87,3	1,65	0,34	3,15
АИПЭК-1	40,9	27,3	51,5	0,75	0,32	5,3
АИПЭК-2	37,8	23,0	49,3	0,71	0,35	5,6
АПЭК-2	35,5	21,3	58,4	0,65	0,29	6,5
АППК-2	85,7	91,3	76,2	0,75	0,29	3,2

В таблице приведены механические свойства разработанных антифрикционных и антифрикционно-износостойких полиэтиленовых (АПЭК, АИПЭК), полипропиленовых композиций (АППК, АИППК – ПП + волластонит + тальк + сажа), антифрикционно-износостойких поликапрамидных композиций (АИПАК – ПА + хлопковый линт + графит + каолин), на которые получены патенты Республики Узбекистан. Основные физико-механические свойства образцов (разрушающее напряжение при изгибе $\sigma_{и}$, модуль упругости при изгибе $E_{и}$,

ударная вязкость a , твердость по Бринеллю НВ) определены общепринятыми методами - государственными стандартами. Коэффициент трения и интенсивность изнашивания композиции определены на дисковом трибометре, оснащённом устройством для измерения линейного износа в соответствии с Oz DSt 3330: 2018 [2].

Как видно из таблицы, свойства полиолефиновых композиционных полимерных материалов вполне отвечают функциональным требованиям, предъявляемым к материалу деталей трущихся пар рабочих органов автомобилей и тракторов, главными из которых являются технологичность и экономичность используемого материала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований можно сделать некоторые обобщения, необходимые в качестве исходных данных при конструировании антифрикционных и антифрикционно-износостойких полиэтиленовых, полипропиленовых и полиамидных композиционных материалов: для антифрикционного материала необходимым свойством является низкий коэффициент трения, а для антифрикционно-износостойкого материала – низкий коэффициент трения и низкая изнашиваемость материала при трении с контртелом. С учетом этих принципов были сконструированы антифрикционные и антифрикционно-износостойкие полиэтиленовые, полипропиленовые и полиамидные композиты функционального назначения для деталей автомобилей и тракторов, заключающиеся во введении в полимерную матрицу системы гибридных наполнителей из местного сырья и отходов производств разной структуры и природы в установленных оптимальных их соотношениях, обеспечивающих функционально важные физико-механические и эксплуатационные свойства композиционных полимерных материалов, работающих в условиях трения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гулямов Г., Абед Н.С., Негматов С.С., Тухташева М.Н., Эшкабилов О.Х. Исследование закономерности влияния углеграфитовых наполнителей на антифрикционные свойства конструкционных композиционных полимерных материалов // Композиционные материалы. –Ташкент, 2018. – № 2. – С. 38–40.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

2. Эшкабилов О.Х., Гулямов Г., Абед Н.С. Методы исследования коэффициента трения износа композиционных полимерных материалов на основе полиолефинов // Интеграция дисциплины образования - науки и производства: Матер. Междун. научно-техн. конф. (1 декабря 2018 г.) –Ташкент, 2018. – С. 41–44.

Представлено 17.04.2019

УДК 621. 891

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ
АВТОМОБИЛЯ COBALT
RESEARCH OF THE BRAKE SYSTEM OF THE CAR COBALT

Б.А. Алибоев, ст. преп., А.Ю. Одилхонов, студ.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

B. Aliboev, PhD, Senior Lecturer, A. Odilkhonov, Student,
Tashkent State technical university, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье рассматриваются основные параметры тормозной системы автомобиля COBALT. Определены сила и момент трения тормозных пар на экспериментально-испытательном стенде тормозного механизма и привода. Приведены характеристики изменения давления жидкости в гидросистеме в зависимости от приложенного усилия на педаль тормоза. По полученным данным на экспериментально-испытательном стенде и результатам расчетов проанализированы конструктивные и эксплуатационные параметры тормозной системы. Построены графики зависимостей полученных показателей и представлены основные выводы исследования.

Abstract. In the article explored main parameters brake system of the car COBALT. On experimental-test-beds of the brake mechanism and drive are determined power and moment of friction of the brake mechanism. The certain features of the change the pressure to liquids in hydraulic system depending on attached efforts on treadle of the brake. On got

given on experimental-test-beds and result calculation are analysed constructive and working parameters of the brake system. The built graphs of the dependencies of the got factors and are brought main findings of the study.

Ключевые слова: трение, тормозной механизм, тормозной привод, активная колодка, пассивная колодка.

Key words: friction, brakemechanism, brakedrive, activeblock, passiveblok.

INTRODUCTION

There are given the principal scheme of the brake system of COBALT, produced by “GM Uzbekistan” (Figure 1).

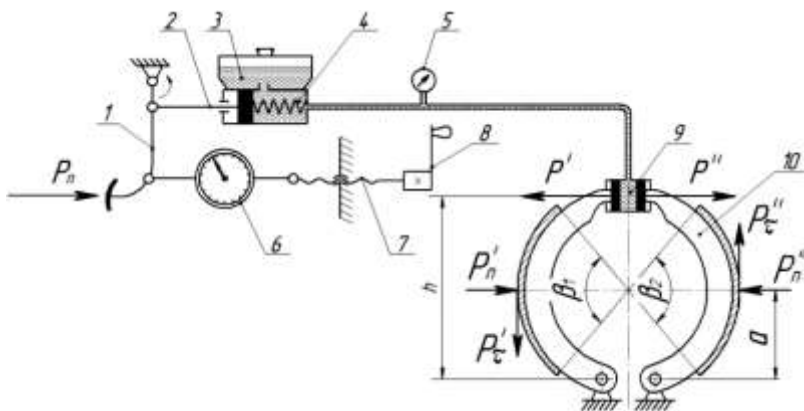


Figure 1 – The principal scheme of the brake system researches stand:

- 1 – pedal; 2 – stock; 3 – tank; 4 – basic cylinder; 5 – manometer;
- 6 – dynamometer; 7 – screw mechanism; 8 – handle;
- 9 – working cylinder; 10 – brake block

Stand is based on the dynamometer 6 for the brake pedal 1. The force is supplied by means of the screw mechanism 7. The force of the pedal was driven by the shaft 2 of the main cylinder 4. Tank 3 is pumped out of the oil lubricant into the cylinder and the working piston effect on the cylinder 9. Pistons form P force on their side and shift the handle. As a result, the brake drum squeezes the brake blocks 10 and the moment of

braking occurs under friction force [1]. A general overview of the designed and improved braking system researches is shown in Figure 2.



Figure 2 – COBALT car brake system researches stand

The brake mechanism is equipped with two columns 10 and a friquet coating is applied to the shaft body. Brake blocks are subjected to oil pressure from the working piston 9. Piston pushes the brake blocks to the drum when it touches the surface of brake drum. As a result, the wheel is stopped. The wheel brake friction torque has been determined for the active and passive brake blocks [2].

The basic data for the brake mechanism and the basic parameters for determining the braking force are: $b=34$ mm, angle of the working surface brake blocks $\beta_1=\beta_2=114^\circ$, power shoulder $h=150$ mm, drum radius $r_b=100$ mm, friction coefficient $\mu=0,35$.

The test parameters of the brake system and the parameters defined by the above are given in Table 1.

Table 1

Experience No.	Strength putted to the pedal, P_n , N	Fluid pressure in the hydraulic system, p , MPa	Friction force in active block, P'_τ , N	Friction force in passive block, P''_τ , N	Friction torque, T_{fric} , Nm
1	40	0,42	271,1	98,6	37
2	80	0,86	542,3	197,2	74
3	120	1,26	813,4	295,8	111
4	160	1,68	1220,2	443,7	166,4
5	200	2,1	1355,8	493	185

The graphs of the obtained data are shown in Figures 3 and 4.

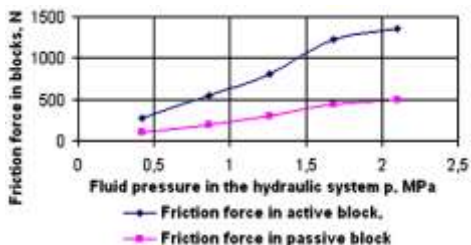


Figure 3 – The fluctuation graph of the fluid pressure r in the hydraulic system of frictional forces P'_f and P''_f ;

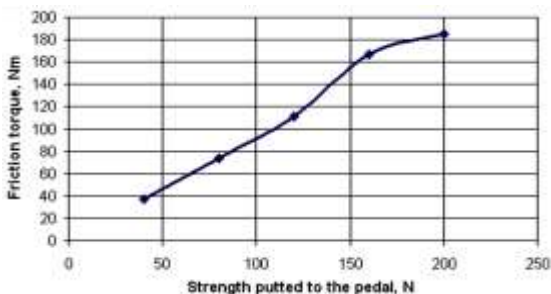


Figure 4 – The torque on the pedal R_p 's frictional torque T_{fric} depends on the graph of change

CONCLUSION

1. The active brake block generates a braking torque of 2,75 times greater than the passive. This is caused by the fact that the brake drum turns into one direction, that is, the driving force of the car.

2. The value of frictional torque generated by the brake mechanism is based on the angle β , the width of the brake block b , the specific pressure on the friction surfaces and the drum radius r_b .

3. The value of the friction torque generated by the vehicle brake mechanisms is sufficient, but with the full weight of the car, the efficiency of the mechanism is reduced.

REFERENCES

1. Вагизов М.З, Алибоев Б.А. Сборник зачач по курсу теория трактора и автомобиля. – Т.: “ТашГТУ”, 2007. – 20 с.

2. David A. Crolla. “Automotive Engineering Powertrain, Chassis System and Vehicle Body”, Textbook, Amsterdam, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2009.

Представлено 17.05.2019

УДК 629.113

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО ВАРИАНТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ
ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ
SELECTION OF RATIONAL DISTRIBUTION OPTION
BRAKING FORCES BETWEEN THE PASSENGER CAR AXES

Е.М. Шпинда, асп.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
г. Харьков, Украина
E. Spinda, Aspirant,
Kharkiv National Automobile and Highway University,
Kharkov, Ukraine

Аннотация. На основе анализа энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей, тормозные системы которых оборудованы регуляторами давления, обеспечивающие компенсационные характеристики, установлено, что при служебных и экстренных торможениях снижение энергонагруженности тормозов передней оси на 11,1-17,6% является возможным за счет использования лучевых характеристик регулирования приводного давления совместно с компенсационными.

Abstract. Based on the analysis of the energy load of the brake mechanisms of passenger cars, the brake systems of which are equipped with pressure regulators providing compensatory characteristics, it was found that during service and emergency braking the power load reduction of the front axle brakes by 11,1-17,6% is possible due to the use of compensatory.

Ключевые слова: легковой автомобиль, регулирование тормозных сил, тормозной механизм, энергонагруженность.

Key words: passenger car, brake force regulation, brake mechanism, energy load.

ВВЕДЕНИЕ

В литературных источниках [1 – 3] указывается, что широкое распространение тормозных систем с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами, многовариантность схем разделения контуров тормозного привода и способов регулирования приводного давления, выдвигают ряд научных и технических задач, решение которых позволит определить возможные направления совершенствования существующих тормозных систем легковых автомобилей.

Кроме того, анализ научных работ [4–6] говорит о том, что необходимость обеспечения максимальной эффективности экстренного торможения при сохранении требуемой курсовой устойчивости и приводит к тому, что передние тормоза поглощают до 70% всей кинетической энергии автомобиля. Такое распределение поглощаемой энергии сохраняется и при служебных торможениях, составляющих большинство, но происходящих при меньшем динамическом перераспределении нагрузок [7].

Исследования режимов работы тормозных механизмов легковых автомобилей позволяют с достаточной точностью оценить их энергонагруженность при наиболее характерных эксплуатационных условиях движения [7, 8].

Данная работа направлена на совершенствование тормозного привода легковых автомобилей путем распределения тормозных сил между осями по условию равной энергонагруженности передних и задних тормозов при служебных и экстренных торможениях.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ АВТОМОБИЛЯ

Известно [1, 6], что фактическое распределение тормозных моментов (сил) между осями легкового автомобиля, обеспечиваемых тормозными механизмами, постоянное и зависит от конструктивных и весовых особенностей конкретного автомобиля.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Энергонагруженность тормозных механизмов определяется долями рассеиваемой ими кинетической энергии автомобиля и зависит от величины действительных тормозных моментов, развиваемых тормозами в процессе торможения, которые определяются величиной давления в приводе, и предельных тормозных моментов, зависящих от перераспределения нормальных нагрузок [9].

Известно [1, 3, 4], что для полного поглощения кинетической энергии автомобиля при торможении необходимо создавать действительные тормозные силы, равные предельным силам по сцеплению:

– на передней оси

$$P_{T1} = G \cdot \varphi \cdot \beta, \quad (1)$$

– на задней оси

$$P_{T2} = G \cdot \varphi \cdot (1 - \beta), \quad (2)$$

где G – вес автомобиля; φ – коэффициент сцепления; β – коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось.

За счет того, что при торможении автомобиля происходит увеличение нормальной нагрузки на колесах передней оси, в силу ее динамического догружения, и снижение нормальной нагрузки на задних колесах, то для полного использования удельных тормозных сил, требуется определенное распределение действительной тормозной силы между осями автомобиля, равной ее предельному значению по условию сцепления. Такое распределение тормозных сил может быть обеспечено при использовании динамических регуляторов тормозных сил [10, 11], отслеживающих изменение нормальной нагрузки на передних колесах, но обеспечивающих лучевые характеристики совместно с компенсационными.

В отличие от существующих регуляторов тормозных сил [12], обеспечивающих плавающую точку срабатывания, находящуюся на одной прямой постоянного распределения, динамические регуляторы [10] отслеживают изменение нормальной нагрузки на каждом колесе передней оси за счет гидравлической обратной связи с подвижным элементом их подвески.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Для примера на рисунке 1 показаны кривые 1 и 2, соответствующие идеальному распределению тормозных сил между осями при снаряженной и полной загрузках автомобиля Lanos Sens с предлагаемыми рабочими характеристиками тормозной системы.

Представленные в графическом виде кривые 1 и 2 распределения тормозных сил между осями ограничивают область наиболее вероятных их значений, при которых происходит рассеивание кинетической энергии автомобиля передними и задними тормозами в начальный период торможения, т.е. при $\varphi \leq 0,3$, за счет лучей AL и AB . Такие диапазоны соответствуют интервалам тормозных сил на отрезке AL – при снаряженной массе, на отрезке AB – при полной массе автомобиля (см. рисунок 1).

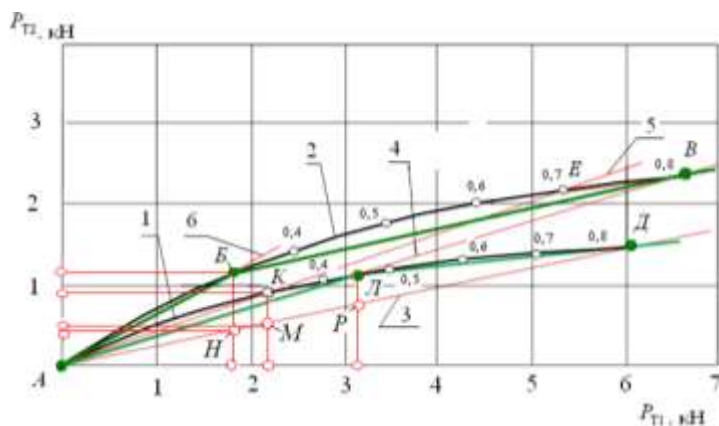
Прямая 3 иллюстрирует существующее распределение тормозных сил $\beta=0,76$. В этом случае реализация предельных тормозных сил на колесах передней и задней оси автомобиля со снаряженной массой будет происходить только в точке D . Однако в начальный период торможения (отрезок AP) будет иметь место недостаточная энергонагруженность тормозных механизмов задней оси, так как точка P находится ниже точки L идеальной кривой 1.

При усилении тормозов задней оси за счет уменьшения коэффициента распределения тормозных сил до $\beta = 0,73$ прямая 4 пересекается с кривой 1 в точке L , соответствующей $\varphi=0,45$, и с кривой 2 в точке B , соответствующей $\varphi=0,8$, где происходит полная реализация тормозной силы на передних и задних колесах. Это значит, что при использовании такого распределения тормозных сил в реальных дорожных и нагрузочных условиях при снижении коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось будет обеспечиваться в начальный период торможения (отрезок AL) загрузка тормозных механизмов задней оси в большей мере, чем в точке P – при существующем распределении.

Когда $\beta = 0,70$, прямая 5 пересекается с кривой 1 в точке K , соответствующей $\varphi=0,3$, и с кривой 2 в точке E , соответствующей $\varphi=0,7$, где происходит полная реализация тормозной силы на передних и задних колесах. Это значит, что при использовании такого распределения тормозных сил в реальных дорожных и нагрузочных условиях

снижение коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось приведет в начальный момент торможения (отрезок AK) к еще большему увеличению энергонагруженности тормозных механизмов задней оси (точка K), чем в точке M – при существующем распределении.

При снижении коэффициента распределения тормозных сил до $\beta = 0,66$ прямая 6, иллюстрирующая такое распределение пересекает только кривую 2 в точке B , соответствующей значению $\varphi = 0,3$. Следовательно, снижение коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось до $\beta = 0,66$ приведет в начальный момент торможения (отрезок AB) к еще большему увеличению энергонагруженности тормозных механизмов задней оси (точка B), чем в точке H – при существующем распределении.



1, 2 – кривые идеального распределения тормозных сил между осями автомобилей со снаряженной и полной массой;

3, 4, 5, 6 – лучевые характеристики при постоянном распределении $\beta = 0,76$; $\beta = 0,73$; $\beta = 0,70$; $\beta = 0,66$; $АДД$, $АВВ$ – предлагаемые характеристики для автомобилей со снаряженной и полной массой

Рисунок 1 – Характеристики тормозной системы автомобиля LANOS SENS

Для создания условий доведения до грани одновременного блокирования всех колес [1, 6], соответствующих максимальному использованию удельной тормозной силы автомобиля при торможении

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

($z=0,3-0,8$), следует изменять коэффициент идеального распределения тормозных сил между осями по следующему закону

$$\beta = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L}, \quad (3)$$

где z – коэффициент торможения; b, h – координаты центра масс автомобиля; L – продольная база автомобиля.

Теоретические значения коэффициента распределения тормозных сил, полученные по зависимости (3), для рассматриваемых эксплуатируемых легковых автомобилей Lanos Sens составляют:

- со снаряженной массой $\beta=0,72-0,8$;
- с полной массой $\beta=0,58-0,66$.

Проанализируем теоретическую зависимость между коэффициентом β распределения приводной тормозной силы между передними и задними колесами от коэффициента торможения z , изменяемого в пределах $0,3-0,8$ для рассматриваемых легковых автомобилей Lanos Sens.

Установлено, что при полном использовании удельной тормозной силы легкового автомобиля, затормаживаемого без блокирования колес, тормозные силы на осях, и им соответствующие нормальные реакции, при условии, что на всех колесах одноимённых осей коэффициенты сцепления равны, соотносятся так, как их энергонагруженности δE , изменение которых можно определить

$$\delta E = \frac{1}{1 - \Delta\beta} - 1 = var \quad (4)$$

где $\Delta\beta$ – изменение коэффициента распределения тормозных сил между осями.

Следовательно, рациональное соотношение энергонагруженностей тормозных механизмов передней и задней оси эксплуатируемых легковых автомобилей, выполняющих служебные и экстренные торможения, должно быть переменным, и его можно характеризовать изменением коэффициента распределения тормозных сил между осями, обеспечиваемое лучевыми характеристиками совместно с компенсационными.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Реализация варианта распределения тормозных сил между осями легковых автомобилей, который обеспечивает лучевые характеристики совместно с компенсационными прямыми, приводит к снижению энергонагруженности тормозов передней оси.

Снижение коэффициента распределения тормозных сил между осями легковых автомобилей Lanos Sens на 11–13% позволяет в процессе экстренных торможений снизить энергонагруженность тормозов передней оси и увеличить энергонагруженность тормозных механизмов задней оси на 11,1–17,6%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.

2. Автомобиль. Особенности конструкции / [Скляров В.Н., Волков В.П., Скляров Н.В., Руденко И.Д., Сергиенко Н.Е.]. – Харьков: ЧП Озеров, 2013. – 927 с.

3. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614с.

4. Назаров И.А. Снижение предельного тормозного пути двухосных автотранспортных средств в эксплуатационных условиях как способ повышения безопасности дорожного движения [Текст] / Назаров И.А., Назаров В.И., Назаров А.И. // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2015. – Т.2. – Вып. 2. – С. 679–685. – ISSN 2409-7829.

5. Назаров И.А. Влияние конструкции тормозной системы легкового автомобиля на эффективность экстренных торможений в эксплуатационных условиях [Текст] / Назаров И.А., Назаров В.И., Назаров А.И., Емельянов В.Л. // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

рационального использования. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2016. – Т.3. – Вып. 3(6). – С. 234–240.– ISSN 2409-7829.

6. Подригало М.А. Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения [Текст] / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность. – Москва, 2012. - №7. – С. 17–21.

7. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001.– №7. – С. 72–74.

8. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Волков Владимир Петрович. – Харьков, 1982. – 174 с.

9. Подригало М.А. Анализ неравномерности вертикальных реакций на колесах и ее влияние на эксплуатационные свойства автомобиля [Текст] / Подригало М.А. // Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы: IV-ая международ. научно-техн. конф., 11–15 апр. 2000 г. – Севастополь: СевГТУ, 2000. – С. 76–79.

10. Патент №76189 Украина, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Устройство для повышения эффективности торможения легковых автомобилей [Текст] / [Подригало М.А., Назаров В.И., Назаров А.И., Назаров И.А.]; заявитель Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.

11. Назаров И.А. Повышение тормозных свойств легковых автомобилей, оборудованных гидравлическим тормозным приводом, обеспечивающим бортовое распределение тормозной силы / И.А. Назаров, В.И. Назаров, А.И. Назаров // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2016. – Т. 3. – Вып.1(4). – С. 342-347. ISSN 2409-7829.

12. Papashev, O.Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, - Moskau, 2004. – №12. – pp. 17–19.

Представлено 14.03.2019

УДК 629.1

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ
КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ
INFLUENCE OF LONGITUDINAL ANGULAR OSCILLATIONS
OF WHEELED VEHICLES ON THE STABILITY OF MOVEMENT

М.Б. Сокил, канд. техн. наук, доц.,
А.И. Андрухив, канд. техн. наук, доц.
Национальный университет "Львовская политехника",
г. Львов, Украина
M. Sokil, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
A. Andrukhiv, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine

Аннотация. Исследовано влияние продольно-угловых колебаний подпрессоренной массы колесных транспортных средств с нелинейной силовой характеристикой системы подпрессоривания и кинематических параметров движения вдоль криволинейных участков пути на устойчивость движения. Установлено, что критическое значение устойчивого занесения движения вдоль криволинейных участков пути: а) без учета продольно - угловых колебаний подпрессоренной массы значительно завышенным; б) большим значением амплитуды колебаний подпрессоренной массы соответствует меньшее значение критической скорости устойчивого движения; в) для колесных транспортных средств с прогрессивной силовой характеристикой амортизаторов при малых амплитуд колебаний является большим чем за линейной их силовой характеристики, в для регрессивной – наоборот.

Abstract. The influence of longitudinal angular oscillations of the submersible mass of wheeled vehicles with nonlinear force characteristic of the system of sprinkling and the kinematic parameters of motion along the curvilinear sections of the path to the stability of motion is investigated. It is established that the critical value of the motion-bearing stability along the curvilinear sections of the path: a) without regard to the longitudinal

angular oscillations of the submerged mass is considerably overestimated; b) the greater value of the amplitude of the oscillations of the submerged mass corresponds to less than the value of the critical speed of steady motion; c) for wheeled vehicles with a progressive power characteristic of shock absorbers at small amplitudes of oscillations is greater than their linear power characteristics, and for regressive – vice versa.

Ключевые слова: критическая скорость устойчивого движения, колебания подрессоренной массы, амплитуда, частота.

Key words: critical speed of steady motion, oscillations of submerged mass, amplitude, frequency.

INTRODUCTION

The stability of motion, handling and smoothness of the course are determined not only by external factors (inequalities of the path, its curvature, height differences, coverage), but also internal (distribution of mass along the vehicle, power characteristics of the suspension system and tires, but from the dynamics of the submersible and not submersed parts, etc.). Ensure the smooth running of the wheeled vehicles (KTZ) while driving along the path with irregularities is capable of suspension system with nonlinear power characteristics of an elastic shock absorber. The latter give the submersible mass (PM) a qualitatively new characteristic of its motion. At the same time as changing the dynamics of PM all the performance characteristics of the KTZ are changed. If the question of the influence of the power characteristics of the suspension system on vertical and transverse angular oscillations, and on both the stability of motion was partially considered, then the effect of longitudinal angular oscillations on nonlinear characteristics of the SP was not properly studied. It is the study of the dynamics of the submersible mass of the KTZ, and more precisely its impact on the stability of motion along the curvilinear sections of the path or maneuvers is the subject of consideration of work.

FORMULATION OF THE PROBLEM

In order to investigate the effect of longitudinal angular oscillations on the stability of the KTZ along the curvilinear sections of the path for the calculation model, three mass systems are adopted: the undiluted (front and rear axles) and the subjected mass. They interact with each other using

a suspension system - elastic shock absorbers and dampers. It is believed that during the KТZ movement, the inequality of the road under the right and left wheels has the same vertical section, and the power characteristics of the right and left sides of the joint venture are the same. Regarding the values of the SP characteristics, it is assumed that: the elastic forces of the front (F_{1np}) and rear (F_{2np}) suspensions are described by the dependencies $F_{inn} = c_i \cdot \Delta_i^{v+1}$ (c_i, v are the constants, Δ_i is deformation of the i elastic element), and the forces of resistance of the damper devices as a function of the velocity of their deformations $R_{inn} = \alpha_i \cdot \dot{\Delta}_i$ (α_i , are the constants, $\dot{\Delta}_i$ is the deformation velocity of the i damper, the forces of counteraction to the drift of the front Q_1 and rear Q_2 axles are proportional to the normal dynamic forces N_i of pressure on the support surface of the road ($Q_i = k_i \cdot N_i, k_i$ are the constants).

The problem is to determine the magnitude of the critical velocity \bar{v} along the curvilinear section of the radius of curvature ρ , provided that the inequalities of the path cause longitudinal angular oscillations of the PM.

DISCUSSION METHOD

The basic ratios of the study of the impact of transverse angular oscillations on the stability of the KТZ motion will be the kinetic statics equation and the differential equation of the longitudinal angular oscillations of the PM

$$I_C \frac{d^2\psi}{dt^2} = -c_1 a (a\psi(t) - \Delta_{cm})^{v+1} - c_2 a (b\psi(t) + \Delta_{cm})^{v+1} - \alpha_1 a \left(a \frac{d\psi}{dt} \right)^s - \alpha_2 b \left(b \frac{d\psi}{dt} \right)^s \quad (1)$$

in which I_C is the moment of inertia of the PM relative to the transverse axis passing through the center of mass; $\psi(t)$ - the angle of rotation of the PM around the axis indicated above, a, b are the parameters that characterize the position of the center of mass of the PM. As for the forces of inertia, these forces are the inertia of the front $\bar{\phi}_1^e$, rear $\bar{\phi}_2^e$ axles and submersible mass in the portable $\bar{\phi}^e$ and relative movements.

Their values are determined according to the dependencies:

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

$$\Phi_1^e = \frac{P_1 V^2}{g \rho}, \quad \Phi_2^e = \frac{P_2 V^2}{g \rho}, \quad \Phi^e = \frac{P V^2}{g \rho},$$

(P, P_1, P_2 – weights, respectively, PM and front and rear axles). In relative motion, the forces of inertia of PM are reduced to a moment M_C^Φ whose value is equal to $M_C^\Phi = -I_C \frac{d^2\psi}{dt^2}$.

Taken together, the above gives a critical value of the velocity of stable motion along the curvilinear section of the path, taking into account longitudinal angular oscillations in the form

$$\bar{V} = \min \left\{ \sqrt{\frac{k_2 \left[(P + P_2)a + P_2b - (c_1 a^{v+2} + c_2 b^{v+2}) a_\psi^{v+1} \right]}{(P_1 + P_2)ha - (P_1a - P_2b)(R + h)}} (R + h) \rho g}, \right. \\ \left. \sqrt{\frac{k_1 \left[(P + P_1)b + P_1a - (c_1 a^{v+2} + c_2 b^{v+2}) b_\psi^{v+1} \right]}{(P_1 + P_2)hb + (P_1a - P_2b)(R + h)}} (R + h) \rho g} \right. \quad (2)$$

where a_ψ – the amplitudes of longitudinal angular oscillations PM, R, h – the radius of the wheels and the distance of the mass of the PM mass to the horizontal line passing through the centers of the weights of the front and rear axles, k_1, k_2 the coefficients of the resistance of the skidding of the front and rear tires.

CONCLUSIONS

The obtained analytical dependencies show that the critical value of the steady motion on the placement along the curvilinear sections of the path, without taking into account the longitudinal angular vibrations of the PM, is significantly overestimated. In addition, the higher value of the amplitude of the oscillation of the PM corresponds to less than the value of critical velocity; For the progressive characteristics of the system of sprinkling under the higher values of the static deformation of the system of sprinkling, the critical value of the speed of stable motion is greater, and for the regressive, on the contrary, is smaller.

Представлено 17.05.2019

УДК 629.113

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ
ТРАНСМИССИЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
INCREASE IN RELIABILITY OF HYDROFICATED
TRANSMISSIONS OF PASSENGER CARS

И.Н. Семёнов¹, С.А. Рынкевич², д-р. техн. наук, доц.,
¹Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Республика Беларусь

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

I. Semenov¹, S. Rynkevich², Doctor of Technical Sciences,
Associate Professor,

¹Brest State Technical University, Brest, Republic of Belarus

²Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Правильное управление элементами гидрофицированной трансмиссии повышает её надежность. Одной из основных причин выхода из строя и уменьшения срока службы гидрофицированных трансмиссий, выполненных на основе АКПП, является неправильное или некорректное управление гидравлическими параметрами рабочего тела.

Abstract. The correct steering of elements of hydraulic transmission increases its reliability. One of the main reasons of failure and reduction of service life of the hydrofected transmissions executed on the axis of automatic transmission is the wrong or incorrect management of hydraulic parameters of a working fluid.

Ключевые слова: диагностирование, гидрофицированные трансмиссии, управление.

Key words: diagnosis, the hydraulic transmission control.

ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных причин выхода из строя и уменьшения срока службы гидрофицированных трансмиссий, выполненных на основе АКПП, является неправильное или некорректное управление гидравлическими параметрами рабочего тела (гидравлической жидкости).

СУБЪЕКТИВНОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ АКПП [1, 2, 3].

Электронная система управления использует для работы два основных параметра: скорость движения автомобиля и нагрузку на двигатель. Для определения этих параметров используются электронные датчики. Основными из них являются датчики: частоты вращения на входе коробки передач, частоты вращения на выходе коробки передач, температуры рабочей жидкости, положение рычага селектора и положение педали акселератора. Кроме того, блок управления АКПП получает дополнительную информацию от блока управления двигателем и других электронных систем автомобиля (например, от АБС). Это позволяет более точно, чем в обычной АКПП, определять моменты переключений передач и блокировки гидротрансформатора. Программа переключения передач по характеру изменения скорости при данной нагрузке на двигатель может легко вычислить силу сопротивления движению автомобиля и ввести соответствующие поправки в алгоритм переключения, например, по-позже включать повышенные передачи на полностью загруженном автомобиле.

АКПП с электронным управлением так же, как и обычные неавтоматизированные гидромеханические коробки используют гидравлику для включения муфт и тормозных лент, но каждый гидравлический контур управляется электромагнитным, а не гидравлическим клапаном.

Некорректное управление гидрофицированной трансмиссией (ГТ) приводит к пробуксовкам дисков во фрикционных пакетах муфт или тормозных лент и «толчкам» (ударам) при включении передач. Причиной таких неисправностей являются:

- некорректные сигналы, получаемые с датчиков АКПП или ЭБУ двигателя, АБС и т.п.;
- выход из строя ЭБУ АКПП (в частности, его перегрев);
- износ элементов гидравлического блока управления.

При появлении пробуксовок, определяемых по датчикам частот вращения входного и выходного вала АКПП, ЭБУ увеличивает давление, подаваемое к исполнительным механизмам посредством электромагнитных клапанов-регуляторов. Если при увеличении частоты

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

импульса на электроклапан до максимально допустимого значения ЭБУ фиксирует пробуксовку в АКПП, то включается «аварийный» режим, о чем сигнализируется водителю сообщением на панели приборов.

Значительные динамические нагрузки и «толчки» при включении и/или переключении передач, несущие в себе ударные нагрузки на элементы гидрофицированной трансмиссии, никак не воспринимаются ЭБУ. Эти негативные процессы повреждают фрикционные муфты, фрикционные и стальные кольца, тормозные ленты и планетарные механизмы вплоть до полного разрушения. Это вызывает частичный или полный отказ АКПП. Основной причиной «толчков» является износ электромагнитных клапанов-регуляторов. При своевременном их ремонте или замене можно продлить срок службы коробки передач. Для фиксации ударов необходимо установить датчик детонации на АКПП. Сигналы с датчика детонации будут поступать в ЭБУ, при этом блок управления отрегулирует давление, подаваемое к фрикционным муфтам для работы без «толчков» и пробуксовок (так называемая «адаптация»). Если этого достичь по каким-то причинам невозможно, произойдет оповещение водителя о необходимости посещения ОАС.

Работа гидравлических приводов мобильных машин с ГТ сопровождается непрерывными волновыми и колебательными процессами, возникающими вследствие неуравновешенности и износа движущихся частей гидропривода, изменения нагрузок, перераспределения энергии при изменении направления движения или турбулизации потока рабочей жидкости. Эти колебательные процессы являются источниками вибраций и шума механизмов гидропривода. С помощью вибрационных и виброакустических методов методов диагностирования осуществляют непосредственный контроль динамического нагрузочного воздействия, что позволяет на ранней стадии обнаружить неисправности. Так, повреждение отдельных элементов гидропривода систем управления у трансмиссий вызывает мгновенное изменение уровня и частотных характеристик вибрационного спектра. Перекосы в шлицевых соединениях, повышенные зазоры в подшипниках могут быть выявлены по изменению характера динамических нагрузок значительно раньше, чем появятся следы явного

износа, повышение температуры или снижение показателей эффективности объекта контроля.

Высокая информативность виброакустических сигналов, простота их преобразования в электрические сигналы способствует автоматизации средств контроля и диагностирования на основе вибрационных методов [4].

Наиболее часто методы вибродиагностики используются для определения технического состояния подшипников и элементов гидронасосов в ГТ, а также контроля внутренней герметичности гидрораспределителей, гидроцилиндров, предохранительных и перепускных клапанов и т. д.

В качестве диагностических параметров при использовании вибрационных методов для оценок состояния основных механизмов гидропривода применяют амплитуды виброперемещения, виброскорости и виброускорения. Иногда используют среднее абсолютное или среднее квадратическое значение параметра. Измерение виброскорости позволяет оценить вибронапряженность конструкции, которая определяет процесс накопления усталостных повреждений и долговечности гидроаппарата. Виброускорение характеризует уровень инерционных нагрузок, возникающих при колебаниях. Эти нагрузки могут быть определяющими при оценке состояния опор, стыков, фланцев, креплений механизмов и элементов гидропривода.

Для оценок можно использовать амплитудные и энергетические спектры, а также параметры корреляционной функции.

Следует отметить большое разнообразие методов диагностирования трансмиссий. Однако ряд характеристик и полученных для различных параметров графических зависимостей, несмотря на их полезность, наглядность, информативность и другие пригодные для контроля качества, сложно использовать в системах оперативного диагностирования ГТ и невозможно использовать в режиме реального времени из-за их неоднозначности и статичности в условиях непрерывно меняющейся и динамичной внешней среды. В этом случае, целесообразно применять:

- методы на основе использования высокоинформативных источников первичной информации;
- методы, использующие новые технологии;

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

– методы, использующие технологии искусственного интеллекта и встроенные экспертные подсистемы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В зависимости от режимов работы и состояния гидрофицированной трансмиссии при помощи виброакустического метода диагностирования можно предотвратить отказ АКПП и повысить её надёжность.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Ткаченко Н.Н., Автоматическая коробка передач. Руководство по эксплуатации. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2000. – 80 с.
2. Харитонов С.А., Автоматические коробки передач. Диагностика, техническое обслуживание и ремонт: М. «ООО Издательство Астрель». 2003г.– 421с.
3. Афонин С.А., Конструкция и диагностика неисправностей автоматических коробок передач иностранных легковых автомобилей. Практическое руководство. -Батайск: Изд-во «ПОНЧИК», 2000. – 154 с.
4. Максименко, А. Н. Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: учеб. пособие для вузов / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. – СПб.: БХВ –Петербург, 2008. – 302 с. : ил.

Представлено 27.03.2019

УДК 629.1.04

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ МНОГООСНЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ

ANALYSIS OF CONSTRUCTIONS OF DIFFERENTIALS
OF MULTIPLE-AXLES VEHICLES

И.А. Мезенцев, маг.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

I. Mezentsau, Master Student,

Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Проведен анализ межколесных дифференциалов, используемых в многоосных автомобилях, с учетом особенностей их конструкций и изготовления на производстве.

Abstract. The cross-wheel differentials used in multi-axle vehicles were analyzed taking into account the peculiarities of their designs and manufacturing at production.

Ключевые слова: межколесный дифференциал, многоосный автомобиль.

Key words: cross-wheel differential, multi-axle vehicles.

ВВЕДЕНИЕ:

Межколесный дифференциал – это устройство, служащее для распределения приходящего от раздаточной коробки или от проходных редукторов мостов крутящего момента на колеса при движении прямо и поворотах. В настоящее время существует различные межколесные дифференциалы, используемые в многоосных автомобилях [1 – 3].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ:

В данной работе были рассмотрены следующие межколесные дифференциалы [2–5]:

1. Дифференциал открытый.
2. Дифференциал свободного хода (муфта свободного хода).
3. Дифференциал повышенного трения.

4. Дифференциал с фрикционной блокировкой.

Открытый дифференциал распределяет крутящий момент на ведущие колеса, расположенные на одной оси моста, каждое из которых способно вращаться с различными угловыми скоростями. Недостатком открытого дифференциала является, то что при потере сцепления с дорожным полотном крутящий момент на противоположном колесе тоже снижается. В наихудшем исходе, у застрявшего автомобиля одно из колес будет свободно вращаться, а другое с лучшими сцепными свойствами не сможет передать дорожному полотну достаточный крутящий момент, чтобы сдвинуть автомобиль с места.

Дифференциал свободного хода, обеспечивает хорошую управляемость автомобиля и высокий КПД передачи крутящего момента к ведущим колесам, за счет того, что узел вращается одним телом при движении по прямой или буксовании, однако данные дифференциалы сложны и дороги в производстве. Также механизмы свободного хода в этих дифференциалах недостаточно долговечны. Кроме того, при повороте автомобиля, забегающая полуось отключается и весь крутящий момент передаётся через отстающую полуось. Это явление ухудшает устойчивость автомобиля.

Дифференциал повышенного трения представляет собой синтез свободной и блокируемой систем дифференциалов. Узел такого типа способен функционировать основную часть времени как обычный дифференциал, а при необходимости автоматически блокироваться, т.е. в момент, когда происходит проскальзывание одного из ведущих колес. Блокировка осуществляется при помощи вязкостной муфты, или фрикционной муфты. В военных автомобилях устанавливаются зубчатые или кулачковые самоблокирующиеся дифференциалы. Недостатком дифференциалов данного типа является их реактивность, т.е. они блокируются только при опережении одного из ведущих колес.

Дифференциал с фрикционной блокировкой имеет фрикционную муфту, которая приводится в действие электронно-механической системой. Преимуществом данного типа дифференциалов является быстроедействие и отсутствие человека в системе управления. Однако в процессе работы система вырабатывает теплоту, которую необходимо рассеять, поэтому требуется система охлаждения. Все

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

эти факторы усложняют производство и увеличивают его стоимость, поэтому их применение на автомобилях высокой проходимости нецелесообразно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ данных межколесных дифференциалов показал, что их разнообразие обусловлено условиями эксплуатации автомобилей при различных дорожных условиях и возможностями производства. Выбор того или иного дифференциала при проектировании многоосного автомобиля должен делаться исходя из назначения автомобиля и условий его эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

2. Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов; под ред. А.А. Полунгяна. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.

3. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория: Учебник / А.И. Гришкевич. — Мн.: Вышэйш. шк., 1986. – 207с.

4. Бахмутов, С.В. Особенности работы управляемых фрикционных муфт в составе энергосиловой установки гибридного автомобиля / С.В. Бахмутов, А.В. Кругашов, О.В. Маликов, Я.И. Благушко // Известия МГТУ "МАМИ" №1(11), 2011. – С. 120 – 126.

5. Гируцкий, О.И. Развитие конструкций и перспективы автоматических трансмиссий / О.И. Гируцкий, В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Наука и образование. Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. – Эл. № ФС77 – 48211. – С. 59 – 94.

Представлено 13.05.2019

УДК 629.113

К МАТЕМАТИЧЕСКОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ
ДИНАМИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ
ПОВОРОТОМ ПОЛУПРИЦЕПА
TO MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMIC
SEMI-TRAILER TURNING CONTROL

В. М. Поляков, канд. техн. наук, доц.,
А.О. Корпач, канд. техн. наук, проф., Д. К. Гирман, асп.,
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина
V. M. Poljakov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
A.O. Korpach, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
D. K. Hirman, Postgraduate Student,
National transport university, Kyiv, Ukraine

Аннотация. Развитие системы управления поворотом прицепного звена автопоезда заключается в разработке и внедрении автоматизированных систем управления динамикой движения путем активного использования сил и моментов, действующих на движители. Рассмотрены условия создания поворачивающего момента при реализации силового поворота.

Abstract. The development of the control system of the trailer link articulated truck behind in the development and implementation of automated dynamic control systems through active use of forces and moments acting on wheels. The conditions for creating a turning moment are considered.

Ключевые слова: автопоезд, маневренность, динамика.

Keywords: articulated truck, maneuverability, dynamics.

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что для получения удовлетворительных показателей маневренности необходимо в конструкциях автопоездов применять системы управления прицепными звеньями. Проведенными до настоящего времени исследованиями установлено, что ряд вопросов, связанных с маневренностью и устойчивостью автотранспортного

где R_{x3} и R_{x0} – суммарная продольная реакция колес соответственно забегающего и отстающего бортов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ

Момент сопротивления повороту зависит от суммарных боковых реакций R_{y1} и R_{y2} , действующих на колеса со стороны дороги, и при смещении центра поворота на величину $x=0,5L$ определяется выражением

$$M_c = 0,5 \cdot L \cdot (R_{y1} - R_{y2}) \quad (2)$$

Использование эластичных шин позволяет управлять поворотом АТС динамическим способом благодаря боковой деформации шин без большого скольжения. При таком движении радиусы поворота точек АТС зависят от боковой эластичности шин и их сцепления с опорной поверхностью. Увеличиваясь, боковые деформации шин развивают боковое скольжение колес. При таком способе управления поворотом наблюдаются значительные углы увода и скольжения.

Определены пять основных режимов качения автомобильного колеса [3, 4]:

- ведущий режим (к колесу приложен активный крутящий момент);
- ведомый режим (к колесу приложена активная толкающая сила);
- свободный режим (колесо нагружено небольшим активным крутящим моментом, равным по величине моменту сопротивления качению);
- нейтральный режим, характеризующийся тем, что качение колеса осуществляется и активным крутящим моментом (по величине меньшим, чем момент сопротивления качению), и активной толкающей силой;
- тормозной режим, при котором к колесу приложен тормозной момент.

В случае свободного режима качения касательная реакция дороги на колесе равна нулю.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Для нейтрального режима касательная реакция дороги на колесо изменяется от нуля до величины, равной силе сопротивления качению.

Дополнительный поворачивающий момент при криволинейном движении обеспечивается изменением соотношения угловых скоростей колес разных бортов прицепного звена. При использовании динамического способа поворота наряду с кинематическим, можно получить улучшение показателей маневренности АТС при движении как с высокими скоростями, так и при маневрировании на ограниченных по размерам площадках.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Поворот АТС, в частности автопоезда, достаточно сложный физический процесс потому, что крен кузова и боковой увод шин приводят к отклонению центра его поворота и изменению траектории движения колес.

Характер формирования системы сил и моментов оказывает существенное влияние на движение автопоезда, на режимы работы его колес и определяется рядом факторов: работой механизмов автомобиля (трансмиссия, подвеска, тормоза, рулевое управление), влиянием внешней среды, упругими свойствами шины и опорной поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков В.М. Порівняльний аналіз схем управління поворотом причіпної ланки автопоїзда / Поляков В.М., Гірман Д.К. // Стратегія якості в промисловості і освіті. – Матеріали. – Варна 2018. Том 2. С. 153-157.
2. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с:
3. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
4. Чудаков Е.А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах без дифференциального автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 79 с.

Представлено 17.05.2019

УДК 629.3

ОПТИМИЗАЦИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ
ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ
OPTIMIZATION OF PROPULSION OF THE HYBRID CAR

В.Я. Двадненко, д-р. техн. наук, ст.науч. сотр.,
А.В. Бажинов, д-р. техн. наук, проф., А.Б. Пушкарь,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
г. Харьков, Украина

V. Dvadnenko, Doctor of technical Sciences, Researcher,
A. Bazhinov, Doctor of technical Sciences, Professor, A Pushkar,
Kharkiv National Automobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine

Аннотация. В работе предложен алгоритм работы двигателей гибридного автомобиля, позволяющий снизить его стоимость при хороших экономических и экологических показателях автомобиля. Полученные теоретические и экспериментальные результаты имеют практическое значение для транспортной отрасли.

Abstract. The paper proposes an algorithm for the operation of engines of a hybrid car, which allows to reduce its cost with good economic and environmental performance of the car. The obtained theoretical and experimental results are of practical importance for the transport industry.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, система старт-стоп, экологическая безопасность, рекуперация энергии.

Keywords: hybrid car, start-stop system, environmental safety, energy recovery.

ВВЕДЕНИЕ

При эксплуатации автомобильного транспорта, требуется снижение затрат энергии и уменьшение вредных выбросов. Этим требованиям удовлетворяет электромобиль. Однако электромобиль имеет, как правило, недостаточный пробег на полной зарядке тяговой аккумуляторной батареи (ТАБ), что еще усугубляется и длительным времени этой зарядки. Кроме того, электромобиль в настоящее время

имеет высокую стоимость, прежде всего из-за аккумулятора с высокой энергетической емкостью. Компромиссным считается применение гибридных автомобилей, имеющих ДВС и тяговый электропривод [1]. Из-за этого выпускаемые в настоящее время гибридные автомобили, имеют сложную конструкцию и высокую цену, что делает их применение не всегда целесообразным. Следовательно, актуальной задачей является снижение стоимости гибридного автомобиля.

СНИЖЕНИЕ СТОИМОСТИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Очевидным путем уменьшения стоимости элементов тягового электропривода является снижение мощности электродвигателя, что в свою очередь позволит уменьшить энергетическую емкость ТАБ. Однако такое снижение требует теоретического обоснования как уровня мощности электродвигателя, так и энергетической емкости ТАБ. Также требуется и экспериментальная проверка расчетных значений. Поскольку гибридный автомобиль имеет ДВС и тяговый электропривод, требуется для обеспечения возможности снижения мощности тягового электропривода разработать новый алгоритм, описывающий в каких условиях движения следует использовать ДВС и в каких электропривод. Такой алгоритм, естественно будет отличаться от алгоритма, обычно применяемого в гибридных автомобилях. Также он будет отличаться и от алгоритма, применяемого в автомобилях с системой старт-стоп, которые иногда называют микрогибридными автомобилями. Прежде чем перейти к предлагаемому нами алгоритму, рассмотрим за счет чего собираемся уменьшить энергопотребление и, следовательно, стоимость километра пробега, а также снизить вредные выбросы. Для этого будем использовать два источника энергии: углеводородное топливо и электрическую сеть переменного тока (подзаряжаемый гибрид) [1]. Такой выбор сделан потому, что километр пробега на энергии из электрической сети в несколько раз дешевле, чем километр пути, пройденный на углеводородном топливе. Кроме того, будем использовать кинетическую и потенциальную энергию движущегося автомобиля как путем рекуперации, так и непосредственно для движения автомобиля, с минимальными потерями без преобразования их в другие виды энергии.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

В предлагаемом автомобиле в гибридном режиме для минимизации мощности тягового электропривода все режимы работы ДВС с высоким удельным расходом топлива заменены на движение только с электроприводом [2]. К этим режимам ДВС относятся холостой ход (который для электродвигателя не нужен); медленное движение (например, в заторах), когда малы как скорости, так и ускорения; равномерное движение с относительно невысокой скоростью (50–60 км/ч) по асфальтированной дороге без заметного подъема. Двигатели современных автомобилей, как ДВС, так и электрические, если они используются для набора скорости, должны обладать большой мощностью, чтобы автомобиль не выпадал из транспортного потока. В предлагаемом автомобиле энергичный набор скорости производится на ДВС с ручным или автоматическим переключением передач. В случаях, когда не требуются большие ускорения, начинать движение можно и на маломощном электроприводе. При движении в городских условиях, когда максимальная скорость ограничена (50-60 км/ч) в предлагаемом автомобиле движение начинается с автоматического запуска ДВС системой старт-стоп, затем, на ДВС, с переключением передач, набирают скорость 40-50 км/ч, рычаг коробки передач устанавливают в нейтральное положение, затем автоматически ДВС останавливается и происходит переход на движение с помощью электропривода. Перед остановкой, например, у светофора, производится служебное рекуперативное торможение, когда водитель отводит педаль тормоза от упора, срабатывает стоп-сигнал и вместе с ним начинается служебное торможение. Тормозные колодки при этом еще не касаются дисков, но, когда потребуется окончательно остановить автомобиль, водитель усиливает нажатие на педаль тормоза и штатная тормозная система останавливает автомобиль. При необходимости движения автомобиля со скоростью превышающую 60 км/ч, водитель включает соответствующую передачу и далее происходит автоматический запуск ДВС без стартера от кинетической энергии движущегося автомобиля [2], и далее, как обычно происходит движение с помощью ДВС. Относительно небольшая емкость ТАБ такого гибридного автомобиля позволяет достаточно быстро заряжать его от обычной бытовой сети и обуславливает небольшую потребля-

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

емую при зарядке мощность. Эта мощность не превышает допустимую мощность практически любой розетки бытовой сети. Поскольку автомобиль способен ездить не только в гибридном режиме, но и на бензине, то нет проблем с дальностью пробега. Этому способствует также то обстоятельство, что применены относительно легкие ТАБ и электродвигатель, следовательно, масса автомобиля увеличивается незначительно. По сравнению с традиционным подзаряжаемым гибридным автомобилем ДВС предлагаемого автомобиля работает при наборе скорости, поэтому у него лучше тепловой режим. Расчет и экспериментальные исследования гибридного автомобиля с предложенным алгоритмом рассмотрен в работе [3].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный алгоритм работы двигателей гибридного автомобиля, позволяет снизить его стоимость при хороших экономических и экологических показателях автомобиля. Данный алгоритм работы позволит также снизить время зарядки, улучшить тепловой режим ДВС и снизить вес гибридного автомобиля. Полученные теоретические и экспериментальные результаты имеют практическое значение для транспортной отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ник Гиббс. Плагин-гибриды будут преобладать среди автомобилей с электрифицированным приводом в Европе / Ник Гиббс // Automotive News Europe // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2015. – № 6 (95). – С. 20–21
2. Dvadnenko V. Hybrid Vehicle Control System / В.Я. Двадненко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2016. – Вып. 38. – С.149–154
3. Бажинов О.В. Конверсія легкового автомобіля в гібридній: монографія / О.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, Х. Мауш. – Харків: ХНАДУ, 2014. – 200 с 5.

Представлено 17.05.2019

УДК 629.3

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ БОРТОВОГО ПОВОРОТА
КОЛЕСНЫХ МАШИН
ANALYSIS OF THE APPLICATION OF ONBOARD ROTATION OF
WHEELED CARS

А.Н. Колесникович, А.Г. Выгонный, канд. техн. наук,
А.А. Гончарко

Объединенный институт машиностроения НАН РБ,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Kolesnikovich, A. Vygonnyy, Ph.D. in Engineering,
A. Goncharko,

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

*Аннотация. Исследование возможности бортового поворота
колесных машин.*

Abstract. The study of the possibility of vehicle skid steering.

*Ключевые слова: колесная машина, бортовой поворот, одинар-
ная ошиновка, виртуальное моделирование.*

Key words: vehicle, skid steering, single busbar, virtual test.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из способов улучшения маневренности является применение бортового поворота колесных машин. При этом упрощается компоновка, увеличивается полезный объем машины из-за освобождения в корпусе машины ниш, необходимых для размещения управляемых колес при повороте. Недостатком этого способа поворота является повышенный износ шин и увеличение мощности необходимой для поворота колесных машин.

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНЫХ МАШИН С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ

Вопросам управления автомобилями с неповоротными колесами и силовым поворотом рассматривались Антоновым А.С. [1], Фаробиным Я.Е. [2], Чайковским И.П. [3], Казаченко Г.В. [4], Ю.А. Брянским, В.В. Гуськовым, Н.А. Забавниковым, Б.П. Назаренко, В.Н. Наумовым, А.Ф. Опейко, Ф.А. Опейко, В.А. Петровым, Г.А. Смирновым, И.П. Трояновской [5].

Бортовой поворот широко применяется на машинах военного назначения: автомобиль-амфибия Террапин II (рисунок 1, а), французский броневладелец АМХ-10 RC (рисунок 1, б), российский бронетранспортер БТР-90 (рисунок 1, в); вездеходах: Амфикет (рисунок 1, г). Соло-750 (рисунок 1, д). Применяется он в малогабаритных погрузчиках различных производителей (Амкодор 211Е – рисунок 1, е).



Рисунок 1 – Колесные машины с бортовым поворотом

Маневренность колесной машины зависит от соотношения размеров базы и колеи L/B , числа и размещения осей по базе, удельной мощности и других факторов. Оценочные параметры колесных машин с бортовым поворотом с учетом работы [3] представлены на рисунке 2.

Анализируя данные, представленные на рисунке 2 видно, что для рассмотренных колесных машин с бортовым поворотом удельная

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

мощность составляет от 10,6 кВт/т до 42,2 кВт/т, при средней мощности 14,87 кВт/т. При этом отношение минимального радиуса поворота к колее составляет от 0,5 до 2,58, а отношение базы к колее составляет от 0,89 до 2,65. Для машин полной массой 15–23 т удельная мощность равна 13,4–17 кВт/т.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ЗАТРАЧИВАЕМОЙ МОЩНОСТИ ПРИ БОРТОВОМ ПОВОРОТЕ

Была поставлена цель исследовать бортовой поворот по критерию затрачиваемой мощности. Решение данной задачи производилось с использованием пакета виртуального моделирования ADAMS, в котором наиболее полно моделируются характеристики шин.

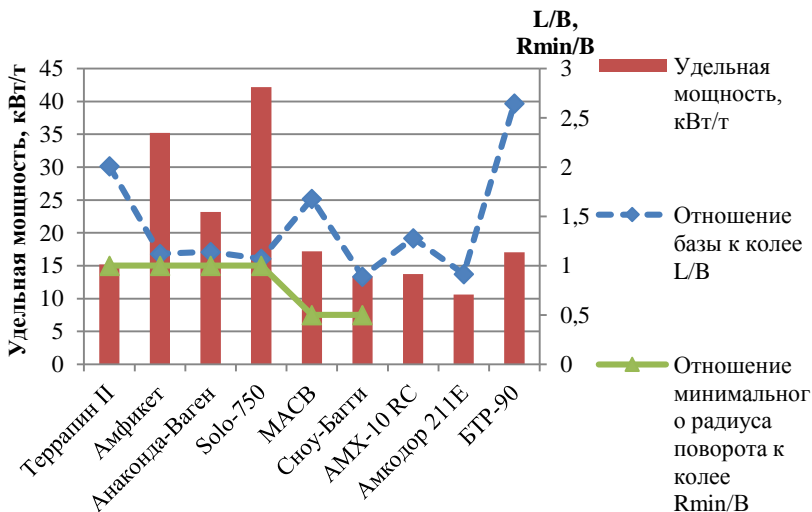


Рисунок 2 – Оценочные параметры колесных машин с бортовым поворотом

Объектами исследования являются транспортные средства с бортовым поворотом с техническими характеристиками, соответствующими малогабаритному погрузчику типа Амкодор 211Е и броневедомитель AMX-10RC.

Разработаны динамические модели: погрузчик (рисунок 3, а) и броневедомитель (рисунок 3, б).

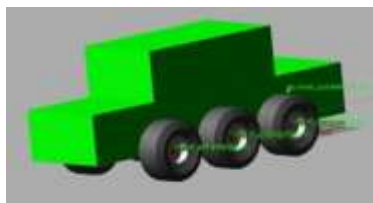
*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Для анализа затрачиваемой мощности на поворот производилось измерение крутящих моментов и частот вращения всех колес погрузчика и броневедомоги при повороте. Коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью принимался равный 0,65.

При моделировании поворота погрузчика - радиус поворота принят $R=2,7$ м по наружному борту, скорость движения ≈ 5 км/ч.



а)



б)

Рисунок 3 – Общий вид моделей в ADAMS

Результаты моделирования погрузчика приведены в таблице 1.

Таблица 1

Показатель	Значение			
	переднее левое	заднее левое	переднее правое	заднее правое
Момент на ступице колеса, H^*m	2853	2613	1493	1310
Обороты колеса, рад/сек	4,34	4,34	0,34	0,34
Мощность на колесе, кВт	12,38	11,34	0,51	0,45

Суммарная мощность на колесах при указанных параметрах бортового поворота погрузчика составляет 24,67 кВт. Что составляет 47% от мощности двигателя.

При моделировании поворота броневедомоги рассмотрены две расчетные схемы движения:

- 1) радиус поворота $R=5$ м по наружному борту и скорости движения ~ 5 км/ч.
- 2) радиус поворота $R=20$ м по наружному борту и скорости движения ~ 10 км/ч.

Результаты моделирования броневедомоги приведены в таблице 2.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Суммарная мощность на колесах при бортовом повороте броневедомобиля для первой расчетной схемы составляет – 77,1 кВт, что составляет 37,4% от мощности двигателя. Для второй расчетной схемы 2) – 162 кВт и 78,5% от мощности двигателя.

Таблица 2

Измеряемый параметр	Расчетная схема	Колесо					
		1 мост		2 мост		3 мост	
		левое	правое	левое	правое	левое	правое
Момент на ступице колеса, Н*м	1	4708	6668	3971	2796	4441	6754
	2	7187	6757	1123	1086	7379	6842
Обороты колеса, рад/сек	1	0,3	4,39	1,19	3,82	0,3	4,39
	2	4,7	5,99	4,99	5,7	4,7	5,99
Мощность на колесе, кВт	1	1,41	29,27	4,73	10,68	1,33	29,65
	2	33,78	40,47	5,60	6,19	34,68	40,98

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Как видно из приведенного анализа бортовой поворот широко применяется для колесных машин.

2. Разработана методика определения удельной мощности для бортового поворота колесных машин. Произведенные расчеты показали, что при принятых условиях поворота мощность необходимая для поворота составляет 78% от мощности двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Армейские автомобили. Теория / Антонов А.С. и др. - М.: Ордена Трудового Красного Знамени Военное издательство Министерства обороны СССР, – 1970. – 527 с.

2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

3. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.

4. Казаченко, Г.В. Исследование поворота колесных машин с бортовой схемой управления: автореф. дисс. канд. техн. наук 05.05.03 / Г.В. Казаченко; Белорусский политехнический институт. – Минск, 1982. – 22 с.

5. Трояновская И.П. Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости: автореф. дисс. канд. техн. наук 05.20.01 и 05.05.03 / И.П. Трояновская Челябинский государственный агроинженерный университет, Челябинск, 2002, – 23 с.

Представлено 16.05.2019

УДК 629.03

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА БОЛЬШЕГРУЗНОГО
САМОСВАЛА С ДВОЙНОЙ ОШИНОВКОЙ В ПАКЕТЕ ADAMS
ANALYSIS OF THE ROLLING DYNAMICS
OF THE DOUBLE-TIRE WHEEL OF A HEAVY
DUMP TRUCK IN THE ADAMS SOFTWARE

А.Г. Выгонный, канд. техн. наук, Д.Г. Лопух,
Ал-др.Л. Кравченко, Ал-ей.Л. Кравченко,
Объединенный институт машиностроения НАН РБ,
г. Минск, Республика Беларусь
A.Vigonny, Ph.D. in Engineering, D.Lopukh,
Al-dr. Krauchonak, Al-ei. Krauchonak,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National
academy of Sciences of Republic of Belarus,
Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Работа посвящена особенностям компьютерного моделирования шин большегрузного самосвала с двойной ошиновкой при исследовании динамики качения. Показаны результаты моделирования движения колес с одинарной и двойной ошиновкой, при прямолинейном движении и при повороте на испытательном стенде в программном комплексе ADAMS.

Abstract. This research is focused to the features of computer simulation of heavy dump truck tires with a double-tire wheel for the rolling dynamics analysis. Shows the results of movement modeling of single-tire and a double-tire wheels in straight-line and rotational movement on the ADAMS software package.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Ключевые слова: компьютерное моделирование, шина, динамика качения, нагруженность.

Key words: computer simulation, tire, rolling dynamics, stress loading.

ВВЕДЕНИЕ

При создании большегрузных самосвалов из-за отсутствия шин необходимой грузоподъемности используются колеса с двойной ошиновкой. Колесо с двойной ошиновкой в отличие от колеса с одинарной ошиновкой при круговом движении вызывает дополнительное сопротивление движению при одинаковой нагрузке на колесо. Известна работа [1], в которой для уменьшения этого сопротивления связь между шинами в колесе в зависимости от условий движения отключается.

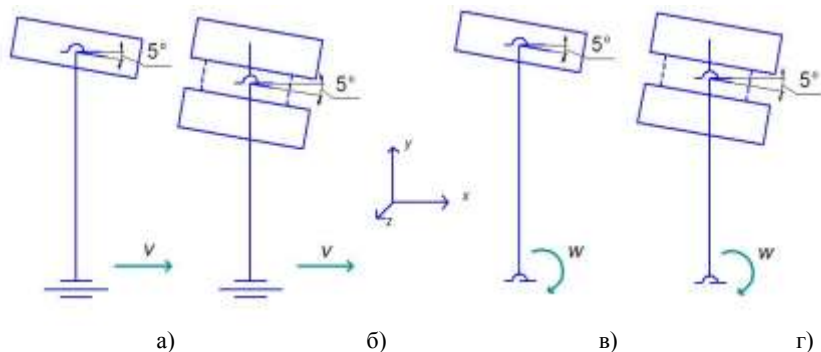
Исследования качения колеса проведены в программном комплексе ADAMS.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ШИНЫ В ПАКЕТЕ ADAMS

Анализ качения колеса включает в себя множество задач, однако в настоящей работе рассматривается влияние одинарной и двойной ошиновки на нагруженность колеса, описываемой комплексом показателей, таких как угол увода, продольная и боковая силы, крутящий и стабилизирующий моменты и другие.

Для исследования динамики качения колеса выбраны два режима движения: прямолинейное движение колеса с одинарной и двойной ошиновкой в ведущем режиме по прямой (режим 1) и по заданному радиусу (режим 2). В обоих случаях плоскость вращения колеса, относительно направления движения была повернута на 5 градусов.

Шина Bridgestone 59/80R63 смоделирована в программном комплексе ADAMS на основе модели Н.В. Расејка [2].



а) – одинарная ошиновка прямолинейное движение; б) – двойная ошиновка прямолинейное движение; в) – одинарная ошиновка движение по кругу; г) – двойная ошиновка движение по кругу

Рисунок 1 – Расчетные схемы

Схемы проведения моделирования качения колеса для двух режимов показаны на рисунках 1а – 1г. Результаты моделирования представлены в таблице.

Режим 1. Прямолинейное движение колеса с одинарной и двойной ошиновкой.

Испытания проводились на скорости движения ~ 10 км/ч (угловая скорость колеса 1,4 рад/с).

Как видно из таблицы, нагруженность шин колеса с одинарной и двойной ошиновкой при прямолинейном движении близки.

Режим 2. Движение колеса с одинарной и двойной ошиновкой по заданному радиусу ~ 40 метров.

Внутренняя и наружная шины фиксируются на ступице колеса неподвижно. Сама ступица имеет одну степень свободы, а именно вращение в плоскости оси колеса относительно штанги, противоположный конец которой фиксируется по всем степеням свободы за исключением вращения относительно вертикальной оси Z.

Таким образом, точка крепления штанги к ступице колес всегда описывает окружность радиусом, равным длине штанги (~ 40 метров). Центры колес также будут двигаться по окружностям постоянного радиуса. Для данного режима выбрана скорость вращения колеса ~ 10 км/ч.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Таблица 1 – Исходные данные и результаты моделирования

Параметры	Одинарная ошиновка	Двойная ошиновка	
		Наружная шина	Внутренняя шина
Исходные данные			
Вертикальная нагрузка, Н	1054000	1054000	1054000
Скорость вращения колеса, рад/с	1,4	1,4	1,4
Результаты моделирования прямолинейного движения (режим 1)			
Продольное скольжение, %	0,49	0,47	0,47
Угол увода, град	5	5	5
Продольная сила, Н	41165	39263	41500
Боковая сила, Н	-470520	-472340	-450780
Стабилизирующий момент, Нм	55267	55814	66291
Крутящий момент, Нм	112500	116000	116000
Мощность, кВт	158	162	162
Результаты моделирования движения по радиусу (режим 2)			
Продольное скольжение, %	0,501	-6,5	12,72
Угол увода, град	5	4,58	5,51
Продольная сила, Н	42725	-598120	787780
Боковая сила, Н	-470280	-426520	-260270
Стабилизирующий момент, Нм	55124	59315	-45702
Крутящий момент, Нм	118000	1022000	-1445000
Мощность, кВт	165	1431	2023

Как видно из таблицы, при движении по заданному радиусу на колесе с двойной ошиновкой возникает паразитная мощность. Суммарная подводимая мощность к колесу с двойной ошиновкой составляет 592 кВт, что соответствует 296 кВт при приведении к одной шине, тогда как мощность, подводимая к колесу с одинарной ошиновкой, составляет 165 кВт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В колесе с двойной ошиновкой (шина 59/80R63) при прямолинейном движении нагруженность шин колеса с одинарной и двойной

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

ошиновкой близки по величине, однако, при круговом движении возникает паразитная мощность, вследствие этого увеличивается необходимая мощность для вращения колеса на 79%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Совершенствование привода сдвоенных колес карьерного автотранспорта. Бобровник А.И., Поздняков Н.А., Варфоломеева Т.А., Гедроить Г.И. Современные проблемы проектирования автомобилей. Материалы международной научно-практической конференции. Минск, БНТУ, 2015 г.
2. Н.В. Рачејка, Tyre and Vehicle Dynamics, 2002, Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 5141 5.

Представлено 16.05.2019

УДК 629.114.4

ОСНОВЫ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ
УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ
КОНСТРУКЦИЙ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
FUNDAMENTALS OF COMPLEX METHODS FOR EVALUATION
THE FATIGUE LIFE OF WELDED JOINTS FOR MACHINES
STRUCTURES USING COMPUTER SIMULATION

С.А. Шляжко, Э.В. Лисовский, П.С. Литвинюк,
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г.Минск, Республика Беларусь
S. Shlyazhko, E. Lisovski, P. Litvinuk,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Republic of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Приведены методические рекомендации к оценке усталостной долговечности сварных соединений элементов несущих конструкции машин на основе комплексного применения технологий компьютерного моделирования процессов. Рассматривается

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

решение задач: определения нагруженности конструкций при работе машины в типовых эксплуатационных условиях, расчета историй изменения напряжений и прогнозирования усталостной долговечности для наиболее нагруженных зон конструкций, содержащих сварные соединения. Расчетные исследования реализованы с использованием комплекса программных средств исследования многокомпонентных систем MSC.ADAMS, конечно-элементного анализа ANSYS и расчетной оценки усталостной долговечности nCODE Design Life.

Abstract. Methodical recommendations are given for the fatigue life evaluation for welded joints of bearing components of machines based on the integrated application of computer simulation technology processes. The following problems were considered: the load of structures during machine operation under typical operating conditions determination, stress history calculation and fatigue life prediction for the most loaded areas of structures containing welded joints. The computational studies were implemented using the software package systems MSC.ADAMS for the study of multicomponent, ANSYS for the finite element analysis and nCODE Design Life for the estimated fatigue life.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, несущие системы, напряженно-деформированное состояние, усталостная долговечность.

Key words: computer simulation, carrier systems, stress-strain state, fatigue life.

ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных причин выхода из строя в эксплуатации несущих конструкций машин является накопление усталостных повреждений в результате действия переменных нагрузок. Компьютерное моделирование на стадии проектирования позволяет исключить ряд возможных ошибок, находить наиболее эффективные варианты конструкций, сокращать количество прототипов, тем самым сокращая материальные затраты. Разработанные методические рекомендации на основе комплексного применения технологий компьютерного мо-

делирования позволяют спрогнозировать усталостную долговечность сварных соединений с учетом истории нагружения конструкции при заданных режимах эксплуатации.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ОЦЕНКЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОНСТРУКЦИЙ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Предлагаемые методические рекомендации к расчёту усталостной долговечности сварных соединений конструкций машин предназначены для реализации на базе комплекса программного обеспечения, приведенного на рисунке 1.

Использование данного набора программ позволяет на первой стадии расчета определить динамические нагрузки, действующие на несущие конструкции в типовых или заданных условиях эксплуатации. На второй – историю изменения напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции и на заключительной стадии – спрогнозировать ее ресурс по критерию усталости [1].

Разработанный комплекс рекомендаций позволяет использовать положения и базы данных по свойствам типовых сварных соединений различных нормативных документов, например, британского стандарта по расчёту усталостной долговечности сварных соединений BS 7608:2014 [2].

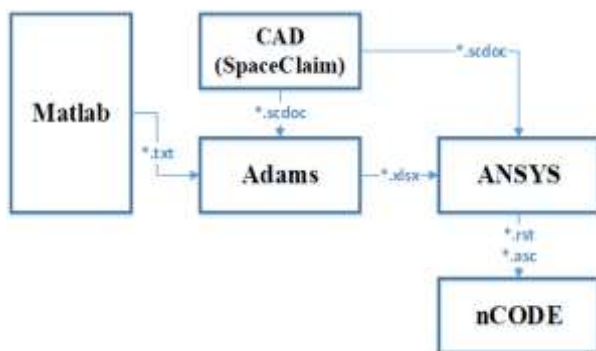


Рисунок 1 – Схема взаимосвязи программного обеспечения

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Основные этапы процесса расчетной оценки усталостной долговечности сварных соединений конструкции машин представлены на рисунке 2.

На начальном этапе производится анализ и формирование типовых режимов эксплуатации машины для заданных режимов эксплуатации. Данные режимы рассматриваются в привязке к конкретному рассматриваемому участку дороги. Производится обработка накопленных статистических данных по микро- и макропрофилю дороги в Matlab. Обработанные данные в Matlab в дальнейшем используются в программе ADAMS для задания микро- и макропрофиля дороги. С использованием динамической модели машины в ADAMS выполняется моделирование заданных режимов движения по результатам которых генерируются процессы нагружения интересующих несущих конструкций. Эти процессы на следующем этапе передаются в ANSYS для расчета НДС конструкции.

В среде программного комплекса ANSYS на основе трехмерной геометрической модели несущей системы автомобиля создается расчетная конечно-элементная модель. Она должна учитывать контактные пары, кинематические связи и свойства материалов.

Далее выполняется анализ результатов расчета НДС и выявляются наиболее нагруженные зоны конструкции.

Расчет НДС подмодели выполняется на основании перемещений узлов основной модели, прикладываемых по границам подмодели. Генерируются файлы результатов с расширением *.rst. Далее осуществляется экспорт результатов моделирования (файлов *.rst) в программный комплекс *nCODE Design Life*.

На следующем этапе в *nCODE Design Life* осуществляется построение дерева расчета на основе решателя для оценки многоцикловой усталости SN Fatigue. Заранее сформированным группам Named Selection задаются усталостные характеристики материалов соответствующего типа сварного соединения [3].

После этого осуществляется описание особенностей рассматриваемых режимов нагружения, необходимых для схематизации историй нагружения, суммирования усталостных повреждений, а также формирования формы представления результатов расчета долговечности.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ»

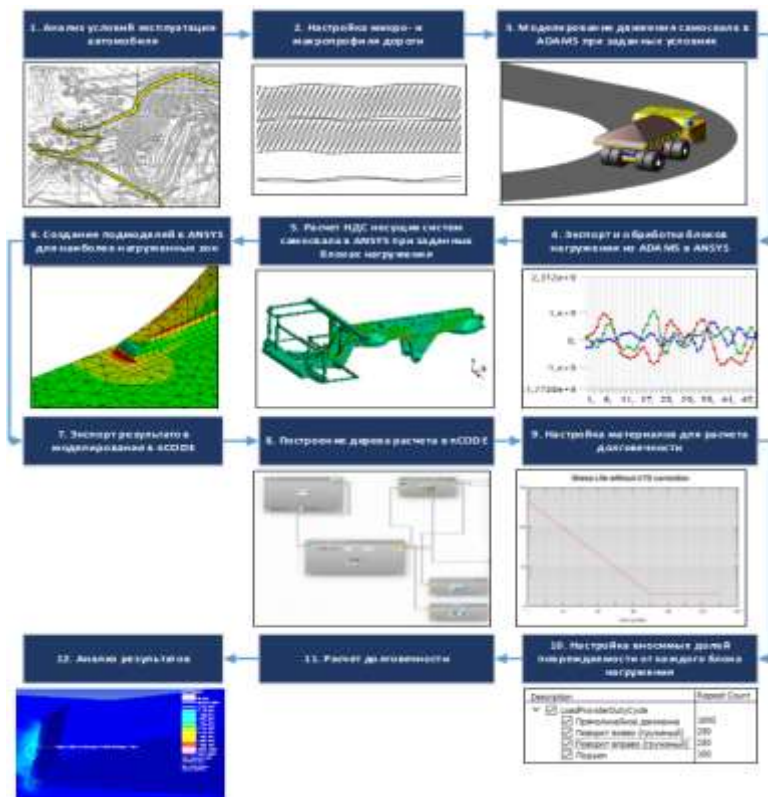


Рисунок 2 – Основные этапы процесса расчетной оценки усталостной долговечности сварных соединений конструкций машин

На заключительном этапе выполняется вывод полученных результатов расчета усталостной долговечности конструкции в форме и виде наиболее удобном для дальнейшего анализа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанные методические указания позволяют избежать ряда ошибок при создании компьютерной модели, снизить субъективизм принятия решений, повысить качество расчетных моделей, а также применять систематический подход

ЛИТЕРАТУРА

1. Шмелёв, А. В. Совершенствование методов схематизации случайных процессов нагружения и расчета усталостной долговечности несущих конструкций грузовых автомобилей: дис. к-та техн. наук: 01.02.06 / А. В. Шмелёв. – Минск, 2010.

2. Guide to fatigue design and assessment of steel products: BS 7608:2014+A1:2015. – 31.03.2014. – The British Standards Institution.

3. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. – Минск, Наука и техника, 1983, 246 с.ил.

4. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на многоцикловую усталость деталей машин, элементов конструкций и полуфабрикатов / Метод. указан. часть I (2-я редакция). – Минск, ИНДМАШ АН БССР, 1980. – 27 с.

5. Расчетные методы оценки характеристик сопротивления усталости материалов и элементов конструкций: Учебное пособие/Степанов М.Н. – М.: МАТИ, 2003. – 119 с.

Представлено 16.05.2019

УДК 629.114.4

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ВЫСОКОНЕЛИНЕЙНЫХ ПРОЦЕССОВ ДЕФОРМИРОВАНИЯ
СИЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ С УЧЕТОМ РАЗРУШЕНИЯ
СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В LS-DYNA
COMPUTER SIMULATION OF HIGHLY NONLINEAR PROCESSES
OF DEFORMATION OF THE POWER STRUCTURES
WITH ACCOUNT OF FRACTURE OF WELDED
JOINTS IN LS-DYNA

Литвинюк П.С., Лисовский Э.В., Шляжко С.А.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г.Минск, Республика Беларусь
P.Litvinuk, E.Lisovski, S.Shlyazhko,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Republic of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Рассмотрены особенности моделирования сварных соединений несущих конструкций с учетом их разрушения в LS-DYNA. Приведены методические рекомендации по заданию параметров модели материала сварных соединений с двумя критериям разрушения. Приведены результаты компьютерного моделирования испытаний устройства защиты кабины самосвала при опрокидывании с учетом разрушения сварных соединений. Выполнено сравнение результатов компьютерного моделирования и натурных испытаний.

Abstract. This article describes the features of modeling of welded joints, taking into account their destruction in LS-DYNA. The technique of setting the material properties of welded joints with two fracture criteria is given. The results of computer simulation of testing the structure of protection during rollover with the destruction of welded joints are displayed. The results of computer simulation and full-scale tests are compared.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, ROPS, LS-DYNA, кабина, сварка.

Key words: computer simulation, ROPS, LS-DYNA, cabin, weld.

ВВЕДЕНИЕ

При разработке несущих конструкций одной из важных задач является получение достоверных оценок показателей прочности и прогнозирование расположения возможных зон разрушения. Особенно это актуально при проведении компьютерного моделирования испытаний конструкций, содержащих сварных соединения, при аварийных режимах нагружения. Одним из таких испытаний является испытание устройства защиты при опрокидывании (ROPS) на соответствие техническим требованиям ISO 3471 [1]. Помимо обеспечения прочности и жесткости силовой структуры необходимо реализовать минимизацию массы и обеспечение достаточной жесткости конструкции для поглощения заданной величины энергии. Ключевым моментом при решении комплекса данных задач является возможность моделирования разрушения сварных соединений при протекании высоконелинейных процессов деформирования силовых элементов конструкций.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫСОКОНЕЛИНЕЙНЫХ ПРОЦЕССОВ ДЕФОРМИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ С УЧЕТОМ РАЗРУШЕНИЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

С целью систематизации процесса и исключения возможных ошибок при создании компьютерной модели системы защиты при опрокидывании, учитывающей возможность разрушения сварных соединений, был разработан комплекс методических рекомендаций. Общий алгоритм проведения расчетных исследований на основе виртуальных испытаний силовых конструкций по требованиям безопасности приведен на рисунке 1.

На этапе подготовки геометрической модели, для последующего создания конечно-элементной сетки, особое внимание уделяется области сварных соединений (рисунок 2). Сварные соединения моделируются согласно картам сварных соединений, в которых описан шаг, тип, расположение швов. Для облегчения задания свойств сварные соединения одного типа объединяются в отдельную группу. Свойств разрушения в LS-DYNA реализуются картой выбранного материала *MAT с модификатором *MAT_ADD_EROSION [2].

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

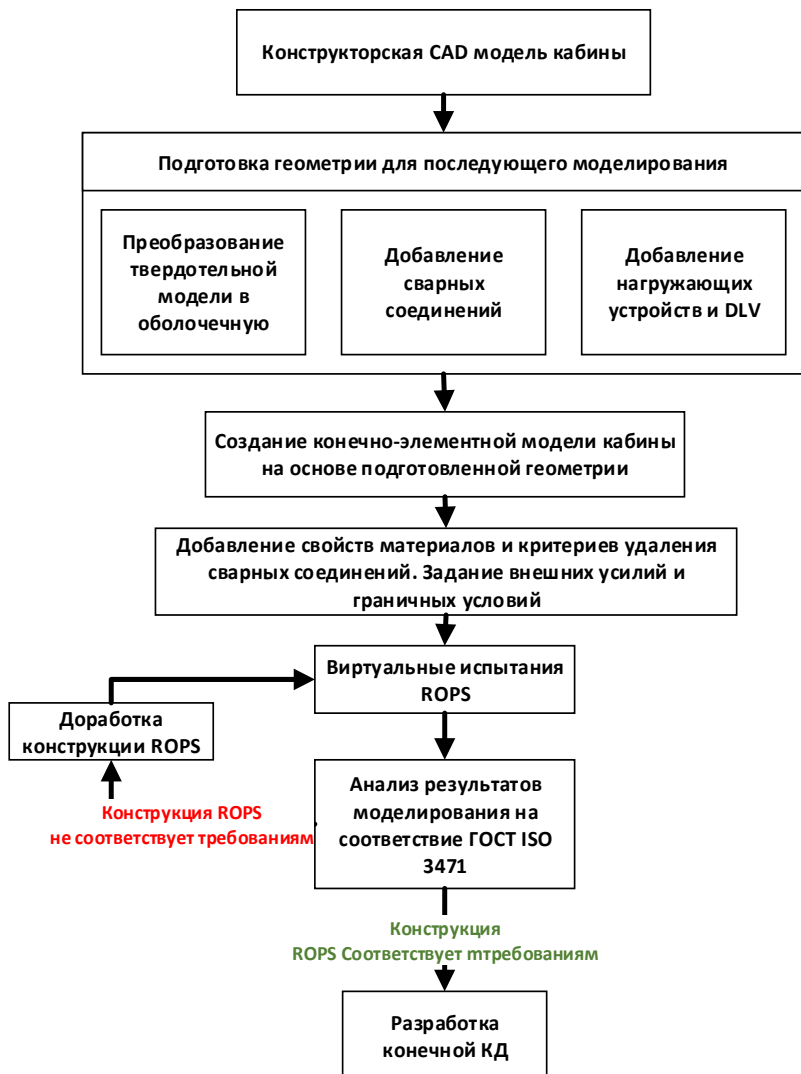


Рисунок 1 – Общий алгоритм расчета силовых конструкций кабин по действующим требованиям безопасности ROPS

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Данный модификатор позволяет в поле NCS задать необходимое количество критериев разрушения сварного соединения. В рассматриваемом варианте используется два критерия: максимальное значение пластической деформации (EFFFEPS) и максимальное значение первых главных напряжений (SIGP1). Если оба значения в области сварного соединения равны или более значения указанного в соответствующих полях карты *MAT_ADD_EROSION, то происходит удаление элемента сварного соединения (рисунок 2).



Рисунок 2 – Разрушение сварного соединения в компьютерной модели

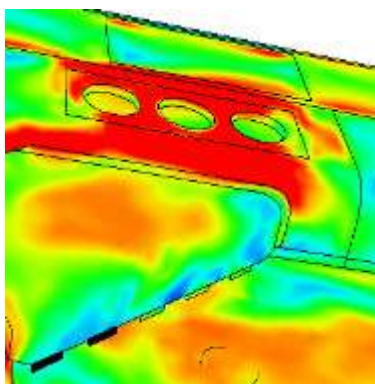


Рисунок 3 – Разрушение сварного соединения при натуральных испытаниях

Использование данного подхода позволяет исключить возможность удаления элементов сварного шва в случае сжатия при использовании базового критерия разрушения, указанного карте материала (пластической деформации).

Приведенные методические рекомендации задания критериев разрушения сварных соединений были апробированы на примере моделирования испытания устройства защиты при опрокидывании. На рисунке 3 отображена крупным планом часть силовой конструкции кабины после бокового нагружения кабины.

На рисунке 4а и 4б приведены результаты компьютерного моделирования и натуральных испытаний устройства защиты при опрокидывании соответственно. Как видно общий характер деформации кон-

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

струкции компьютерной модели соответствует характеру деформации реального объекта испытаний. Также стоит отметить, что разрушение сварных соединений в компьютерной модели произошло в зонах эквивалентных реальной модели кабины.



Рисунок 4 – Результаты виртуальных (а) и натуральных (б) испытаний ROPS на соответствие техническим требованиям ISO 3471

Данного результата сходимости удалось достичь благодаря использованию двух критериев разрушения сварного соединения (пластические деформации и главные растягивающие напряжения). В случае использования одного критерия разрушения – критической величины пластической деформации, происходило несоответствующее реальности удаление сварных соединений, испытывающих высокие пластические деформации, вызванные сжатием.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанные методические рекомендации моделирования разрушаемых сварных соединений несущих конструкций позволяют получать достоверные результаты расчетных оценок показателей прочности и возможных зон разрушения. Рекомендации апробированы при компьютерном моделировании испытаний структуры защиты при опрокидывании на соответствие техническим требованиям ISO 3417. Получено удовлетворительное соответствие результатов натуральных и виртуальных испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ ISO 3471– 2015. Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания. Взамен – ГОСТ ISO 3471– 2013; введ. 01.03.2016.

2. John O., LS-DYNA THEORY MANUAL [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.lstc.com.

Представлено 16.05.2019

УДК 620.3

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ СИЛОВОЙ СТРУКТУРЫ
АВТОБУСОВ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ
APPLICATION OF NUMERICAL MODELING METHODS
FOR ESTIMATING THE STRENGTH OF THE FORCE STRUCTURE
OF BUSES WHEN ROLLOVER

А.В. Омелюсик, мл. науч. сотр., А.В. Шмелев, канд. техн. наук,
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г.Минск, Республика Беларусь

A.Omelusik, Junior, A.Shmeliiov, Ph.D. in Engineering,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy
of Sciences of Republic of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Проведена расчетная оценка кузова автобуса на соответствие требованиям Правил ООН №66 на основе проведенных испытаний образцов материала силовой структуры автобуса и испытаний элементов конструкции. Выработаны рекомендации по подготовке компьютерной модели и проведению расчета силовой структуры автобуса с применением метода конечных элементов.

Abstract. The estimated bodywork of the bus was carried out for compliance with the requirements of UN Regulation No. 66 on the basis of tests carried out on samples of the material of the bus structure and tests of structural elements. The recommendations on the preparation of a computer model and the calculation of the bus power structure using the finite element method were developed.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Ключевые слова: силовая структура, автобус, компьютерное моделирование, пассивная безопасность.

Key words: force structure, bus, computer simulation, passive safety.

ВВЕДЕНИЕ

Одними из ключевых требований, предъявляемым к силовым конструкциям кузовов автобусов, являются требования к их безопасности. В странах, присоединившихся к Женевскому соглашению 1958 года, в отношении требований к безопасности конструкций кузовов автобусов действуют Правила ООН № 66 [1].

Важным аспектом актуальности развития расчетных методов оценки соответствия конструкций кузовов требованиям безопасности является то, что Правила ООН №66 уже сегодня позволяют производить замену натурных испытаний виртуальными при наличии достаточного объема обоснований достоверности расчетов, приложение 9 правил ООН № 66(02)/ Пересмотр 1. Таким образом, актуальной является задача по выработке методических рекомендаций и подходов к оценке силовой структуры транспортного средства численными методами, обеспечивающих минимизацию времени данного процесса и достоверность результатов расчетов.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛОВОЙ СТРУКТУРЫ АВТОБУСА ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ

Важным условием достоверного виртуального воспроизведения динамических процессов является определение и присвоение для исследуемой модели силовой конструкции свойств материалов, учитывающих основные особенности процесса их упруго-пластического деформирования. Основной задачей является определение параметров моделей материала, позволяющего в ходе моделирования учитывать упруго-пластическое поведение упрочняющегося материала при приложении внешнего силового воздействия. С этой целью были определены фактические диаграммы деформирования материала путем проведения испытаний плоских образцов стали 20, полученных из балок профиля 50×40×3 ГОСТ 8645-68. Выбор стали 20 в качестве

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

исследуемого материала обусловлен тем, что балки данного типоразмера и материала получили широкое распространение при изготовлении каркасов автобусов.

Таким образом, по результатам эксперимента были получены значения изменения усилий, условной деформации, условных напряжений и перемещений. Параметры модели материала определялись с использованием методических рекомендаций [2].

Далее проводилась апробация разрабатываемых подходов на более сложных конструкциях. Подобные дополнительные исследования необходимы для подтверждения достоверности использования предлагаемых методических рекомендаций при оценке прочностных свойств полнокомплектных несущих конструкций автотранспортных средств. С этой целью были проведены испытания на трехточечный изгиб балок прямоугольного сечения 60x40x3 ГОСТ 8645-68, изготовленных из стали 20, с последующим компьютерным моделированием испытаний.

По результатам экспериментальных и расчетных исследований получены зависимости усилий на штоке гидроцилиндра от его перемещения в процессе деформирования балок. Для учета технологии изготовления труб, в частности, эффекта упрочнения материала в углах труб, использовался условный предел текучести для всей балки [2].

При подготовке компьютерной модели силовой структуры автобуса использовались методические рекомендации [3]. Процесс подготовки компьютерных моделей, расчет и анализ результатов выполнены в программах ANSYS LS-DYNA и LS-PrePost. Конструкторская твердотельная CAD-модель исследуемых конструкций автобуса была разделена на основные сборочные единицы: каркас, рама, при наличии, колеса, узлы и агрегаты. Поскольку каркас автобуса в целом изготавливается из балок, то для создания конечно-элементной модели проводилось преобразование имеющейся объемной конструкторской геометрической модели каркаса в оболочечную.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»



а)



б)

Рисунок 1 – Деформации каркаса:

а – натурные испытания, б – виртуальные испытания

Модели узлов и агрегатов, воспроизводящих массо-инерционные характеристики, создавались объемными телами, а пассажиры моделировались твердотельными балластами. Кинематические, энергетические и массо-инерционные характеристики определялись аналитическим методом и непосредственно в программных пакетах, в которых проводилась подготовка компьютерной модели.

На рисунке 1 представлен общий вид автобуса, включая элементы его структуры, после натуральных и виртуальных испытаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемые методические рекомендации позволяют реализовать процедуру расчетной оценки прочности кузовов автобусов при опрокидывании с учетом реальных процессов упруго-пластического деформирования силовой конструкции. Высокая точность оценки достигается за счет идентификации параметров моделей материала и верификационных расчетов отдельных элементов конструкции. Рекомендуемые подходы к моделированию силовой структуры позволяют сократить время подготовки модели и суммарное время расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила ЕЭК ООН №66(02) / Пересмотр 1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

их силовой структуры. Комитет по внутреннему транспорту ЕЭК ООН. – Введ. 03.09.97, посл. измен. 09.11.05 – Минск: Госстандарт: БелГИСС, 2006. – 74 с.

2. Омелюсик, А.В. Определение параметров полилинейной модели материала и моделирование пластического деформирования балочных конструкций машин // А.В. Омелюсик, А.В. Шмелев, А.Г. Кононов, А.В. Рубцов / Механика машин, механизмов и материалов, 2017 г., с. 19–27

3. Омелюсик, А.В. Методические рекомендации по подготовке компьютерной модели автобуса для расчетной оценки силовой структуры на соответствие нормативным требованиям безопасности // А.В. Омелюсик, А.В. Шмелев / Сборник научных трудов: Актуальные вопросы машиноведения, 2018 г., с. 105–111

Представлено 22.04.2019

УДК 629.1

ИМИТАЦИОННЫЕ МОДЕЛИ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ
С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ В ПАКЕТЕ
IMAGINE.LAB AMESIM

IMITATION MODELS OF TRANSITIONS OF CARS WITH
ELECTRIC DRIVE IN IMAGINE.LAB AMESIM SOFTWARE

С.А. Сидоров, канд. техн. наук, О.А. Сонич, Ю.В. Курильчик
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

S. Sidarau, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
O. Sonich, Y. Kurilchik

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Предложены модели для определения динамических нагрузок в элементах трансмиссий легковых автомобилей с электрической силовой установкой при движении на различных режимах и в различных дорожных условиях. Модели разработаны в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim.

Abstract. The models for determining the dynamic loads in the transmissions elements of passenger cars with electric power point while driving in various modes and in various road conditions are proposed. Models are developed in the LMS Imagine.Lab AMESim software package.

Ключевые слова: легковой автомобиль, трансмиссия, электрический привод, моделирование, динамические нагрузки.

Key words: passenger car, transmission, electric drive, modeling, dynamic loads.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время автомобили с электрической силовой установкой получают все большее распространение. Наличие электродвигателя, и в частности особенности его скоростной характеристики, оказывают нагружающее воздействие на детали трансмиссии, отличающееся от аналогичного воздействия для автомобилей с двигателем внутреннего сгорания. Исследование нагрузок, возникающих в деталях трансмиссии, в частности механическом редукторе, дифференциале и полуосях, являются актуальной задачей. Проведение таких исследований крайне затруднительно, а иногда и неосуществимо, без использования пакетов компьютерного моделирования, позволяющих в достаточно короткий срок провести все необходимые расчеты.

Работниками кафедры «Автомобили» и НИИЛ транспортных средств филиала БНТУ «Научно-исследовательский политехнический институт» разработаны имитационные модели, приведенные на рисунках 1 и 2, позволяющие проводить исследования нагрузок, возникающих в элементах трансмиссий переднеприводного и заднеприводного легковых автомобилей с электрической силовой установкой. Модели разработаны в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim.

Преимуществами данного пакета является достаточно обширная библиотека встроенных компонентов, представляющих модели узлов и агрегатов машин, что позволяет быстро создавать и рассчитывать поведение сложных мехатронных систем, возможность создания интуитивно понятного эскиза модели с помощью интерактивного графического интерфейса, а также возможность взаимодействия с другими программами, например, MATLAB Simulink.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

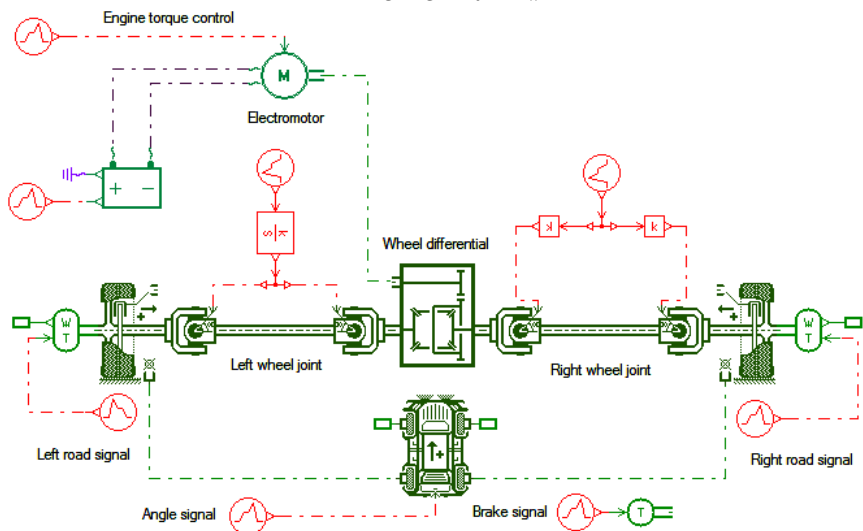


Рисунок 1 – Схема модели для определения нагрузок в трансмиссии заднеприводного легкового автомобиля с электрической силовой установкой

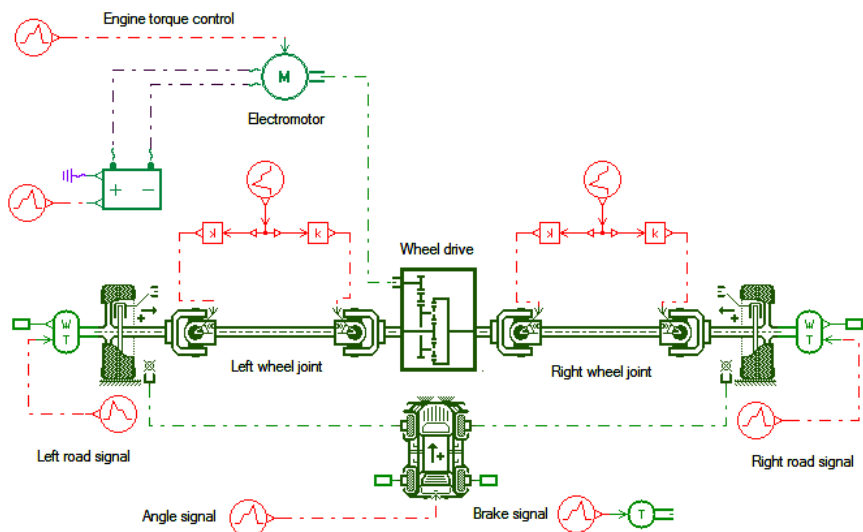


Рисунок 2 – Схема модели для определения нагрузок в трансмиссии переднеприводного легкового автомобиля с электрической силовой установкой

Данные модели включают подмодели аккумуляторной батареи, электрического двигателя, редуктора передних или задних ведущих колес с межосевым дифференциалом, полуосей с карданными шарнирами равных угловых скоростей, шин в контакте с опорной поверхностью, нагрузки от веса автомобиля, тормозной системы.

Подмодель аккумуляторной батареи из специализированной библиотеки IFR Drive характеризует источник напряжения с постоянным напряжением на электродах и внутренним сопротивлением. Внутренние параметры подмодели позволяют учитывать номинальную мощность, емкость, степень заряда, количество ячеек в батарее. Тепловые и химические процессы при этом не учитываются.

Подмодель электродвигателя представляет собой статическую энергетическую модель электродвигателя/генератора и его преобразователя, использующую файлы данных для определения ограниченного крутящего момента и потери мощности. Выходными параметрами подмодели являются крутящий момент и частота вращения вала. Подмодель позволяет реализовывать различные законы управления изменением крутящего момента.

Редуктор привода ведущих колес с цилиндрическими зубчатыми колесами и межосевым дифференциалом моделируется с использованием стандартных элементов библиотеки Powertrain. Внутренние параметры подмоделей учитывают кинематические передаточные отношения, инерционные, упругие и диссипативные характеристики. Модель полуосей включает подмодели карданного шарнира и позволяет учесть угол складывания и податливость.

Подмодель шины в контакте с дорогой, входящая в библиотеку Powertrain, учитывает инерцию колеса, вертикальную нагрузку от веса колесной машины, изменяющуюся при изменении угла подъема/спуска, а также позволяет отдельно учитывать момент сопротивления и тормозной момент.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанные модели позволяют провести исследования нагрузок, возникающих в трансмиссиях легковых автомобилей с электрической силовой установкой, и могут быть достаточно легко модифицированы и доработаны с учетом конкретных задач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Микулик, Н.А. Основы теории динамических систем транспортных средств: монография / Н.А. Микулик. – Мн.: БНТУ, 2007. – 218 с.
2. Сазонов, И.С. Динамика колесных машин / И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев: Беларус.-Рос. Ун-т, 2006. – 462 с.
3. Гимадиев, А. Г. LMS Imagine.Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков; - Электрон. текстовые и граф. дан. (4,8 Мбайт). – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014.

Представлено 21.05.2019

УДК 629.33.65:006

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ХАРАКТЕРИСТИК СОВРЕМЕННЫХ
КОММЕРЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ И ЭЛЕКТРОТЯГАЧЕЙ
КАТЕГОРИИ N₃
TO THE QUESTION OF EVALUATION OF CHARACTERISTICS
MODERN COMMERCIAL CARS AND ELECTRIC TRUCKS
CATEGORY N₃

Н.Г. Мальцев

Совместное белорусско-российское предприятие «ТЕХНОТОН»,
г. Минск, Республика Беларусь

N.G. Maltsev

Belarusian-Russian joint venture "TECHNOTON",
Minsk, Republic of Belarus

Аннотация: Проведена сравнительная оценка основных характеристик современных коммерческих автомобилей и электротягачей категории N₃, влияющих на их эффективность и конкурентоспособность.

Abstract: A comparative assessment of the main characteristics of modern commercial vehicles and electric trucks category N₃, affecting their efficiency and competitiveness.

Ключевые слова: коммерческий автомобиль, электротягач, эффективность, конкурентоспособность.

Key words: commercial cars, electric trucks, efficiency, competitiveness.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время продолжает распространяться тезис о том, что электромобили, в том числе и коммерческие, наиболее экологичны и эффективны в эксплуатации и что за ними будущее.

При этом, ссылаясь на широко разрекламированный «электрический» седельный тягач Tesla Electric Semi [1, 2] и возможность электрогрузовиков разгоняться до 100 километров в час менее чем за 20

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

секунд, замалчивают или не учитывают целый ряд других важнейших характеристик транспортных средств (ТС), влияющих на их эффективность и конкурентоспособность.

Не учитываются и нормативные требования действующих стандартов и технических регламентов в отношении ТС [3, 4].

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ И КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ КОММЕРЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ

При оценке эффективности и конкурентоспособности ТС рассматривают, как правило, следующие основные характеристики.

1. **Полная или общая масса** (регламентируется стандартами и нормативными документами в зависимости от категории и назначения ТС).

2. **Собственная или снаряженная масса** (определяется конструкцией и исполнением узлов и агрегатов).

3. **Грузоподъемность** при максимально допустимой осевой нагрузке (определяется колесной формулой, размерностью и грузоподъемностью шин).

4. **Габаритные размеры** (регламентируются стандартами и нормативными документами в зависимости от категории ТС).

5. **Маневренность, радиус поворота** (определяется колесной базой и углом поворота управляемых колес).

6. **Возможность преодолевать бордюры и неровности дороги** (определяется углами свеса, клиренсом и колесной базой).

7. **Запас хода** (определяется удельным расходом и массой энергоносителя).

8. **Энергоэффективность** (определяется расходом энергоносителя на единицу транспортной работы).

9. **Производительность** (определяется отношением возможной транспортной работы в тонно-километрах / за рабочий день, неделю, месяц, год).

10. **Ожидаемый срок окупаемости** (определяется интервалом времени, за который инвестиции, вложенные в проект, окупят себя в полном объеме).

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

11. Уровень экологичности (определяется нормативными требованиями технического регламента, действующего в конкретной стране или регионе).

В мировой практике, в качестве коммерческих автомобилей, в частности для магистральных и региональных перевозок грузов, используются, как правило, грузовые автомобили и седельные тягачи категории N3 с колесной формулой 4x2, 6x4 или 6x2 и автопоезда на их базе.

При этом учитывается, что, в большинстве стран, допустимая осевая нагрузка на одну ось ТС ограничивается национальными стандартами и не должна превышать 10 тонн. Кроме того, полная масса ТС категории N3, согласно требований [3] и международных технических регламентов [4], не должна превышать 18 тонн для 2-х осных ТС с колесной формулой 4x2 и 26 тонн для 3-х осных 6x4 или 6x2, а технически допустимая грузоподъемность выпускаемых и применяемых шин необходимой размерности не более 3650 – 3750 кг.

На рисунках 1 и 2 приведены основные характеристики современных 2-х и 3-х осных коммерческих автомобилей – тягачей Европейских производителей с дизельными двигателями.

На рисунке 3 приведены результаты сравнительной оценки геометрических параметров 3-х осного «электрического» седельного тягача Tesla Electric Semi и Европейского дизельного аналога 6x4, геометрические параметры и характеристики которого известны и показаны на рисунке 2.

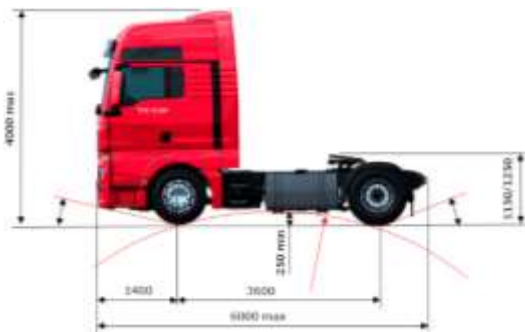


Рисунок 1 – Основные геометрические параметры и характеристики современного европейского автомобиля-тягача 4x2 с дизельным двигателем

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Собственная масса снаряженного тягача 7200–7800 кг (в зависимости от модели и комплектации). Допустимая осевая нагрузка от колес передней оси – 7300/7500 кг, от колес заднего моста – 10000/11500 кг.

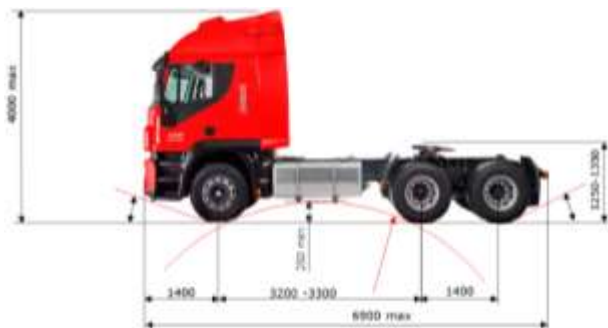


Рисунок 2 – Основные геометрические параметры и характеристики современных 3-х осных дизельных автомобилей-тягачей 6x4

Собственная масса снаряженного тягача около 8200–8700 кг (в зависимости от модели и комплектации). Допустимая осевая нагрузка от колес передней оси – 7300/7500 кг, от колес задней тележки - 19000/23000 кг.

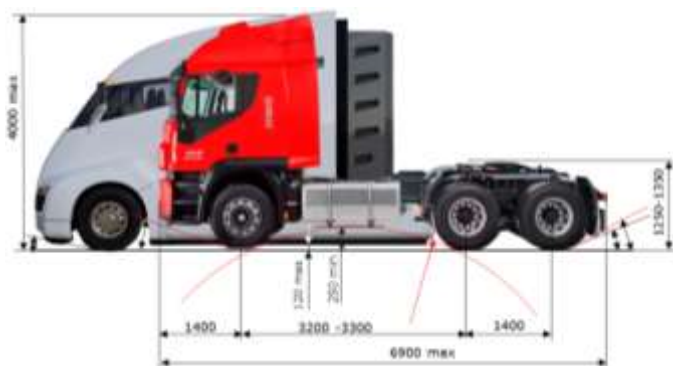


Рисунок 3 – Сравнительная оценка геометрических параметров 3-х осного «электрического» седельного тягача Tesla Electric Semi и Европейского дизельного аналога 6x4

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Поскольку данные о геометрических параметрах и массе «электрического» седельного тягача Tesla Electric Semi в источниках производителя и других источниках [1, 2] не приводятся, оценка проведена путем наложения изображений объектов и визуального сравнения параметров с типичным дизельным аналогом 6x4 Европейского производителя, исходя из их очевидных идентичных признаков - колесной формулы и размера шин, которые косвенно характеризуют регламентированную нормативными требованиями [3, 4], полную массу ТС и предельно допустимую осевую нагрузку.

Как видно из рисунка 3, широко разрекламированный в СМИ «электрический» седельный тягач Tesla Electric Semi по своим геометрическим параметрам (габаритной длине, колесной базе, клиренсу, углам свеса), а, следовательно, и по таким характеристикам как маневренность, радиус поворота, возможность преодолевать неровности дороги и т.д., не сможет конкурировать с дизельными тягачами категории N₃ Европейских производителей [5].

Таким образом, можно сделать вывод, что широко разрекламированный в 2017 году [1, 2] «электрический» тягач Tesla Electric Semi, с якобы великолепными и недостижимыми для дизельных грузовиков характеристиками, – это в большей степени шумный PR-проект Илона Маска, чем и конкурентоспособный коммерческий грузовик для реальных условий эксплуатации.

Тем не менее, меньше чем через год, на главном мировом событии в мире коммерческой техники – Международной автомобильной выставке IAA «Nutzfahrzeuge» в Ганновере-2018 – сразу несколько весьма авторитетных производителей показали электрогрузовики.

Только у Daimler таких было несколько. Причем Daimler презентовал не только малотоннажные электрические фургоны, но и более тяжелый электрический грузовик категории N₃ Mercedes-Benz eActros 18eeL с заявленным запасом хода до 200 км.

Свои грузовики на электротяге с примерно таким же заявленным запасом хода представили также компании MAN, DAF Trucks и др.

Следует отметить, что Европейские производители, в отличие от Tesla Semi Илона Маска, представили свои электрогрузовики катего-

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

рии N₃ с характеристиками, которые, по крайней мере, не противоречат требованиям технических регламентов в части габаритных размеров и весовых.

Попробуем проанализировать, насколько же они эффективны и конкурентоспособны в сравнении с дизельными аналогами.

Возьмем, к примеру, электротягач Mercedes-Benz eActros 18eeL и сравним его характеристики с серийным дизельным собратом Mercedes Actros-1841. Цифра 18 в обозначении модели говорит о том, что эти автомобили одной весовой категории (N₃) с допустимой полной массой 18 тонн (собственная масса + масса перевозимого груза из расчета допустимой осевой нагрузки). При этом, как следует из информации [6], электрогрузовик имеет запас хода до 200 км из-за аккумуляторов, обеспечивающих этот запас хода и уступает своему дизельному собрату по грузоподъемности 2,1 тонны.

С одной стороны, это говорит о том, что собственная масса электрогрузовика Mercedes-Benz eActros, на 2,1 тонны больше, чем дизельного аналога именно за счет массы энергоносителя, обеспечивающего запас хода до 200 км. Следовательно, серийный дизельный аналог Mercedes Actros-1841 может перевозить на 2,1 тонны больше полезного груза из условия такой же общей массы. При этом, при штатном 560-литровом топливном баке и среднем путевом расходе топлива 35 л/100 км, обеспечивая запас хода до 1600 км (т.е. в 8 раз больше!) в составе автопоезда общей массой 38–40 тонн и совершая большую транспортную работу примерно на 3360 т·км.

С другой стороны, из расчета равного запаса хода до 200 км, дизельному аналогу достаточно иметь топливный бак объемом всего 70 литров с соответствующим уменьшением собственной массы на 490 кг $[(560 \text{ л} - 70 \text{ л}) \cdot 0,84 \text{ кг/дм}^3]$ и, соответственно, возможным увеличением грузоподъемности на такую же величину. То есть, в аналогичных условиях, дневная производительность дизельного Mercedes Actros-1841 будет больше на 518 т·км/день $(2,1 \text{ т} \cdot 200 \text{ км} + 0,49 \text{ т} \cdot 200 \text{ км})$ чем электрогрузовика Mercedes-Benz eActros 18eeL.

Аналогичные показатели по производительности будут и у электрогрузовиков такой же весовой категории других автопроизводителей (MAN, DAF, Volvo и т.д.). Соответственно, срок их окупаемости, даже не учитывая начальную стоимость, будет значительно выше,

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

чем дизельных аналогов, а реальная эффективность в эксплуатации значительно ниже.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. По основным технико-экономическим характеристикам, возможной производительности и эффективности современные электрические коммерческие автомобили и электротягачи категории N3 существенно уступают серийным дизельным аналогам.

2. Полностью электрическими могут быть развозные коммерческие автомобили, а также коммунальная техника (мусоровозы, пылесосы и т.п.), с ограниченным дневным пробегом до 150 км и ограниченной скоростью до 60–70 км/ч. Однако это не означает, что их эффективность будет выше, чем эффективность автомобилей с двигателями внутреннего сгорания: главная задача такой техники – решить не экологическую проблему в целом, а проблему загазованности того или иного мегаполиса.

ЛИТЕРАТУРА

1. <https://www.tesla.com/semi>.
2. <https://tesla-automobile.ru/tesla-semi/>.
3. ГОСТ 21398-89 – Автомобили грузовые. Общие технические требования.
4. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» (ТР ТС 018/2011).
5. Мальцев Н.Г. К вопросу экологичности электромобилей и создания конкурентоспособных автопоездов для магистральных перевозок в ближайшей перспективе / Н.Г. Мальцев // Автомобилие и тракторостроение: материалы Международной научно-практической конференции / Белорусский национальный технический университет; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск: БНТУ, 2018. – Т. 1. – С. 81–92.
6. <https://autoreview.ru/articles/e-actros/e-actros>.

Представлено 25.04.2019

УДК 629.113

ВСЕМИРНАЯ СОГЛАСОВАННАЯ ПРОЦЕДУРА ИСПЫТАНИЯ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ МАЛОЙ
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (WLTP)
WORLDWIDE HARMONIZED LIGHT VEHICLES TEST
PROCEDURES (WLTP)

А.О. Корпач, канд. техн. наук, проф.,

О.А. Корпач, канд. техн. наук, доц.,

Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

A.O. Korpach, Ph.D. in Engineering, Professor,

O.A. Korpach, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

National Transport university, Kyiv, Ukraine

Аннотация. Проанализировано Всемирную согласованную процедуру испытаний транспортных средств малой грузоподъемности (WLTP). Определены классы транспортных средств и характеристики ездовых циклов, которые им соответствуют.

Abstract. Worldwide harmonized light vehicles test procedure (WLTP) has been analyzed. The classes of vehicles and the characteristics of their driving cycles are defined.

Ключевые слова: ездовой цикл, испытание, топливная экономичность, выбросы в окружающую среду.

Key words: driving cycle, test, fuel efficiency, emission.

ВВЕДЕНИЕ

Определение показателей топливной экономичности и уровней выбросов с отработавшими газами позволяет осуществить обоснованный выбор подвижного состава автомобильного транспорта и обеспечить минимальные затраты при его эксплуатации. Для этого используют ездовые циклы – зависимости скорости движения автомобиля от времени, которые имитируют условия движения, приближенные к реальным.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Среди большого количества разнообразных циклов, в частности европейского NEDC (New European Driving Cycle), американского EPA Federal Test (FTP-75), японский JC08 и др., особенного внимания заслуживает глобальный ездовой цикл WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles) и комплекс измерительных процедур WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures), разработанные в консорциуме стран Европейского союза, Японии, Китая, Индии, Южной Кореи и США под эгидой ООН.

Всемирная согласованная процедура испытаний транспортных средств малой грузоподъемности (WLTP) используется для определения показателей топливной экономичности и уровней выбросов автомобилей категорий M1 и N1. Она включает несколько тестовых циклов WLTC, которые используются для проведения испытаний транспортных средств полной массой до 3500 кг. Выбор цикла зависит от соотношения номинальной мощности транспортного средства и его массы в снаряженном состоянии минус 75 кг P_{mr} (Вт/кг), а также от его максимальной скорости движения. Всего выделяют три класса транспортных средств. В классе 1 соотношение мощности и массы в снаряженном состоянии минус 75 кг составляет $P_{mr} \leq 22$ Вт/кг. В классе 2 соотношение $22 < P_{mr} \leq 34$ Вт/кг. У транспортных средств класса 3 соотношение $P_{mr} > 34$ Вт/кг. Такое разделение связано с необходимостью учитывать особенности автомобильных рынков развивающихся стран со значительной долей дешевых и маломощных транспортных средств. Однако, для большинства стран актуальным являться только Класс 3 и два его подкласса 3a (макс. скорость до 120 км/час) и 3b (макс. скорость более 120 км/час) [1].

Цикл WLTC для класса 3 состоит из четырех фаз: низкой Low, средней Medium, высокой High и очень высокой скорости Extra High. Время выполнения цикла для класса 3b составляет 1800 с, длина маршрута 23266 м, максимальная скорость 131,3 км/ч, максимальное ускорение 1,58 м/с², средняя скорость 46,5 км/ч, судьба остановок 13,4% [1, 2].

Циклы для всех классов являются динамичными и скоростными, имеют небольшие периоды остановок и движения в установившихся режимах. При невозможности выполнения транспортным средством

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

цикла, соответствующего его классу, предполагается модификация цикла.

Программа WLTP предусматривает проведение испытаний в лабораторных условиях на стенде с беговыми барабанами. Предшествовать этому должны дорожные испытания с целью определения параметров транспортного средства, влияющие на сопротивление движению, в частности, сопротивление качению, аэродинамическое сопротивление, и т.п. Кроме того, строго регламентируется соответствие этих параметров транспортным средствам определенных семейств, с целью исключения возможности проведения испытаний автомобилей в комплектациях с наименьшей массой, шинами с низким сопротивлением качению, наличием дополнительных аэродинамических устройств и т.п.

Особое внимание уделяется безопасности электронных систем автомобиля с целью исключения возможности изменения их конструкции, перепрограммирования, калибровки, особенно тех, которые отвечают за контроль выбросов. Съёмные элементы систем должны быть герметизированы, помещены в опломбированный кожух или защищены электронными алгоритмами и не должны поддаваться изменению.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате внедрения новой процедуры испытаний WLTP ожидается, что данные о расходе топлива и уровнях выбросов в окружающую среду транспортными средствами станут более реалистичными и позволят объективно сравнивать различные автомобили.

ЛИТЕРАТУРА

1. United Nations Global Technical Regulation No. 15. Amendment 4. Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures (WLTP) / United Nations Economic Commission for Europe // ECE/TRANS/180/Add.15/Amend.4. – 2018. – 362 p.

2. Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>.

Представлено 25.04.2019

УДК629.014.8-235

МОДЕЛЬ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИИ С ДВОЙНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТОЙ
GEAR SHIFT PROCESS MODEL OF HYDROMECHANICAL
TRANSMISSION WITH DOUBLE FRICTION CLUTCH

Д.С. Белабенко¹, В.Б. Альгин², д-р. техн. наук, проф.,

¹Минский завод колесных тягачей, г. Минск, Республика Беларусь

²Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

D. Belabenko¹, V. Algin², Doctor of technical Sciences, Professor,

¹Minsk wheel tractor plant, Minsk, Belarus

²The Joint Institute of Mechanical Engineering NASB, Minsk, Belarus

Аннотация. Разработана динамическая схема и математическая модель для моделирования переходных процессов в трансмиссии автомобиля с гидромеханической передачей, содержащей блок из двух фрикционных муфт. Адекватность модели проверена сравнением результатов моделирования и эксперимента.

Abstract. The dynamic scheme and mathematical model for simulation of gear shift processes in the transmission of a car with a hydromechanical transmission, containing a block of two friction clutches, are developed. The correctness of the model is verified by comparing the results of simulation and experiment.

Ключевые слова: математическая модель, динамическая схема, моделирование, гидромеханическая передача.

Key words: mathematical model, dynamic scheme, modeling, hydro-mechanical transmission.

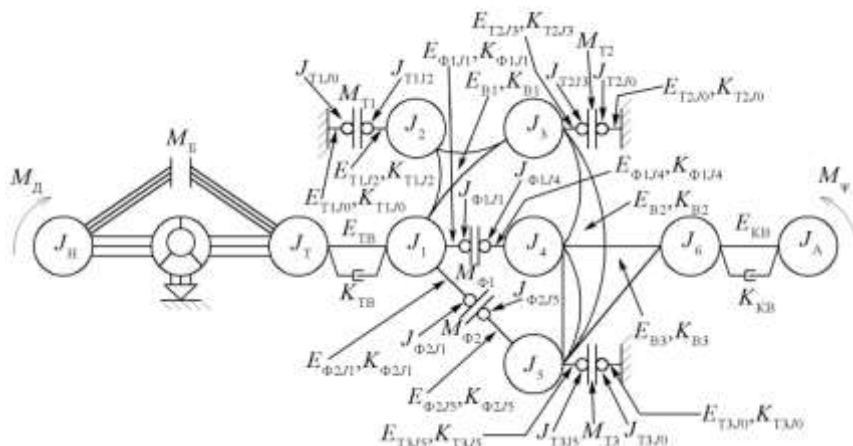
ВВЕДЕНИЕ

Вопросы построения динамических схем и моделирования технических систем в научной литературе описаны достаточно подробно. В большинстве случаев при исследовании переходных процессов в трансмиссии автомобиля процессы в гидроприводе элементов управления (ЭУ) не рассматривают. Вместе с тем, на отдельных режимах

движения, как показано в [1], требуется учет поведения гидропривода. В статье рассмотрен один из таких режимов – переключение передач при использовании ЭУ, входящих в двойную фрикционную муфту (ДФМ).

ДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА

С целью моделирования переходных процессов в гидромеханической передаче (ГМП) МЗКТ-4361 разработана динамическая схема трансмиссии автомобиля, представленная на рисунке 1. Кинематическая схема ГМП приведена в [1].



M – крутящие моменты; J – моменты инерции; E – податливость упругих звеньев;
 K – коэффициент демпфирования упругих звеньев

Рисунок 1 – Динамическая схема трансмиссии автомобиля с ГМП

При разработке динамической схемы учтены положения концепции регулярных механических систем [2], и применена операция нормализации, которая позволяет использовать простой способ для вычисления внутренних крутящих моментов, замкнутых ЭУ в процессе моделирования [3].

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений вида:

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} = f(M, u, \lambda) \quad (1)$$

где J – момент инерции сосредоточенной массы; φ – угловое перемещение сосредоточенной массы; t – время моделирования; M – крутящие моменты: двигателя, сопротивления, деформации упругих звеньев, фрикционных ЭУ; u – передаточные числа зубчатых механизмов, λ – индикаторы состояния фрикционов.

Крутящие моменты ЭУ вычисляются по рекомендациям [4] следующим образом:

$$\begin{aligned} M_{\Phi 1} &= (1 - \lambda_{\Phi 1}) \cdot M_{3\Phi 1} + \lambda_{\Phi 1} \cdot M_{C\Phi 1} \\ M_{\Phi 2} &= (1 - \lambda_{\Phi 2}) \cdot M_{3\Phi 2} + \lambda_{\Phi 2} \cdot M_{C\Phi 2} \\ M_{T1} &= (1 - \lambda_{T1}) \cdot M_{3T1} + \lambda_{T1} \cdot M_{CT1} \end{aligned} \quad (2)$$

где $\lambda_{\Phi 1}$, $\lambda_{\Phi 2}$, λ_{T1} – описывают состояние фрикционов Φ_1 , Φ_2 и T_1 соответственно, принимают значение «1» при скольжении фрикционных дисков, «0» – при замыкании фрикциона; $M_{3\Phi 1}$, $M_{3\Phi 2}$, $M_{3\Phi 3}$ – внутренние крутящие моменты фрикционов в замкнутом состоянии; $M_{C\Phi 1}$, $M_{C\Phi 2}$, $M_{C\Phi 3}$ – моменты трения фрикционов в разомкнутом состоянии.

Уравнения гидравлики и механики решаются в общей системе в процессе моделирования. Модель гидропривода учитывает сопротивление гидравлических магистралей и сжимаемость рабочей жидкости. При этом кроме жесткости отжимных пружин, учитывается жесткость фрикционных и упорного диска, что позволяет использовать универсальные уравнения, которые не изменяются для всех положений поршня фрикциона.

Пример математической модели гидропривода для случая переключения с третьей на четвертую передачу описан в [5]. Работа гидропривода ЭУ отличается особенностями, связанными с наличием ДФМ [5, 6]. Сравнение результатов моделирования и эксперимента показало, что они сопоставимы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная математическая модель трансмиссии отражает процессы в ГМП, представленной нормализованной динамической

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

схемой, взаимодействующей с моделью гидропривода, что позволяет обрабатывать процесс управления, выявлять и оценивать последствия изменений его параметров.

Математическая модель содержит универсальные дифференциальные и алгебраические уравнения, которые не изменяются для всех этапов включения/выключения фрикциона и смежных передач в ГМП за счет использования индикаторов состояния (движение/останов) поршня ЭУ (применено впервые) и состояния фрикциона (замкнут/разомкнут).

ЛИТЕРАТУРА

1. Балабенко, Д.С. Определение силовой нагруженности трансмиссии при трогании специального колесного шасси с гидромеханической передачей / Д.С. Балабенко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – Вып. 7. – С. 15–21.

2. Альгин, В.Б. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В.Б. Альгин [и др.]; под общ.ред. В.Б. Альгина, В.Е. Старжинского. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 406 с.

3. Algin, V. Models and approaches in design and diagnostics of vehicles planetary transmissions[Electronic resource] / Algin V., Ishin M., Paddubka S. // IOP Conf. Ser: Mater. Sci. Eng. – 393 012042. – P. 1–10. – Mode of access: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/393/1/012042/pdf>. – Date of access: 10.11.2018.

4. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.

5. Балабенко, Д.С. Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии/ Д.С. Балабенко // Механика машин, механизмов и материалов, 2019. – № 1. – С. 19–29.

6. Николаев, Ю.И. Особенности конструкции и расчета двойной фрикционной муфты планетарной коробки передач / Ю.И. Николаев, В.С. Гринюк, С.Г. Стаскевич, С.Н. Поддубко // Механика машин, механизмов и материалов, 2009. – Вып. 1. – С. 41–43.

Представлено 08.05.2019

УДК 629.03

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОМОЩИ ТРОГАНИЮ
ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА БАЗЕ ПЛАТФОРМЫ AMESIM
MODELING OF TRUCK HILL START ASSIST SYSTEM BASED
ON AMESIM PLATFORM

Ле Ван Нгиа¹, маг., Нгуен Чонг Хоан², канд. техн. наук, доц.,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

²Университет Ханоя техники и науки, г. Ханой, Вьетнам

Le Van Nghia¹, Master of technical Sciences,

Nguyen Trong Hoan², PhD, Assoc. Professor.,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

²Hanoi university of science and technology, Hanoi, Vietnam

Аннотация. В работе приводится принципиальная схема системы помощи троганию (СПТ) на подъеме грузового автомобиля, а также моделирование СПТ на базе платформы AMESim для анализа переходных процессов при трогании автомобиля с места на подъеме.

Abstract. This report shows the principle schema of a hill start assist (HSA) system for trucks, as well as the modeling on the AMESim platform of HSA system for transient process analyzing when starting up truck on hill.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, система помощи троганию, моделирование, AMESim.

Key words: truck, hill start assist system, simulation, AMESim.

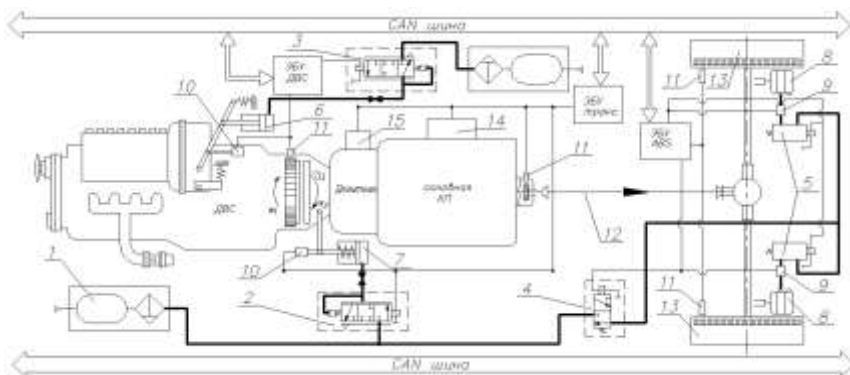
ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время все большее развитие получает тенденция по автоматизации основных рабочих процессов автомобиля с целью снижения утомляемости водителя, повышения эксплуатационных свойств и безопасности движения автотранспортных средств. Одной из весомых стадий при управлении грузовым автомобилем является трогание на подъеме. Поэтому задачи автоматизации работы системы управления силовым агрегатом с функцией трогания с места на подъеме являются актуальными. В данной работе приведено мо-

делирование СПТ грузового автомобиля в AMESim для анализа переходных процессов и предсказания комплексного функционирования интеллектуальных систем на ранних стадиях проектирования.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Объектом исследования является грузовой автомобиль КамАЗ-5320 полной массой 20 т, включающий дизельный двигатель КамАЗ-740, сухое фрикционное сцепление (СЦ) и механическую 10-ступенчатую КП КамАЗ-14 с двухступенчатым делителем [1, с. 276]. В отличие от штатной конструкции, ДВС, СЦ, КП с делителем имеют электропневматический привод со своим исполнительным механизмом (ИМ) и управляются автоматически от ЭБУ. Управление давлением в тормозной камере при трогании грузового автомобиля с места происходит автоматически путем подачи сигнала на электромагнитные клапаны (ЭМК) пневматического модулятора АБС. Подробное описание мехатронной системы управления силовым агрегатом и тормозом грузового автомобиля и их алгоритм работы приведены в работах [1, 2].



1 – питающая часть пневмопривода; 2, 3 – пропорциональный ЭМК управления соответственно СЦ и ДВС; 4 – ЭМК тормозной системы; 5 – пневматический модулятор; 6, 7, 14 и 15 – ИМ соответственно ДВС, СЦ, КП и делителя; 8 – тормозная камера; 9 – датчик давления; 10 – датчик перемещения; 11 – датчик частоты вращения; 12 – карданный вал; 13 – ведущие колеса;
Рисунок 1 – Принципиальная схема мехатронной системы управления силовым агрегатом и тормозом грузового автомобиля КамАЗ-5320

Моделирование СПТ выполнено на базе платформы AMESim, позволяющей обрабатывать комплексные алгоритмы управления узлами и агрегатами мобильных машин. Программный пакет AMESim представляет собой платформу одномерного моделирования механических, пневматических, гидравлических, электрических, электронных взаимодействий [3].

Модель СПТ грузового автомобиля в AMESim (рисунок 2) построена по модульному принципу и включает в себя субмодель дизельного двигателя, субмодель механической части трансмиссии и субмодель упрощенного тормозного привода.

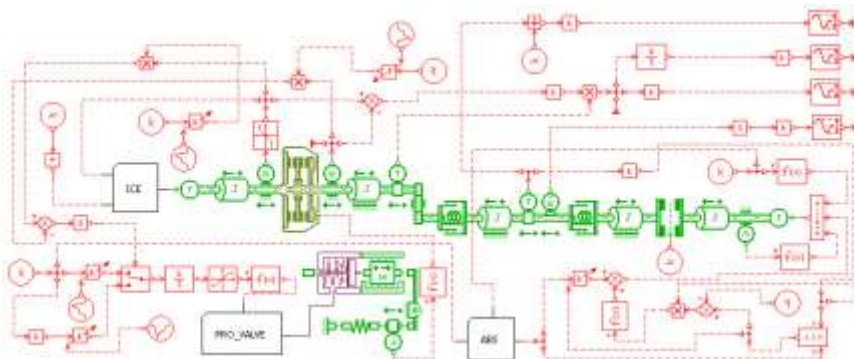
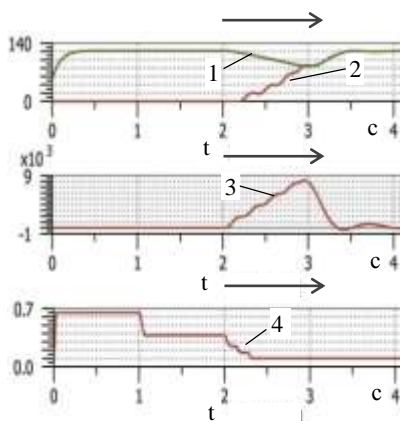


Рисунок 2 – Модель СПТ грузового автомобиля в AMESim

Дизельный двигатель КамАЗ-740.10 (блок ICE) моделируется по внешней скоростной характеристике [1, с. 109]. При моделировании механической части мехатронной системы управления силовым агрегатом используется традиционный метод парциальных систем. На основании принципиальной кинематической схемы силового агрегата исследуемого объекта была составлена 5-и массовая упрощенная динамическая система [1]. Механическая часть трансмиссии в модели AMESim идентична динамической модели и имеет аналогичные параметры. Основу аппаратной платформы привода управления сцеплением составляет пропорциональный ЭМК, контролирующий давление сжатого воздуха в рабочей полости силового пневмоцилиндра. Параметры пропорционального ЭМК такие, как индуктивность обмотки, диаметр и ход золотника и т.д. в модели (блок



1 и 2 – угловая скорость соответственно ведущей и ведомой частей СЦ, рад/с; 3 – крутящий момент на карданном валу, Н·м;

4 – давление в тормозной камере, МПа

Рисунок 3 – Результаты моделирования СПТ в AMESim

элементов соответственно равны $13,5 \text{ Дж/см}^2$ и $25,1 \text{ Вт/см}^2$, коэффициент динамических нагрузок равен 1,74 и наибольшее значение производной продольного ускорения автомобиля равно $19,5 \text{ м/с}^3$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенная модель СПТ грузового автомобиля в AMESim позволяет проанализировать переходные процессы при трогании на подъеме и предсказать комплексное функционирование мехатронных систем на ранних стадиях проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кусяк В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов / Кусяк В.А., Руктешель О.С. – Минск: БНТУ, 2015. – 295 с.

2. Ле Ван Нгиа Управление пневматическим модулятором АБС при трогании грузового автомобиля с места на подъеме без отката в

PRO_VALVE) полностью соответствуют параметрам оригинала. При моделировании в программном пакете AMESim, пневматический модулятор АБС представлен в упрощенном виде с двумя ЭМК, работающими только на ON/OFF режиме (блок ABS) [2].

Результаты моделирование СПТ при трогании на подъеме 10 % полностью груженого грузового автомобиля представлены на рисунке 3. При этом оценочные показатели переходного процесса находятся в рекомендуемых пределах и составляют: удельная работа и мощность буксования фрикционных

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

автоматическом режиме работы силового агрегата / Ле Ван Нгиа // Механика машин, механизмов и материалов. – 2018. – № 2. – С. 31– 38.

3. Imagine.Lab AMESim: User manual version 4.1 // LMS Company Ltd, Germany, 2003. – P. 267.

Представлено 28.04.2019

УДК 629.114.2

СОЗДАНИЕ МОДЕЛИ ПОВЕДЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ
CREATION OF DRIVER MODEL USING MACHINE
LEARNING TECHNIQUES

Р.А. Семенов,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

R. Siamionau,

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Синтез комплексной компьютерной модели поведения водителя автомобиля, включающей в себя управляющий контур, основанный на ПИД регуляторе, и корректирующий контур, в котором используется обученная на эксплуатационных данных искусственная нейронная сеть.

Abstract. Designing of compound computer driver model, consisting of PID controller-based main control loop and auxiliary corrective control circuit that utilizes artificial neural network trained on operational data.

Ключевые слова: моделирование, автомобиль, водитель, синтез.

Keywords: simulation, car, driver, synthesis.

ВВЕДЕНИЕ

Компьютерное моделирование поведения автомобиля подразумевает использование одного из следующих наиболее распространенных управляющих контуров [1, с. 504]: логический; ПИД регулятор; системы нечеткой логики; искусственные нейронные.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Из приведенных контуров управления системы нечеткой логики и искусственные нейронные сети (ИНС) позволяют учитывать при моделировании особенности индивидуального поведения водителя.

СИНТЕЗ КОМПЛЕКСНОЙ МОДЕЛИ ПОВЕДЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Задача синтеза комплексной модели поведения автомобиля состоит в объединении управляющего воздействия логического и основанного на ПИД регуляторах управляющего контура с сигналами управления, генерируемыми ИНС. Целью создания подобной модели является учет при компьютерном моделировании движения автомобиля индивидуальных особенностей поведения водителя.

На рисунке 1 показана схема интеграции ИНС с уже существующей модель поведения водителя.

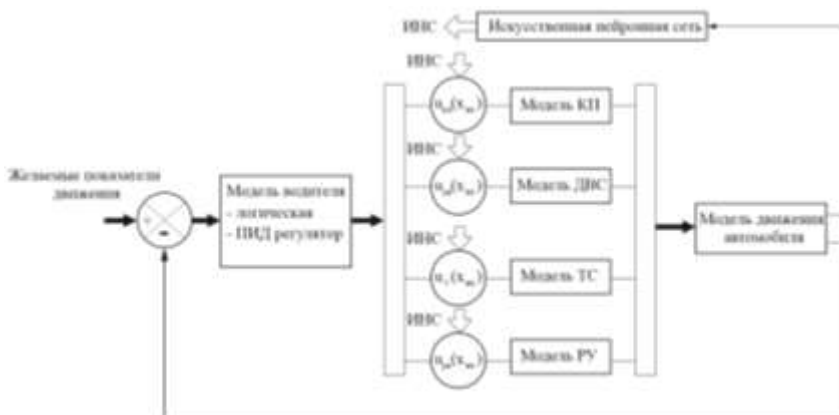


Рисунок 1 – Схема интеграции искусственной нейронной сети в существующий контур управления для модели поведения водителя

Показанная выше схема комплексной модели поведения водителя демонстрирует ключевую особенность данного подхода: необходимость в функциях интеграции управляющих сигналов логических моделей и ИНС.

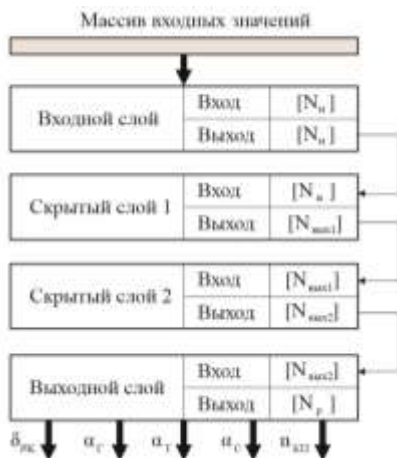
*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Так функции $u_{\text{кп}}(x_{\text{вх}})$, $u_{\text{дв}}(x_{\text{вх}})$, $u_{\text{т}}(x_{\text{вх}})$, $u_{\text{рк}}(x_{\text{вх}})$ предназначены для управляемого комбинирования сигналов, поступающих от логических регуляторов и нейронной сети, в модели управления трансмиссией, двигателем, тормозной системой и рулевым управлением соответственно.

Указанная необходимость обусловлена следующими факторами:

- выходной результат обученные нейронные сети не определен для параметров, находящихся вне множества входных значений обучающих данных [2, с. 298];
- обучение ИНС проводилось на сравнительно небольшом наборе данных и не удалось добиться приемлемой точности для всех допустимых комбинаций входных параметров.

Непосредственно топология использованной в расчетах ИНС приведена на рисунке 2.



$N_{\text{вх}}$ – число входных переменных входного слоя; $N_{\text{вых1}}$ – число выходных переменных слоя 1; $N_{\text{вых2}}$ – число выходных переменных слоя 2; $N_{\text{р}}$ – число результирующих значений; $\delta_{\text{рк}}$ – угол поворота рулевого колеса; $\alpha_{\text{г}}$ – угол нажатия педали газа; $\alpha_{\text{т}}$ – угол нажатия педали тормоза; $\alpha_{\text{с}}$ – угол нажатия педали сцепления; $n_{\text{кп}}$ – номер выбранной передачи;

Рисунок 2 – Топология использованной при моделировании искусственной нейронной сети

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ»

Массив входных значений, показанный на рисунке 2, состоит из показателей движения автомобиля (продольная скорость, угловая скорость, боковое ускорение, продольное ускорение), управляющих воздействий водителя, а также из координат пути автомобиля (использовались глобальные координаты GPS). Данные значения во входном массиве представлены в виде текущих значений, исторических значений за последнюю секунду движения и параметров траектории движения на 50 м вперед.

Создание и обучение ИНС проводилось с использованием библиотеки Keras языка программирования Python, на котором также реализована компьютерная модель движения автомобиля в целом.

Процесс обработки данных для обучения ИНС состоял в следующем:

- фильтрация экспериментальных данных, удаление участков, на которых автомобиль неподвижен, движется в городском потоке или прямолинейно с постоянной скоростью;
- нормализация траектории автомобиля – приведение глобальных координат системы позиционирования к локальным координатам;
- разбиение данных на множества для обучения и проверки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе сбора экспериментальных данных, синтеза и реализации комплексной модели поведения водителя сделаны следующие выводы:

1. Подход к моделированию с использованием комбинации логических управляющих контуров и ИНС позволяет учитывать индивидуальные особенности поведения водителя;

2. Обучение ИНС на основании данных, представляющих зависимость во временной области, является нестандартным методом и требует более детального изучения;

3. Однократный масштабный сбор эксплуатационных данных, обучение ИНС и публикация моделей и тренировочных данных позволит ускорить процесс проектирования и повысить качество автоматизированных систем управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Blundell M., The multibody system approach to vehicle dynamics. 2 ed. / Mike Blundell, Damian Harty, ELSEVIER, 2015, – 756 p.

2. Lin Y., Tang P., Zhang W.J., Yu Q.: Artificial neural network modelling of driver handling behavior in a driver–vehicle–environment system, International Journal of Vehicle Design, Vol. 2, No. 1, pp. 294–316.

Предоставлено: 16.05.2019

УДК 629.017:629.018

СТРАТЕГИЯ РАЗРАБОТКИ МЕТОДОЛОГИЙ СТЕНДОВЫХ
ИСПЫТАНИЙ ПО ПРОВЕРКЕ ПРОЧНОСТИ
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОМПОНЕНТОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ
АВТОМОБИЛЯ НА ЭТАПЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОЕКТА
STRATEGY OF DEVELOPMENT OF THE METHODOLOGIES
FOR STRENGTH AND FATIGUE TESTING OF SUSPENSION
COMPONENTS ON EARLY DESIGN STAGES

В.А. Кулагин, асп., И.А. Назарков, асп.,

А.И. Бокарев канд. техн. наук,

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва, Россия

V. Kulagin, I. Nazarkov, A. Bokarev, Ph.D. in Engineering,

FSUE «NAMI», Moscow, Russia

Аннотация. Проверка прочности и долговечности ходовой части автомобиля на ранних этапах проектирования является обязательной процедурой у всех автопроизводителей перед сборкой первого прототипа. Предлагаются к разработке универсальные методологии стендовой проверки на прочность и долговечность компонентов ходовой части автомобиля.

Abstract. Strength and fatigue proving of suspension on early design stages is a necessary procedure for all car manufacturers before making the first prototype. There are suggested universal methodologies of strength and fatigue stand testing of suspension components.

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

Ключевые слова: прочность, долговечность, усталость, повреждаемость, ходовая часть, методология, нагруженный цикл, стендовые испытания, подвеска, ступичный узел.

Key words: strength, durability, fatigue, damage rate, suspension, methodology, load spectra, stand testing.

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение требуемого срока службы автомобиля является одной из наиболее важных глобальных инженерных задач. Проверка усталостного ресурса, в первую очередь, проводится отдельно для компонентов, электронных и механических систем автомобиля методом стендовых испытаний, а последующим этапом проверяется усталостный ресурс автомобиля в сборе методом проведения дорожных испытаний. Наиболее актуальной задачей является проверка прочности и долговечности ходовой части автомобиля на ранних этапах проектирования. В настоящее время обязательным и классическим подходом всех ведущих автопроизводителей при проектировании автомобиля на этапе технического является применение методологии проверки направляющего аппарата подвески автомобиля и его силовой структуры на многоканальных стендах, а также отдельно применяется методология проверки ступичного узла. [1, 2, 3, 4]. Для реализации данных методологий требуется специальное стендовое оборудование – в качестве примеров на рисунке 1, а приведен 12-канальный стенд для испытания направляющего аппарата подвески и его силовой структуры, на рисунке 1, б приведено стендовое оборудование для испытания ступичного узла с учетом влияния окружающей среды (оба стенда являются результатом совместной инжиниринговой и производственной деятельности компаний «IAMT Prüfsysteme» и «Instron»).

Испытательные стенды позволяют контролировать сигналы отклика, и, таким образом, любое изменение наблюдаемого сигнала, выходящее за рамки допустимого коридора, сигнализирует о возможном отказе.



Рисунок 1. а) – 12 канальный стенд для испытания подвески автомобиля и его силовой структуры, б) – стендовое оборудование для испытания ступичного узла с учетом влияния окружающей среды

Известные методологии проверки ходовой части автомобиля являются научной и коммерческой тайной инжиниринговых компаний, которым удалось их реализовать и успешно применять на практике (например, методология «STAMAS» института прочности «Fraunhofer Institute LBF»). Отечественные ученые и исследователи активно развивают данное направление, однако в связи с отсутствием необходимого стендового оборудования (рисунок 1) результаты многих исследований не нашли практического применения и реализации в виде лабораторных испытаний [5]. На сегодняшний момент испытательная база ФГУП «НАМИ» активно развивается, и приобретение подобного стендового оборудования является краткосрочной стратегией развития ведущего научного центра Российской Федерации. Таким образом, становятся актуальными задачи:

- 1) Разработка универсальной методологии проверки прочности и долговечности направляющего аппарата подвески автомобиля и его силовой структуры на этапе технического проекта.
- 2) Разработка универсальной методологии проверки прочности и долговечности ступичного узла на этапе технического проекта.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЕДЛАГАЕМЫХ МЕТОДОЛОГИЙ

Для реализации обеих методологий требуются статистические данные (сбор показаний с датчиков: как минимум, требуются показания колесных нагрузок, скорости автомобиля, положения педалей

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

тормоза и акселератора) о повседневной эксплуатации автомобилей для определенного региона с учетом особенностей различного стиля вождения. Эти данные в дальнейшем используются при определении процентов эксплуатации автомобиля по различным типам дорог и коэффициентов перехода от повседневной эксплуатации автомобиля к полигонной. При известных данных о процентах эксплуатации автомобиля по различным типам дорог и коэффициентах перехода от повседневной эксплуатации к форсированной полигонной эксплуатации производится деятельность по регистрации сигналов датчиков, характеризующих движение автомобиля на дорогах полигона, для подготовки к стендовым испытаниям. Для качественной подготовки к переходу от форсированной полигонной эксплуатации к стендовым испытаниям общее количество датчиков обычно составляет не менее 128 при сборе статистики (тензодатчики на компонентах, тензоступицы, датчики хода подвесок, датчики ускорений, скорость автомобиля, угловые скорости колес и многое другое). При обработке записанных данных датчиков происходит дальнейшее форсирование цикла нагружения за счёт удаления временных участков движения автомобиля, где повреждаемость незначительная.

Идея универсальности применимости к различным типам автомобиля для обеих методологий реализуется за счет метода «масштабирования» определенной комбинации силовых факторов, полученных экспериментально для опытного автомобиля заданной спецификации, с учетом спецификации на исследуемый автомобиль, возможности корректировки соотношения эксплуатации по различным типам дорог, учетом километража для достижения 100% ресурса, насыщенности специальными событиями и коэффициентами перегрузки автомобиля. Важное преимущество данного подхода заключается в возможности исключения фазы сбора колёсных нагрузок автомобилей-конкурентов или автомобилей предшественников. Методология проверки прочности и долговечности направляющего аппарата подвески подразумевает имитацию непосредственно случайных временных историй нагружения с учетом воспроизведения всех колесных нагрузок (12 компонентов) и трансмиссионного момента (если ось ведущая) в объеме порядка 300 часов на каждый модуль. Методоло-

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

гия по проверке ступичного узла подразумевает дополнительную обработку сигналов по псевдоповреждаемости для полученного масштабированного цикла для приведения случайного сигнала к синусоидальному нагружению изгибающим моментом и учетом вращения в объеме порядка 200 часов на узел.

Полученные данные для проведения стендовых испытаний могут также использоваться для математического моделирования ресурса отдельных компонентов ходовой части автомобиля и прогнозирования их ресурса, а также для формирования требования стендовых ресурсных нагрузочных циклов для отдельных компонентов.

Применимость предлагаемых методологий может быть ограничено распространена на классы автомобилей М1, М2, М3, N1 и N2, однако требуется лабораторная проверка в рамках стратегии реализаций данных методологий.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедрение методологий стендовых испытаний для проверки прочности и долговечности ходовой части автомобиля на этапе технического проекта решает следующие задачи:

1. Повышение информативности результата исследования долговечности и отказов.
2. Сведение к минимуму риска для здоровья инженеров-испытателей на дальнейших стадиях развития проекта.
3. Обеспечение возможности моделирования ресурса отдельных компонентов ходовой части автомобиля и прогнозирования их ресурса на этапе технического проекта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Grubisic V. Determination of Load Spectra for Design and Testing. – D.: LBF – 1994. – 21 с.
2. Halfpenny, Andrew. Methods for Accelerating Dynamic Durability Tests [Текст] / Andrew Halfpenny // 9th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics. – 2006. – 19 с.
3. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. – WS.: Wiley – 2014. – 458 с.

4. Lee Y., Barkey M., Kang H. Metal Fatigue Analysis Handbook. – O.: Elsevier – 2012. – 633 с.

5. Яценко Н.Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей – М.: Машиностроение – 1984. – 328 с.

Представлено: 16.05.2019

УДК 629.113

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ
КАЧЕНИЮ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА
MODELING THE ROLLING RESISTANCE COEFFICIENT
WHEN THE CAR PULLS OFF

С.Н. Шуклинов, д-р. техн. наук, проф.,

В.И. Вербицкий, канд. физ.-мат. наук, доц.,

А.В. Ужва, канд. техн. наук, доц., А.В. Губин, асп.,

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
г. Харьков, Украина

S. Shuklinov, Doctor of technical Sciences, Professor, V. Verbytskiyi,
PhD in Physico-mathematical sciences, Associate professor,

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

A. Gubin, PhD student,

Kharkiv National Automobile and Highway University,
Kharkiv, Ukraine

Аннотация. Построена математическая модель коэффициента сопротивления качению при трогании автомобиля с места. Определены новые зависимости для расчёта коэффициента сопротивления качению колёс ведущей оси транспортного средства в различных фазах начала движения.

Abstract. Mathematical modeling of the rolling resistance coefficient when starting a car is presented. New dependencies have been determined for calculating the rolling resistance coefficient of the wheels of the car axle in different phases of the start.

Ключевые слова: коэффициент, сопротивление качению, моделирование, автомобиль, фаза, начало движения, момент.

Key words: coefficient, rolling resistance, modeling, car, phase, start of movement, moment.

ВВЕДЕНИЕ

Для решения системы уравнений, описывающей динамическое поведение автомобиля при подведении вращающего момента к ведущим колёсам необходимо определить зависимости для расчёта коэффициента сопротивления качению колёс ведущей оси транспортного средства в различных фазах начала движения.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ В РАЗЛИЧНЫХ ФАЗАХ НАЧАЛА ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ПОДЪЁМ

Для определения коэффициента сопротивления качению ведущих колёс найдём элементарную работу сил сопротивления качению ведущих колёс $A_{fв}$ при начале движения автомобиля на подъём как разницу:

$$A_{fв} = A_{кв} - A_{п} \quad (1)$$

где $A_{кв}$ – элементарная энергия, подведенная к ведущему колесу; $A_{п}$ – элементарная полезная работа, совершенная ведущим колесом.

Элементарную энергию, подведенную к ведущему колесу $A_{кв}$, можно представить так:

$$A_{кв} = M_{к} \cdot \delta\varphi_{кв} \quad (2)$$

где $M_{к}$ – вращающий момент на ведущих колесах; $\delta\varphi_{кв}$ – элементарный угол поворота колёс.

Элементарная полезная работа $A_{п}$, совершенная ведущим колесом, представляет собой элементарную работу суммы продольных сил $\sum P_x$, действующих на автомобиль, при элементарном перемещении корпуса δx

$$A_{\Pi} = \sum P_x \cdot \delta x \quad (3)$$

Уравнение, определяющее сумму продольных сил, действующих на автомобиль в момент начала движения на подъём, имеет вид:

$$\sum P_x = \frac{M_k}{r_{дв}} - \frac{M_{fв0}}{r_{дв}} - G_a \cdot \sin \alpha + F_{ш} \quad (4)$$

где $M_{fв0}$ – момент сопротивления качению колес ведущей оси в ведомом режиме их качения; $F_{ш}$ – продольная упругая сила шин, заторможенных ведомых колес.

С учетом развернутого описания компонентов в правой части уравнения (1), а также того, что вследствие псевдоскольжения ведущих колес [1] даже при отсутствии внешнего буксования элементарное продольное перемещение оси колеса пропорционально радиусу качения ведущего колеса $\delta x = \delta \varphi_{кв} \cdot r_{кв}$, уравнение (1) приобретёт вид:

$$A_{fв} = M_k \cdot \delta \varphi_{кв} - \left(\frac{M_k}{r_{дв}} - \frac{M_{fв0}}{r_{дв}} - G_a \cdot \sin \alpha + F_{ш} \right) \cdot r_{кв} \cdot \delta \varphi_{кв} \quad (5)$$

При этом элементарная работа силы сопротивления качению соответственно равна:

$$A_{fв} = P_{fв} \cdot r_{кв} \cdot \delta \varphi_{кв}, \quad (6)$$

где $P_{fв}$ – сила сопротивления качению ведущих колес; $r_{кв}$ – радиус качения ведущих колёс.

Учитывая зависимость (6), перепишем уравнение (5) в виде:

$$P_{fв} \cdot r_{кв} \cdot \delta \varphi_{кв} = M_k \cdot \delta \varphi_{кв} - \left(\frac{M_k}{r_{дв}} - \frac{M_{fв0}}{r_{дв}} - G_a \cdot \sin \alpha + F_{ш} \right) \cdot r_{кв} \cdot \delta \varphi_{кв} \quad (7)$$

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Из уравнения (7) выразим силу сопротивления качению ведущих колес:

$$P_{fB} = \frac{M_K}{r_{KB}} - \frac{M_K}{r_{ДВ}} + \frac{M_{fB0}}{r_{ДВ}} - G_a \cdot \sin \alpha + F_{ш} = M_K \cdot \left(\frac{r_{ДВ} - r_{KB}}{r_{ДВ} \cdot r_{KB}} \right) + M_{fB0} \frac{1}{r_{ДВ}} - G_a \cdot \sin \alpha + F_{ш}$$

Тогда коэффициент сопротивления качению можно определить, как отношение силы сопротивления качению ведущих колес и нормальной реакции R_{zB} на этой оси:

$$f_{KB} = \frac{M_{fB0}}{R_{zB} \cdot r_{ДВ}} + \frac{M_K}{R_{zB}} \cdot \left(\frac{r_{ДВ} - r_{KB}}{r_{ДВ} \cdot r_{KB}} \right) + \frac{G_a \cdot \sin \alpha - F_{ш}}{R_{zB}} \quad (8)$$

В случае соблюдения условия

$$M_{fB0} \geq M_K, \quad (9)$$

где M_{fB0} – момент сопротивления качению ведущих колёс, уравнение (8) преобразуется к виду:

$$f_{KB} = \frac{M_K}{R_{zB}} \cdot \frac{1}{r_{KB}} + \frac{G_a \cdot \sin \alpha - F_{ш}}{R_{zB}} \quad (10)$$

Из уравнения следует, что коэффициент сопротивления качению ведущих колес f_{KB} в начале движения на подъем зависит от упругой силы на заторможенных ведомых колесах. Очевидно, что в случае начала движения автомобиля на подъем при заторможенных ведомых колесах, коэффициент сопротивления качению ведущих колес равен нулю вследствие отсутствия тангенциальной деформации шин. После подведения вращающегося момента от трансмиссии к ведущим колесам неподвижного автомобиля при соблюдении условия (10) коэффициент сопротивления их качению возрастает от нуля до значения, определяемого уравнением (11). Последующее увеличение

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

вращающего момента на ведущих колесах обуславливает повышение коэффициента сопротивления качению ведущих колес в соответствии с уравнением:

$$f_{\text{КВ}} = \frac{a_{\text{ШВ}}}{r_{\text{ДВ}}} + \frac{M_{\text{К}}}{R_{\text{ЗВ}}} \cdot \left(\frac{r_{\text{ДВ}} - r_{\text{КВ}}}{r_{\text{ДВ}} \cdot r_{\text{КВ}}} \right) + \frac{G_{\text{а}} \cdot \sin \alpha - F_{\text{ш}}}{R_{\text{ЗВ}}} \quad (11)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложены зависимости для расчёта коэффициента сопротивления качению колёс ведущей оси транспортного средства в различных фазах начала движения на уклоне.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарасик В. П. Математическое моделирование прямолинейного движения автомобиля / Тарасик В.П. // Вестник Белорусско-Российского университета. 2017. № 2(55)

2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – Москва, Машиностроение, 1989. – 240 с.

Представлено 16.05.2019

УДК 629.33:006.83.063+005.6

ОСНОВНЫЕ ИТОГИ СЕРТИФИКАЦИОННЫХ АУДИТОВ
НА СООТВЕТСТВИЕ ТРЕБОВАНИЯМ СТБ ISO 9001-2015
ПРЕДПРИЯТИЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
THE MAIN RESULTS OF CERTIFIED AUDITS ON COMPLIANCE
TO REQUIREMENTS OF STB OF ISO OF 9001-2015 ENTERPRISES
OF THE INDUSTRY

Н.В. Головкова, науч. сотр., О.Е.Чернявская, вед. инж.,
С.А.Артишевский, вед. инж.,
Белорусский национальный технический университет, г.Минск,
Республика Беларусь
N. Halaukova, Researcher, O. Chernavskaya, Lead Engineer,
S. Artishevski, Lead Engineer,
Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. На основе проведенных сертификационных аудитов в организациях автомобилестроения анализируются полученные результаты, а именно выявленные несоответствия, с целью получения информации для последующего исследования вопросов стабильного функционирования предприятий.

Abstract. On the basis of the booked certified audits in the organizations of automotive industry the received results, namely the revealed misfits, for the purpose of obtaining information for the subsequent probe of issues of stable functioning of the enterprises are analyzed.

Ключевые слова: система менеджмента качества, сертификация системы менеджмента качества, анализ несоответствий.

Key words: quality management system, certification of a quality management system, analysis of discrepancies.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие высокотехнологичного производства, конкурентоспособной продукции невозможно без использования современных методов управления качеством и внедрением сертифицированных систем менеджмента качества. Одним из таких методов является сер-

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

тифицированная система менеджмента качества (далее СМК) на соответствие требованиям СТБ ISO 9001-2015. Стоит отметить, что руководители предприятий, сертифицируя СМК, в первую очередь преследует цель – получение сертификата на СМК, и лишь немногие задумываются о получении финансовой выгоды, которая может быть упущена при неверных, неполных, неточных интерпретаций результатов, полученных в ходе проверки внешними аудиторами. Тщательный анализ организации внешними аудиторами позволяет вовремя выявить как существенные несоответствия, так и определить аспекты для улучшения.

АНАЛИЗ ИТОГОВ СЕРТИФИКАЦИОННЫХ АУДИТОВ

За период 2017-2018 годы было проведено 40 аудитов СМК организаций автомобилестроения с выдачей сертификатов на СМК соответствия требованиям СТБ ISO 9001-2015. В целом система менеджмента качества в этих организациях обеспечивает непрерывное соответствие и результативность системы управления. Следует отметить, что в ходе проверок выявлены несоответствия, которые классифицируются в зависимости от степени негативного воздействия на процессы СМК в организации, как: 1) проблемные области, 2) существенные несоответствия, 3) несущественные несоответствия, 4) аспекты для улучшения. В свою очередь, при обнаружении несоответствий при сертификации возможны следующие выводы:

- система управления (менеджмента) признается соответствующей, если: 1) несоответствия отсутствуют; 2) имеются несущественные несоответствия, которые могут быть устранены в процессе работы команды по оценке или в течение 30 дней со дня их выявления;

- система управления (менеджмента) признается несоответствующей, если обнаружено хотя бы одно существенное несоответствие и несущественные несоответствия. В этом случае принимается отрицательное решение по результатам сертификации системы управления (менеджмента). Заявитель на проведение сертификации вправе подать повторно заявку на сертификацию системы (менеджмента) после устранения несоответствий. При этом аудит при сертификации проводится в полном объеме.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Проблемные области выявляются при проведении сертификации на первом этапе. При их неустранении в срок, установленный на заключительном совещании на первом этапе, могут быть квалифицированы, как существенные несоответствия на втором этапе при повторной сертификации. В таблице 1 представлены проблемные области и несущественные несоответствия, выявленные при сертификационном аудите и повторяющиеся в 90% организациях.

Таблица 1 – Проблемные области и несущественные несоответствия при сертификационном аудите

Наименование раздела СТБ ISO 9001-2015	Содержание несущественного несоответствия (проблемной области, выявленной на первом этапе аудита)	Наименование раздела СТБ ISO 9001-2015	Содержание несущественного несоответствия (проблемной области, выявленной на первом этапе аудита)
4.1 Понимание организации и ее контекста	Не представлены результаты мониторинга и анализа факторов, включенных в контекст организации.	п. 8.1 Планирование и управленческие деятельности (п.8.4.1b)	Неприменимые области системы менеджмента качества требуют уточнения.
4.2 Понимание потребностей и ожиданий заинтересованных сторон	Не представлены Результаты мониторинга и анализа информации, касающейся заинтересованных сторон организации.	9.1.3 Анализ и оценивание	Не представлены результаты анализа данных, полученных при мониторинге, по требованиям СТБ ISO 9001 2015, п.п. 9.1.3а...9.1.3г.
4.4 Система менеджмента качества и ее процессы	Не представлены документированные: -критерии и методы, включая мониторинг, измерения, и соответствующие показатели пригодности, необходимые для результативного функционирования процесса и управления им; -мониторинг результативности процесса.	п. 9.2 Внутренний аудит	Не в полном объеме проведен внутренний аудит на соответствие требованиям СТБ ISO 9001 2015.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Продолжение таблицы 1

Наименование раздела СТЬ ISO 9001-2015	Содержание несущественного несоответствия (проблемной области, выявленной на первом этапе аудита)	Наименование раздела СТЬ ISO 9001-2015	Содержание несущественного несоответствия (проблемной области, выявленной на первом этапе аудита)
6.1 Действия по рассмотрению рисков и возможностей	Не представлены результаты документирования рассмотрения рисков и возможностей по процессам.	п. 9.3 Анализ со стороны руководства	Не в полном объеме проведен анализ со стороны руководства в соответствии с требованиями СТЬ ISO 9001 2015.
п. 7.1.5 Ресурсы для мониторинга и измерений	Не представлены действия организации: «Если измерительное оборудование было признано негодным для предполагаемого использования, организация определяет неблагоприятное воздействие на валидность предыдущих результатов измерений и при необходимости предпринимает соответствующее действие».	п. 10.2 Несоответствия и корректирующие действия	Не определен порядок анализа результативности каждого выполненного корректирующего действия, действия по выявленным рискам и возможностям, и внесения изменений в СМК.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты в ходе исследования свидетельствуют о том, что в 90% организаций имеют аналогичные несущественные несоответствия. Для эффективного управления организацией необходимо осуществлять мониторинг и анализ факторов, включенных в контекст организации, посредством современных методик как SWOT, PEST; более тщательно проводить анализ со стороны руководства и внутренние аудиты; использовать статистические техники для оценивания пригодности организации; в должной степени поддерживать документированную информацию для поддержки функционирования ее процессов; рекомендовано в действия по рассмот-

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

рению рисков и возможностей вносить не только риски, оказывающие негативное воздействие на процессы организации, но и возможности к принятию новых практик, запуску новой продукции, выходу на новые рынки, обращению новых потребителей, использованию новой технологии и другим желательным и стимулирующими возможностями, рассматривающим потребности организации.

ЛИТЕРАТУРА

1. СТБ ISO 9001-2015. Системы менеджмента качества. Требования. Мн.: БелГИСС, 2015. – 36с.

Представлено 15.05.2019

УДК 629.33-025.13(06)

ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИИ С УЧЕТОМ СВЯЗЕЙ МЕЖДУ
ЭЛЕМЕНТАМИ ЕЕ УЗЛОВ
PROBABILISTIC RELIABILITY CALCULATION
OF MECHANICAL TRANSMISSION WITH CONNECTIONS
BETWEEN ELEMENTS HER UNITS

Г.А. Дыко, канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

H. Dyko, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Проблема вероятностной оценки надежности механической трансмиссии при проектировании является комплексной и требует решения нескольких задач. Первая задача состоит в прогнозировании нагруженности трансмиссии и ее деталей с помощью статистических компьютерных моделей, позволяющих при корректной исходной информации адекватно оценить нагрузки с учетом случайных влияющих факторов. Вторая и третья задачи заключаются в расчетной оценке показателей надежности деталей

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

по различным предельным состояниям и трансмиссии в целом как сложной системы.

Abstract. The problem of probabilistic evaluation of the reliability of the mechanical transmission in the design is complex and requires the solution of several problems. The first task is to predict the load of the transmission and its parts with the help of statistical computer models that allow for the correct initial information to adequately assess the load taking into account random influencing factors. The second and third tasks are to estimate the reliability indicators of parts for various limiting States and the transmission as a whole as a complex system.

Ключевые слова: надежность, трансмиссия, прогнозирование.

Keywords: reliability, transmission, forecasting.

ВВЕДЕНИЕ

Механическая трансмиссия автомобиля в большинстве случаев представляет собой последовательную систему элементов с точки зрения теории надежности. Наличие параллельных ветвей в отдельных конструкциях не означает резервирования, так как отказ одной ветви означает отказ всей трансмиссии. Исключение составляют, например, трансмиссии многоприводных автомобилей, у которых отказ одного ведущего моста может не приводить к отказу трансмиссии в целом. Для последовательной системы независимых друг от друга элементов ее функция надежности получается перемножением функций надежности элементов.

Так как детали функционируют в одной системе, их наработки до отказа и ресурсы являются вероятностно зависимыми между собой.

ОБЩИЙ ПОДХОД К ПРОГНОЗИРОВАНИЮ НАДЕЖНОСТИ

Система может состоять из определенного количества (n) элементов. Каждый элемент характеризуется параметром качества R_i (несущая способность для деталей трансмиссии), где $i = 1, \dots, n$. Конкретный параметр качества (предел выносливости, предел прочности и др.) является случайной величиной с плотностью распределения $f(R_i)$. Качество системы описывается случайным вектором R с плотностью $f_R(R) \equiv f_R(R_1, R_2, \dots, R_n)$. Нагружение системы можно представить случайной вектор-функцией $q(t|S)$, в которой t – время

(наработка), S – случайный вектор описания факторов и условий нагружения. Для трансмиссии в качестве факторов могут быть крутящий момент и скорость вращения. В [4] дана формула для оценки функции надежности системы

$$F_t(t) = \iint_{D(R,S)} F_t(t | R, S) f(R, S) dR dS,$$

где $F_t(t | R, S)$ - условная функция надежности системы, $f(R, S)$ – совместная плотность распределения векторов R и S .

Между элементами трансмиссии существуют связи трех видов: по нагруженности, по параметрам качества (по несущей способности) и по состоянию Первая связь – глобальная для системы, вторая связь – локальная (между элементами одной детали). Учет связи по нагруженности ведет к более высокому расчетному ресурсу. Предположение об отсутствии связи по несущей способности между элементами детали увеличивает погрешность в оценке ее надежности [2].

УЧЕТ СВЯЗИ ПО СОСТОЯНИЮ

Связь по состоянию означает, что состояние одного элемента влияет на состояние другого. Она возможна между кумулятивным и выбросовым или кумулятивными элементами одной детали или в пределах узла. Кумулятивный элемент выступает в качестве влияющего на другие элементы. Параметр состояния j -го элемента при односторонней связи с состояниями k других элементов имеет вид

$$Q_j(t) = \int_0^t \varphi_j [q_j(t | s_j) Q_1(t), \dots, Q_k(t)] dt,$$

где $q_j(t | S_j)$ – функция, описывающая нагружение j -го элемента.

Из-за различного характера связей по состоянию сложно дать общие рекомендации по их учету. Для трансмиссии характерна односторонняя связь между накоплением усталостных повреждений зубьями зубчатого колеса и износом подшипников качения в одной системе «колесо–вал–подшипники». Износ подшипников Δ ведет к

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

перекоосу колес и росту контактных напряжений на зубьях. Зная, как растет износ с наработкой, можно установить характер изменения средней единичной циклонапряженности r , используя кусочно-линейную интерполяцию функции $r = f(t)$. Предельная циклонапряженность R разбивается на n интервалов шириной ΔR . На каждом из них величина r_i постоянна и определяется с учетом связи. Ресурс элемента

$$T_i = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta R}{r_i}$$

Для конкретного узла трансмиссии на базе полученных функций $\Delta = f(t)$ и $\sigma_H = f(t)$ (σ_H – среднее контактное напряжение) выполнен расчет функции надежности колеса с учетом связи (кривая 2) и без ее учета (кривая 1) для сравнения (рисунок 1).

При этом принималась известная линейная зависимость между зазорами в подшипниках и износом зубьев. Учет связи по состоянию в данном случае привел к уменьшению среднего ресурса колеса на 10% по сравнению с расчетом без связи.

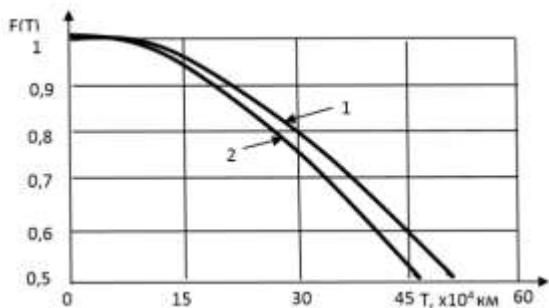


Рисунок 1 – Функция надежности колеса

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрен уточненный комплексный подход к вероятностной оценке показателей надежности механической трансмиссии автомобилей, учитывающий связь по состоянию между элементами ее узлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Снесарев, Г.А. Расчет редукторов на надежность/ Г.А. Снесарев. – М.: Вестник машиностроения, 1982, № 4–8.
2. Прогнозирование надежности механического привода с учетом связей его элементов/ В.Н. Ксендзов [и др.]. – Минск: ИНДМаш АН БССР, 1987. – 69 с.
3. Ксендзов, В.Н. Учет связи по состоянию при вероятностной оценке ресурса деталей приводов машин/ В.Н. Ксендзов, Г.А. Дыко. – Минск: Весці АН Беларусі, серія фіз.-техн. наук, 1993, № 1, с. 11–15.
4. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

Представлено 17.05.2019

УДК 62-50

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ
ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ
MATHEMATICAL MODELING MOVEMENT OF THE TRUCK

Ж.Г. Шодиев, асс., Б.А. Алибоев, канд. техн. наук, ст. преп.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
J. Shodiev, Assistant,
B. Aliboev, Ph.D. in Engineering, Senior Lecturer,
Tashkent State technical university, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье разработаны математические модели движения малогабаритного грузового автомобиля *Labo* на основе полученных уравнений движения. Определены значения вертикальных и горизонтальных колебаний автомобиля в процессе движения по неровностям. По заданным массам определены параметры рессоры и решена модель движения автомобиля с применением численного метода Рунге-Кутты.

Abstract. The article developed a mathematical model of the movement of a small Labo truck based on the obtained equations of motion. The values of the vertical and horizontal oscillations of the truck in the process of movement over bumps are determined. The parameters of the spring are determined for the given masses and on the basis of certain values solved model vehicle using numerical method of Runge-Kutt.

Ключевые слова: малогабаритный грузовой автомобиль Labo, модель, алгоритм.

Key words: small truck Labo, model, algorithm.

ВВЕДЕНИЕ

При изучении процессов движения и управления машины, мы часто сталкиваемся с проблемными вопросами моделирования сложных процессов, которые описывают реальные процессы состояния машины. Один из этих проблемных вопросов считается критерий минимизации отклонений от реальных условий движения при моделировании, который обеспечивается улучшением плавности хода машины.

Ниже мы рассмотрим решение проблемы на примере движения малогабаритного грузового автомобиля LABO. На рисунке 1 показано, процесс движения автомобиля на неровностях.

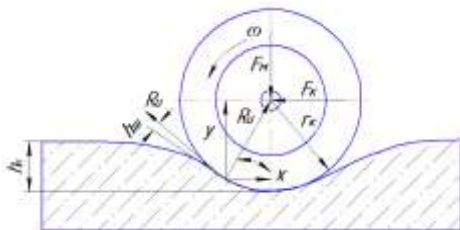


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на управляемое колесо автомобиля LABO



Рисунок 2 – Схема динамической модели малогабаритного автомобиля LABO

На основе расчетной схемы, составим математическую модель движения машины, используя уравнения Лагранжа второго рода [1, 2].

– для движения в горизонтальном направлении

$$\begin{cases} m_m \ddot{x}_m = F_M - b_{ш1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + c_{ш1}(x_1 - x_3) + b_{ш2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_6) + c_{ш1}(x_1 - x_5), \\ m_1 \ddot{x}_1 = b_{ш1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + c_{ш1}(x_1 - x_3) - 2m_1 \frac{\pi^2 V^2}{l^2} r_k \sin \frac{\pi Vt}{l} \cos \frac{2\pi Vt}{l}, \\ m_2 \ddot{x}_2 = b_{ш2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + c_{ш2}(x_1 - x_3) - 2m_2 \frac{\pi^2 V^2}{l^2} r_k \sin \frac{\pi Vt}{l} \cos \frac{2\pi Vt}{l}, \end{cases} \quad (1)$$

– для движения в вертикальном направлении

$$\begin{cases} m_m \ddot{y}_m = F_M - b_n(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + c_n(y_1 - y_3) + b_p(\dot{y}_2 - \dot{y}_6) + c_p(x_1 - x_5), \\ m_1 \ddot{y}_1 = b_n(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + c_n(y_1 - y_3) - 2m_1 \frac{\pi^2 V^2}{l^2} r_k \sin \frac{\pi Vt}{l} \cos \frac{2\pi Vt}{l}, \\ m_2 \ddot{y}_2 = b_p(\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + c_p(y_1 - y_5) - 2m_2 \frac{\pi^2 V^2}{l^2} r_k \sin \frac{\pi Vt}{l} \cos \frac{2\pi Vt}{l}, \end{cases} \quad (2)$$

Полученные результаты моделирования и оптимизации параметров управления движения автомобиля LABO следующие: мощность двигателя автомобиля $N_d=27,74$ кВт; скорость движения автомобиля на неровностях $V_c=1,38$ м/с; масса груженного автомобиля $m_m=1400$ кг; масса приходящаяся на передние колеса груженного автомобиля $m_l=560$ кг.

На рисунках 3 и 4 показаны графики изменения параметров колебательного движения автомобиля LABO в горизонтальном и вертикальном направлении.

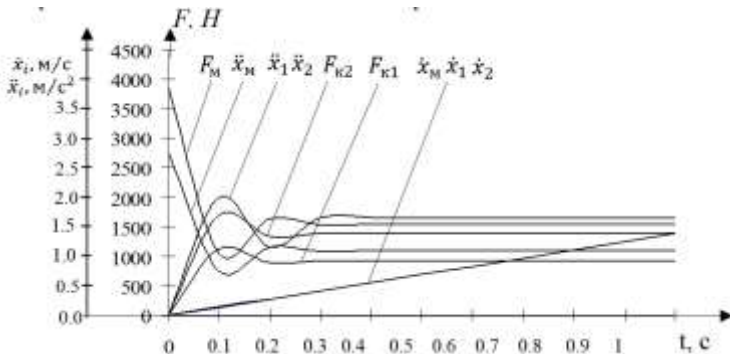


Рисунок 3 – Изменение параметров колебательного движения автомобиля LABO в горизонтальном направлении

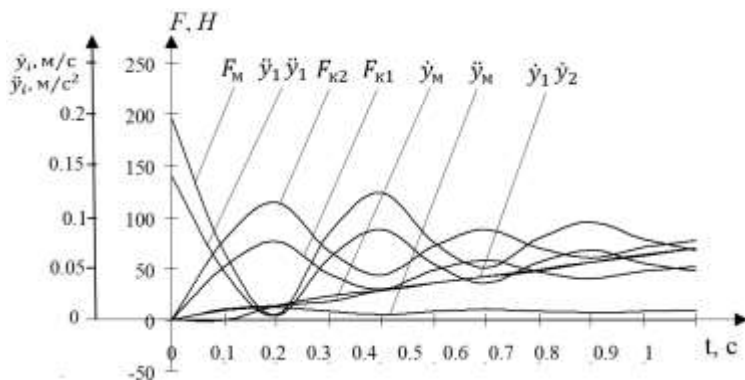


Рисунок 4 – Изменение параметров колебательного движения автомобиля LАВО в вертикальном направлении

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты моделирования движения на различных направлениях автомобиля LАВО дают возможность сделать следующие выводы: при движении в горизонтальном направлении получены значения ускорений 1,1-1,65 м/с², а в вертикальном направлении значения ускорений составляют 0,048-0,098м/с².

При моделировании и оптимизации параметров управления движения ведомых колес получены результаты: при воздействии максимальной силы на колеса коэффициент жесткости составляет $C=560000$ Н/м, а коэффициент вязкости $b=9087,6$ Н·с/м.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Azimov B.M., Yakubjanova D.K. Imitation modeling and calculation of the parameters of Lateral forces components of guide wheels of Cotton-picker МН-1.8//International jurnal of advanced research in science, engineering and technology. Vol. 5, 2018. Is. 1. P. 5024-5032.
2. Azimov B.M., Yakubjanova D.K., KubaevS.T. Modeling and optimal control of motion of cotton harvester МН-2.4 under horizontal oscillations //International jurnal of advanced research in science, engineering and technology. Vol. 5, 2018. Is. 9. P. 6906-6914.
3. Дячук М.В., Петренко Д.И. Моделирование управляемости легкового автомобиля // Вісник Придніпровської державної академії

Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»

будівництва та архітектури. Днепропетровск: ПГАСА, 2010. №12. С. 29–37.

4. Макенов А.А., Давидов А.А. Автоматизированный расчет параметров упругих элементов подвески автомобилей. М.:Машиностроение, 2012. – 126с.

5. Поддубный В.И., Поддубная М.Л. Математическое моделирование управляемого движения колесной машины по задаваемой траектории // Ползуновский вестник. 2014. №4. Т.1.

Представлено 17.05.2019

УДК 629.1

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ОЦЕНКИ СООТВЕТСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ В ЕВРАЗИЙСКОМ ЭКОНОМИЧЕСКОМ СОЮЗЕ:
ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ РЕШЕНИЯ
CROSS-COUNTRY TECHNICAL REGULATION OF ASSESSMENT
OF CONFORMITY WHEEL VEHICLES IN EURASIAN ECONOMIC
UNION: PROBLEMS AND SOLUTION

С.А. Сидоров, канд. техн. наук, доц., О.А. Сонич,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

S. Sidorov, Ph.D. in Engineering, Associate professor, O.Sonich,
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Рассмотрены острые проблемы и возможные пути решения в процессе межгосударственного технического регулирования оценки соответствия колесных транспортных средств в Евразийском экономическом союзе.

Abstract. Severe problems and possible solution are discussed during cross-country technical regulation of assessment of conformity wheel vehicles in Eurasian Economic Union.

Ключевые слова: транспортное средство, безопасность, стандарт.

Key words: vehicle, safety, standard.

ВВЕДЕНИЕ

Современные колесные транспортные средства являются сложными техническими объектами, обладающими большим числом свойств и показателей. Подтверждение безопасности таких объектов является сложной, длительной и зачастую весьма дорогостоящей задачей.

С 1 января 2015 года основным документом, касающимся безопасности транспортных средств и их компонентов, в странах – участниках Евразийского экономического союза (ЕАЭС) является Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств». Данный документ разработан на основании «Соглашения о единых принципах и правилах технического регулирования в Республике Беларусь, Республике Казахстан и Российской Федерации» от 18 ноября 2010 г. и утвержден решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 г. №877 [1].

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОЦЕНКИ СООТВЕТСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ЕВРАЗИЙСКОМ ЭКОНОМИЧЕСКОМ СОЮЗЕ: ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ РЕШЕНИЯ

С момента введения в действие ТР ТС 018/2011 стали выявляться неоднозначность требований ТР ТС 018/2011 и противоречивость требований стандартов, применяемых на добровольной основе, а порой и их полное отсутствие для некоторых категорий свойств. С учетом разного законодательства стран-участников ЕАЭС также возникают трудности применения по некоторым вопросам, в частности выпуск в обращение транспортные средства с системой вызова экстренных оперативных служб, основанной на системе спутниковой навигации ГЛОНАСС. Внедрению такой системы препятствует, в значительной степени, отсутствие необходимой инфраструктуры для её функционирования как в нашей стране, так и на части территории Российской Федерации и других участников ЕАЭС.

Все же ТР ТС 018/2011 – не статичный документ. По мере его применения разными участниками документ претерпевает изменения, включающие как уточнение терминов, так и содержание требований

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

безопасности. В настоящее время принято 2 изменения, утвержденные решением от 14 октября 2015 № 78 и от 16 февраля 2018 № 29 Совета Евразийской экономической комиссии. На стадии рассмотрения находится изменение № 3, которое в значительной мере пересматривает положения ТР ТС 018/2011. Разработчиком изменений является Российская Федерация, однако по большинству предлагаемых изменений не приводится аргументированного обоснования.

В частности, предлагается запретить изготовление транспортных средств категорий М₂ и М₃ как единичных транспортных средств, а также посредством переделки из бывших в эксплуатации транспортных средств (шасси) категорий N₂ и N₃. Если запрет на переделку бывших в эксплуатации транспортных средств (шасси) категорий N₂ и N₃ и транспортных средств категорий М₂ и М₃ считаем правильным решением, то запрет изготовления транспортных средств категорий М₂ и М₃ как единичных транспортных средств нанесет значительный ущерб производителям и покупателям таких транспортных средств, учитывая в большинстве случаев индивидуальность заказов. В данном случае целесообразней расширить требования единичным транспортным средствам категорий М₂ и М₃, чем запрещать их изготовление.

Также предлагается модификации транспортного средства категории М₂ или М₃ с уменьшенным числом мест для сидения до восьми и менее продолжать относить к категории М₂ или М₃ соответственно. Отнесение транспортных средств категории М с числом мест до восьми к М₂ или М₃ противоречит как определениям Правил ООН, так и требованиям ТНПА, в частности ГОСТ 31286 [2].

Еще одним изменением является требование, что проверка безопасности конструкции и предварительная техническая экспертиза транспортного средства с внесенными в конструкцию изменениями выполняются аккредитованными испытательными лабораториями, включенными в Единый реестр органов по оценке соответствия Евразийского экономического союза и прошедшими дополнительную аккредитацию в качестве органов инспекции. На наш взгляд, дополнительная аккредитация в качестве органов инспекции будет излишней, поскольку требования к органам, проводящим инспекции регламентированы ГОСТ ISO/IEC 17020 [3], в то же время ГОСТ

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

33670 [4] оговаривает необходимость предоставления транспортного средства только в аккредитованную испытательную лабораторию.

В тоже время до сих пор не устранено противоречие подразделения транспортных средств категорий М и N и двигателей внутреннего сгорания для таких транспортных средств на экологические классы. В ТР ТС 018/2011 предусмотрены только экологические классы от 0 до 5, в то же время СТБ 1848 [5] определяет экологические классы до 6, также, как и Правила ООН (Евро 6), что вносит дополнительные трудности при таможенном оформлении и поставке на учет транспортных средств.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На наш взгляд, необходимо двигаться дальше к унификации применяемых межгосударственных стандартов, не вводя при этом противоречий с другими применяемыми международными стандартами и не ущемляя интересы стран-участников ЕАЭС. Учитывая объем предлагаемых изменений № 3 ТР ТС 018/2011 считаем целесообразным рассмотреть вопрос о переиздании Технического регламента Таможенного союза ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств».

ЛИТЕРАТУРА

1. О безопасности колесных транспортных средств: Технический регламент таможенного союза ТР ТС 018/2011: принят 09.12.2011: вступ. в силу 01.01.2015 / Евраз. экон. комис. – Минск: БелГИСС, 2012. – 252 с.
2. ГОСТ 31286-2005 «Транспорт дорожный. Основные термины и определения. Классификация»: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 9 декабря 2005 г. № 28). – Минск: БелГИСС, 2006. – 24 с.
3. ГОСТ ISO/IEC 17020-2013 «Оценка соответствия. Общие требования к работе различных типов органов, проводящих инспекции»: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 7 июня 2013 г. № 43-2013). – Минск: БелГИСС, 2013. – 24 с.

*Секция «КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ»*

4. ГОСТ 33670-2015 «Автомобильные транспортные средства единичные. Методы экспертизы и испытаний для проведения оценки соответствия»: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 10 декабря 2015 г. № 48-2015). – Минск: БелГИСС, 2017. – 132 с.

5. СТБ 1848-2009 «Транспорт дорожный. Экологические классы»: утвержден и введен в действие постановлением Госстандарта Республики Беларусь от 13 марта 2009 г. №14. – Минск: БелГИСС, 2009. – 16 с.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.43

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК
НА ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДВИГАТЕЛЯ
METHODS TO REDUCE HEAT LOADS
BASIC ENGINE PARTS

О. Даминов, доц., А.А. Мирзаев, асс.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

O. Daminov, Associate Professor, A. Mirzaev, Assistant,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье описываются качества, которым должна удовлетворять любая программная продукция.

Abstract. In article describes the quality, which must satisfy any software products.

Ключевые слова: двигатель, расчетной комплекс, анализ качество, моделирование.

Key words: engine, settlement complex, quality analysis, modeling.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании перспективных поршневых двигателей, а также при доводке существующих, обычно возникают две противоположные задачи:

1. Уменьшить отвод теплоты от рабочего тела, чтобы снижать потери в рабочем цикле. Это позволит увеличить индикаторный КПД двигателя;

2. Обеспечить необходимое охлаждение для защиты теплонапряженных деталей от высоких термических нагрузок со стороны рабочего тела. Это, наоборот, приводит к интенсивному отводу теплоты от рабочего тела и уменьшению КПД двигателя.

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Основными способами снижения тепловых нагрузок на деталях ДВС путем регулирования рабочего процесса являются:

1) снижение температурного уровня рабочего цикла его максимальной температуры;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

2) снижение скорости и уровня турбулентности газа в цилиндре двигателя;

3) снижение выделения сажи, основного генератора излучения, в камере сгорания дизеля;

4) обеспечение целенаправленной закрутки заряда, приводящей к так называемому явлению «самоадиабатизации» рабочего тела, блокирующего теплообмен в камерах сгорания (КС);

5) теплоизоляция отдельных деталей и камеры сгорания в целом.

Последний пункт мы не случайно относим к основным способам воздействия на рабочий процесс в целях снижения тепловых нагрузок, так как применение теплоизоляторов, а также любое другое ограничение отвода теплоты от рабочего тела непременно приводят к повышению его средней и максимальной температур. Этот способ находится в противоречии с указанной выше первой задачей, подразумевающей уменьшение отвода теплоты от рабочего тела, и может значительно увеличить выброс оксидов азота [1].

Снижение скорости движения и уровня турбулентности газа в цилиндре двигателя приводит к снижению интенсивности конвективного теплообмена, а снижение выделения сажи - к снижению интенсивности лучистого теплообмена. Следует учесть, что интенсивное выделение сажи способствует образованию слоя нагара – естественного теплоизолятора и необходимого атрибута гетерогенного сгорания, на тепловоспринимающей поверхности КС. Однако толщина слоя нагара, и соответственно его теплоизоляционное воздействие, в КС имеют сугубо локальный характер [2], и могут способствовать возникновению больших градиентов температуры в деталях КС и увеличению термических напряжений.

С другой стороны, снижение скорости газа и уровня его турбулентности, а также уменьшение выделения сажи могут значительно ухудшать процессы смесеобразования и сгорания и снижение тепловых нагрузок и концентрации оксидов азота будет происходить на фоне увеличения расхода топлива и концентрации других вредных компонентов *СО* и *СН*.

Очевидно, что задача одновременного снижения тепловых нагрузок и концентрации оксидов азота очень сложная, не имеет готовых «рецептов» для применения отдельных способов и ее следует решать комплексно с учетом специфики исследуемого двигателя.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Исследования, проведенные автором [3] показали, что применение гильзы с керамической втулкой на двигателе 1Ч 12/9,6 приводит к повышению средней результирующей температуры газа в цилиндре примерно на 30–52 °С. При этом температура контрольной точки, расположенной на торцевой поверхности гильзы в месте контакта с теплоизолятором, снижается примерно на 12–25 °С и не превышает 185 °С. Это является хорошим результатом, если учесть, что предельно допустимая температура для чугуна (материала для гильзы) составляет примерно 400–450 °С.

Кроме того, температура в верхнем поясе гильзы на тепловоспринимающей поверхности керамики повышается, что препятствует отложению нагара на этом участке поверхности камеры сгорания. Таким образом, применение гильзы с керамической втулкой по сравнению с базовой гильзой позволяет в определенной мере «ослабить» требования, предъявляемые к системе охлаждения.

В частности, снизить производительность водяного насоса и вентилятора, соблюдая при этом допустимые границы тепловых нагрузок и термических напряжений.

Подчеркнем, что при одновременном применении теплоизолированного поршня, а также теплоизолированной головки, этот эффект усиливается и может привести к снижению расхода топлива примерно до 200 г/(кВт/ч) на режимах холостого хода, и до 220 г/(кВт/ч) на номинальном режиме, что для двигателя данного класса является хорошим результатом [4].

Увеличение температуры заряда в цилиндре позволяет использовать в дизелях более тяжелые и низкокачественные топлива с относительно высокой температурой самовоспламенения, так как повышение температуры заряда интенсифицирует процессы смесеобразования и сгорания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Осуществление целенаправленной закрутки заряда с профилем тангенциальной скорости, не выходящим из границ, может дополнительно снизить температуры в характерных точках поверхности камеры сгорания. По предварительным оценкам, это снижение составляет примерно 12–15 °С на кромке поршня. При этом увеличение за-

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

крутки лучше осуществить оптимальным профилированием впускных клапанов, чем с помощью заширмленного впускного канала, так как установка ширмы примерно на 5–10% может ухудшить наполнение цилиндра из-за возрастания гидравлического сопротивления впускного тракта.

Как видно, снижение отвода теплоты от рабочего тела и тепловых нагрузок на деталях путем воздействия на рабочий процесс в целом приводит к улучшению эффективных показателей двигателя, однако практически всегда сопровождается с ростом температуры газа. Это делает необходимым исследования экологических показателей двигателя, в частности, концентрации оксидов азота в выпускных газах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тулаев Б.Р., Елин Е.А. Автоматизация приведения показателей испытываемого двигателя внутреннего сгорания к стандартным атмосферным условиям. – Сборник трудов. «Современные тенденции развития автомобилестроения в России», №3. Тольятти, 2004. 179–181 сс.

2. Тулаев, Б. Математическое моделирование процессов теплообмена в ДВС. Монография. – Ташкент: Adabiyot uchquni, 2018. – 176 с.

3. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / V. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. № 2 (30). part 2, pp. 66–68.

4. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Тольятти, 27–29 май 2015 г.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.43

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИРОДНОГО
ГАЗА С ЦЕЛЮ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК
В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ И УЛУЧШЕНИЯ
ИХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
EVALUATION OF THE INTERFACE MODULE
OF THE CALCULATION COMPLEX OF THE INTERNAL
COMBUSTION ENGINE WITH ANALYSIS OF THE QUALITY
OF THE RECEIVED RESULT

Ж. Хакимов, доц., Ж. Мирзаабдуллаев, ст. преп.,
М. Мухаммаджонов, маг.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
Zh. Khakimov, Associate Professor,
Zh. Mirzaabdullaev, Senior Lecturer, M. Mukhammadiev, Master,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье описываются качества, которым должна удовлетворять любая программная продукция.

Abstract. In article describes the quality, which must satisfy any software products.

Ключевые слова: двигатель, расчетной комплекс, анализ качества, моделирование

Key words: engine, settlement complex, quality analysis, modeling

ВВЕДЕНИЕ

Природный газ, согласно научно обоснованным прогнозам займет к 2030 годам значительное место на рынке моторных топлив и существенно потеснит как традиционные нефтяные топлива, но и другие альтернативные топлива.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ И УЛУЧШЕНИЯ ИХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Необходимо отметить, что до настоящего времени, сжиженный углеводородный газ (СУГ) оставался альтернативным газообразным

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

моторным топливом № 1. Мировое энергетическое агентство (МЭА) опубликовало очередной аналитический «Обзор мировой энергетики 2011» (WorldEnergyOutlook 2011), где отмечается, что потребители газового топлива на сегодня предпочтение отдают метану. Следует подчеркнуть, что основным индикатором популярности газового топлива является не количество заправочных станций и даже не численность парка работающих на нем машин, а фактический спрос. По этим данным прошедшая пятилетка преподнесла сюрприз. Произошло то, что прогнозировалось [1]: спрос на метан, как на моторное топливо, превзошел спрос на СУГ. В 2007 году мировой транспорт потребил 29,6 миллиона тон условного топлива СУГ и 19,9 миллиона тон условного топлива метана (расчеты специально были сделаны в тоннах условного топлива, чтобы показатели были полностью сопоставимы). В 2010 году мировым транспортом реализовано соответственно 33,2 миллиона тон СУГ, и 34,3 миллиона тон метана (в условных топливах), т.е. в 2010 году в мировом балансе альтернативных газовых видов моторного топлива доля СУГ составила 49%, а доля метана – 51%. Независимо от способа воспламенения рабочей смеси – от электрической искры или от сжатия, природный газ, как моторное топливо, с наибольшей эффективностью может использоваться не только в стационарных энергетических установках, но и в транспортной энергетике тоже. В настоящее время, известны многие публикации на тему использования природного газа в качестве моторного топлива в поршневых двигателях [2].

Двухтопливные двигатели (по старой терминологии – газодизели) могут иметь широкий диапазон применений. Обычно, эти двигатели являются модифицированными серийными дизелями и могут достигнуть очень низких уровней эмиссии вредных веществ в отработавших газах, особенно оксидов азота и твердых частиц. Конвертация дизеля в двухтопливный двигатель приводит к более мягкой и тихой работе, увеличивает ресурс между капитальными ремонтами, улучшает топливную экономичность.

Конвертирование дизеля в двигатель с искровым зажиганием, как правило, требует установку смесителя во впускной системе для образования смеси природного газа с воздухом, снижения степени сжатия в целях предотвращения детонационного сгорания (осуществляется посредством изменения конструкции поршня и формы камеры

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

сгорания, расположенной в поршне), и установку свечи зажигания в камере сгорания вместо форсунки. С другой стороны, такой вариант конвертации характеризуется снижением концентрации NO_x в выпускных газах, относительно низким расходом топлива, гомогенным сгоранием, в результате чего твердые частицы сажи топливного происхождения в выпускных газах практически отсутствуют.

Типичный процесс сгорания в двухтопливных двигателях состоит из, четырех стадий: период задержки воспламенения, сгорание заранее запальной дозы топлива, сгорание предварительно перемешанного газообразного топлива и диффузионная фаза сгорания газообразного топлива совместно с остающейся частью дизельного топлива.

Задержка воспламенения представляется как интервал времени между началом впрыскивания запального дизельного топлива и началом тепловыделения. Бикан (Bilcan) и др. (2001) предложили выражение для определения показателя политропы для различного газообразного топлива, которое было проверено для двухтопливного двигателя, работающего на синтез – газе, Гарьнем (Gamier) и др. (2005). Задержка воспламенения для запальной дозы дизельного топлива и различного газообразного топлива была измерена Р.З. Кавта-радзе.

Им было проведено сравнение задержки воспламенения для дизельного топлива, природного газа и различных синтез-газов (70%N₂+30%CH₄ и 60%N₂+20%CH₄+20%N₂). В результате была предложена зависимость для определения задержки воспламенения для различных газообразных топлив. Для дизеля при работе на обычном дизельном топливе с использованием рециркуляции отработавших газов, формула для расчета задержки воспламенения имеет вид:

$$\tau_i = 0.55 p^{-1.3} \cdot \exp(4400/T), \quad (1)$$

$K = 0.9_z^{-0/09}$, где z – степень рециркуляции (%), p , T – давление и температура в цилиндре в момент впрыскивания топлива (бар, К) соответственно. Сравнивая корреляцию задержки воспламенения для различного газообразного топлива и для различных степеней рециркуляции отработавших газов, было отмечено, что добавка водорода

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

в синтез газе сокращает задержку воспламенения и продолжительность сгорания [3].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из проведенного анализа видно, что, независимо от технологии конвертирования дизелей на газообразные топлива, основное внимание уделяется рабочему процессу, протекающему в конвертированных двигателях, и практически не затрагиваются вопросы локального теплообмена, определения термических граничных условий и теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы. По этим причинам в научно-технической литературе можно найти крайне скудные данные (особенно экспериментальные) об основных показателях рабочего процесса в газовых и двухтопливных двигателях, о проведении оценки теплового и напряженно-деформированного состояний их деталей. Очевидно, что при использовании газообразных топлив условия теплообмена в КС по сравнению с традиционными топливами изменяются. В связи с этим исследование локального теплообмена в дизелях, конвертированных на природный газ, и определение способов снижения тепловых нагрузок в газовых и двухтопливных двигателях, является актуальной задачей транспортного дизелестроения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тулаев Б.Р., Елин Е.А. Автоматизация приведения показателей испытуемого двигателя внутреннего сгорания к стандартным атмосферным условиям. – Сборник трудов. «Современные тенденции развития автомобилестроения в России», №3. Тольятти, 2004. 179 – 181 с.
2. Тулаев, Б. Математическое моделирование процессов теплообмена в ДВС. Монография. – Ташкент: Adabiyot uchquni, 2018. – 176 с.
3. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / V. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66 – 68.

Представлено 17.05.2019

АНАЛИЗ СТЕПЕНИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
ANALYSIS OF THE DEGREE OF THE AUTOMATION
OF THE DESIGN OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

О.А. Хушнаев, Ф.М. Рахматова, асс.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
O.Khushnaev, F.Rakhmatova, Assistant,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье проанализированы все основные этапы разработки конструкции двигателя с точки зрения возможности автоматизации.

Abstract. In article analyzes all the main stages of engine design development in terms of automation capabilities.

Ключевые слова: автоматизация, проектирование, двигатели внутреннего сгорания.

Key words: automation, design, internal combustion engines.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ основных этапов разработки конструкции двигателя с точки зрения возможности автоматизации является актуальной задачей. Поэтому для создания логики компьютерного проектирования, которую можно заложить в основу САПР ДВС, необходимо назвать и проанализировать (с точки зрения возможности автоматизации) все основные этапы разработки конструкции двигателя.

АНАЛИЗ СТЕПЕНИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Началом любого процесса конструирования является выработка технического задания на создаваемую систему. Основная цель этого этапа – определение требований, предъявляемых к конструкции двигателя потребителем. Основные параметры, закладываемые в техническое задание (ТЗ):

- эффективная мощность и вращающий момент двигателя;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

- эксплуатационный диапазон частот вращения коленчатого вала (должен быть согласован с потребителем);
- масса и габаритные размеры двигателя;
- экономичность по топливу и смазочному маслу;
- срок службы, время до первой переборки;
- экологические характеристики отработавших газов;
- уровень акустического шума двигателя.

Выбор параметров, в значительной мере определяющих тип, компоновочную схему, тактность двигателя, производит конструктор, поэтому этот этап автоматизации не подлежит. Однако на более низких уровнях проектирования, когда разрабатываются и уточняются технические задания на отдельные элементы и системы, предъявляемые к ним требования, являются следствием предварительного анализа конструкции на более высоком уровне. Поскольку этот анализ может выполняться и с помощью ЭВМ (в системе САПР – только таким образом), то создаются определенные предпосылки для автоматизации и нулевого этапа.

Следующий этап – выбор прототипа двигателя, наиболее соответствующего требованиям, сформулированным в ТЗ. Чаще всего это требования повышенной экономичности, мощности и ресурса по сравнению с существующими вариантами конструкций, кроме того, в последнее время выдвигается требование многотопливности двигателя. Эту задачу можно отнести к задаче параметрического синтеза третьего уровня сложности [1].

Все вышесказанное относится к выбору прототипа на более низких иерархических уровнях проектирования, когда речь идет о разработке конструкций отдельных систем и элементов. С одной стороны, вследствие большой детализации конструкции и конкретизации требований ТЗ зачастую не находится конструкция, которая могла бы быть прототипом при разработке отдельных узлов и деталей, а необходимо решение на уровне изобретения. Таким образом, этап выбора прототипа двигателя и его отдельных узлов и деталей может быть в значительной мере автоматизирован.

После выбора прототипа приступают к этапу эскизной проработки двигателя. Рассмотрим возможную степень его автоматизации. Как и в любом другом случае, на данном этапе решаются задачи синтеза и анализа конструкции. В данном случае этап начинается с

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

анализа, поскольку необходимо выяснить, по каким позициям выбранный прототип отличается от требований ТЗ. Далее исследуются варианты необходимых изменений конструкции и их возможные последствия [2].

Итак, после завершения этапа эскизного проектирования конструкция двигателя в целом известна. Выбрана его компоновочная схема, тип и состав отдельных систем и элементов, подобраны необходимые унифицированные узлы и детали. Конструктор и автоматизированная система на этом этапе выступают как практически разные партнеры – творческую часть работы, связанную с разработкой нестандартных решений, берет на себя человек, трудоемкая часть работы, связанная с просмотром и анализом вариантов, выбором стандартизованных элементов, обеспечением документацией, остается на долю ЭВМ.

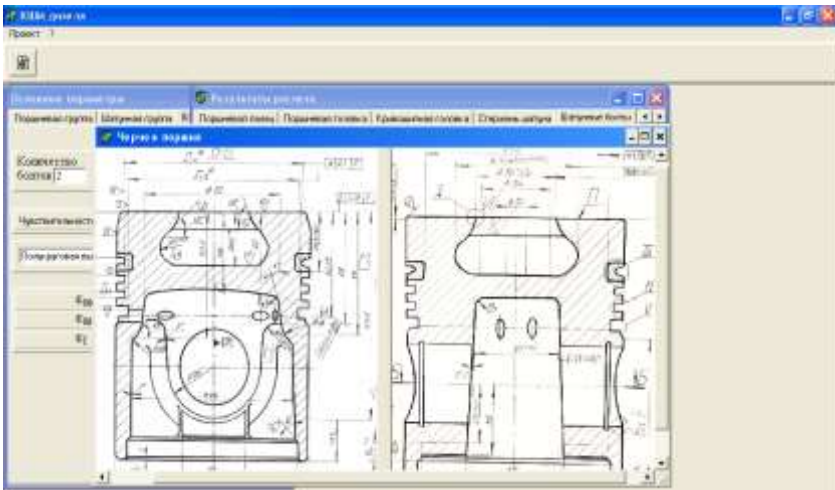


Рисунок 1 – Рабочая документация для изготовления опытного образца поршня

Следующий этап – рабочее проектирование. На этом этапе, на основании данных, полученных на предыдущей стадии, выполняются конструкторская и расчетная проработка основных узлов и деталей, выдается рабочая документация для изготовления опытного образца двигателя (рисунок 1). Следует отметить, что при использовании

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

унифицированных узлов и деталей надобность в этапе рабочего проектирования практически отпадает, поскольку при подборе узлов на стадии эскизного проектирования выдается и документация на ее производство [3].

Основной функцией ЭВМ на этой стадии проектирования является анализ предложенной конструкции с помощью полноразмерных математических моделей. Именно это с достаточной степенью достоверности доказывает правильность выбора основных конструктивных решений, выбора размеров, допусков, зазоров и т.п.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современные методы расчета ДВС позволяют с высокой степенью точности предсказать поведение технической системы практически любой сложности при любых конструктивных и режимных воздействиях на нее. Следовательно, предварительный расчетный анализ вновь разрабатываемого двигателя позволяет резко сократить количество ошибок, неизбежных даже при самой высокой квалификации конструкторского персонала. Это существенно уменьшает удельный вес экспериментально-доводочных работ, занимающих большую часть разработки ДВС.

Результатом этапа рабочего проектирования является рабочая документация на двигатель.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тулаев Б.Р., Елин Е.А. Автоматизация расчетов, проектирования и исследования ДВС. Сборник научных трудов. Ташкент, ТашГТУ, 2005.

2. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Тольятти, 27–29 мая 2015 г.

3. Тулаев, Б. Математическое моделирование процессов теплообмена в ДВС. Монография. – Ташкент: Adabiyot uchquni, 2018. – 176 с.

Представлено 17.05.2019

РАЗРАБОТКА ФИЗИЧЕСКИХ И МАТЕМАТИЧЕСКИХ
МОДЕЛЕЙ ПРИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
DEVELOPMENT OF PHYSICAL AND MATHEMATICAL MODELS
IN AUTOMATION OF THE DESIGN OF INTERNAL
COMBUSTION ENGINES

Ж.О. Хакимов, доц.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
Zh. Khakimov, Associate Professor,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье описываются физические и математические модели теплового расчета ДВС, а также автоматизированного проектирования деталей и узлов двигателей.

Abstract. In article describes the physical and mathematical models of thermal calculation of internal combustion engines, as well as computer-aided design of engine parts and assemblies.

Ключевые слова: физическая модель, математическая модель, автоматизация, двигатели внутреннего сгорания, расчет.

Key words: physical model, mathematical model, automation, internal combustion engines, calculation.

ВВЕДЕНИЕ

На кафедре «Энергомашиностроение и профессиональное образование» Ташкентского Государственного Технического Университета имени Ислама Каримова по заказу производственного объединения «Новатор» по инновационному содружеству выполняются работы по разработке систем автоматизированного проектирования двигателей внутреннего сгорания. Работа, выполняемая авторами, является частью этого задания.

РАЗРАБОТКА ФИЗИЧЕСКИХ И МАТЕМАТИЧЕСКИХ
МОДЕЛЕЙ ПРИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Целью работы является разработка пакетов прикладных программ для систем автоматизированного проектирования двигателей внутреннего сгорания, осуществляющих автоматизированный расчет действительного рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, а также проектирование и расчет кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов.

В рамках решения поставленных задач авторами разработаны физические и математические модели:

- теплового расчета двигателей внутреннего сгорания, работающих как на бензине, так и на газообразном топливе;
- дизелей без наддува и с наддувом, устанавливаемых на современных транспортных энергетических средствах;
- характеристик турбины и компрессора наддувочного устройства;
- приведения показателей испытуемого двигателя к стандартным атмосферным условиям (1-10);
- построения внешних скоростных характеристик бензиновых и дизельных двигателей;
- силового расчета кривошипно-шатунного механизма с рядным, V-образным и аппозитивным расположением цилиндров;
- силового расчета газораспределительного механизма;
- построения безударного профиля кулачка методом Курца и методом «полидайн» [1].

В качестве примера приводим *математическую модель* приведения показателей испытуемого двигателя к стандартным атмосферным условиям. Аналитические выражения, на основе которых получены номограммы [2].

Например, для тракторных, комбайновых и автомобильных дизелей, приведенные мощность N_{eo} , кВт, крутящий момент M_{ko} , Н·м, среднее эффективное давление p_{eo} , МПа, часовой расход топлива G_{TO} , кг/ч, удельный эффективный расход топлива g_{eo} , г/кВт·ч подсчитывали следующими выражениями [3]:

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$N_e = K_N \cdot N_E, \quad (1)$$

$$M_{KO} = K_N \cdot M_k, \quad (2)$$

$$p_{eo} = K_N \cdot p_e, \quad (3)$$

$$G_{mo} = K_{Gm} \cdot G_m, \quad (4)$$

$$g_{eo} = K_{ge} \cdot g_e. \quad (5)$$

Коэффициенты приведения определяли по следующим аналитическим зависимостям:

$$K_N = \frac{0.823 \cdot 0.83}{\rho_{T25} \cdot (1 - K_B \Delta B_{okp}) \cdot (1 - K_{tB} \Delta t_{okp}) \cdot (1 - K_{tT} \Delta t_T)}; \quad (6)$$

$$K_{G_T} = \frac{0.823 \cdot (0.83)}{\rho_{T25} \cdot (1 - K_{tT} \Delta t_T)}; \quad (7)$$

$$K_{g_e} = (1 - K_B \Delta B_{okp}) \cdot (1 - K_{tB} \Delta t_{okp}). \quad (8)$$

За стандартные атмосферные условия принимают: барометрическое давление 100 кПа; температуру воздуха +25 °С, относительную влажность – 50% [3].

Для тракторных и комбайновых двигателей величина определяется по выражению:

$$B_{okp} = 100 - B_{okp} + \alpha \varphi \cdot (0.01 p_s - 1.6); \quad (9)$$

Для автомобильных дизелей:

$$B_{okp} = 100 - (B_{okp} - p_s); \quad (10)$$

После разработки математической модели приведения составили алгоритмы решения поставленной задачи, на основе которых разработали пакет прикладных программ PrivStandart [4].

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

При разработке программного обеспечения PrivStandart старались удачно сочетать новейшие информационные технологии с реализацией полноценного интерфейса [5].

Для разработанных моделей составлены алгоритмы решения поставленных задач, на основе которых разработаны пакеты прикладных программ защищены четырнадцатью свидетельствами Государственного Патентного ведомства Республики Узбекистан.

Эти расчеты сложны и громоздки, поэтому их выполнение может быть выполнено наиболее эффективно только с применением современных ЭВМ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная нами методика позволяет не только эффективно получать результаты, но и улучшать показатели двигателя по ходу выполнения расчетов, т.к. программы составлены модульно, а вся работа с ними организована в режиме активного диалога. После завершения каждого этапа расчета у конструктора есть возможность оптимизировать значения вводимых в данный этап расчета исходных данных и тем самым получать оптимальные решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х книгах. Книга 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2007, – 414 с.
2. Моделирование систем и процессов. Практикум. Учебное пособие для академического бакалавриата. Под редакцией В.Н. Волкова и В. Н. Козлова. – М.: Юрайт, 2016, – 295 с.
3. Тулаев, Б. Математическое моделирование процессов теплообмена в ДВС. Монография. – Ташкент: Adabiyot uchquni, 2018. – 176 с.
4. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / V. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66–68.
5. Matmurodov F.M., Daminov O.O., Mirzaabdullayev J.B., Hakimov Zh.O. Mathematical modeling of transfer of the moment from the engine to the executive mechanism. Austria, Vienna. “East West” Association for

УДК 621.43

ОЦЕНКА ИНТЕРФЕЙСНОГО МОДУЛЯ РАСЧЕТНОГО
КОМПЛЕКСА ДВС С АНАЛИЗОМ КАЧЕСТВА
ПОЛУЧАЕМОГО РЕЗУЛЬТАТА
EVALUATION OF THE INTERFACE MODULE
OF THE CALCULATION COMPLEX OF THE INTERNAL
COMBUSTION ENGINE WITH ANALYSIS OF THE QUALITY
OF THE RECEIVED RESULT

Б.Р. Тулаев, проф.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
B. Tulaev, Professor,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье описываются качества, которым должна удовлетворять любая программная продукция.

Abstract. In article describes the quality, which must satisfy any software products.

Ключевые слова: двигатель, расчетной комплекс, анализ качество, моделирование.

Key words: engine, settlement complex, quality analysis, modeling.

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня невозможно представить себе нашу жизнь без компьютеров. Современные компьютеры и компьютерные программы решают самые разнообразные задачи от ведения статистической и бухгалтерской документации до навигации транспортных средств и даже космических кораблей. Очень широко применяются компьютеры для математического моделирования различных химических процессов, а также для проектирования различных конструкций [1].

ОЦЕНКА ИНТЕРФЕЙСНОГО МОДУЛЯ

Именно эти возможности современной вычислительной техники авторы задумали использовать в проекте на кафедре «Энергомашиностроение и профессиональное образование» «Моделирование двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ».

Но при создании подобного программного продукта следует помнить о том, каким качествам должна удовлетворять любая программная продукция [2].

Во-первых, любое программное обеспечение должно быть надежным. Во-вторых, программа должна быть безопасной.

Ну и самое главное это комплекс свойств, отвечающих за использование и сопровождение готового программного продукта. В частности, это легкость понимания и простота использования – мера защищенности от неправильного использования и от частоты ошибок пользователя. Для этого необходимо разработать удобный, понятный, хорошо откомментированный интерфейс для общения пользователя с ЭВМ. Если же в процессе работы программного обеспечения все же возникают ошибки пользователя, то должна быть предусмотрена возможность быстрого и удобного их устранения.

Для увеличения жизненного цикла программного продукта необходимо предусмотреть его легкую и быструю адаптируемость – т.е. мера легкости расширения и улучшения работающего программного изделия [3].

Стремление к наилучшему удовлетворению всех этих свойств должно присутствовать при разработке данного программного обеспечения.

Первые два свойства, а также адаптируемость, обеспечиваются на этапе проектирования внутренней архитектуры программных модулей. Комплекс же свойств, отвечающий за удобства для пользователя, должен полностью удовлетворяться уже на этапе внешнего проектирования программного продукта [4].

Этого можно достичь путем максимального сближения интерфейса и аппаратного обеспечения с наиболее употребляемыми на данный момент программными оболочками, например, Microsoft Windows 2007, Microsoft Office. Также необходимо выполнить еще ряд условий.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

1. Выходные данные должны выдаваться в требуемой форме, и обязательно прокомментированными. Например, нельзя выдавать результат работы программы в виде набора чисел, записанных в экспоненциальной форме – 1.34E-05.

2. Сообщения, вводимые пользователем, должны быть как можно короче, но не настолько, чтобы терялся их смысл.

3. Необходимо снизить до необходимого минимума количество сообщений, вводимых пользователем с клавиатуры. По возможности, лучше оформить ввод в качестве различных меню (выпадающих, всплывающих, системных и т.п.). Это снизит возможность появления ошибок пользователя (рисунок 1).

4. Обеспечить средства «ПОМОЩИ» – специальный набор функций по оказанию пользователю помощи, если тот запутался или забыл какое-либо правило взаимодействия.

5. Все общения должны быть корректными и удобными для понимания.

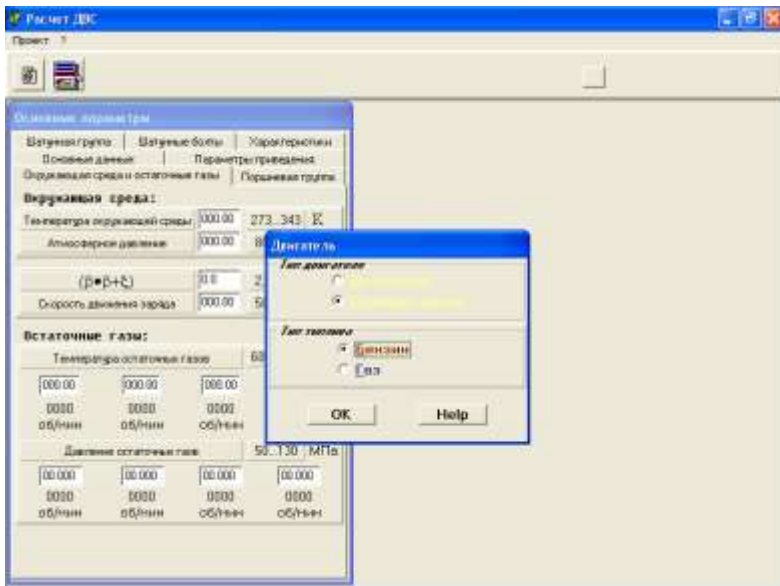


Рисунок 1 – Вид интерфейса при вводе исходных данных пользователем с клавиатуры

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

6. Чем разнообразнее и красивее оформлен экран, тем приятнее с ним работать.

7. Программное изделие должно принимать любые вводимые данные. Если система расценила введенные данные как ошибочные, то она должна проинформировать об этом пользователя.

8. Необходимо, чтобы на каждое входное сообщение пользователя система выдавала какое-нибудь уведомление. Без этого пользователь может засомневаться, правильно ли было введено сообщение, и попытаться повторить ввод, что может привести к непредсказуемым последствиям.

9. Ошибки пользователя должны немедленно обнаруживаться. После обнаружения подобных ошибок должно выдаваться соответствующее сообщение и запрос на корректировку ошибочно введенных данных.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Следуя всем вышеприведенным правилам и свойствам, мы планируем создать комплекс, который обеспечивал бы расчет, обучение, сравнительный анализ различных моделей двигателей, а также контроль знаний студентов по специальным дисциплинам по направлению «Энергомашиностроение и профессиональное образование».

ЛИТЕРАТУРА

1. Тулаев Б.Р., Елин Е.А. Автоматизация приведения показателей испытуемого двигателя внутреннего сгорания к стандартным атмосферным условиям. – Сборник трудов. «Современные тенденции развития автомобилестроения в России», №3. Тольятти, 2004. 179-181 сс.

2. Тулаев, Б. Математическое моделирование процессов теплообмена в ДВС. Монография. – Ташкент: Adabiyot uchquni, 2018. – 176 с.

3. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / V. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66-68.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

4. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Тольятти, 27-29 мая 2015 г.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.43.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МГР С КУЛАЧКАМИ
РАЗЛИЧНОГО ПРОФИЛЯ
STUDY OF THE DYNAMICS OF THE MECHANISM
OF GAS DISTRIBUTION WITH CAMS OF DIFFERENT PROFILE

Ж.Б. Мирзаабдуллаев, ст. преп.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
Zh. Mirzaabdullaev, Senior Lecturer,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье приводится сравнительный анализ динамики МГР с кулачками различного профиля.

Abstract. In clause the comparative analysis of dynamics the mechanism gas distribution with cams of a various structure is resulted.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, динамика, механизм газораспределения, кулачок, профиль.

Key words: internal combustion engines, dynamics, gas distribution mechanism, cam, profile.

ВВЕДЕНИЕ

При форсировании двигателей по частоте вращения коленчатого вала возникает ряд специфических задач, требующих научного и инженерного решения: динамическое уравнивание двигателя, обеспечение приемлемого уровня сохранения механических потерь на приемлемом уровне, стабилизация теплового состояния деталей шатунно-поршневой группы, цилиндра и его головки, клапанов и

другие. Но наиболее трудными представляются проблемы, связанные с обеспечением надёжной и качественной работы системы топливоподачи и механизма газораспределения [1].

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МГР С КУЛАЧКАМИ РАЗЛИЧНОГО ПРОФИЛЯ

Цель работы. Исследование влияния профиля кулачка при одинаковом подъеме клапана и угле действия на время-сечение клапанной щели, максимальную нагрузку на элементы привода клапана, на характеристику пружинного узла, а также на уровень искажения закона движения за счет резонансных колебаний упругомассовой системы механизма газораспределения одинаковой компоновки.

Этапы работы.

1. Расчет геометрии профилей кулачков: трехрадиусного выпуклого, Курца, полидайн [2].

Все перечисленные кулачки имеют одинаковые значения: $h_T \max$ – максимального подъема толкателя; φ_0 – угла действия кулачка; φ_1 – угла поворота кулачка, соответствующего фазе положительных ускорений; r_0 – радиуса начальной окружности (радиуса «затылка» кулачка).

2. Расчет по известным зависимостям законов движения клапана при одном (заданном) скоростном режиме работы двигателя

$$\left(\frac{1}{2}\omega = \frac{1}{2}\omega_H = \frac{\pi n_H}{60}\right).$$

3. Расчет параметра время-сечение клапанной щели при различных профилях кулачка:

$$A = \int_{t_H}^{t_k} f_{кл_{ti}} dt,$$

где $t_H = 0$ – момент начала подъема клапана; $t_k = \frac{\varphi_{оп} + \varphi_{зап} + 180}{2\omega}$ – момент окончания подъема клапана; $\varphi_{оп}$, $\varphi_{зап}$ – соответственно углы опережения открытия и запаздывания закрытия клапана; $f_{кл_{ti}}$ – подъем клапана, соответствующий моменту времени; $t_i = \varphi_i/\omega$;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$f_{клti} = \pi h_{клti} (d_t \cos \alpha_\phi + h_{клti} \sin \alpha_\phi \cos^2 \alpha_\phi)$; α_ϕ – угол фаски клапана; φ_i – угол поворота кулачкового вала (текущие значения).

Приближенно по табличным значениям $f_{клti} \sim \varphi_i$ находим

$$A \approx \frac{\Delta\varphi}{\omega} \sum_0^{(\varphi_{оп} + \varphi_{зап} + 180)/\Delta\varphi} f_{клti}.$$

Строится сравнительная таблица значений A для кулачков различного профиля.

4. Расчет амплитуд резонансных колебаний привода и связанных с ней амплитуд гармонических искажений закона движения клапана при трех различных профилях кулачков. Для этого [3]:

а) рассчитывается при постоянном для всех выбранных профилей коэффициенте запаса K_3 максимальная упругая сила пружины $P_{прmax} = K_3 m_{кл.пр} j_{клmin}$ – минимальное ускорение клапана соответствующее точке верхнего выстоя кулачка ($\varphi = \frac{\varphi_0}{2}$);

б) определяются диаметр проволоки $d_{пр}$, диаметр пружины $D_{пр}$ и число ее витков i . Затем рассчитывается масса пружины:

$$m_{пр} = \pi D i \frac{\pi d_{пр}^2}{4} \rho_{пр},$$

где $\rho_{пр}$ – плотность материала пружины;

в) рассчитывается приведенная масса МГР:

$$m_{кл пр} = m_{кл} + \frac{1}{3} m_{пр} + \frac{J_{кор}}{i_k^2} + \frac{1}{3} \left[\frac{m_{шт}}{(i_k + C_{шт}/i_k C_{кор})^2} \right]$$

г) на основе полученного $m_{кл пр}$ уточняются $P_{прmax}$ (проводится повторный расчет) и новое значение $m_{пр}$;

д) определяется $m_{кл пр}$ при новом значении $m_{пр}$;

е) рассчитываются жесткости пружины и привода, а также частота собственных колебаний для кулачка каждого из исследуемых профилей:

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$C_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{прmax}} - P_0}{h_{\text{клmax}}}, \quad C_{\text{мгр}} = \frac{C_{\text{шт}} C_{\text{кор}}}{i_k^2 C_{\text{кор}} + C_{\text{шт}}}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{C_{\text{пр}} + C_{\text{мгр}}}{m_{\text{кл пр}}}}.$$

ж) определяется номер ближайшей к ω_0 резонирующей гармонике возбуждающего фактора [4]:

$$k = \text{int} \frac{\omega_0}{0.5\omega};$$

з) рассчитывается амплитуда k -й гармонике возбуждающего фактора $F_{\omega=\omega_0}$:

$$A_k = \frac{2}{N} C_{\text{мгр}} i_k \sum_{i=0}^M h_T \cos k \frac{2\pi}{N} i, \quad B_k = \frac{2}{N} C_{\text{мгр}} i_k \sum_{b=0}^N h_T \sin k \frac{2\pi}{N} i,$$

$$F_{\omega=\omega_0} = \sqrt{A_k^2 + B_k^2},$$

где $N = \frac{t_k}{\Delta t}$,

и) определяется амплитуда смещения клапана за счет упругих колебаний:

$$\Delta_{\text{упр}} = \frac{F_{\omega=\omega_0}}{\xi \omega_0}.$$

Величина ξ , по статическим данным, для механизмов с нижним расположением распределительного вала (м/с)

$$\xi = 0,107 m_{\text{кл.пр}} \omega_0;$$

к) рассчитывается для каждого профиля кулачка средний квадрат отклонения закона движения за счет упругих колебаний [5]:

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$\delta = \frac{\Delta_{\text{упр}}}{\sqrt{2\overline{h_{\text{кл}}^2}}} \cdot 100, \text{ где } \delta = \frac{\Delta_{\text{упр}}}{\sqrt{2h_{\text{кл}}^2}} \cdot 100,$$

$$\text{где } \overline{h_{\text{кл}}^2} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=0}^N (h_{T\varphi} i_k)^2}.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Схема механизма и величины $m_{\text{кл}}$, $J_{\text{кор}}$, i_k , l_k , $m_{\text{шт}}$, $C_{\text{шт}}$, $C_{\text{кор}}$ задаются одинаковыми для всех исследуемых профилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. –400 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания. Компьютерный практикум. Моделирование процессов ДВС. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. –414 с.

3. Matmurodov F.M., Daminov O.O., Mirzaabdullaev J.B., Hakimov Zh.O. Mathematical modeling of transfer of the moment from the engine to the executive mechanism. Austria, Vienna. “East West” Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. European science review (Scientific journal). № 3–4.2017 (March–April), p. 75-77.

4. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / V. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66-68.

5. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Гольяты, 27-29 май 2015 г.

Представлено 17.05.2019

ОБЕСПЕЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ И СНИЖЕНИЕ
МАКСИМАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР ПОРШНЯ
ДО ЗАДАННЫХ ПРЕДЕЛОВ
MAINTENANCE OF MECHANICAL STRENGTH AND REDUC-
TION OF THE MAXIMUM PISTON TEMPERATURES TO THE
SPECIFIED LIMITS

О.О Даминов, доц.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан
O. Daminov, Associate Professor,
Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье приводятся результаты исследований факторов, влияющих на прочность и надежность работы поршневой группы современного форсированного дизеля.

Abstract. In article presents the results of studies of factors affecting the strength and reliability of the piston group of a modern forced diesel engine.

Ключевые слова: механическая прочность, поршень температура, бобышка, днища поршня.

Key words: mechanical strength, piston temperature, lug, piston head.

ВВЕДЕНИЕ

При форсировании дизелей необходимо увеличивать точность изготовления поршней. Переход с литых на штампованные поршни повышает прочностные свойства алюминиевого сплава. Переход на штампованные поршни из эвтектических сплавов позволяет поднять стойкость бобышек против трещинообразования на 16-26%.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ И МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПОРШНЯ

Повышения жесткости поршневого пальца достигается увеличением его наружного диаметра до значений $d_{п} = (0,32 - 0,42) \cdot D$. Внутренний диаметр выбирается в пределах $d_{в} = (0,25 - 0,48) \cdot d_{п}$.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

При выборе соотношения $d_{п}/D$, соответствующего верхнему пределу происходит повышение стойкости бобышек против образования трещин до 30%. Существенное увеличение сопротивления усталости бобышек происходит при замене литого поршня штампованным из эвтектического кремнеалюминиевого сплава [1].

Рекомендуем применять метод обработки отверстия в бобышке по копирной модели, при этом качество обработки не уступает качеству поверхности при цилиндрической расточке. Данные исследований трех вариантов А, В, С продольных профилей отверстий бобышек приводятся на рис. 1; радиальная максимальная высота профиля отверстия во всех трех случаях одинаковая.



Рисунок 1 – Профили расточек бобышек

Требуемое повышение надежности было достигнуто только после введения разгрузочных карманов в отверстиях бобышек, как показано на рисунке 2. Благодаря этому снижались касательные напряжения растяжения в бобышках, улучшилось равномерность контакта и распределение поверхностного давления между бобышками и кольцом.

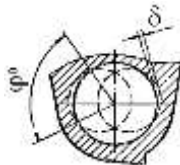


Рисунок 2 – Конфигурация разгрузочных карманов в отверстиях бобышек

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Эффективное снижение указанного давления достигается путем применения скошенных (трапециевидных) торцов бобышек. При этом одной стороне, увеличивается несущая поверхность бобышки, уменьшая среднее удельное давление, а с другой стороны, снижается прогиб поршневого пальца.

Таблица 1 – Результаты испытаний поршней с различными продольными отверстиями на гидропульсаторе

Форма отверстия	Начало образования трещин при нагрузке в МПа для поршней с диаметром, мм			Оценочный коэффициент
	91	109	128	
Цилиндрическая	14,7	15,4	15,0	1
Профиль А	15,3	16,1	15,6	1,04
Профиль В	16,8	17,6	17,1	1,14
Профиль С	18,2	19,3	18,8	1,25

Исследования распределения напряжений поршней со скошенными бобышками показали, что у этих поршней напряжения во всех критических зонах ниже, чем у поршней с прямыми торцами бобышек. Например, в зоне перехода от бобышки к днищу поршня напряжения снижаются на 43К, на поверхностях охлаждающих поверхностей на 25–29%, в верхней зоне бобышки – приблизительно на 15%.

Поршни со скошенными бобышками позволяют на 15÷20% увеличивать значения P_{max} (до 13,0 МПа) к соответственно увеличить P_e на 0,2– 0,3 МПа.

Учитывая факторы, влияющие на прочность и надежность работы поршневой группы современного дизеля, конструирование поршня должно вестись по двум направлениям: обеспечение механической прочности и снижение максимальных температур поршня до заданных пределов [2].

Повышению работоспособности поршня способствуют также оптимальная организация рабочего процесса и совершенствование смеобразованием. Это мероприятие включает в себе способ продувки цилиндра, турбулизации заряда, фазы газораспределения, подбор

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

топливной аппаратуры по направлению и дальнобойности струи к закону подачи топлива, выбранному с учетом формы камеры сгорания.

Привлекает внимание конструкция дизеля фирмы Elsbett с пониженной теплоотдачей в систему охлаждения. Особенностью этого рабочего процесса является образование расслоенного заряда в камере, выполненной в днище поршня. Наружный воздушный слой разделенного заряда удаляет зону сгорания от поверхностей стенок, образующих камеру. Получившийся слой воздушной “тепловой изоляции” существенно снижает теплоотдачу в систему охлаждения.

Процессы смесеобразования и сгорания в этом дизеле осуществляется в заданной последовательности, при которой в результате подвода к топливному факелу в зоне сгорания образуется стехиометрическая смесь. Рабочий процесс организуется так, чтобы на всех режимах работы дизеля, в том числе и при полной нагрузке, между зоной сгорания и стенками камеры сохранялся теплоизолирующий воздушный слой.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В днище поршня фирмы Elsbett в результате локального повышения температуры в центре вихря продукты сгорания с меньшей удельной массой концентрируются в центре камеры, а не участвующие в сгорании массы воздуха под действием центробежной силы вытекают наружу вдоль стенок камеры. Толщина теплозащитного воздушного слоя уменьшается по мере увеличения впрыскиваемого топлива, чем объясняется лучшая топливная экономичность этого процесса сгорания на режимах частотных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. – 400 с.
2. Matmurodov F.M., Daminov O.O., Mirzaabdullayev J.B., Hakimov Zh.O. Mathematical modeling of transfer of the moment from the engine to the executive mechanism. Austria, Vienna. “East West” Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. European science review (Scientific journal). № 3–4.2017 (March–April), p. 75-77.

Представлено 17.05.2019

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВЕКТОРНЫХ ДИАГРАММ
И БАЛАНСИРОВКА ДВИГАТЕЛЕЙ
CALCULATION AND CONSTRUCTION OF VECTOR
DIAGRAMS AND ENGINEERING BALANCING

Л.О. Даминов¹, асс., Ж.П. Турдиев², асс.,

¹Каршинский инженерно-экономический институт,
г. Карши, Узбекистан

²Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

L. Daminov¹, Assistant, Zh. Turdiev², Assistant,

¹Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

²Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье приводится методика, позволяющая автоматизировать расчет и построение векторных диаграмм, а также балансировку двигателя.

Abstract. In article provides a method to automate the calculation and construction of vector diagrams, as well as engine balancing.

Ключевые слова: динамический расчет, векторная диаграмма, балансировка двигателя.

Key words: dynamic calculation, vector diagram, engine balancing.

ВВЕДЕНИЕ

При выполнении динамического расчета двигателя необходимо рассчитать и построить диаграммы следующих сил:

$$p'_Г - S_x(V_x); p_Г(\alpha); p_и(\alpha); p_1(\alpha); p_ш(\alpha); N(\alpha); T(\alpha); Z(\alpha);$$

векторные диаграммы сил, действующие на шатунные и коренные шейки и подшипники, а также диаграмму набегающего крутящего момента.

Для выполнения динамического расчета необходимо знать общие данные двигателя (тактность, число цилиндров, порядок работы и т. д.), а также величины [1]: D или R ; S_p ; λ ; p_z ; p_c ; n_1 ; n_2 ;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

p_a ; p_B ; n ; ρ ; Ψ (для двухтактных двигателей); $m_{п.л.}$; m_2 ; $m_{вр.}$; p_k (для двигателей с наддувом).

Использование программ для ЭВМ позволяет как расчеты, так и построение диаграмм проводить с применением ЭВМ. На рисунке 1 приведен фрагмент распечатки и построение диаграммы сил от давления газов по углу поворота коленчатого вала. На рисунке 2 показана векторная диаграмма сил, действующих на первую шатунную шейку V-образного ($\gamma = 90^\circ$) восьмицилиндрового четырехтактного автомобильного дизеля со следующими параметрами [2]:

$$D = 110 \text{ мм}; S = 115 \text{ мм}; L = 203 \text{ мм}; z = 0; n = 2000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_1 = 1,37; n_2 = 1,178; \varepsilon = 17,3; p_a = 0,0975 \text{ МПа};$$

$$p_B = 0,107 \text{ МПа}; p_z = 9,41 \text{ МПа}; M_{п.д} = 2,229 \text{ кг}; M_{вр} = 1,386 \text{ кг}.$$

Фазовый угол между процессами в цилиндрах равен 90° .

Аналогично рассчитывают и строят все остальные диаграммы динамического расчета.

Балансировка четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя. Из условия равномерности чередования рабочих ходов $\delta = 720^\circ$; $\alpha = 180^\circ$.

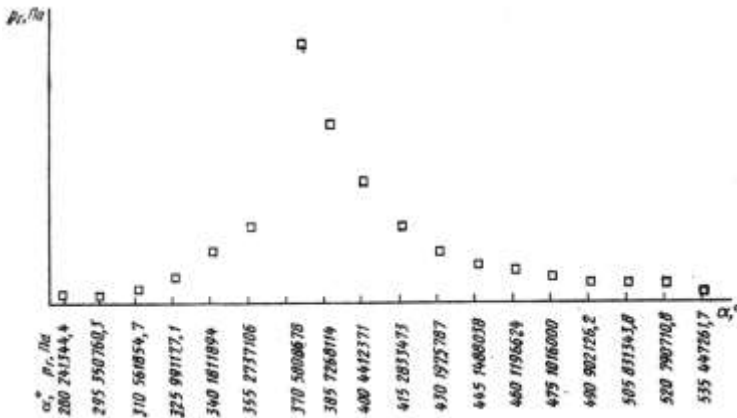


Рисунок 1 – Фрагмент распечатки диаграммы сил от давления газов

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Коленчатый вал плоский. Порядок работы цилиндров: 1–3–4–2 или 1–2–4–3. Коленчатый вал зеркально симметричный, поэтому начало системы координат удобно выбрать на середине третьей коренной шейки.

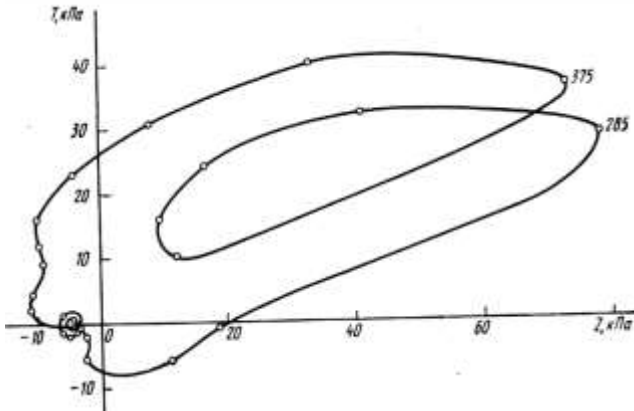


Рисунок 2 – Векторная диаграмма сил, действующих на первую шатунную шейку восьмицилиндрового V-образного дизеля

Из условий балансировки, очевидно, что

$$\sum P_{cx} = 0, \sum P_{и1x,y} = 0, \sum P_{и2x,y} = 0$$

$$\sum M_{cx} = 0, \sum M_{1x,y} = 0, \sum M_{2x,y} = 0$$

Распишем остальные условия балансировки [3]

$$\sum P_{cy} = m_{вр} R \omega^2 [2 \cdot \sin \alpha + 2 \cdot \sin(180 + \alpha)] = 0,$$

$$\sum P_{cz} = m_{вр} R \omega^2 [2 \cdot \cos \alpha + 2 \cdot \cos(180 + \alpha)] = 0,$$

$$\sum P_{и1z} = -m_{пд} R \omega^2 [2 \cdot \cos \alpha + 2 \cdot \cos(180 + \alpha)] = 0.$$

$$\begin{aligned} \sum P_{и2z} &= -m_{пд} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot [2 \cdot \cos 2\alpha + 2 \cdot \cos 2 \cdot (180 + \alpha)] = \\ &= -4m_{пд} R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \end{aligned}$$

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Таким образом, центробежные силы сбалансированы. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка также сбалансированы, так как при $\cos \alpha > 0$ $P_{и1zI}$ и $P_{и1zIV}$.

Отрицательны, $P_{и1zII}$ и $P_{и1zIII}$ – положительны, т. е. они направлены попарно противоположно [4]. При изменении знака сил $P_{и1zI}$ и $P_{и1zIV}$ также изменяют знак силы $P_{и1zII}$ и $P_{и1zIII}$. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс второго порядка не сбалансированы и всегда направлены в одну сторону.

Максимальное значение суммарных сил инерции второго порядка в автомобильном двигателе с внешним смесеобразованием при

$$M_{п.д} = 0,72 \text{ кг}; R = 46\text{мм}; n = 5000 \text{ мин}^{-1}; \lambda = 0,27;$$
$$\sum P_{и2z} = 9,8 \text{ кН.}$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эта сила будет воздействовать на подвеску двигателя, и ее необходимо учитывать при проектировании силовой установки. Силу $\sum P_{и2z}$ можно сбалансировать, например, по методу Ланчестера с помощью противовесов на дополнительных валах, вращающихся с удвоенной частотой по отношению к частоте вращения коленчатого вала. Эта сила относительно невелика, в общем спектре вибрации двигателя ее балансировка не дает значительного эффекта. Однако, несмотря на удорожание двигателя, иногда силу $\sum P_{и2z}$ балансируют для снятия вибрации двигателя на частоте ее действия.

Таким образом, разработана методика, позволяющая автоматизировать расчет и построение векторных диаграмм, а также балансировку двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Компьютерный практикум. Моделирование процессов ДВС. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. – 414 с.

2. Matmurodov F.M., Daminov O.O., Mirzaabdullayev J.B., Hakimov Zh.O. Mathematical modeling of transfer of the moment from the engine to the executive mechanism. Austria, Vienna. “East West” Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. European science review (Scientific journal). № 3–4.2017 (March–April), p. 75–77.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

3. Tulaev, B. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / В. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66–68.

4. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Голытьти, 27–29 май 2015 г.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.436.068.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫБРОСОВ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ
И ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ ПОСЛЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА
ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ
DETERMINATION PARTICULATES MATTER
AND TEMPERATURE OF EXHAUST GAS AT MODELING
THE COMBUSTION PROCESS OF DIESEL

Г.М. Кухарёнок, д-р техн. наук, проф.,

В.И. Березун, канд. техн. наук.

Белорусский национальный технических университет,

H. Kukharonak, Doctor of technical Science, Professor,

V. Berazun, Ph.D. in Engineering.

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. В статье проведен анализ современных подходов исследования дисперсных частиц. Для прогнозирования выброса дисперсных частиц в дизелях высокого экологического класса наиболее целесообразным является использование зависимости сажевой составляющей, скорректированной на основании экспериментальных данных. Получены зависимости для расчета дисперсных частиц и температуры отработавших газов после турбокомпрессора, позво-

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

ляющие повысить точность расчета и производить оценку параметров системы очистки отработавших газов при изменении характера протекания рабочего процесса в цилиндре.

Abstract. The article analyzes modern approaches to the study of particles mater. To predict the emission of particles mater in high-class diesel, it is most appropriate to use the dependence of the particulate component, adjusted on the basis of experimental data. The dependences of the calculation of particles mater and the exhaust gas temperature after the turbocharger are obtained, which allow to increase the accuracy of the calculation and to evaluate the parameters of aftertreatment system at the changes combustion process in the cylinder.

Ключевые слова: температура, дизель, рабочий процесс, очистка отработавших газов.

Key words: temperature, diesel, working process, exhaust gas cleaning.

ВВЕДЕНИЕ

Среди ярких представителей многозонного моделирования, в котором отражены современные подходы расчета рабочего процесса (РП) дизеля, следует выделить Н.Ф. Разлейцева [1] и Н. Hiroyasu [2]. Обе модели имеют как недостатки, так и преимущества друг перед другом. Однако тот факт, что в модели Н.Ф. Разлейцева учитывается форма, структура по протяженности распространения струи и температура поверхности пристеночного потока, позволяет считать ее более перспективной.

Феноменологическая модель Н.Ф. Разлейцева учитывает геометрические параметры цилиндра, частично описывает физико-химические процессы смесеобразования и горения, ее безусловным преимуществом является наличие подмодели расчета выброса сажи. Однако в базовой концепции не предусмотрена возможность расчета выбросов дисперсных частиц (РМ) и температуры отработавших газов после турбины турбокомпрессора (ТКР), что делает их определение актуальным и востребованным.

Последние тенденции развития двигателестроения, направленные на снижение результирующего выброса частиц, привели к перераспределению этих двух составляющих в сторону увеличения доли сажи в общем выбросе дисперсных частиц в процентном выражении.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Наибольшую популярность в исследовательских кругах получило направление поиска зависимости выброса дисперсных частиц C_{PM} , мг/м³, от дымности в %HSU (N) [3, 4, 5].

Другим направлением исследований является определения частиц в зависимости от дымности в FSN [6, 7].

Проанализировав приведенные в работах [3, 7] зависимости, можно отметить широкий диапазон варьирования результатов, полученных в различных лабораториях на отличных объектах исследования независимо от методов определения дымности (оптического или FSN).

Такое расхождение результатов существующих зависимостей объясняется различием фракционного состава дисперсных частиц, точнее вариацией растворимой органической фракции несгоревших углеводородов, а также методов определения дымности.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Технические решения, реализуемые в последнее время для снижения выбросов вредных веществ ВВВ, направлены на увеличение доли объемного смесеобразования, которое сопровождается увеличением диаметра горловины камеры сгорания и соответственно угла раскрытия топливных факелов совместно со снижением пролива распыливающих отверстий распылителя [8]. Все эти действия способствуют снижению доли растворимых фракций в общем составе выбросов, что позволяет считать сажу основным источником дисперсных частиц и использовать модель образования сажи Н.Ф. Разлейцева для расчета ВВВ в процессе сгорания. Любая зависимость расчета дисперсных частиц без учета химических процессов в выпускном тракте будет обладать значительной неопределенностью, ввиду недостаточного уровня знаний в этой области на текущий момент. Поэтому, для прогнозирования выброса дисперсных частиц, наиболее целесообразным является использование зависимости сажевой составляющей, скорректированной на основании полученных экспериментальных данных.

При разработке зависимостей, а также при проверке адекватности модели использованы результаты исследований, полученные на экспериментальной установке, приведенной в работе [9]. Измерение выбросов дисперсных частиц проводилось гравиметрическим методом

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

на установке SPC-478. Объект исследования представлял собой дизель 4ЧН11х12,5.

Как показали результаты испытаний, в выбранном диапазоне исследования параметров топливоподачи и степени рециркуляции отработавших газов, доля сажевых компонентов является доминирующей. Полученная зависимость PM , г/кВт·ч, от содержания сажи (рисунок 1) была включена в расчетную модель:

$$PM = -0,53 \cdot PM_s^2 + 1,21 \cdot PM_s + 0,03, \quad (1)$$

где PM_s – выброс сажи, г/кВт·ч.

Температурный фактор, являясь следствием процесса сгорания в цилиндре, оказывает непосредственное влияние на эффективность работы систем очистки отработавших газов (ОГ). Ввиду того, что выбор параметров РП заключается в поиске компромисса между обеспечением «сырого» выброса дизеля и степени конверсии систем нейтрализации ОГ, оценка изменения температурного потока ОГ является существенным фактором в снижении ВВВ дизелей.

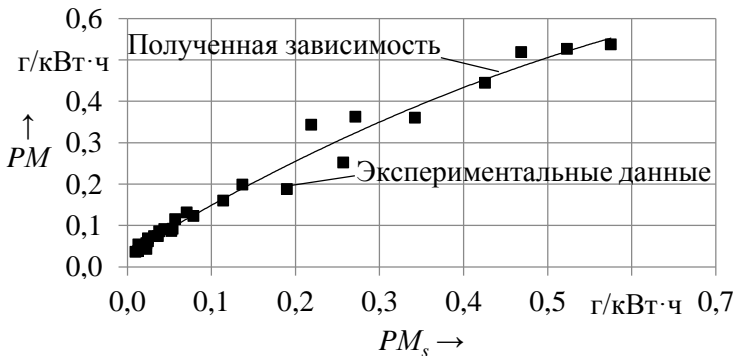


Рисунок 1 – Зависимость PM от PM_s

Определив значения температур газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана и сопоставив с экспериментальными значениями температур ОГ после ТКР (T_r'), измеренных при различных значениях параметров топливоподачи и степени РОГ (рисунок 2) была получена зависимость:

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$T_r' = 0,362 \cdot T_{\text{о.вып.кл.}} + 275,1, \text{ К;} \quad (2)$$

где $T_{\text{о.вып.кл.}}$ – температур газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана, К.

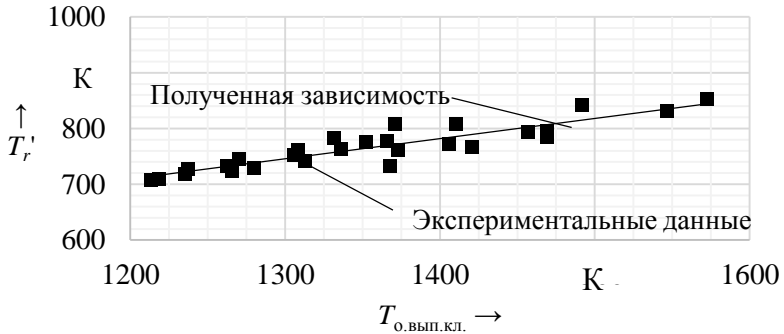


Рисунок 2 – Сопоставление температур T_r' и $T_{\text{о.вып.кл.}}$.

Зависимость имеет линейный характер и позволяет прогнозировать температуру ОГ при моделировании рабочего процесса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получены зависимости для определения выбросов дисперсных частиц и температуры отработавших газов после турбокомпрессора, которые используются при моделировании рабочего процесса дизеля высокого экологического класса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разлейцев, Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
2. Hiroyasu, H. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions / H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Arai // Combustion modeling / Bulletin of the JSME. – 1983. – № 26. – P. 569–575.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

3. Hardenberg, H. Grenzen der Rußmassnbestimmung aus optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ. – 1987. – № 2. – S. 51–54.

4. Филипосянц, Т. Р. К вопросу об ускоренных методах контроля и доводки дизелей по экологическим параметрам / Т.Р. Филипосянц, А.Г. Иванов // Экология двигателя и автомобиля: сб. научн. тр. НАМИ. – М., 1998. – С. 19–25.

5. Парсаданов, И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе топливно-экологического критерия / И. В. Парсаданов. – Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

6. Alkidas, A. Relationship between smoke measurements and particulate measurements / A. Alkidas // SAE Technical Paper. – 1984. – № 840412. – P. 1–12.

7. Muntean, G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust / G. Muntean // SAE Technical Paper. –1999. –№ 1999-01-0515. –P. 1–9.

8. Кухаренок, Г. М. Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, А. Н. Петрученко, В. И. Березун. – Москва: Новое знание, 2014. – 220 с.

9. Березун, В. И. Экспериментальная установка для исследования рабочего процесса дизеля высокого экологического класса / В. И. Березун // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 13 Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 21 апр. 2015 г. : в 4 ч. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол. : Б. М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2015. – Ч. 2. – С. 68–69.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.431

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ АККУМУЛЯТОРНОЙ
СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКА БЕНЗИНА
С НОВОЙ КОНСТРУКЦИЕЙ ЭЛЕКТРОННО-УПРАВЛЯЕМОЙ
ФОРСУНКИ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ УПРАВЛЯЮЩИХ ПАРАМЕТРОВ
NUMERICAL INVESTIGATION OF OPERATION
OF THE COMMON RAIL DIRECT PETROL INJECTION SYSTEM
WITH A NEW DESIGNED ELECTRONICALLY CONTROLLED
INJECTOR DEPENDING ON THE CONTROL PARAMETERS

З.Х. Керимов, д-р. техн. наук, проф., М.К. Джафарли, ст. преп.,
Азербайджанский Технический Университет, г. Баку, Азербайджан
Z. Kerimov, Doctor of Technical Sciences, Professor,
M. Jafarli, Senior Lecturer,
Azerbaijan Technical University, Baku, Azerbaijan

Аннотация. Приведены результаты численного исследования работы аккумуляторной системы непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки с позиции управляемости параметров впрыска.

Abstract. The results of a numerical investigation of operation of the common rail direct petrol injection system with a new designed electronically controlled injector from the position of controllability of injection parameters are presented.

Ключевые слова: численное исследование, гидродинамические процессы, электронно-управляемая бензиновая форсунка.

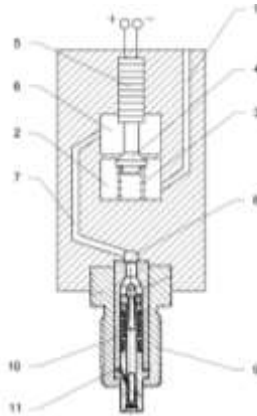
Key words: numerical investigation, hydrodynamic processes, electronically controlled petrol injector.

ВВЕДЕНИЕ

Для удовлетворения жестким требованиям, предъявляемым к экологическим и технико-экономическим показателям современных автомобильных двигателей на кафедре “Автомобильная техника” Азербайджанского Технического Университета на уровне изобретения предложен новый рабочий процесс двигателя с непосредствен-

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

ным впрыском бензина в цилиндр и с форкамерно-факельным воспламенением [1]. В работе [2] предложена новая конструкция электронно-управляемой форсунки (рисунок 1), предназначенная для работы в составе аккумуляторной топливной системы двигателя в соответствии с требованиями нового рабочего процесса. В работе [3] были представлены основные положения математической модели гидродинамических процессов в упомянутой аккумуляторной топливной системе, составленной с целью проведения численных экспериментов. А в настоящей работе приведены некоторые результаты численных исследований с использованием этой математической модели.



1 – входной канал, 2 – полость управляющего клапана, 3 – пружина управляющего клапана, 4 – управляющий клапан, 5 – пакет пьезоэлементов, 6 – камера управления, 7 – соединительный канал, 8 – полость клапанно-сопловой распылителя, 9 – сопловая часть клапанной форсунки, 10 – пружина впрыскивающего клапана, 11 – впрыскивающий клапан.

Рисунок 1 – Принципиальная схема разработанной электронно-управляемой форсунки [2]

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Были проведены численные эксперименты с целью исследования влияния на характеристик впрыска таких управляющих параметров, как длительность управляющего электрического импульса, поступающего с блока электронного управления на пьезоэлектрический актуатор и давление топлива на выходе топливного насоса высокого

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

давления (ТНВД), т.е. практически давление в аккумуляторе. Длительность управляющего электрического импульса изменялась в пределах от 0,1 мс до 2,5 мс через каждые 0,1 мс, а давление топлива на выходе ТНВД – в пределах от 50 бар до 100 бар через каждые 10 бар. В результате, была получена исчерпывающая информация о гидродинамических процессах в топливной системе, а также об изменении цикловой подачи топлива для различных режимов работы системы. В качестве примера результатов численных экспериментов на рисунке 2 приведена зависимость $Q_f = f(\tau, P_n)$ (зависимость цикловой подачи от упомянутых управляющих параметров).

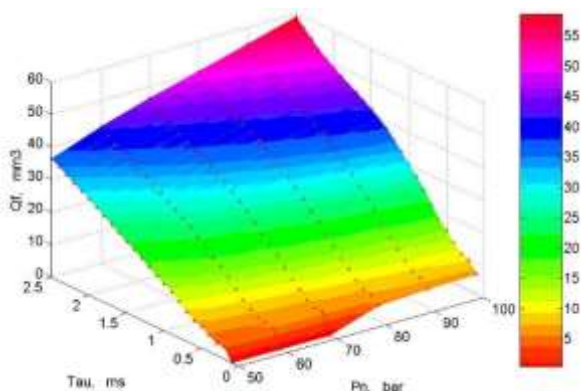


Рисунок 2 – Зависимость цикловой подачи топлива (Q_f) от длительности управляющего электрического импульса (τ) и давления топлива на выходе ТНВД (P_n)

Как видно из рисунка 2, характеры протекания этих зависимостей близки к линейному закону и достаточно гладки. В результате чего, электронный блок, управляя длительностью управляющего импульса и давлением топлива в аккумуляторе давления, способен обеспечивать широкий диапазон изменения цикловых подач топлива на различных режимах работы двигателя без провалов и скачков.

Расчеты показывают, что минимальное значение цикловой подачи ограничивается значениями 5...6 mm^3 при продолжительности управляющего электрического импульса 0,1 мс и при давлениях в аккумуляторе 80 бар и выше, что вполне достаточно. При более низких

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

значениях продолжительности управляющего электрического импульса и давления в аккумуляторе наблюдается неустойчивая работа системы с колебаниями цикловой подачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты численных экспериментов подтверждают, что аккумуляторная система непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки обладает необходимыми качествами управляемости в широком диапазоне цикловых подач топлива изменениями длительности управляющего электрического импульса, поступающего на пьезоэлектрический актуатор и давления топлива в аккумуляторе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Керимов З.Х., Мамедзаде Х.Ш., Джафарли М.К. Форкамерный двигатель с непосредственным впрыском топлива в цилиндр и принудительным зажиганием. Евразийский Патент № 023968 (Номер заявки 201400220). Бюллетень ЕАПВ 7'2016.

2. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Разработка новой конструкции электронно-управляемой форсунки для двигателя с непосредственным впрыском бензина и форкамерно-факельным зажиганием // Известия высших технических учебных заведений Азербайджана. АГУНП. – Баку. – 2017. – Том 19, № 3. – с. 63–71.

3. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Математическая модель гидродинамических процессов в системе непосредственного впрыска бензина в цилиндр с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки и некоторые результаты ее применения // Proceedings of Azerbaijan State Marine Academy. – Баку. – 2018. – № 2. – с. 117–122.

Представлено 30.03.2019

УДК 621.785

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ
ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ
И МЕТОДА ИК-СПЕКТРОМЕТРИИ

DIAGNOSING THE ENGINE LUBRICATION SYSTEM
OF A COMBINE HARVESTER ON GAS FUEL USING
PHYSICOCHEMICAL METHODS AND IR SPECTROMETRY

А.И. Бобровник, д-р техн. наук, проф.,

Л.А. Глазков, канд. техн. наук, Д.Л. Жилиянин, А.А. Табулин
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Bobrovnik, Doctor of Technical Sciences, Professor,
L. Glazkov, Ph.D. in Engineering, D. Zhilyanin, A. Tabulin
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Проведен выбор оптимальных методов диагностики смазочной системы двигателя зерноуборочного комбайна с использованием физико-химических методов и метода ИК-спектромертии.

Abstract. The choice of optimal methods for diagnostics of the lubricating system of the combine harvester engine using physical and chemical methods and the method of IR-spectrometry has been carried out.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, физико-химические методы, газовое топливо, газодизельный двигатель.

Keywords: combine harvester, physico-chemical methods, gas fuel, gas-diesel engine.

ВВЕДЕНИЕ

В течение последних 10 лет в мире активно развивается процесс перевода автотранспорта на природный газ – метан, в виде компримированного (сжатого) (КПГ) и сжиженного (СПГ), используемого в качестве моторного топлива вместо бензина, дизельного топлива и газов углеводородных сжиженных топливных. Использование природного газа значительно повысит экономические и экологические показатели при эксплуатации автотранспорта, так как природный газ

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

используемый в качестве моторного топлива дешевле в 2-3 раза традиционных видов топлива и применение метана в качестве топлива на автотранспорте позволяет получить показатели токсичности выхлопа двигателя соответствующего стандарту Евро-5 и Евро-6.

В ОАО «ГОМСЕЛЬМАШ» разработана конструкторская документация и проведены стендовые и эксплуатационные испытания экспериментального образца перспективного зерноуборочного комбайна на газовом топливе. Проведенные испытания экспериментального образца комбайна, выявили, что комбайн в режиме нормативной производительности может непрерывно работать без остановки на дозаправку в течении 10 часов основного времени, что более, чем в 2 раза превышает планируемый показатель. Однако работа дизельного двигателя на метане увеличивает нагрузку на двигатель, так как использование такой рабочей смеси в процессе работы способствует увеличению температуры в камере сгорания, что ведет к повышенному износу поршневой группы. Для отслеживания этих процессов необходимо проводить постоянный мониторинг состояния двигателя путем диагностирования на разных этапах работы комбайна.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Диагностирование зерноуборочных комбайнов рассматривается как комплексный процесс определения основных показателей технического состояния их узлов и агрегатов, входящих составной частью в технологию их технического обслуживания и ремонта. Целью диагностирования, является проведение технического обслуживания и ремонта зерноуборочного комбайна в соответствии с фактическим техническим состоянием. Перечень и содержание ремонтных работ, проводимых для поддержания и восстановления работоспособности зерноуборочного комбайна при техническом обслуживании и ремонте, должны устанавливаться на основе технического заключения. При этом процесс определения технического состояния объекта диагностирования с определенной точностью может проводится без его разборки [1].

Эффективным методом диагностирования технического состояния является метод, оценивающий состояние деталей двигателя по

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

физико-химическому составу отработавших эксплуатационных материалов. Одним из них является метод диагностики моторного масла после определенной наработки его в двигателе. Проведение анализа отработанного масла на физико-химические свойства, загрязнение, и спектральный анализ, результат проведения которого по наличию и концентрации различных химических элементов в масле позволит установить работоспособность отдельных элементов системы смазки двигателя.

Масло в системе смазки отличается от источников информации, таких как электрические, акустические, механические тем, что представляют комплексную информацию, позволяющую не только диагностировать и прогнозировать техническое состояние двигателя, но и описывать различные процессы, протекающие в нем, что позволяет выявить причины снижения надежности и экономичности, а также оценить их количественно [2].

Если рассмотреть двигатель зерноуборочного комбайна как систему «двигатель – масло», то входными параметрами, характеризующими работу двигателя, будет набор параметров, описывающих работу двигателя и условия его эксплуатации, а также показатели, характеризующие свойства масла. Параметры на выходе системы будут: оценка технического состояния двигателя и состояния работающего масла.

Система «двигатель – масло» описывается комплексом показателей, характеризующих функциональные свойства системы в каждый заданный момент времени по анализу единичной пробы масла. В данном случае основным источником информации будет работающее масло, а информация, полученная от других источников, рассматривается в прямой зависимости от основного. Содержащаяся в работающем масле информация, характеризуется качественными показателями, количественные характеристики которых получают в результате физико-химических, спектральных и других методов при проведении анализа масла. В результате это позволит повысить работоспособность системы «двигатель - масло» и решить следующие задачи:

- оценить степень влияния эксплуатационных факторов на надежность двигателя;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

- прогнозирование ресурса двигателя по параметрам работающего масла;

- разработка методов диагностики двигателя с замкнутой системой смазки.

Процессы, протекающие в двигателе можно рассмотреть через работающее масло с установлением параметров необходимых для определения:

- подача масла в двигателе (прокачиваемость) рассматривается через температурные свойства масла, при этом определяемые параметры будут: вязкость, температура застывания, содержание воды, содержание механических примесей и продуктов износа;

- образование отложений рассматриваются через термоокислительную стабильность масла с установлением параметров: щелочное число, кислотное число;

- деструкция присадок в масле рассматривается через физическую стабильность масла с установлением параметров: вязкость, испаряемость;

Определение срока работы системы «двигатель - масло» позволит установить сроки постановки зерноуборочного комбайна на техническое обслуживание, ремонт, замену масла в двигателе, а также позволит оценить долговечность двигателя, достижение его предельного состояния.

В настоящее время наибольшее распространение получил спектральный анализ проб масла, характеризующийся высокой точностью и чувствительностью. К преимуществам метода ИК-спектроскопии относятся возможность качественного и количественного анализа сложных многокомпонентных систем, быстрое действие, возможность использования микроколичеств исследуемого масла. Кроме того, ИК-спектроскопия относится к методам неразрушающего анализа, так как в процессе исследования масло не претерпевает физических изменений. Основной характеристикой ИК-спектроскопии, определяющей целесообразность ее применения в количественном анализе, является избирательность поглощения веществ в ИК-области. Это свойство часто позволяет проводить анализ почти без предварительной подготовки образца. Компоненты, мешающие определению друг друга при обычных химических методах, могут не оказывать влияние при ИК-анализе. Благодаря специфичности ИК-

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

спектроскопии становится возможным анализ, чрезвычайно трудно осуществимый какими-либо другими методами.

При создании методики диагностирования смазочной системы зерноуборочного комбайна следует учесть специфику процесса работы газодизельного двигателя. Газодизельным процессом сгорания принято называть такой способ сгорания смеси дизельного топлива и природного газа одновременно, когда газозвудушная смесь воспламеняется принудительно от небольшой горячей дозы дизельного топлива. При этом температура самовоспламенения газа намного выше температуры самовоспламенения у дизельного топлива примерно в два раза (около 700°С у газа, (320–380)°С у дизтоплива). Октановое число у метана имеет показатель 120, поэтому степень сжатия дизеля для газа будет слишком высокой. [3] Возникает повышенная нагрузка на детали цилиндропоршневой группы и вследствие возросшей температуры в камере сгорания увеличится воздействие на масляную пленку на стенках цилиндров, что может привести к повышению окислительных процессов и образованию загрязнений в работающем масле. Это необходимо учесть при проведении испытаний работающего масла на ИК-спектрометре совместно с проведением испытаний физико-химическими методами по определению щелочного, кислотного числа для установления критических параметров образования загрязнений в масле и повышенном окислении, что в свою очередь ведет к деструкции присадок в масле.

Специфика работы зерноуборочного комбайна заключается в сезонном использовании во время уборочной страды. Поэтому работа двигателя как правило ведется при положительных температурах и может происходить при температурах окружающей среды до 35°С, а иногда и выше. Также во время работы в поле возможны случаи перехода зерноуборочного комбайна в форсированный режим работы, что может значительно ухудшить условия работы трущихся деталей. При эксплуатации газодизельного двигателя замечено, что вслед за увеличением частоты вращения коленчатого вала давление подачи масла в подшипники заметно снижается и только через некоторое время начинает медленно повышаться до величины, соответствующей скоростному режиму работы комбайна. А длительные установившиеся режимы работы комбайна при нагрузках ниже нормативных в некоторых случаях повышают скорость изнашивания, так как

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

подобный повышенный тепловой режим неблагоприятен для работы цилиндропоршневой группы, а повышенный скоростной режим – для смазывания поверхностей трения. В этом случае при проведении испытаний работающего масла на ИК-спектрометре совместно с проведением испытаний физико-химическими методами по определению кинематической вязкости, содержания механических примесей можно установить критические параметры образования сажи в работающем масле, с установлением реальных интервалов замены масла и масляного фильтра.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработка методики диагностирования смазочной системы зерноуборочного комбайна на газовом топливе в рамках системы «двигатель–масло» с использованием физико-химических методов совместно с методом ИК-спектрометрии позволит без разборки и демонтажа двигателя установить сроки постановки зерноуборочного комбайна на техническое обслуживание, ремонт, замену масла в двигателе, а также позволит оценить надежность двигателя, не достигшего своего предельного состояния.

Подобную методику можно включить в эксплуатационную карту экспериментального образца перспективного зерноуборочного комбайна на газовом топливе, разрабатываемом на ОАО «Гомельмаш».

ЛИТЕРАТУРА

1. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 томах под редакцией чл.-корр. РАН В.В. Клюева, т.7 – Москва, 2005. – 828с.
2. Соколов А.И. Оценка работоспособности машин по параметрам работающего масла. Учеб. Пособие / А.И. Соколов, Н.Т. Тищенко, В.А. Аметов. – Томск: Изд-во Томского университета. 1991. – 200с.
3. Коллеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа / Л.К. Коллеров. Л.: Машиностроение, 1968, –248с.

Представлено 30.03.2019

УДК 629.43

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО
ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИЙ
CAD/CAM МОДЕЛИРОВАНИЯ
DESIGN OF SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE USING
TECHNOLOGIES CAD/CAM MODELING

В.А. Лодня, канд. техн. наук, доц., В.А. Стальмаков, маг.
Белорусский государственный университет транспорта,
г. Гомель, Республика Беларусь

V. Lodnya, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
V. Stalmakov, Graduate student,

Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

Аннотация. На примере 3D проектирования малогабаритного дизельного двигателя приводится методика и даны результаты анализа конструкции с использованием инструментария CAD/CAM пакетов. Показано, что существующая концепция организации и построения сборок наиболее приемлема в практике двигателестроения с учетом большого объема изменяющихся анализируемых параметров. В результате предложенного подхода экономятся материальные и временные ресурсы на проведение натурного эксперимента и, как следствие, повышается конкурентоспособность готовой продукции.

Abstract. On the example of 3D design of a small-sized diesel engine, the technique is given and the results of the analysis of the design using CAD/CAM packages are given. It is shown that the existing concept of the organization and construction of assemblies is most acceptable in the practice of engine building, taking into account the large volume of changing analyzed parameters. As a result of the proposed approach, material and time resources are saved for the full-scale experiment and, as a consequence, the competitiveness of the finished product is increased.

Ключевые слова: двигатель, моделирование, параметрические модели. CAD-системы.

Keywords: engine, simulation, parametric models. CAD-system.

ВВЕДЕНИЕ

В работе ставилась определение конструкции малогабаритного дизельного ДВС путем построения параметрических 3D-моделей узлов и механизмов. Для решения подобных задач в проектировании используется технология «виртуально цифрового прототипа» в котором собственно САD-модель объекта выступает хотя и основным, но одним из этапов. Метод основан на следующих принципах: 3D-модель конструкции (или ее часть), направляется на серию расчетных исследований, определяющих расчетные контролируемые параметры модели. В ходе расчетной оптимизации есть возможность на любом этапе возврата к САD-моделированию и изменения размеров деталей или компоновки конструкции в целом. На данном этапе важно обеспечить свободный обмен информацией между инструментарием 3D-моделирования и специализированным расчетным программным обеспечением. В данном случае возможно введение понятий «виртуальный объект проектирования» и «цифровая модель».

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При выборе конкретных инструментов моделирования и методов анализа предпочтение следует отдавать пакетам, имеющим достаточный функциональный инструментарий, позволяющий оценить проектные решения с достаточной степенью точности. Немаловажными факторами при выборе САD-системы является дружелюбность интерфейса (что напрямую определяет скорость решения и упрощает проектирование), наличие средств визуализации получаемых результатов, а также распространенность пакетов в практике машиностроения в целом и в двигателестроении в частности.

С целью обеспечения достоверности полученных результатов было принято решение об использовании параллельно двух пакетов 3D моделирования, а именно Autodesk Inventor 2015 и Solid Works 2015.

На первом этапе производилось построение 3D-моделей деталей дизельного двигателя МД-8 и сборочной модели в целом. Исходными данными послужили чертежи реальной конструкции прототипа, на основании которых были построены 3D-модели.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

На рисунке 1 показаны соответственно фрагмент процесса, на рисунке 2 – сборка проектируемого дизельного двигателя.



Рисунок 1 – Фрагмент процесса моделирования

Полученная в результате 3D-модель дизельного двигателя может быть использована для дальнейшего анализа, проектирования технологической оснастки и литейных форм с определением специфических параметров используя внутренние средства пакетов 3D моделирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективное проектирование и оптимизация малогабаритного транспортного средства стало возможным благодаря применению 3D CAD технологий, в частности пакета Autodesk Inventor. Опыт и методика проектирования была успешно внедрена в учебный процесс кафедры «Графика».

ЛИТЕРАТУРА

1. Зиновьев Д. В. Основы проектирования в Autodesk Inventor 2016. Изд. 2-е / под ред. Азанова М. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 256 с.
2. Поспелов, Д. Р. Конструкция двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением / Д.Р. Поспелов – М.: Машиностроение, 1973. – 536 с.

Представлено 14.05.2019

УДК 629.43

БАЛАНСИРОВКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА
ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИЙ
CAD/CAM МОДЕЛИРОВАНИЯ
BALANCING THE CRANKSHAFT SINGLE CYLINDER DIESEL
ENGINE USING CAD/CAM TECHNOLOGY MODELINGS

В.А. Лодня, канд. техн. наук, доц., В.А. Стальмаков, маг.
Белорусский государственный университет транспорта,
г. Гомель, Республика Беларусь

V. Lodnya, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
V. Stalmakov, Graduate student,

Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

Аннотация. Рассмотрен вопрос статической балансировки коленчатого вала одноцилиндрового дизельного двигателя на стадии проектирования с использованием современных технологий CAD/CAM моделирования. Произведено построение цифровых моделей деталей проектируемого кривошипно-шатунного механизма. Определены основные условия статической балансировки коленчатого вала и вычислены параметры балансировочного груза. По результатам статической балансировки обоснованы изменения параметров коленчатого вала с целью уменьшения вибраций и преждевременного износа коленчатого вала, минуя натурный эксперимент.

Abstract. The question of static balancing of the crankshaft of a single-cylinder diesel engine at the design stage using modern CAD/CAM modeling technologies is considered. The construction of digital models of parts of the designed crank mechanism. The basic conditions of static balancing of the crankshaft are determined and the parameters of the balancing load are calculated. Based on the results of static balancing, changes in the crankshaft parameters are justified in order to reduce vibrations and premature wear of the crankshaft, bypassing the full-scale experiment.

Ключевые слова: коленчатый вал, балансировка, CAD/CAM моделирование.

Keywords: crankshaft, balancing, CAD/CAM simulation.

ВВЕДЕНИЕ

Как показывает международный опыт, для статической балансировки коленчатых валов используется аппаратный способ, т.е. балансировка производится на станочном оборудовании опытным путем или с помощью специализированных стендов. В ходе опытов достигаются необходимые параметры и вносятся изменения в конструкцию коленчатого вала путем изменения массы его противовесов. Однако этот способ весьма неэффективен: он весьма трудоемок и при его использовании затрачивается большой человеческий и материальный ресурс.

БАЛАНСИРОВКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Аналитический способ расчета потребной массы противовесов коленчатого вала одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания не всегда эффективен, ведь существующие методы позволяют лишь приближенно рассчитать массу противовесов, устанавливаемых на коленчатом валу [2]. Во время проектирования кривошипно-шатунного механизма неизбежно вносятся изменения в конструкцию ее элементов, что приводит к изменению параметров коленчатого вала. В последствии на основании расчетов изготавливается натурный образец, который балансируется аппаратным способом, что приводит к увеличенному времени проектирования, неоправданным материальным и трудовым затратам и как следствие к удорожанию выпускаемой продукции. Решением указанной проблемы может стать использование технологий CAD/CAM моделирования.

В одноцилиндровых двигателях неуравновешенных моментов нет [3]. Для уравнивания центробежной силы инерции вращающихся масс на продолжении коленчатого вала устанавливают два одинаковых противовеса. На практике различают статическую и динамическую балансировку кривошипно-шатунного механизма одноцилиндрового двигателя. Статическая балансировка проводится отдельно для коленчатого вала и отдельно для маховика. Динамическая балансировка производится уже в собранном виде. В данной статье будет рассмотрен метод статической балансировки с использованием со-временных технологий CAD/CAM моделирования.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Решение задачи по статической балансировке коленчатого вала выполнялась в три этапа:

1. Построение цифровой 3D модели кривошипно-шатунного механизма;
2. Сбор и анализ необходимых параметров для расчета;
3. Проведение статической балансировки коленчатого вала.

На первом этапе создается цифровая 3D модель кривошипно-шатунного механизма.

На следующем этапе задается материал каждому элементу. На основании выбранного материала вычисляются массовые характеристики каждой детали. Важным моментом является определение массы балансировочного груза, которая была рассчитана по методу описанным Григорьевым [4] и составила 273,81 г.

На последнем этапе производится статическая балансировка с использованием программного пакета анализа движения SolidWorks Motion. Проверка статической уравновешенности производится в четырех положениях. Если хоть в одном из положений система уходит из равновесия, то необходимо изменить массу противовесов коленчатого вала. Для контроля статического уравновешивания в качестве контролируемого параметра была задана функция линейного перемещения щеки коленчатого вала от времени (рисунок 1).

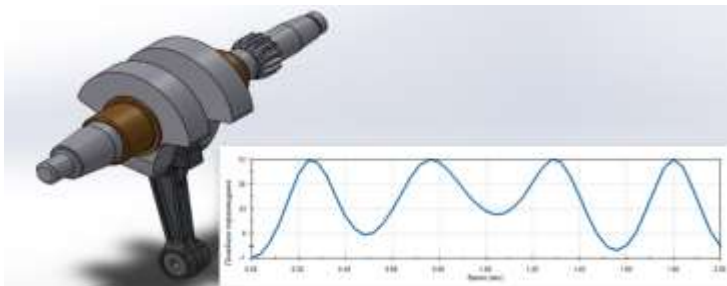


Рисунок 4 – Зависимость линейного перемещения щеки неуравновешенного коленчатого вала от времени

Анализируя график видно, что системы выходит из состояния равновесия. Получив результаты для остальных положений было предложено изменить массу противовесов путем добавления свинцовых вставок в противовесы. Изменяя их размер и количество удалось

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

добиться статического равновесия коленчатого вала для всех исследуемых положений коленчатого вала. Коленчатый вал и график его угловой скорости от времени приведен на рисунке 2.



Рисунок 2 – Зависимость угловой скорости от времени для уравновешенного коленчатого вала

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, благодаря технологиям CAD/CAM моделирования удалось произвести статическую балансировку проектируемого коленчатого вала одноцилиндрового двигателя, не прибегая к использованию натурального эксперимента.

ЛИТЕРАТУРА

1 Грищенко, Б. А. Статический метод балансировки двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Б. А. Грищенко, О. Л. Ерин, А. В. Иванов, К. А. Климов // Национальные приоритеты России. Сер. 1, Наука. Военная безопасность. – 2015. – С. 111 – 114.

2 Назаров А. Д. Повышение точности измерения дисбалансов и балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Грузовик. – 2007. – С. 13 – 19.

3 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, Д. П. Демидов. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.

4 Григорьев И.М. Мотоцикл без секретов. ДОСААФ, 1973 год.

5 Алямовский, А. А. Инженерные расчеты в Solid Works Simulation / А. А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.

Представлено 14.05.19

УДК 621.43

ВАЖНЫЕ ДАТЫ В РАЗВИТИИ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
IMPORTANT DATES IN THE DEVELOPMENT OF GAS ENGINES

Г.А. Вершина, канд. техн. наук, доц., О.С. Быстренков, асп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь,
G. Vershina, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
O. Bystrekov, Postgraduate,

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Газовые двигатели, как и двигатели внутреннего сгорания в целом, не сразу стали такими, какими мы привыкли их сейчас видеть. Развивались они несколько веков, на протяжении которых множество ученых и инженеров сделали свой вклад в их улучшение. В статье рассмотрены основные даты и этапы развития газового двигателя.

Abstract. Gas engines, as well as internal combustion engines in General, did not immediately become what we are used to seeing them now. They developed over several centuries, during which many scientists and engineers have contributed to their improvement. In the article the main dates and stages of development of the gas engine were considered.

Ключевые слова: газовый двигатель, двигатель внутреннего сгорания, история развития.

Key words: gas engine, internal combustion engine, history of development..

ВВЕДЕНИЕ

Газовые двигатели, как и двигатели внутреннего сгорания в целом, не сразу стали такими, какими мы привыкли их сейчас видеть. Развивались они несколько веков, на протяжении которых множество ученых и инженеров сделали свой вклад в их улучшение.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Историю развития газовых двигателей, как и двигателей в целом, можно начать с идеи применять в ДВС (двигателях внутреннего сгорания) принцип работы поршня, которая принадлежит голландскому

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

физику, механику, математику и астроному Христиану Гюйгенсу (1629–1695). В 1673 году ученый разработал и сконструировал небольшой грузоподъемный агрегат, использовавший в качестве силы тяги вакуум, который возникает от сгорания порохового заряда.

Прошло столетие после экспериментов Гюйгенса в 1680 году и Папена в 1690 году, прежде чем какие-либо дальнейшие улучшения или эксперименты были зарегистрированы в этом направлении.

В 1794 г. Английский изобретатель Роберт Стрит получил в Англии патент на атмосферный двигатель. Работал он на терпентине или спирте. Жидкость наливали на дно вертикального цилиндра, при нагреве она испарялась, ее пары смешивались с воздухом. После воспламенения горючей смеси продукты сгорания поднимали поршень и совершали работу.

В 1799 г. Французский инженер Филипп Лебон пришел к выводу, что пар можно заменить горючим газом, который можно поджечь в нужный момент электрической искрой. Двигатель Лебон не построил, зато придумал новый, газовый способ освещения и нашел способ получения светильного газа.

Спустя 8 лет, в 1807 г. заявку на использование взрыва светильного газа или иных взрывающихся материалов как источника энергии в двигателе подал швейцарец Исаак де Риваз. Ни Лебон, ни де Риваз так и не воплотили своих идей в конкретных конструкциях.

Удалось это сделать Роберту Стирлингу. В 1816 г. он получил патент, а с 1818 г. началось изготовление его машин. Машины Стирлинга использовались на мелких фабриках и в мастерских, где невозможно было поставить громоздкую паровую машину. С ее помощью действовали водяные насосы, воздуходувки и станки.

В 1823 г. англичанин Самуэль Браун, построил газовый двигатель внутреннего сгорания, работавший на светильном газе, который успешно управлял лодкой на Темзе и дорожной каретой на улицах Лондона.

Райт в 1835 году и Барнетт в 1838 году внесли несколько важных улучшений. В английском патенте Райта предлагалась рубашка охлаждения, а Барнетт предложил использовать предварительное сжатие горючего газа и воздуха.

В 1854 г. Барзани и Матеукки получили английский патент, а затем и французский патент на атмосферный двигатель со свободным

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

поршнем. Смесь светильного газа с воздухом воспламенялась под поршнем электрической искрой, и давление продуктов сгорания поднимало свободный поршень вверх.

О газовом двигателе англичанина Дрейка сказано, что автор получил патент на него в 1842 г. за № 562, что у двигателя было калильное зажигание, т.е. газовая смесь загоралась от раскаленной чугунной трубки, сообщающейся с цилиндром, в середине хода поршня. Позднее двигатель приспособили под керосин.

Англичанин Сесиль первым предложил использовать водород еще в 1820 г.

А сделал его и получил патент в 1841 г. его соотечественник изобретатель Джеймс Джонстон. Двигатель работал на опаснейшей смеси водорода с кислородом.

Подобный двигатель в 1852 г. применил на своем дирижабле паровозный механик француз Анри Жиффар. Топливом двигателя его дирижабля был водород.

В 1858 г. Дегеран получил французский патент на газовый двигатель со сжатием горючей смеси в рабочем цилиндре.

В 1860 г. Лемуар получил патент на двухтактный двигатель с электрическим зажиганием (2 электрические свечи были ввернуты в крышки цилиндра), на валу двигателя был вмонтирован эксцентрик, игравший роль золотника. Золотник управлял впуском и выпуском. Несмотря на массу недостатков, промышленников привлекла его компактность. Это обеспечило Лемуару высокий уровень продаж этого мотора и коммерческий успех его предприятию.

Николаус Отто устранил главный недостаток двигателя Лемуара – недостаточное давление воспламеняющейся жидкости. Отто получил патент на принципиально новый двигатель внутреннего сгорания с привычным нам 4-тактным рабочим циклом: впуск – сжатие – расширение – выпуск. Габариты двигателя Отто (высота 3м) не оставляли надежд для конструкторов приспособить его вместо парового двигателя на автомобиль.

Готтлиб Даймлер и Вильгельм Майбах работали на заводе Отто и предложили новый подход. Не получив поддержки хозяев завода, они покинули завод. Работая самостоятельно, они решают перейти к жидкому топливу. Даймлер специально ездил в Россию, чтобы найти

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

подходящее. Остановился он на бензине, самом легком и тепломком. В 1883 г. Даймлер и Майбах установили одноцилиндровый 4-тактный двигатель на велосипед, а позднее в 1886 г. друзья установили свой двигатель на карету. Маленький двигатель, умещавшийся в пространстве между пассажирами давал такую же мощность, как и двигатель Отто.

Таким же путем шел Карл Бенц, механик, владелец небольшой велосипедной мастерской. Свои двигатели он разрабатывает под бензин. С 1883 г. начинает продавать двухтактные двигатели (таков был вначале его патент). А в 1885 г. появляется знаменитый 4-тактный двигатель Бенца, который он специально делал для установки на автомобиль.

Некоторое время двигатели развивались для использования жидких топлив, однако и газовое не выходило из поля зрения ученых и инженеров.

В 1928 г. прошла испытания газогенераторная установка конструкции проф. В.С. Наумова на шасси FIAT 15-ter.

В 1935 г. испытательный пробег газогенераторных автомобилей ЗИС-5 и ГАЗ-АА, оснащенных газовыми двигателями и газогенераторами, по маршруту Москва–Ленинград–Москва. В качестве топлива использовался газ, полученный в газогенераторах из древесных чурок, угольных брикетов, торфа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Это далеко не все, кто внес свой вклад в развитие газовых двигателей. Адор, Робинсон, Рейнольдс, Болтон, Уэбб, Ньютон, Эдингтон и др. в разные времена работали над совершенствованием двигателей, развитие которых продолжается и до настоящего времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Zinref [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://zinref.ru/000_uchebniki/02800_logika/011_lekcii_raznie_62/223.htm. –Дата доступа: 27.05.2019.
2. Vlast.ekiosk [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://vlast.ekiosk.pro/article.aspx?aid=332356>. –Дата доступа: 27.05.2019.

Представлено 17.05.2019

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ
ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА РАБОЧИЙ
ПРОЦЕСС ГАЗОДИЗЕЛЯ
AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT
OF FUEL-SUPPLY PARAMETERS ON COMBUSTION PROCESS
OF THE DUAL-FUEL DIESEL-IGNITED ENGINE

А.В. Козлов, д-р. техн. наук, В.Н. Гринев

A. Kozlov, Doctor of technical Sciences, V. Grinev

ГНЦ РФ – ФГУП «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ)», Москва, Россия
Federal State Unitary Enterprise Central Scientific Research Automobile and Automotive Institute “NAMI” (FSUE “NAMI”),
Moscow, Russia

Аннотация. Цель данной работы заключается в проведении анализа влияния таких параметров топливоподачи, как величина и давление запальной порции, угол начала подачи запальной порции и коэффициент избытка воздуха на показатели рабочего процесса. Анализ проведен на основе данных, полученных экспериментальным путем с использованием испытательного стенда и измерительного оборудования.

Abstract. The aim of this paper is to investigate the effect of such fuel-supply parameters as pilot fuel mass, pilot fuel injection pressure, pilot fuel injection timing and excess air ratio on combustion process. The investigation is based on the data obtained during the bench tests conducted with the use of measurement equipment.

Ключевые слова: топливоподача, запальная порция, рабочий процесс, испытания.

Key words: fuel supply, ignition portion, working process, tests.

ВВЕДЕНИЕ

В связи с ужесточающимся законодательством в области экологической безопасности и ростом цен на жидкое топливо, современные исследования в области двигателей внутреннего сгорания (ДВС) направлены на исследование технологий, позволяющих обеспечить

повышение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами при сохранении энергетических показателей на высоком уровне. Одним из решений обозначенных проблем является применение двухтопливного двигателя, в котором воспламенение газозоудной смеси происходит с помощью запальной порции дизельного топлива (ДТ). Изучению протекания рабочего процесса газодизеля в настоящее время уделяется значительное внимание [1–3]. В данной работе проводится экспериментальное исследование влияния параметров топливоподачи на показатели рабочего процесса газодизеля.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОДИЗЕЛЯ

Экспериментальные исследования проводились с использованием рядного шестицилиндрового газодизельного двигателя, конвертированного из дизельного и оборудованного двухступенчатым наддувом и двумя интеркулерами и обладающего следующими характеристиками: степень сжатия 16.5, номинальная мощность 515 кВт при 1900 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 2350 Н·м в диапазоне 1100–1400 мин⁻¹, минимальный суммарный удельный эффективный расход топлив 185 г/кВт·ч в диапазоне 1100–1600 мин⁻¹.

В работе представлены результаты, полученные при частоте вращения коленчатого вала 1400 мин⁻¹, установочном значении крутящего момента 600 Н·м. При проведении испытаний коэффициент избытка воздуха поддерживался равным 1.4. Значение массы запальной порции ДТ изменялось в диапазоне от 5 до 25 мг/ц.

По результатам экспериментальных исследований оптимальное значение массы запальной порции равно 15 мг/ц. При таком значении достигается маленькая задержка воспламенения газозоудной смеси, быстрое сгорание и высокий эффективный КПД рабочего процесса.

На рисунке 1 приведены индикаторные диаграммы давления в цилиндре в зависимости от величины запальной порции ДТ. Из графиков видно, что с увеличением массы запальной порции давление в цилиндре возрастает с 65 до 99 бар.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

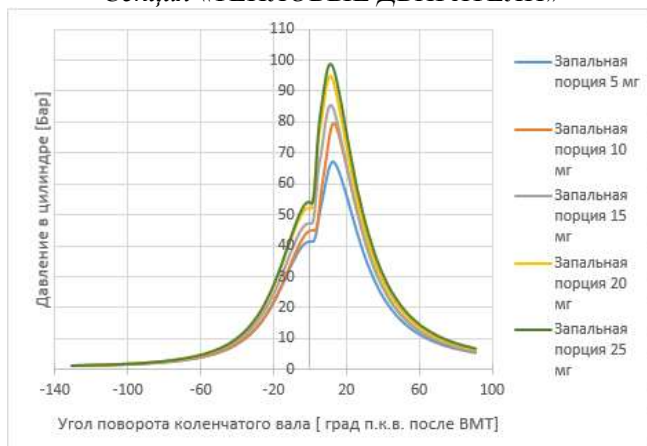


Рисунок 1 – Зависимость давления в цилиндре от величины запальной порции ДТ

По итогам исследования влияния давления впрыскивания запальной порции ДТ представлены результаты, полученные при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин^{-1} , установочном значении крутящего момента $600 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При проведении испытаний коэффициент избытка воздуха поддерживался равным 1.4, давление впрыскивания ДТ изменялось в диапазоне от 300 до 1300 бар.

По результатам исследования влияния данного параметра на показатели рабочего процесса оптимальное значение давления впрыскивания запальной порции ДТ равно 600 бар. Впрыскивание под таким давлением обеспечивает высокий эффективный КПД, равномерное распределение ядер воспламенения по объему газозвушной смеси, стабильное и интенсивное горение и маленькую задержку воспламенения.

По итогам исследования влияния угла начала впрыскивания запальной порции ДТ представлены результаты, полученные при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин^{-1} , установочном значении крутящего момента $600 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При проведении испытаний коэффициент избытка воздуха поддерживался равным 1.4, угол начала подачи запальной порции ДТ изменялся в диапазоне от 0 до 20 град. п.к.в. до ВМТ, давление впрыскивания запальной порции составляло 600 бар. Величина запальной порции ДТ была постоянной и составляла 8 мг/ц. По результатам исследования влияния данного параметра на

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

показатели рабочего процесса оптимальное значение угла начала впрыскивания запальной порции ДТ равно 10 град. п.к.в. до ВМТ. При таком угле обеспечивается максимальное значение эффективного КПД рабочего процесса, минимальное значение суммарного удельного эффективного расхода топлив, достигается минимальная задержка самовоспламенения.

По итогам исследования влияния коэффициента избытка воздуха на показатели рабочего процесса представлены результаты, полученные при частоте вращения коленчатого вала 1400 мин⁻¹, установочном значении крутящего момента 600 Н·м. При проведении испытаний коэффициент избытка воздуха (КИВ) изменялся в диапазоне от 1.2 до 1.6. По результатам исследования влияния данного параметра на показатели рабочего процесса оптимальное значение коэффициента избытка воздуха равно 1.4. При таком КИВ достигаются максимальные значения таких показателей, как эффективный КПД, крутящий момент и эффективная мощность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам экспериментальных исследований получены регулировочные характеристики исследуемых параметров. На основе полученных данных для каждого исследуемого параметра топливоподачи были выбраны оптимальные значения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Luksho V. A. Investigation of the working process and environmental performance of a dual-fuel gas engine / V. A. Luksho et al.// ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2016. – 11. – p. 12472– 12479.

2. Yang Bo. Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low load / Bo Yang et al. // Applied Thermal Engineering. – 2016. – p. 1–29.

Selim M. Pressure–time characteristics in diesel engine fuelled with natural gas / M. Selim. // Renewable Energy. – 2001. – p. 473–489.

Представлено 15.05.2019

ВЫБОР КОНЦЕНТРАЦИИ БУТАНОЛА
В ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ
SELECTION OF THE CONCENTRATION OF BUTANOL
IN DIESEL FUEL

Г.М. Кухаренок, д-р. техн. наук, проф., Д.Г. Гершань, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

G. Kukharonak, Doctor of Technical Sciences, Professor;
D. Hershan, Senior Lecturer,

Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Проведены исследования влияния бутанолсодержащего топлива на показатели рабочего процесса дизеля 4ЧН11/12,5. Определена концентрация бутанола в дизельном топливе позволяющая использовать его в двигателе без изменения его регулировочных и конструктивных параметров.

Abstract. Researches of influence of fuel containing butanol on indicators of working process of 4ЧН11/12,5 diesel engine have been conducted. The concentration of butanol in diesel fuel, which allows to use it in the engine without changing its adjustment and design parameters has been determined.

Ключевые слова: дизельный двигатель, бутанол, дизельное топливо, концентрация

Key words: diesel engine, butanol, diesel fuel, concentration

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день одним из наиболее прогрессивных альтернативных видов топлива для применения в дизелях считается бутанол. Его использование позволит сократить зависимость Республики Беларусь от поставок нефти при производстве дизельного топлива.

Для получения требуемых показателей работы двигателя необходимо качественно организовать его рабочий процесс, на который непосредственно влияют физико-химические свойства топлива [1–4]. Поэтому выбор концентрации бутанола в дизельном топливе является актуальной проблемой.

ИССЛЕДОВАНИЕ

Исследования показывают, что изменение концентрации бутанола в дизельном топливе по-разному влияет на показатели рабочего процесса на различных режимах работы двигателя. В зависимости от того какова концентрация и допускаются ли изменения регулировочных и конструктивных параметров или нет оно может быть как значительным, так и незначительным.

Для выбора концентрации бутанола в дизельном топливе для дизеля 4ЧН11/12,5 разработана методика, включающая созданную программу расчета рабочего процесса. Она позволяет определять концентрацию бутанола в дизельном топливе с учетом установленных требований к показателям рабочего процесса на выбранных режимах без проведения дорогостоящих и длительных испытаний в исследовательских лабораториях и дает возможность проводить небольшое количество экспериментальных исследований для корректировки выбранной концентрации. Согласно методике выбор осуществляется на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого цикла ESC. Рассматриваемая концентрация бутанола в топливе составляет до 30% по объему.

Получены зависимости среднего индикаторного давления, удельного индикаторного расхода топлива, индикаторного КПД и удельного выброса оксидов азота от концентрации бутанола в дизельном топливе. Их анализ показывает возможность применения бутанола с концентрацией до 15% по объему без переделки двигателя. При этом характер изменения среднего индикаторного давления по внешней скоростной характеристике сохраняется хоть и происходит некоторое снижение его значений.

С ростом концентрации бутанола удельный индикаторный расход растет, а удельный выброс оксидов азота на одних режимах (с меньшей нагрузкой) падает на других (с большей нагрузкой) растет.

Такое изменение показателей в лучшую или в худшую сторону может быть увеличено или уменьшено соответственно за счет изменения регулировочных и/или конструктивных параметров двигателя. Например, при увеличении цикловой подачи топлива при условии сохранения значений коэффициентов избытка воздуха, соответствующих работе на дизельном топливе среднее индикаторное давление

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

цикла растет с увеличением концентрации бутанола и при 30% концентрации рост может достигать 5%.

Индикаторный КПД двигателя растет при увеличении содержания бутанола в смеси. Наибольший относительный разброс значений индикаторного КПД по сравнению с дизельным топливом для рассматриваемых режимов получается при 30% концентрации бутанола.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Концентрация бутанола в дизельном топливе до 15% по объему позволяет использовать его в двигателе без изменения его регулировочных и конструктивных параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок, Г. М. Прогнозирование показателей рабочего процесса дизеля при использовании альтернативных топлив / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. Безопасность дорожного движения: сб. науч. тр. Минск: БНТУ, 2016. С. 284–291.

2 Кухаренок, Г. М. Влияние состава бутанолсодержащего топлива на процесс сгорания дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт: сб. науч. тр. Минск: БНТУ, 2017. С. 68–74.

3. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов [Текст]: учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.

4. Марков, В. А. Спиртовые топлива для дизельных двигателей / В. А. Марков, Н. Н. Патрахальцев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 1 (13) – С. 22–26.

Представлено 15.05.2019

УДК 621.436

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ
С ОБЪЕМНО-ПЛЕНОЧНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ
MODELING OF THE WORKING PROCESS OF A DIESEL WITH
A VOLUME-FILM MIXTURE

А.Н. Петрученко, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Petruchenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Выполнен анализ влияния на топливно-экономические и экологические показатели дизеля отношения объема камеры сгорания к объему сжатия, площади пятна контакта топливных струй на боковой поверхности камеры сгорания и средней температуры стенок камеры

Abstract. The analysis of the effect on the fuel-economic and environmental indicators of a diesel engine on the ratio of the volume of the combustion chamber to the volume of compression, the area of the contact patch of fuel jets on the side surface of the combustion chamber and the average temperature of the chamber walls.

Ключевые слова: Камера сгорания, объемно-пленочное смесеобразование, математическое моделирование, планирование эксперимента.

Key words: The combustion chamber, bulk film mixing, math modeling, experiment planning.

ВВЕДЕНИЕ

В двигателях с полуразделенными камерами сгорания (КС) значительное количество топлива скапливается в пристеночной зоне, где условия для его испарения, смесеобразования и сгорания неудовлетворительны. Для улучшения условий увеличивают площадь контакта топливной пленки с боковой поверхностью КС, повышают температуру ее стенок, и уменьшают толщину пограничного слоя [1, 2]. Технически это осуществляется за счет увеличения количества распыливающих отверстий распылителя, изменения формы и размеров

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

КС и вихревого движения свежего заряда требуемой интенсивности. Эффективность влияние каждого из факторов можно оценить экспериментально или расчетным путем. Менее затратные, но достаточно эффективные расчетные методы исследования. Для установления возможностей улучшения показателей работы дизеля за счет совершенствования камеры сгорания выполнены расчетные исследования.

ПРОГРАММА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для расчетов использовалась компьютерная программа, в которой реализованы математические модели расчета характеристики испарения топлива, сосредоточенного в пристеночном слое [1, 2].

Расчет показателей рабочего процесса определяется с помощью скорректированному значению коэффициента избытка воздуха α [3]. Корректировка величины α проводится по отношению объёма камеры сгорания к объёму сжатия V_K/V_C :

$$\alpha_K = \alpha \cdot V_K/V_C. \quad (1)$$

В процессе исследований определялись индикаторные и экологические показатели рабочего процесса дизельного двигателя ЧН11×12,5 в зависимости от соотношения V_K/V_C , средней температуры (T_w) и площади поверхности стенок КС (F_w). Площадь F_w изменялась в пределах 200–600 мм², температура T_w бралась из интервала 450–650 К. Значения для V_K/V_C выбирались из интервала 0,75–1.

Расчет проводился для режима С100, при этом частота вращения вала составляла 2000 мин⁻¹, угол опережения впрыска топлива – 5 град ПКВ до ВМТ, давление и температура наддувочного воздуха на впуске, соответственно – 0,314 МПа и 313 К, продолжительность впрыска топлива – 32 град ПКВ (однофазный впрыск), площадь боковой поверхности камеры сгорания – 4792 мм²; степень сжатия – 17, вихревое отношение – 3,5, диаметр сопловых отверстий – 0,159 мм. Форсунка имела центральное расположение и восьми сопловой распылитель. Величина среднего индикаторного давления в 1,996 МПа поддерживалась постоянной за счет изменения цикловой подачи топлива.

На рисунке 1 показаны зависимости изменения содержания оксидов азота (g_{NO_x}) в отработавших газы и удельного индикаторного

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

расхода топлива (gi) от V_k/V_c и F_{w1} , при T_w равной 550 К. Для всего диапазона изменения величины F_{w1} , существуют такие значения V_k/V_c при которых содержание g_{NO_x} минимально, а gi принимает значения из интервала 192...193 г/(кВт·ч). При других значениях величины T_w характер изменения величин g_{NO_x} , gi и их значения могут существенно поменяться.

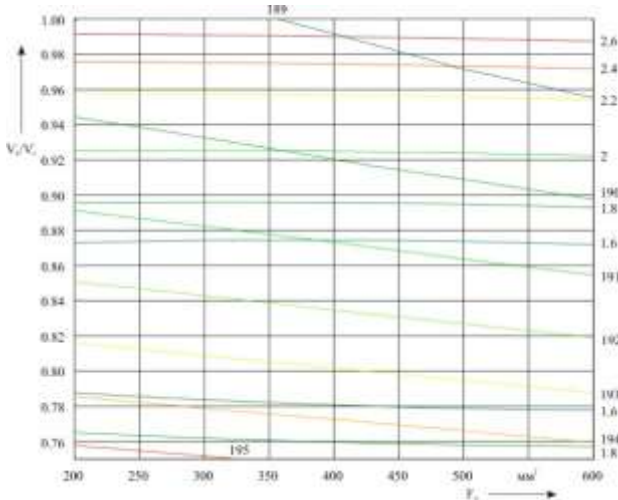


Рисунок 1 – Зависимости удельных индикаторного расхода топлива (г/(кВт·ч)) и выбросов оксида азота (г/(кВт·ч)) от соотношения V_k/V_c , и площади поверхности стенок F_{w1} .

Поиск рационального сочетания параметров, определяющих показатели рабочего процесса, при их количестве более двух требует получения и анализа значительного количества выходных данных. Задача значительно усложняется, если требуется поиск компромиссного решения, например, обеспечить низкое содержание оксидов азота в отработавших газах при удовлетворительной топливной экономичности. Для обработки большого количества информации целесообразно использовать статистические методы. В нашем случае требуется провести трехфакторный численный эксперимент с целью получения регрессионных зависимостей с последующим их анализом.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Для нахождения регрессионных зависимостей использован D оптимальный план [4]. Обработка результатов численного эксперимента позволила получить выражения, связывающие g_{NO_x} , g_i с приведенными значениями V_k/V_c , F_w , и T_w .

$$g_i = 192,6 - 4,02 \cdot \overline{T_w} - 0,45 \cdot \overline{F_w} - 3,23 \cdot \overline{V_k/V_c} + 1,37 \cdot \overline{T_w}^2 - 0,014 \cdot \overline{F_w}^2 + 0,92 \cdot \overline{V_k/V_c}^2 + 0,03 \cdot \overline{T_w} \cdot \overline{F_w} + 0,55 \cdot \overline{T_w} \cdot \overline{V_k/V_c} + 0,03 \cdot \overline{F_w} \cdot \overline{V_k/V_c} \quad (2)$$

$$g_{NO_x} = 1,59 + 0,025 \cdot \overline{T_w} + 0,00003 \cdot \overline{F_w} + 0,4 \cdot \overline{V_k/V_c} - 0,0166 \cdot \overline{T_w}^2 + 0,008 \cdot \overline{F_w}^2 + 0,647 \cdot \overline{V_k/V_c}^2 + 0,005 \cdot \overline{T_w} \cdot \overline{F_w} + 0,185 \cdot \overline{T_w} \cdot \overline{V_k/V_c} + 0,027 \cdot \overline{F_w} \cdot \overline{V_k/V_c} \quad (3)$$

С помощью данных зависимостей определёнno сочетание величин V_k/V_c , F_w , и T_w обеспечивающих минимальную величину g_{NO_x} при этом удельный расход топлива может составить 191 г/(кВт · ч). Задача решена для одного из режимов тринадцатипу ступенчатого испытательного цикла. Изменение режима работы для обеспечения минимума g_{NO_x} потребует поиска другого сочетания параметров V_k/V_c , F_w , и T_w .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный метод выбора рационального сочетания отношения объёма камеры сгорания к объёму сжатия, средней температуры и площади поверхности стенок позволяет в первом приближении определить параметры камеры сгорания, обеспечивающие требуемые показатели работы дизеля для различных режимов его работы, что важно при проектировании камеры сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Семенов, Б. Н. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности [Текст] / Б. Н. Семенов, Е. П. Павлов, В. П. Копцев. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 240 с.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

2. Кавтарадзе, Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы [Текст]: учебник для вузов / Р. З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

3. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования [Текст] / Г. М. Кухаренок. – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.

4. Хартман, К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов [Текст] / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – Москва: Мир, 1977. – 552 с.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.436

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
В ЭЛЕКТРОГИДРАЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКЕ
MODELING OF THE WORKING PROCESS
OF A DIESEL WITH A VOLUME-FILM MIXTURE

А.Н. Петрученко, канд. техн. наук, доц., В.А.Сенчук, маг.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Petruchenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
V. Senchuk Master student

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Получена зависимость, связывающая коэффициент расхода топлива в канале жиклера и отводящем канале электромагнитного клапана. Уточнена математическая модель электрогидравлической форсунки.

Abstract. The dependence connecting the coefficient of fuel consumption in the jet channel and the discharge channel of the electromagnetic valve is obtained. The mathematical model of the electro-hydraulic injector has been clarified.

Ключевые слова: Электрогидравлическая форсунка, камера управления, компьютерное моделирование, планирование эксперимента.

Key words: Electro-hydraulic injector, control camera, computer modelling, experiment planning

ВВЕДЕНИЕ

Основными тенденциями развития двигателестроения на текущий момент являются: улучшение топливной экономичности; обеспечение безотказной работы в течение всего срока эксплуатации транспортного средства; увеличение литровой мощности; снижение вредного воздействия на окружающую среду и сокращение затрат на эксплуатацию; расширение сферы применения, созданием новых моделей или модернизации существующих. Решение стоящих задач возможно только в рамках компромиссного варианта.

Широкое распространение получили силовые установки транспортных средств, у которых источником энергии является дизель. Они работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, подавляющая часть времени работы транспортных дизелей приходится на переходные режимы. Это обстоятельство значительно усложняет поиск компромиссного решения.

Эффективным средством достижения компромисса для существующих конструкций дизелей является топливоподающая система, обеспечивающая быстрое изменение в требуемом направлении протекание рабочего процесс. Наиболее гибкой с широкими возможностями адаптировать работу дизеля под складывающиеся условия работы является аккумуляторная система подачи топлива. В значительной мере возможности этих топливных систем определяются техническим уровнем форсунок.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Наиболее широкое распространение в современных аккумуляторных системах получили электрогидравлические форсунки. Одним из показателей, указывающих на возможности изменения закона подачи топлива, является время срабатывания форсунки. Анализ влияния конструктивных параметров и физических свойств топлив на время срабатывания форсунки можно проводить по результатам математического моделирования или экспериментальных исследований.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Для математического моделирования используют известную систему дифференциальных уравнений [1, 2], описывающих изменение давлений в характерных объемах линии высокого давления, и движения якоря электромагнита, запорного клапана, мультипликатора и иглы распылителя. Для электрогидравлических форсунок определяются давления в объемах камеры управления и кармана распылителя.

Изменение физических свойств топлива, определяющих его расход через жиклер и запорный клапан, а также размеры (длина и диаметр жиклеров), оказывают влияние на изменение давления в камере управления, что сказывается на характере открытия и закрытия иглы распылителя.

Для учета влияния температуры топлива (T_T), перепада давлений на входе и выходе из жиклера и запорного клапана (p_T), диаметра (d_k) и длины (l_k) отводящего канала и жиклера на изменение давления в камере управления получены регрессионные зависимости, представляющие собой полином второго порядка с парным влиянием изменяемых параметров. Уравнение регрессии для приведенных значений варьируемых параметров имеет вид:

$$\begin{aligned} \mu f = & 0,717 - 0,014 \cdot \bar{d}_k - 0,117 \cdot \bar{l}_k + 0,0056 \cdot \bar{p}_T - 0,0052 \cdot \bar{T}_T \\ & - 0,017 \cdot \bar{d}_k^2 - 0,034 \cdot \bar{l}_k^2 - 0,023 \cdot \bar{p}_T^2 - 0,0086 \\ & \cdot \bar{T}_T^2 + 0,0206 \cdot \bar{d}_k \cdot \bar{l}_k - 0,0202 \cdot \bar{d}_k \cdot \bar{p}_T - 0,0097 \cdot \bar{d}_k \\ & \cdot \bar{T}_T + 0,0189 \cdot \bar{p}_T \cdot \bar{l}_k + 0,0211 \cdot \bar{T}_T \cdot \bar{l}_k - 0,0317 \cdot \bar{T}_T \\ & \cdot \bar{p}_T \end{aligned}$$

Для получения зависимости построена трехмерная модель камеры управления (рисунок 1) и выполнено компьютерное моделирование течения топлива согласно четырёхфакторному Вп плану [3].

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

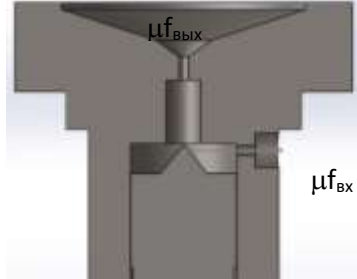


Рисунок 1 – Модель камеры управления

При проведении расчетов течения топлива диаметр и длина канала изменялись соответственно в пределах 0,08–0,15 мм и 0,2–0,6 мм, перепад давлений 1–120 МПа, температура топлива 293–353 К.

При увеличении температуры топлива с 293 до 353 К коэффициент расхода увеличивается менее чем на 1 % перепад давлений, длина и диаметр канала при этом принимали значения соответственно 60,5 МПа, 0,4 и 0,115 мм.

Уточнённая математическая модель была использована для определения рационального сочетания диаметров отводящего канала и жиклера, а также диаметра шарикового клапана. Расчетные исследования показали, что следующее соотношение размеров: $d_{\text{слив}} = 0,14\text{ мм}$, $d_{\text{шп}} = 0,04\text{ мм}$ $d_{\text{ш}} = 0,25\text{ мм}$ позволяет довести время гидравлического запаздывания до 0,5 мс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Построена компьютерная модель камеры управления электрогидравлической форсунки, что позволило оценить расходные характеристики отводящего канала и жиклера и получить регрессионную зависимость коэффициента расхода от геометрических параметров каналов течения перепада давлений и температуры топлива.

Математическая модель электрогидравлической форсунки использована для поиска рационального сочетания параметров гидравлического тракта. Определены диаметры канала на входе в камеру управления, шарика электрогидравлического клапана и сливного канала сокращающие время гидравлического запаздывания менее чем на 0,5 мс.

ЛИТЕРАТУРА

1. Топливная аппаратура и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов др. – М.: Машиностроение, 1990. -288с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Ав-тодата, 2004. – 344 с.
3. Хартман, К. Планирование эксперимента в исследовании техно-логических процессов [Текст] / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – Москва: Мир, 1977. – 552 с.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.43

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА В МАЛОЛИТРАЖНЫХ
ДВИГАТЕЛЯХ ПРОИЗВОДСТВА ММЗ
MODELING OF GAS EXCHANGE IN SMALL ENGINES
PRODUCED BY MMP

А.В. Предко, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
A. Predko, Senior lecturer,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. В работе рассмотрены общие подходы к построению математической модели газообмена на основании первого закона термодинамики для открытых систем. Приведены исходные данные и результаты моделирования.

Abstract. The paper deals with General approaches to the construction of a mathematical model of gas exchange on the basis of the first law of thermodynamics for open systems. The initial data and simulation results are presented.

Ключевые слова: газообмен, рабочий процесс, двигатель внутреннего сгорания.

Key words: gas exchange, workflow, internal combustion engine.

ВВЕДЕНИЕ

Параметры рабочего процесса и двигателя в целом во многом зависят от параметров процесса газообмена: очистки цилиндра от отработавших газов, наполнения цилиндра свежим зарядом, организации воздушного вихря требуемой интенсивности. Для доводки процессов газообмена и проверки конструктивных решений по совершенствованию впускных, выпускных каналов и механизма газораспределения на начальных этапах разработки целесообразно использовать методы математического моделирования.

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГАЗООБМЕНА

Уравнение энергетического баланса незамкнутой термодинамической системы на малом расчетном участке можно представить в виде [2, 3]:

$$\Delta L + \Delta U + \Delta Q_w + \Delta E = 0, \quad (1)$$

где ΔL - работа газов; ΔU - изменение внутренней энергии рабочего тела, находящегося в цилиндре; ΔQ_w - потери тепла через теплопередающие поверхности; ΔE - изменение полной энергии системы, вызванное изменением массы газов в цилиндре.

Работу газа на расчетном участке определяем методом трапеций,

$$\Delta L = \left(\frac{P_{i-1} + P_i}{2} \right) (V_i - V_{i-1}), \quad (2)$$

где P_{i-1} и V_{i-1} - давление и объем газа в цилиндре в начале расчетного участка, а P_i и V_i - в конце расчетного участка.

Изменение внутренней энергии определяем по следующей формуле,

$$\Delta U = \frac{1}{k-1} (P_i V_i - P_{i-1} V_{i-1}), \quad (3)$$

где k - показатель адиабаты для смеси газов, находящихся в цилиндре дизеля.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Потерю теплоты газа можно выразить следующей зависимостью,

$$\Delta Q_w = dt \left[\alpha (T - T_2) F_2 + \sum (\alpha (T - T_i) F_i) \right], \quad (4)$$

где T_r, F_r – температура и площадь поверхности зеркала цилиндра на расчетном участке; T_i, F_i – температура и площадь поверхностей деталей, ограничивающих камеру сгорания; α – коэффициент теплоотдачи газа стенкам камеры сгорания и зеркала цилиндра.

Оценку суммарных коэффициентов теплоотдачи выполняют по эмпирическим формулам [1].

Изменение полной энергии системы, вызванное изменением массы газов в цилиндре рассчитывается как сумма произведений энтальпий на изменение масс:

$$\Delta E = \sum i \cdot \Delta m = i_{en} \Delta m_{en} - (i \Delta m_{out} + i \Delta m_e), \quad (5)$$

где $\Delta m_{вп}$, $\Delta m_{ввп}$ и $\Delta m_{в}$ – изменение массы газов на расчетном участке при впуске, забросе во впускной трубопровод и выпуске. Определяемые как

$$\Delta m = \sqrt{RT} \cdot \psi \cdot \mu f \cdot \Delta t, \quad (6)$$

где ψ – функция скорости, μf – эффективное проходное сечение клапана, Δt – шаг времени.

Для замыкания системы уравнений используются уравнение состояния газа и другие уравнения газовой и термодинамик.

Решения математической модели ведется методом конечных разностей.

Временной шаг счета удобно задавать через угол поворота коленчатого вала $\Delta\varphi$, из условия постоянства частоты вращения n :

$$\Delta\varphi = 6\Delta t \cdot n \text{ (град. п.к.в.)}$$

Минимальный шаг счета Δt_{\min} должен быть больше времени необходимого для преодоления максимального характерного размера L звуковой волной

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$\Delta t_{\min} = L/a ,$$

где L – максимальный характерный размер внутрицилиндрового пространства; $a = \sqrt{kRT}$ – скорость звука.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

В качестве исходных и начальных данных использовались характеристики деталей и механизмов двигателя $3LD$ и данные полученные при виртуальной продувке каналов газообмена двигателя: зависимости эффективного проходного сечения впускного и выпускного каналов, момента количества движения воздушного заряда (вихря) от расхода воздуха для различных величин подъема клапанов. Зависимость эффективного проходного сечения впускного клапана представлена на рисунке 1.

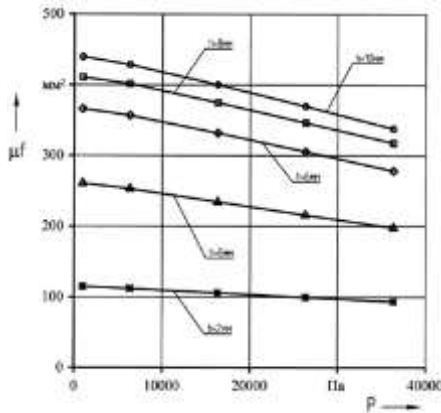


Рисунок 1 – Зависимость эффективного проходного сечения впускного канала μf от перепада давления P

В результате моделирования получены зависимости изменения давления P , температуры T , массы m рабочего газа находящегося в цилиндре двигателя (рисунок 2). Определены характеристики:

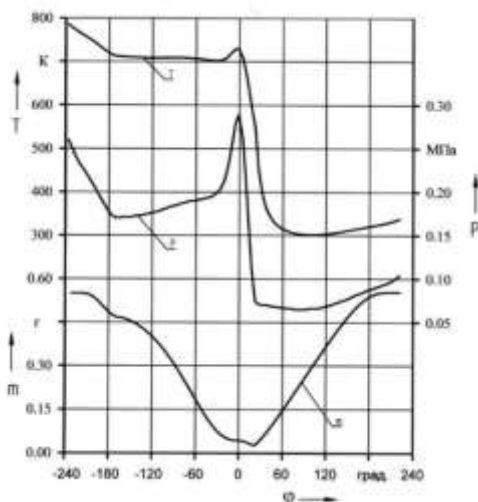
- коэффициент наполнения $\eta_v=0,82$;
- коэффициент остаточных газов $\gamma_r=0,06$;
- среднее давление насосных ходов $P_{\text{нх}}=0,09$ МПа;
- угловая скорость воздушного вихря $\omega_{\text{вз}}=505$ с⁻¹;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

- отношение энергии вихря к потерям энергии на впуске 5%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный метод моделирования газообмена показал хорошую сходимость с данными полученными при стендовых испытаниях двигателя 3LD производства Минского моторного завода и может применяться при проверке конструктивных решений по совершенствованию впускных и выпускных каналов и механизма газораспределения.



T – температура, P – давление, m – масса рабочего тела в цилиндре двигателя.

Рисунок 2 – Результаты моделирования газообмена

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Крулова – 4-е издание – М. Машиностроение, 1983, – 372с.

2. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М. "Энергия", 1974, – 592 с.

3. Дьяченко В.Г. Дифференциальные уравнения процесса газообмена двигателей внутреннего сгорания. – В кн.: Двигатели внутреннего сгорания, ХГУ им. А.М. Горького, 1970, вып.11, с. 17– 24.

Представлено 15.05.2019

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
УДК 629.114. 2

УСЛОВИЯ ПЕРЕХОДА К ПРИМЕНЕНИЮ АКТИВНЫХ
ПРИЦЕПОВ ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ С ТРАКТОРАМИ
CONDITIONS OF TRANSITION TO THE APPLICATION
OF ACTIVE TRAILERS FOR ASSOCIATION WITH TRACTORS

Г.А.Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
G.A.Tayanousky, Ph.D.in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Получены расчетные выражения и проведен числовой анализ для определения целесообразных границ перехода к агрегатированию полноприводного трактора 4К4 с активным транспортным прицепным составом.

Abstract. Calculated expressions were obtained and a numerical analysis was carried out to determine the expedient boundaries of the transition to the aggregation of a 4K4 all-wheel drive tractor with an active transport trailer.

Ключевые слова: агрегатирование, активный прицеп, производительность, движитель.

Key words: aggregation, active trailer, performance, propulsion.

ВВЕДЕНИЕ

Несоответствие высокой энергонасыщенности трактора и его производительности в составе агрегатов традиционного построения устраняется путем реализации тягово-приводной концепции трактора. Применительно к тракторным поездкам используется привод колес прицепа от системы отбора мощности трактора. Рост догрузки колес трактора ограничен грузоподъемностью шин и допустимой нагрузкой на мосты трактора, поэтому актуально применение прицепных машин с приводом колес. Цель работы – определить условия рационального перехода к активизации движителя тракторных прицепов.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
СИСТЕМА АНАЛИЗИРУЕМЫХ ВЫРАЖЕНИЙ

Для обоснования границ перехода к созданию тракторных прицепов с приводом колес от двигателя высоко энергонасыщенного трактора получены аналитические выражения зависимостей предельной массы активного тракторного поезда, грузоподъемности прицепа с приводом колес, потребной относительной сцепной нагрузки и достижимой производительности тракторного поезда от энергонасыщенности и массы трактора, загрузки двигателя по мощности, суммарного дорожного сопротивления и других факторов:

$$m_a = \mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot (1 - \delta) \cdot m_T / (v \cdot \psi \cdot g), \quad (1)$$

$$m_{ГР} = \left(\frac{\mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot U_{ТР}}{\psi \cdot g \cdot r_k^0 \cdot (\omega_{x.max} - \beta \cdot k_P)} - 1 \right) \cdot m_T - m_{П}, \quad (2)$$

$$\sum_{j=1}^m \lambda_j = \mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot (1 - \delta) \cdot \frac{m_T}{(v \cdot k_{\Sigma} \cdot \delta \cdot g)}, \quad (3)$$

$$W = \mathcal{E}_T \cdot k_P \cdot \eta_M \cdot (1 - \delta) \cdot m_T \cdot k_{ГР} / (\psi \cdot g), \quad (4)$$

где m_a – полная масса активного тракторного поезда; \mathcal{E}_T – энергонасыщенность трактора; k_P – коэффициент загрузки двигателя по мощности; η_M – КПД трансмиссии активного тракторного поезда; δ – буксование колес движителя; m_T – масса трактора; v – действительная скорость движения; ψ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления; g – ускорение свободного падения; $m_{ГР}$ – масса груза в активном прицепе; $U_{ТР}$ – передаточное отношение трансмиссии от двигателя трактора до колес основного ведущего моста; r_k^0 – радиус качения колес основного ведущего моста трактора в ведомом режиме; $\omega_{x.max}$ – максимальная угловая скорость вращения вала двигателя на холостом ходу; β – коэффициент аппроксимации внешней скоростной характеристики двигателя; m – количество ведущих мостов активного тракторного поезда; λ_j – удельная (приходящаяся на единицу массы трактора) нормальная нагрузка на j -е ведущее колесо движителя; k_{Σ} – коэффициент, характеризующий взаимосвязь реализуемого коэффициента сцепления ведущих колес движителя с их буксованием; $k_{ГР}$ – отношение массы груза к полной массе активного тракторного поезда; $m_{П}$ – масса порожнего прицепа.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» РАЦИОНАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ АКТИВИЗАЦИИ ПРИЦЕПОВ

Из анализа выражений (1) – (4) следует, что чем больше энергонасыщенность, нагрузка двигателя трактора и чем меньше буксование колес движителя, тем больше производительность активного тракторного поезда, его предельная полная масса, потребная относительная сцепная нагрузка и необходимое количество ведущих мостов агрегата. С возрастанием скорости и сопротивления движению предельная масса активного тракторного поезда уменьшается.

Из выражения (3) можно определить граничные значения показателей энергонасыщенности трактора, при превышении которых необходимо активизировать колеса прицепов. При этом следует учитывать, что: 1) грузоподъемность шин полноприводного трактора (в составе поезда) определяет ограничение $\sum_{j=1}^2 \lambda_j = 1,2 - 1,3$; 2) для современных тракторов $\eta_M = 0,87 - 0,95$; 3) целесообразно поддерживать значения k_P в пределах 0,85-0,9; 4) скорость движения в тяжелых дорожных условиях, принятых в качестве базовых при обосновании параметров штатных прицепов, то есть при $\psi = 0,12-0,24$, не превышает 2,2-2,8 м/с; 5) с точки зрения снижения энергетических потерь и повреждаемости почвы работа ведущих колес сельскохозяйственных тракторов с буксованиями, превышающими 0,2 нецелесообразна; 6) тракторные шины в указанных выше дорожных условиях, как следует из анализа тяговых характеристик тракторов, обеспечивают $k_{\Sigma} = 2,2-2,65$.

Расчеты показывают, что граница перехода от традиционных к активным тракторным поездам определяется их энергонасыщенностью 18,7–21,4 кВт/т. Поэтому эффективное использование современных колесных тракторов в тяжелых дорожных условиях возможно только при работе с активным прицепом или прицепами.

Практически важно знать необходимое число ведущих колес активного прицепа или потребной сцепной нагрузки движителя активного тракторного поезда. Их сцепной вес становится «ограничителем» максимально возможной грузоподъемности прицепа. «Малые» резервы состоят в догрузке трактора либо балластными грузами (экстенсивный путь развития), либо в переносе части веса прицепа на колеса трактора. Однако практический запас грузоподъемности колес трактора обычно кардинально решить проблему не позволяет.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
Выход в задействовании «больших» резервов – в использовании сцепного веса колес самого прицепа.

Для новых колесных тракторов $\mathcal{E}_T = 22-28$ кВт/т. Из (3), для них $\sum_{j=1}^m \lambda_j = 1,64-2,08$. Это означает, что для реализации энергетических возможностей готовящихся к выпуску тракторов на прицепе для агрегатирования с ними достаточно иметь один ведущий мост.

Исследование, проведенное на основании формул (1) – (4) показало, что максимальная нагрузка двигателя трактора, например, класса 2, при работе с пассивным прицепом не превышает 63 % при схеме трактора 4К4 и допустимой догрузке его колес частью нагрузки от полунавесного прицепа. При этом полная масса прицепа не должна превышать 13 т при $\psi = 0,18$. В случае активизации колес подкатной тележки полунавесного прицепа и обеспечения загрузки двигателя, равной 80 %, масса груженого активного прицепа в тех же дорожных условиях не должна превышать 19,5 т. В силу наличия резерва мощности двигателя трактор с таким прицепом может преодолевать участки с суммарным дорожным сопротивлением $\psi = 0,20$ (расчетное значение $\psi = 0,18$), при этом имеется существенный резерв по сцеплению ведущих колес агрегата даже при полном использовании мощности двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Наиболее актуально направление разработки средств оперативной активизации в виде активных подкатных поворотных тележек полунавесных прицепов. Учеными кафедры «Тракторы» разработаны и запатентован ряд средств оперативной активизации колесных прицепов, разработаны теоретические основы агрегатирования активных транспортных поездов. Обоснованы и приняты в производстве параметры объединенного движителя лесохозяйственного форвардера с активным полуприцепом, универсального активного обортного автотракторного прицепа.

Представлено 17.05.2019

КОМБИНИРОВАННЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ СЕВА СЕМЯН
ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР В ЗОНЕ ПОЛИВНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ
THE COMBINED AGGREGATE FOR SOWING SEEDS OF GRAIN
CROPS IN THE AREA OF IRRIGATED AGRICULTURE

А.К. Караханов¹, канд. техн. наук, вед. научн. сотр.,
Ф.А. Алимова², канд. техн. наук, доц., Б.Ш. Примкулов², асс.,

¹НИИ Механизации и электрификации сельского хозяйства,
г. Янгиюль, Узбекистан;

²Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

A.Karakhanov¹, Ph.D. in Engineering, Leading Researcher,

F.Alimova², Ph.D. in Engineering, Associate Professor;

B.Primkulov², Assistant,

¹Institute of irrigation and mechanization of agriculture,
Yangiul, Uzbekistan;

Tashkent state technical university, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. На основе анализа существующих технологий возделывания зерновых и пропашных культур в зоне орошаемого земледелия предложен комбинированный агрегат, позволяющий за один проход осуществлять обработку почвы в междурядьях растущего хлопчатника на глубину до 15-18 см, формировать поливные борозды и производить посев зерновых культур рядовым способом в откосы этих борозд.

Abstract. Based on the analysis of existing technologies for the cultivation of grain and tilled crops in the area of irrigated agriculture, a combined aggregate has been proposed. It allows tilling the soil between the growing cotton to a depth of 15-18 cm in a single pass, forming irrigation furrows and sowing grain crops in an ordinary way into these slopes furrows

Ключевые слова: посев зерновых культур, комбинированный агрегат, орошаемое земледелие.

Key words: sowing of grain crops, combined aggregate, irrigated agriculture.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» ВВЕДЕНИЕ

Одной из важнейших задач земледелия является увеличение урожайности возделываемых культур за счет повышения плодородия почвы и качественного посева семян. Зона орошаемого земледелия республики Узбекистан расположена в равнинах и предгорных районах, характеризующихся сухим субтропическим климатом и преобладанием почв сероземного типа. Почвенно-климатические условия Узбекистана позволяют возделывать зерновые и пропашные культуры используя технологию орошения, так как обладая весьма благоприятным климатом, регион в то же время характеризуется тяжелыми мелиоративными условиями и на большей площади низкой естественной производительностью почв. К технологическому процессу сева предъявляют три основных требования: высева заданного количества семян на единицу площади поля или длины рядка; равномерное размещение их по площади поля; заделка на заданную глубину.

КОМБИНИРОВАННЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ СЕВА СЕМЯН ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР В ЗОНЕ ПОЛИВНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

В настоящее время в Республике Узбекистан применяется два способа посева зерновых культур. При первом способе зерновые культуры высеиваются рядовым, полосовым, узкорядным способом в почву, подготовленную по традиционной технологии - пахота, боронование и малование. Посев осуществляется механическими зерновыми сеялками отечественного и зарубежного производства типа СЗ-3,6; СЗГ-3,6; СЗН-3,6; СЗУ-3,6 и т.д. Основным недостатком известных сеялок является их ограниченные функциональные возможности, а именно эти сеялки неэффективны в районах, где зерновые возделываются с обязательным поливом по бороздам. В связи с тем, что при нарезке поливных борозд после посева, вырезается значительная часть засеянных рядков зерновых, что снижает полезную площадь посева более чем на 15%.

Второй способ – посев семян зерновых культур в междурядья растущего хлопчатника. При этом способе посев семян зерновых культур производится после уборки основной части урожая хлопчатника. Из-за отсутствия специализированной техники в настоящее время

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» посев зерновых в междурядья растущего хлопчатника осуществляется переоборудованными хлопковыми культиваторами – растениепитателями КХУ-4, а также разбрасывателями минеральных удобрений НРУ-0,5. Однако они не обеспечивают посев зерновых рядовым способом. Кроме этого не обеспечивается равномерное распределение семян в междурядьях и их заделка на требуемую глубину. [1]

С целью исключения вышеизложенных недостатков, семена зерновых предлагается высевать в откосы поливных борозд рядовым способом на заданную глубину. Исходя из вышеизложенного, в научно-исследовательском Институте Механизации и Электрификации сельского хозяйства Республики Узбекистан, был разработан комбинированный агрегат (рис.1), позволяющий производить обработку почвы и посев семян зерновых культур рядовым способом в междурядья хлопчатника, а также на открытых площадях за один проход агрегата [3].



Рисунок 1 – Общий вид комбинированного агрегата для сева семян зерновых культур рядовым способом в междурядья хлопчатника

Предлагаемый комбинированный агрегат за один проход осуществляет обработку почвы на глубину до 15-18 см, формирует поливные борозды, а также производит посев зерновых в откосы этих борозд. Агрегат состоит из передней рамы, задней рамы, секций рабочих органов, представляющих собой четырёхзвенные параллелограммные механизмы с опорными колесами и грядиллями. На грядиллях установлены рабочие органы для рыхления, прополки почвы, нарезки поливных борозд. На заднюю раму установлена посевная секция, состоящая из бункера семян с высевальными аппаратами,

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» сошников и опорно-приводных колес. Агрегат работает следующим образом: при движении по полю рабочие органы, установленные на штанги передних грядилей, разрыхляют, пропалывают почву и обрабатывают поливные борозды. Катушки высевающих аппаратов вращаются, выгребают семена из корпуса и подают их в семяпроводы. По семяпроводам они направляются в дно бороздок, образованных дисковыми сошниками. Заделка семян происходит за счет самоосыпания почвы под углом естественного откоса. Привод к аппаратам передается от опорно-приводных колес посевной секции.

Новизна этих работы доказана патентами Республики Узбекистан [2, 3]. На основании технической документации, разработанной научно-исследовательским институтом ИМЭСХ на АО «Агрегатный завод» г. Ташкента была изготовлена опытная партия посевной части вышеуказанных агрегатов. Комбинированный агрегат в 2016 году прошел государственные испытания в Узбекском государственном центре по испытаниям и сертификации сельскохозяйственной техники и технологий. Результаты испытаний показали, что агрегат надежно выполняет заданный технологический процесс, показатели его работы отвечают агротехническим требованиям.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные широкие хозяйственные и государственные испытания показали, что применение комбинированного агрегата для посева семян зерновых культур в зоне орошаемого земледелия позволит значительно повысить урожайность зерновых культур.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тухтакузиев А., Караханов А., Ибрагимов А. Технология посева зерновых культур в междурядья хлопчатника // Иновация – 2014: Международная научно-практическая конференция. – Ташкент, - 108-109 с.

2. Патент Республики Узбекистан FAP № 00177. “Сеялка зерновая” / Қорахонов А. ва б. // Расмий ахборотнома. – 2003. - №5.

3. Патент Республики Узбекистан FAP № 00922. “Агрегат для посева зерновых в междурядья хлопчатника” / Тухтакузиев А., Қорахонов А., Ибрагимов А. // Расмий ахборотнома. – 2014. - №7.

Представлено 17.05.2019

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКАЯ
СЕЯЛКА ДЛЯ СЕВА СЕМЯН ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР
MULTI-FUNCTIONAL PNEUMOMECHANICAL PLANTER
FOR SOWING SEEDS OF TILLED CROPS

А.А. Ибрагимов¹, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
Ф.А. Алимова², канд. техн. наук, доц.; М.Т. Саидова², асс.,
¹НИИ Механизации и электрификации сельского хозяйства,
г. Янгиюль, Узбекистан;

²Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

A. Ibragimov¹, Ph.D. in Engineering, Higher scientific worker,
F. Alimova², Ph.D. in Engineering, Associate Professor;
M. Saidova², Assistant,

¹Institute of irrigation and mechanization of agriculture,
Yangiul, Uzbekistan;

²Tashkent state technical university, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. На основе анализа результатов работы существующих сеялок на примере посева семян хлопчатника разработана многофункциональная пневмомеханическая сеялка для сева опушенных и оголенных семян хлопчатника и семян других культур пунктирным способом с минимальной обработкой почвы за один проход агрегата

Abstract. Based on the analysis of work results of existing planters for instance sowing of cotton seeds, a multi-functional pneumomechanical planter has been proposed. It intends for exact sowing pubes and bald seeds of cotton and other tilled crops by minimal tilling of soil at one aggregate passage.

Ключевые слова: опушенные и оголенные семена хлопчатника, многофункциональная пневмомеханическая сеялка, пропашные культуры.

Key words: pubes and bald seeds of cotton, multi-functional pneumomechanical planter, tilled crops.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в сельском хозяйстве республики Узбекистан для сева семян пропашных культур в основном применяются механические сеялки типа СЧХ-4, СХУ-4, СМХ-4. Эти сеялки предназначены для высева опушенных семян хлопчатника и на сегодняшний день не отвечают современным требованиям. Применяются также зарубежные сеялки и посевные агрегаты для точного высева семян это Kuhn, Monosem (Франция), Case-1200 (США), Sonmezler, Daichi (Турция) и др. Эти пневматические сеялки предназначены для пунктирного (однозернового) посева оголенных семян хлопчатника и других сельскохозяйственных культур. Следует отметить, что, учитывая почвенно-климатические условия нашего региона, семена многих пропашных культур высеваются гнездовым способом. Вышеуказанные сеялки не отвечают агротехническим требованиям к гнездовому посеву.

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКАЯ СЕЯЛКА ДЛЯ СЕВА СЕМЯН ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР

Исходя из выше изложенного в НИИ Механизации и электрификации сельского хозяйства разработана многофункциональная пневмомеханическая сеялка для сева опушенных, оголенных семян хлопчатника и пропашных культур пунктирным способом с минимальной обработкой почвы за один проход агрегата [1]. Многофункциональная пневмомеханическая сеялка состоит из двух разнотипных высевающих аппаратов (пневматического и механического). Ее многофункциональность заключается в том, что её можно применять в нескольких вариантах, обеспечивая разные способы посева семян различных культур несколько раз за сезон:

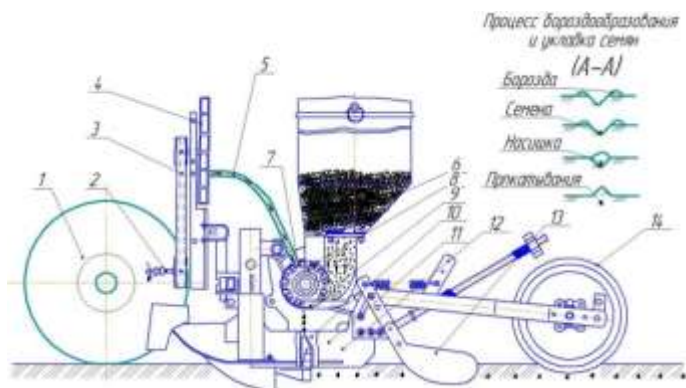
Вариант 1. Гнездовой посев опушенных семян хлопчатника по выровненной поверхности поля (традиционный способ). Для этого пневмомеханическая сеялка комплектуется высевающими аппаратами катушечного типа и гнездующими аппаратами. При необходимости такое техническое решение предусматривает посев рядовым или пунктирным способами. Сеялка агрегируется с пропашным трактором кл. 1,4, передней секцией культиватора КХУ-4А для одновременного внесения минеральных удобрений и приспособлением для внесения гербицидов ПХГ-4.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Вариант 2. Посев опушенных семян хлопчатника в дно борозды с одновременным укрытием пленкой [2]. Посевной агрегат комплектуется аналогично Варианту 1, дополнительно снабжается специальными бороздообразующими рабочими органами и приспособлением для укладки пленки.

Вариант 3. Посев оголенных семян хлопчатника и других сыпучих семян сельскохозяйственных культур точным способом (с заданным количеством семян в гнездо) по выровненной поверхности поля (традиционный способ). Пневмомеханическая сеялка комплектуется пневматическими высевальными аппаратами, эксгаустером и воздухопроводами. Сеялка агрегируется с трактором кл. 1,4, передней секцией культиватора КХУ-4А и приспособлением для внесения гербицидов ПХГ-4.

Вариант 4. Посев сыпучих семян повторных культур (кукуруза, соя, маш и др.) с заданным количеством семян в гнездо путем минимальной обработки почвы за один проход (рис).



- 1 – опорно-приводное колесо; 2 – кардан; 3 – приводной ремень; 4 – эксгаустер (вентилятор); 5 – вакуумный шланг; 6 – семенной бункер; 7 – вакуумная камера; 8 – ворошилка; 9 – высевальный диск; 10 – семяпровод; 11 – сошник; 12 – полозок; 13 – загортаки; 14 – прикатка.

Рисунок 1 – Многофункциональная пневмомеханическая сеялка

По результатам предварительных исследований в качестве базовой компоновочной схемы для многофункциональной пневмомеханической сеялки принята компоновочная схема существующей ча-

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» стогнездовой хлопковой сеялки СЧХ-4, представляющая собой двухблочную систему. Двухблочная конструкция рамы позволяет scomпоновать высеивающие и гнездующие аппараты, а также заделывающие рабочие органы сеялки по отдельности, что немаловажно для обеспечения стабильности давления на почву сошников и постоянства глубины заделки семян, чего невозможно достичь в конструкции одноблочных сеялок. При этом общая масса сеялки значительно облегчается, поскольку не требуется применение мощных тяг и креплений. Для закрепления эксгаустера и соединения его с валом отбора мощности трактора, навесная часть сеялки подвергнута некоторым конструктивным изменениям, не влияющим на технологический процесс сева.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение многофункциональной пневмомеханической сеялки позволит фермерским хозяйствам при помощи одной сеялки осуществлять посев опушенных и оголенных семян хлопчатника, семян пропашных культур, а также повторный посев после уборки зерновых путем минимальной обработки почвы за один проход агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент Республики Узбекистан FAP № 00512. “Комбинированная сеялка” / Қорахонов А., Толыбаев А., Тен Э., Хван Е., Мамадалиев Р., Миряхяев М. // Расмий ахборотнома. – 2010. – №1.
2. А. Караханов, А.Толыбаев. Ресурсосберегающая технология возделывания повторных культур путем минимальной обработки почвы. // Научные основы развития хлопководства и зерноводства в фермерских хозяйствах: Материалы международной научно-практической конференции. – Ташкент, 2006. УзНИИХ – С. 73–76 с.
Представлено 17.05.2019

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
УДК 629.3.027.5:001.895

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ШИН КОЛЕСНЫХ МАШИН
DEFORMATION DETECTION OF WHEELD VEHICLES' TYRES

А.И. Бобровник¹, д-р. техн. наук, проф., Т.А. Варфоломеева², асп.,
¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Bobrovnik¹, Doctor of technical Sciences, Professor,
T. Varfolomeeva², Ph. O. candidate,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

²Belarusian State Agrarion technical University,
Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Долговечность шин зависит от нагруженности шин в условиях эксплуатации, оцениваемых внутренним давлением и предложенным датчиком деформации и шин.

Abstract. The endurance of tyres depends on the operational loading conditions, estimated by the intenal pressure of the tyres and the tyre deformation sensor.

Ключевые слова: автомобиль, давление, деформация, датчик, нагрузка, обод, самосвал, фирма, шины, электроника.

Key work: vehicle, pressure, deformation, sensor, loading, rim, tipper truck, company, tyres, electronics.

ВВЕДЕНИЕ

Выпускаемые предприятиями Республики Беларусь мобильные машины (ОАО «БЕЛАЗ», ОАО «АМКОДОР», ОАО «МТЗ», ОАО «МАЗ», ОАО «МЗКТ», ОАО «Гомсельмаш», ОАО «Бобруйскагро-маш» и др.) применяют пневматические шины, обладающие высокими эксплуатационными качествами и свойствами из-за их амортизирующей способности, т.е. поглощению ударов, толчков, вибраций, передаваемых со стороны опорной поверхности и технологических рабочих органов на остов машины.

Однако затраты на шины за весь амортизационный период для большегрузных карьерных самосвалов БЕЛАЗ составляют до 70 %

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» стоимости автомобиля. 26 % самосвалов выходят из строя из-за поломки шин, что потребовало постоянного контроля за состоянием шин.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Для повышения эксплуатационных качеств карьерных самосвалах ОАО «БЕЛАЗ» устанавливаются системы контроля давления в шинах разных производителей: телеметрическая (СКР) или дистанционного контроля. Системы предназначены для подачи водителю в случае аварийных ситуаций визуальных и предупреждающих сигналов. Электронные датчики клеиваются в шины при помощи специальных пластырей на внутренней поверхности шины. Информация о давлении и температуре в шине передается через каждые 300 с. Система контроля давления и температуры в шинах OTR TRMS Schrader (Франция) увеличивает ходимость крупногабаритных шин, повышает экономию на шинах до 40 %, на топливе до 5 %, но является не достаточной для управления режимами движения в различных условиях эксплуатации.

Устойчивая тенденция расширения типоразмерного ряда в сторону увеличения грузоподъемности машин сдерживается отсутствием шин необходимой грузоподъемности. Применение бескамерных шин позволяет повысить безопасность эксплуатации самосвалов [1].

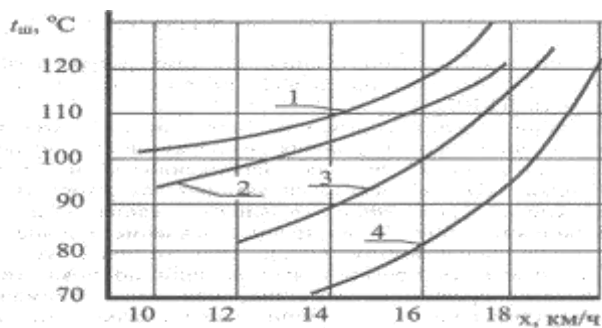
Условия работы шин зависят также от спроектированной транспортной системы карьера, которая определяется пространственными параметрами карьера, режимом и технологией ведения горных работ, применяемым технологическим оборудованием. Съезды могут иметь длину участков до 560 м, с уклонами от 0 до 12 % и более. Горнотехнические условия эксплуатации карьерных автосамосвалов с каждым все усложняются. Тяговый режим с грузом на подъем от забоя до отвала может достигать 98 %.

Скорость современных самосвалов в нагруженном состоянии на подъемах карьерных дорог с уклоном 8 % составляет 11–15 км/ч и ограничиваются техническими возможностями машины, а точнее удельной мощностью двигателя.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Многие фирмы для определения внутреннего давления используют датчики антиблокировочных систем. Датчики давления пытались устанавливать внутри шины давно, в последнее время для передачи данных используют миниатюрные радиопередатчики для передачи сигнала от вращающегося датчика на неподвижной приемник, т.е. применяется система прямого измерения давления в шине, однако это не позволяет определить фактически деформации шины в трех плоскостях.

При движении самосвала энергия вибрации переходит в работу сжатия воздуха в шине и в работу упругого гистерезиса материала протектора, брекера и каркаса шины. При этом необратимо выделяется тепловая энергия и образуется пятно контакта шины с основанием, по всей площади которого действует реакция основания. На шину, как известно при эксплуатации мобильной машины действует нормальная, тангенциальная, боковая и угловая нагрузки, что вызывает нагрев шин (рисунки 1, 2).



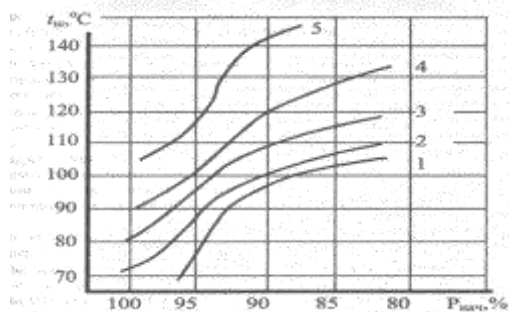
1 – 490 кПа; 2 – 520 кПа; 3 – 550 кПа; 4 – 560 кПа.

Рисунок 1 – Зависимость установившейся температуры нагрева шины от скорости при различных давлениях воздуха в шине

Поэтому различают деформации пневматической шины четырех видов: радиальную (нормальную), окружную (тангенциальную), поперечную (боковую), угловую.

Нормальный прогиб характеризует ее нагрузочную способность, плавность хода, тягово-сцепные свойства, и давление на почву. Окружная деформация шины влияет главным образом на динамику машины. Поперечная (боковая) деформация шины возникает под

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» действием боковой силы и управляемость машины. Боковая сила вызывает деформацию шины, вследствие которой диск смещается относительно пятна контакта на некоторую величину. При этом происходит искажение формы профиля шины. Угловая деформация шины возникает под действием момента, поворачивающего колесо в плоскости параллельной поверхности его качения. Угловая деформация шины нарастает по мере увеличения поворачивающего момента до тех пор, пока в пятне контакта шины с дорогой сохраняется сцепление. В пределах упругой деформации шина разворачивается относительно пятна контакта на некоторый угол. Для ее определения нужно замерять угол поворота колеса.



1, 2, 3, 4, 5 скорости, равные соответственно 12 км/ч; 14 км/ч; 16 км/ч; 17,5 км/ч и 19 км/ч.

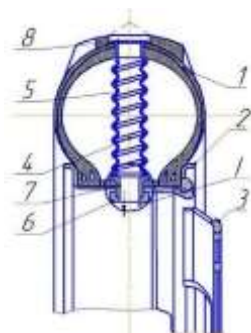
Рисунок 2 – Зависимость установившейся температуры нагрева шины от начального давления

Создаваемое давление воздуха в шине заметно влияет не только на сопротивление перекачиванию мобильной машины, но и на ресурс.

Скорость движения выбирается исходя из температуры шины 90-100 $^\circ\text{C}$. Однако при значительном падении давления ресурс шины уменьшается и возможен даже поворот шины на обод, обрыв вентилля со всеми вытекающими из этого последствия. Для управления работой сельскохозяйственных тракторов необходимо так же знание изменения радиуса колеса для корректирования технологического процесса. В машинах высокой проходимости и вездеходах, как пра-

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» вило, регулируют давление в шинах с перегрузкой. Увеличение ресурса шин может быть обеспечено за счет совершенствования конструкции и качества шин, правильной их технической эксплуатации.

Нами предложено для пневматических колес [2] карьерных самосвалов в условиях эксплуатации для наиболее нагруженных скоростных режимах одновременный замер радиальной, тангенциальной, продольной, поперечной и угловой деформации шин, что обеспечивается устройством, изображенным на рисунке 3.



1 – крышка; 2 – обод; 3 – диск; 4 – пружина; 5 – гофрированная резиновая цилиндрическая оболочка; 6 – гайка; 7 – втулка; 8 – фиксатор; I – датчики измерения радиальных, боковых, тангенциальных деформаций шин

Рисунок 3 – Колесо с датчиками замера деформаций шин

При радиальной деформации шины фиксатор 8 перемещается вместе крышкой 1 относительно втулки 7, а при боковой и тангенциальной силах отклоняется от оси отверстия в ободе 2. Деформация элементов шины от датчиков может быть передана с помощью радиопередатчика или токосъемника на бортовую систему карьерного самосвала.

Установка такого устройства в шину колеса при тестовом режиме по определению деформаций во время движения по транспортной связи карьера, соединяющей вскрышные и добычные горизонты с технологическим комплексом позволит определить фактические нагрузки на шину и дать предложения по оптимизации параметров шины и режимам эксплуатации карьерного самосвала уже на стадии

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» проектирования транспортной схемы карьера, определяемой пространственными параметрами залегания рудного тела, производственного карьера, режим и технологией ведения горных работ и т.д.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Наиболее нагруженными являются шины карьерных самосвалов, внутренне давление, которых контролируется специальными датчиками. Для качественного анализа нагруженности шин предлагается измерять продольную, боковую и тангенциальную деформацию шин специальным устройством.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мариев, П.А. Карьерный автотранспорт. Состояние и перспективы // П.А. Мариев, А.А. Кулешов, А.Н. Егоров [и др.]. – СПб.: «Наука», 2004. – 425 с.

2. Патент на полезную модель №7042U Респ. Беларусь, МПК В 60В 19/00/, В 62057/00 Колесо бескамерное / А.И. Бобровник; В.П. Бойков; Т.А. Варфоломеева, Дивин К.И.; заявитель Бел. гос. аграрн.-техн. ун-т. – № и 20100657; заявл.21.07.10; опубл. 20.02.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 1. – С. 184.

Представлено 17.05.2019

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОЛЕСНЫХ
ТРАКТОРОВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ
В ОСОБЫХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ
WAYS TO IMPROVE THE PERFORMANCE OF SPECIAL
PURPOSE WHEELED TRACTORS
IN SPECIAL WORKING CONDITIONS

В.С. Исаченков, асс., В.А. Симанович, канд. техн. наук, доц.,
В.И. Гиль, канд. техн. наук, ст. преп.,
Белорусский государственный технологический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Isachenkov, Assistant Lecturer; V. Simanovich, Ph.D. in Engineering,
Associate professor, V. Gil, Ph.D. Engineering, Senior Lecture,
Belarusian state technological University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Процесс лесозаготовки включает в себя взаимосвязанные последовательные операции, таких как валку деревьев, обрезка сучьев, при необходимости раскряжевка на том, или ином этапе, трелевку и последующую вывозку древесного сырья потребителям. Большинство операций на сегодняшний момент выполняются комплексами машин и механизмов, однако для значительной части лесосечного фонда, расположенного в особых условиях работы, таких как грунты со слабой несущей способностью, остается открытым вопрос экономически целесообразного способа трелевки.

Abstract. The logging process includes interrelated sequential operations, such as felling trees, cutting branches, if necessary, bucking at one or another stage, skidding and subsequent removal of raw wood to consumers. Most of the operations at the moment are carried out with complexes of machines and mechanisms, however, for a significant part of the logging fund located in special working conditions, such as soils with a weak bearing capacity, the question of the economically expedient method of logging remains.

Ключевые: слова: лесозаготовка, тракторы, технологическое оборудование.

Key words: logging, tractors, technological equipment.

ВВЕДЕНИЕ

Производительность колесных тракторов специального назначения в особых условиях работы тесным образом связано с конструкцией технологического оборудования для конкретных природно-климатических условий. Это утверждение особенно актуально для процесса заготовки древесного сырья в Республике Беларусь. Процесс лесозаготовки включает в себя взаимосвязанные последовательные операции, таких как валку деревьев, обрезка сучьев, при необходимости раскряжевка на том, или ином этапе, трелевку и последующую вывозку древесного сырья потребителям. Большинство операций на сегодняшний момент выполняются комплексами машин и механизмов, однако для значительной части лесосечного фонда, расположенного в особых условиях работы, таких как грунты со слабой несущей способностью, остается открытым вопрос экономически целесообразного способа трелевки.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Трелевка включает холостой ход трелевочного трактора, формирование пачки деревьев или хлыстов, их подъем, рабочий ход и разгрузка на погрузочном пункте.

В Республике Беларусь на заготовке древесного сырья, в указанных условиях работы, в настоящее время используются колесные трактора специального назначения с канатно-чокерным технологическим оборудованием, в частности ТТР-401. Для преодоления участка трелевочных или магистральных волоков со слабой несущей способностью почвогрунта при буксовании для этих машин во время рабочего цикла используется прием сброса пачки, с последующим ее подтаскиванием.

В качестве решения данной задачи предлагается усовершенствовать конструкцию технологического оборудования установкой дополнительной опорной оси, что позволяет использовать его в качестве как навесного, так и прицепного варианта.

В начальный момент буксования технологическое оборудование переводится из навесного положения в прицепное и колесный трактор преодолевает проблемный участок, не теряя темпа работы.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Для обоснования выдвинутого нами утверждения была поставлена задача по проведению эксплуатационно-технологических испытаний колесного трактора, оснащенного различным по конструктивным особенностям технологическим оборудованием (в качестве колесного трактора МТЗ принимался ТТР-401)

В основу испытаний входил метод фотохронометрирования операций рабочего процесса.

Эксплуатационно-технологических испытания проводились на рубках главного пользования на различных режимах работы в процессе трелевки (породный состав – 5Е2С2Ос1Б+Е, средний объем хлыста – 0,23 м³, тип леса – 1а кисличный, плотность – 0,7, средний возраст леса – 70 лет). Длина пасечного волока составляла от 150 м до 300 м. Величина участков со слабой несущей способностью почвогрунта на пасечных волоках колебалась от 45 м до 50 м.

Объема трелеваемой пачки хлыстов варьировалась от 0,15 м³ до 1,28 м³. Скорости перемещения трактора – от 4,57 км/ч до 8,53 км/ч, с использованием четырех передач.

Сменная производительность трактора ТТР-401 определялась из выражения:

$$P_{\text{см}} = \frac{(T - t_{\text{п.з.}}) \cdot V_{\text{п}} \cdot \varphi_1}{t_{\text{ц}}},$$

где $P_{\text{см}}$ – сменная производительность, м³; T – продолжительность смены, с; $t_{\text{п.з.}}$ – время на подготовительно-заключительные операции, с; $V_{\text{п}}$ – объем трелеваемой пачки, м³; φ_1 – коэффициент использования рабочего времени; $t_{\text{ц}}$ – время рабочего цикла, с.

В свою очередь время рабочего цикла было найдено расчетным путем как сумма времени на сброс пачки и маневрирования, времени на движение машины в грузовом и порожнем направлениях и времени на сбор пачки.

Результаты фотохронометрирования операций рабочего цикла для ТТР-401 позволили убедиться в том, что наибольшие потери сменной производительности происходит во время движения в особых условиях в грузовом направлении для трактора с серийным технологическим оборудованием.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Производительность труда при работе в особых условиях для трактора ТТР-401 с усовершенствованным технологическим оборудованием соизмерима с результатами работы этой же машины со стандартным технологическим оборудованием для участков с удовлетворительной несущей способностью почвогрунтов. При средней рейсовой нагрузке в $1,28 \text{ м}^3$, на участках волока в 50 м с низкой несущей способностью почвогрунтов, при длине трелевки в 150 м, при односменной семичасовой работе производительность труда составила $63,65 \text{ м}^3/\text{см}$, а для стандартного оборудования $43,9 \text{ м}^3/\text{см}$. По данным завода-производителя при стандартной комплектации трактора ТТР-401 сменная производительность, в том же временном интервале в обычных условиях работы, при рейсовой нагрузке в $1,2 \text{ м}^3$ составляет 60 м^3 .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленными результатами проведенных эксплуатационно-технологических испытаний установлено, что применение усовершенствованного технологического оборудования позволяет увеличить производительность колесных тракторов специального назначения при работе в особых условиях.

Представлено 15.05.2019

ОЦЕНКА ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ ДЛЯ СБОРА
ЛЕСОСЕЧНЫХ ОТХОДОВ
EVALUATION OF THE DYNAMICS OF MOVEMENT OF A MA-
CHINE FOR COLLECTION OF FOREST CLEARING WASTES

Д.А. Кононович, асс., С.П. Мохов, канд. техн. наук, доц.
С.А. Голякевич, канд. техн. наук, доц.,
С.Е. Арико, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский государственный технологический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
D. Kononovich, Assistant Lecturer,
S. Mokhov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
S. Golyakevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
S. Ariko, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Belarusian state technological University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. На основе оценки динамики движения машины для сбора лесосечных отходов установлены приемлемые режимы движения эксплуатации на грунтах различного типа и получены исходные данные для оценки эффективности.

Abstract. Based on the assessment of the dynamics of movement of the machine for collecting logging waste, acceptable modes of operation were established on soils of various types and initial data were obtained for evaluating the effectiveness.

Ключевые слова: машины для сбора лесосечных отходов, движение, сила, скорость, тип грунта

Keywords: machines for collecting logging waste, motion, strength, speed, soil type.

ВВЕДЕНИЕ

Важными эксплуатационными показателями лесных машин являются средние технологические скорости их движения. От их величины напрямую зависит общая техническая, а как следствие и фактическая производительности [1].

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ

Режим движения машины для сбора лесосечных отходов и достигаемые ей средние технологические скорости зависят от мощности привода движителя $N_{\text{движ}}(t)$ (Вт) реализуемой в каждый момент времени t (с) от начала движения. Для ее определения используем дифференциальное уравнение движения, имеющее ограничения в виде неравенств:

$$\begin{cases} (M_1 \cdot \ddot{y}_1 + P_f + P_i + P_z) \cdot \dot{y}_1 = N_{\text{движ}}(t), \\ N_{\text{движ}}(t) = N_{\text{движ}}^{\text{max}} \cdot \eta_{\text{движ}}, \\ \ddot{y}_1 \leq a_{\text{движ}}^{\text{max}}; \dot{y}_1 \leq v_{\text{движ}}^{\text{max}}; y_1 \leq L_{\text{движ}}, \\ M_k \leq M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \end{cases}$$

где M_1 – масса машины, кг; P_f – сила сопротивления качению, Н; P_i – сила сопротивления движению под уклон, Н; P_z – сила сопротивления волочению сучьев, Н; \ddot{y}_1 – ускорение движения машины в момент времени t , м/с²; \dot{y}_1 – скорость движения машины в момент времени t , м/с; y_1 – перемещение машины в момент времени t относительно начального положения, м; $N_{\text{движ}}^{\text{max}}$ – максимальная мощность привода движителя, Вт; $\eta_{\text{движ}}$ – КПД привода движителя $\eta_{\text{движ}} = 0,83$; $a_{\text{движ}}^{\text{max}}$ – максимально возможное ускорение, м/с²; $v_{\text{движ}}^{\text{max}}$ – максимальная допустимая скорость движения, м/с (до 8,3 м/с); $L_{\text{движ}}$ – среднее расстояние перемещения машины, м.

Система уравнений и неравенств (1) используется для определения скорости движения машины между технологическими стоянками. При этом величина силы сопротивления качению P_f (Н) машины в каждый момент времени значительно зависит от действующих на элементы движителя опорных реакций $R_{\text{шп}}$ (Н). Поэтому величины $R_{\text{шп}}$ (Н) целесообразно определять не только в статическом положении, но и с учетом динамики всей машины. Значения сил сопротивления качению P_f (Н) и максимального ускорения движения $a_{\text{движ}}^{\text{max}}$ (м/с²) определяются по условию реализации требуемой касательной силы тяги и ограничены максимальным крутящим моментом, подводимым к движителю.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Работа машины для сбора лесосечных отходов в кучи или в валы, как правило, заключается в чередующихся челночных холостых и рабочих ходах. При этом среднее расстояние рабочего движения существенно зависит от объема образующихся на лесосеке сучьев и использованной ранее технологии заготовки, которая в свою очередь влияет на концентрацию лесосечных отходов. В этой связи расстояние проходимое машиной при формировании вала из лесосечных отходов варьируется в широких пределах от 5 до 20 м.

Среднее расстояние перемещения машины для сбора лесосечных отходов при условии организации технологического процесса работы с образованием отдельных куч сучьев и ветвей при необходимости сохранения подроста составляет 4–6 м.

Существенное влияние на режим движения рассматриваемой машины оказывают почвенно-грунтовые условия. Так, движение по грунтам II и III типа характеризуется увеличением продолжительности движения и перераспределением эффективности использования соответствующих передач как представлено на рисунке 1. Движение на 6-й передаче в условиях III-го типа почво-грунтов затруднительно.

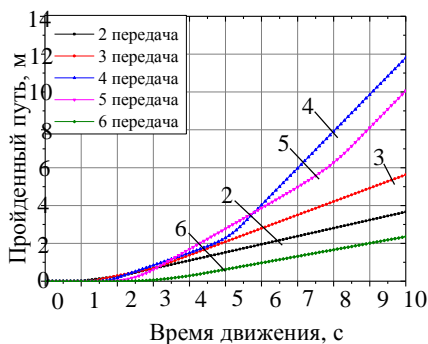


Рисунок 1 – Зависимости изменения пройденного пути на 2–6 передачах при работе на грунтах II типа при ограничении скорости движения в 7 км/ч

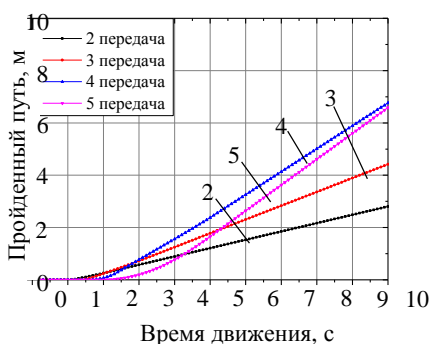


Рисунок 2 – Зависимости изменения пройденного на 2–6 передачах при работе на грунтах III типа при ограничении скорости движения в 7 км/ч

Следует отметить, что наиболее приемлемыми для движения в условиях I типа грунта является 3-я передача, на грунтах II типа 3-я

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» и 4-я, а на грунтах III типа только 4-я передача. При использовании других передач движение либо невозможно, либо происходит со значительным буксованием. Расширить диапазон используемых передач на грунтах III типа возможно за счет повышения сцепных свойств машины путем установки цепей противоскольжения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективность использования машины для сбора лесосечных отходов на грунтах с высокой несущей способностью может быть увеличена за счет установки дополнительных зубьев. Так, на грунтах I типа возможно увеличение количества зубьев до 9, что при движении на 3-й передаче увеличит используемый энергетический потенциал машины по тяге. Требуемая пиковая мощность на колесах увеличится до 43,2 кВт (87,3%) при теоретически доступных 49,5 кВт. На грунтах II типа целесообразно использовать до 7 зубьев, что обеспечит загрузку двигателя по мощности до 82% (на 4-й передаче). На 3-м типе грунтов рекомендуется использовать базовое количество зубьев равное 5.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А. В. Теория лесных машин. Минск: БГТУ, 2001. 640 с.
Представлено 17.05.2019

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
УДК 630.36:531.8

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ «NO STRESS»
В ПРИВОДАХ РУБИЛЬНЫХ МАШИН
USE OF THE NO STRESS SYSTEM IN CHIPPING MACHINES

С.А. Голякевич, канд. техн. наук, доц., В.В. Мельник, студ.,
Белорусский государственный технологический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

S. Golyakevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
V. Melnik, Student,

Belarusian state technological University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. В настоящей статье даны краткие сведения о реализации математической модели привода барабана рубильной машины под управлением системы No stress. Изложена логика системы управления. Приведена общая логическая схема модели реализованная в система Matlab/Simulink.

Abstract. This article provides brief information on the implementation of a mathematical model of a chipper drum drive under the control of the No stress system. Outlined the logic of the control system. The general logic scheme of the model implemented in the Matlab / Simulink system is given.

Ключевые слова: рубильная машина, барабан, нагрузка, система управления, моделирование.

Key words: chipper, drum, load, control system, simulation.

ВВЕДЕНИЕ

Система «No stress» – автоматизированная система управления технологическим оборудованием рубильных машин. Целью ее использования является защита двигателя от нагрузок, превышающих его номинальные характеристики. Такие нагрузки часто возникают при рублении фаутной древесины больших диаметров и как правило твердолиственных пород.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ «NO STRESS»

Основными компонентами системы являются: магнитный датчик Холла (регистрирует частоту вращения коленчатого вала двигателя);

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» электронный блок управления (обрабатывает данные, считываемые датчиком и подает сигнал на электромагнитный клапан управления), который управляет гидрораспределителем (дивертором) и останавливает вращение гидромоторов, подключенных к вальцам подачи сырья, на рубильный барабан.

Математическая модель была построена в системе имитационного моделирования MATLAB/Simulink. Моделируемыми компонентами являлись двигатель Deutz TCD 2013 L06 4V, рубильный барабан Kesla C645 и система управления их работой, которые установлены на рубильной машине Амкодор 2904 (рисунок 1).



Рисунок 1 – Объект моделирования – рубильная машина Амкодор – 2904

Кинематически, двигатель соединён с барабаном с помощью редуктора с передаточным соотношением 2,27. Барабан смоделирован в виде инерционной вращающейся массы, приводимой в движение потоком мощности от редуктора. Внешние силы сопротивления, воздействующие на барабан со стороны измельчаемой древесины заданы как источник момента сопротивления, распределенный во времени (рисунок 2).

Задача системы управления останавливать подачу древесного сырья при снижении оборотов двигателя менее 500 об/мин. В математической модели это реализовано следующим образом. Частота вращения барабана регистрируется соответствующим датчиком. Система управления сравнивает частоту вращения в текущий момент времени с предыдущим. Если наблюдается возрастание частоты вра-

ВЫБОР ВХОДНОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ СИСТЕМЫ
АВТОМАТИЧЕСКОГО ВОЖДЕНИЯ
ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ
SELECT INPUT DIMENSIONS FOR THE AUTOMATIC
DRIVING SYSTEM OF COTTON HARVESTER MACHINE

А.Д. Абдазимов, д-р. техн. наук, С.М. Шеркабилов, асс.,
Ташкентский государственный технический университет,
г. Ташкент, Узбекистан

A. Abdazimov, Doctor of technical Sciences, S. Sherkabilov, Assistant,
Tashkent state technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье приведены методика и результаты полевых исследований размерных характеристик кустов и коробочек хлопчатника, их взаимосвязи с целью выбора входного параметра для системы автоматического вождения хлопкоуборочной машины с оптическим первичным преобразователем.

Abstract. The paper presents the methodology and results of field researches of the characteristics of cotton plants on the choice of input parameters for the optical automatic driving system of cotton harvester machine.

Ключевые слова: входной параметр, автоматическое вождение, оптический, хлопкоуборочная машина, кусты, коробочки хлопчатника, характеристики, взаимосвязи.

Key words: input parameter, automatic driving, optical, cotton-picker, bushes, cotton bolls, characteristics, interconnections.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ состояния вопроса разработки системы автоматического вождения (САВ) хлопкоуборочных машин (ХУМ) показал малоэффективность разработанных до сих пор систем из-за применения механических копирующих устройств. В виду сложных условий работы, наличия множества помех и др., динамические характеристики и копирующая способность механических датчиков ухудшаются, снижаются их показатели назначения и надежность работы. В практике автоматизации вождения с.х. машин имеются достижения,

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» обеспечивающие направленное движение по рядкам растений (колее трактора, следу маркера и т.п.) точностью ± 3 см. В качестве воспринимающих устройств в них применены бесконтактные устройства - лазерные, антенны GPS системы, цифровые камеры и др.

В этой связи, особый интерес представляют оптические первичные преобразователи (ПП) - цифровые камеры которые могут оценить степень белизны хлопкового рядка [1] и определить координаты середины белой полосы хлопкового рядка, т.е. его «оптической оси», которая может быть входным параметром САВ ХУМ с бесконтактным оптическим первичным преобразователем.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗМЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КУСТОВ И КОРОБОЧЕК ХЛОПЧАТНИКА И ИХ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ С ЦЕЛЬЮ ВЫБОРА ВХОДНОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ ОПТИЧЕСКОЙ САВ ХУМ.

Для выявления «оптической оси» по параметрам расположения раскрывшихся коробочек на кустах, в том числе, самых крайних по ширине куста, были проведены полевые исследования размерных характеристик кустов и коробочек, а также их взаимосвязи двух сортов хлопчатника - районированной С-6524 и перспективной «Навруз». При этом кроме размерных характеристик, определяемых по стандартной методике, измерялись также ширина куста по крайним раскрывшимся коробочкам и высота расположения наиболее верхней раскрывшейся коробочки. Для оценки коррелированности параметров кустов и расположения коробочек данные полевых измерений не менее 50 кустов вводились в ЭВМ и обрабатывались по стандартной программе, по которой определялись для двух параметров растений статистические характеристики каждого параметра и коэффициенты корреляции R_k между ними. Результаты расчетов коэффициентов корреляции приведены в таблице 1.

По результатам исследований обнаружены довольно тесная корреляция между высотой куста и высотой расположения самой верхней раскрывшейся коробочки, а также между шириной куста по концам крайних ветвей и шириной куста по крайним раскрывшимся коробочкам.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Таблица 1 – Значения R_k взаимосвязей характеристик кустов и коробочек исследованных сортов хлопчатника

№	Взаимосвязи	С 6524	Навруз
1	Ширина и высота куста ($B_k - H_k$)	0,27	0,48
2	Ширина куста и общее количество коробочек ($B_k - N_{обк}$)	0,20	0,65
3	Ширина куста и количество раскрытых коробочек на кусте ($B_k - N_{рк}$)	0,19	0,57
4	Ширина куста по концам крайних ветвей и ширина куста по крайним раскрывшимся коробочкам ($B_k - B_{крк}$)	0,78	0,68
5	Высота куста и общее количество коробочек на кусте ($H_k - N_{обк}$)	0,58	0,61
6	Высота куста и высота расположения самой верхней раскрывшейся коробочки ($H_k - H_{вк}$)	0,79	0,91

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для САВ ХУМ на основе оптических цифровых ПП целесообразно распознавание и оценка параметров расположения крайних по ширине куста раскрывшихся коробочек $B_{крк}$, позволяющих определить коррелированную с ней ширину отдельного куста B_k и параметров «оптической оси» «белой полосы» данного хлопкового рядка, по которой направляются ХУМ в автоматическом режиме. Следовательно, в качестве входного параметра для САВ ХУМ, как и САУ рабочей щели УА, рекомендуется принять ширину куста по крайним раскрывшимся коробочкам $B_{крк}$;

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдазимов А.Д., Улжаев Э., Убайдуллаев У.М., Омонов Н.Н. Основы автоматизации контроля и управления технологическими параметрами хлопкоуборочных машин. – Ташкент: ТашГТУ, 2014. – 164 с.

Представлено 16.05.2019

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
УДК 629.3.027.514

СНИЖЕНИЕ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕС
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН НА ПОЧВЕ
REDUCE OF RESISTING FORCE ON WHEEL ROLLING
FOR AGRICULTURAL MACHINERY ON SOIL

Г.И. Гедроить, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
G. Gedroit, Ph.D. in Engineering, Associate professor
Belarusian State Agrarian Technical University,
Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Предложена математическая модель расчета силы сопротивления качению ведомых пневматических колес на почве и анализ результатов аналитических исследований по влиянию на нее комплекса параметров шин. Учтена кривизна шин в поперечной плоскости.

Abstract. The material deals with the mathematical model for calculations of resisting force on driven pneumatic wheels on soil and with the evaluation of the results for analytical research on tire parameters set effect on it. Tire curving in roll rate is considered as well.

Ключевые слова: колесо, пневматическая шина, давление, сопротивление качению, машина, почва.

Key words: wheel, pneumatic tire, pressure, rolling resistance, machine, soil.

ВВЕДЕНИЕ

Шины тракторов, машин для сельского хозяйства постоянно совершенствуются. Разработки направлены на улучшение тягово-сцепных свойств шин, понижение уровня воздействия на почву, уменьшение материалоемкости. Важно использовать резервы улучшения показателей без существенного увеличения габаритов шин. Особенно это актуально для машинно-тракторных агрегатов, работающих с машинами для внесения органических и минеральных удобрений, прицепами, транспортировщиками рулонов. По одному следу

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» проходит 4– 6 колес, давление на почву ходовых систем машин в 2– 3 раза превышает аналогичный параметр тракторов, а возможности увеличения диаметра и ширины шин ограничены условиями движения в дорожных условиях, компоновочными соображениями.

Математическое моделирование процесса взаимодействия колеса с опорной поверхностью является важным этапом при создании шин, при подборе их для конкретных машин, так как изготовление образцов шин с варьированием значений отдельных конструктивных параметров сложно и дорого. Этому вопросу посвящены работы известных ученых Гуськова В.В., Кацыгина В.В., Скотникова В.В., Бойкова В.П., Бобровника А.И., Агейкина Я.С., Русанова В.А., Орды А.Н. и др. В основном получили распространение плоские расчетные схемы. Процессы взаимодействия рассматриваются в продольной плоскости колеса применительно к колесу единичной ширины. Значения показателей взаимодействия по ширине колеса принимаются постоянными. Следовательно, колесо представляется в виде цилиндра, а форма проекций поверхности контакта в поперечной и опорной плоскостях – в виде прямоугольников. Использование такого подхода в ряде ситуаций оправдано ввиду того, что позволяет упростить решение задачи. Однако, как указывалось выше, возникают ситуации, когда необходимо более точно учитывать конструктивные особенности шин и форму поверхности контакта.

Цель настоящей работы – учесть и оценить влияние увеличенного радиуса кривизны протектора в поперечной плоскости и улучшения деформационных свойств шин на изменение силы сопротивления качению колес с пневматическими шинами.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА С ПОЧВОЙ И АНАЛИЗ АНАЛИТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что форма пятна контакта шин с опорным основанием ближе к эллипсу, чем к прямоугольнику [1, 2, 3]. Принимаем, что поверхность контакта состоит из плоской и криволинейной зон, и что криволинейная зона представляет собой часть эллиптического параболоида, а плоская – эллипс (рисунок 1).

Уравнение поверхности этого параболоида получено в виде [4]:

$$z = h + \lambda - \frac{y^2}{b_0^2 / \Delta} - \frac{\chi^2}{2R - h - \lambda},$$

где b_0 , Δ – характерные размеры шины, определяющие форму части ее профиля, контактирующую с опорной поверхностью, h – глубина следа; λ – деформация шины.

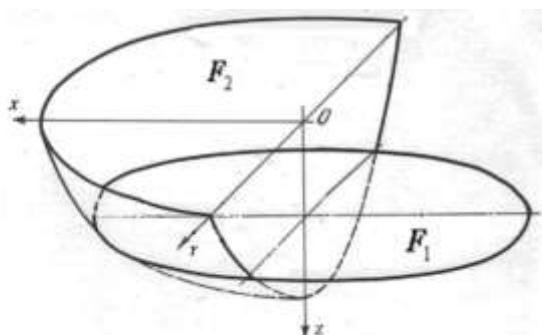


Рисунок 1 – Поверхность контакта шины с почвой

Для большинства шин $2b_0$ – ширина беговой дорожки, Δ – стрела дуги протектора (высота беговой дорожки). Для торообразных, оболочковых шин $2b_0$ – ширина профиля шины, Δ – половина высоты профиля шины. В частных случаях могут быть приняты промежуточные значения названных параметров;

На колесо действуют нормальная нагрузка G , толкающая сила и нормальные к поверхности контакта реакции почвы q . При этом допускаем, что нормальные давления распределены по поверхности контакта в соответствии с функцией гиперболического тангенса [5]:

$$q = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{K}{\sigma_0} z,$$

где σ_0 – несущая способность почвы; K – коэффициент объемного смятия почвы, приведенный к размерам колеса [6].

Влиянием касательных реакций в контакте и упругих деформаций почвы пренебрегаем.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Силу сопротивления качения колеса представим в виде двух составляющих $P_{fп}$ и $P_{fш}$, учитывающих соответственно потери на деформацию почвы и шины:

$$P_f = P_{fп} + P_{fш} \quad (1)$$

Составляющую силы сопротивления качению $P_{fн}$, обусловленную затратами на деформацию почвы находим путем суммирования проекций нормальных реакций почвы на ось X :

$$P_{fн} = \iint_{F_2} q \cos \gamma_x dF,$$

где γ_x – угол, составляемый нормальными к поверхности контакта и осью X ; F – площадь криволинейной зоны контакта.

После подстановки значений исходя из принятых условий и вычисления интеграла получено выражение для расчета составляющей силы сопротивления качению $P_{fн}$:

$$P_{fн} = 2 \frac{b_0 \sigma_0^2}{K} \ln ch \frac{K}{\sigma_0} (h + \lambda - \Delta) + \chi K b_0 \sqrt{\frac{h + \lambda}{\Delta}}, \quad (2)$$

где χ – коэффициент, зависящий от параметров шин и контакта [4].

Необходимые для вычисления значения h и λ определим при совместном решении уравнений [4]:

$$h = \frac{\sigma_0}{K} \operatorname{arth} \frac{G_{нл}}{\pi b_0 \sigma_0 \lambda} \sqrt{\frac{\Delta}{2R - \lambda}}; \quad (3)$$

$$G = \frac{\pi b_0 \sigma_0^2}{2K} \sqrt{\frac{2R - h - \lambda}{\Delta}} \ln ch \frac{K}{\sigma_0} h + G_{нл} - b_0 \sigma_0 \left(\sqrt{\frac{h + \lambda}{\Delta}} - 1 \right) \sqrt{(2R - h - \lambda)(h + \lambda - \Delta)} th \frac{5}{9} \frac{K}{\sigma_0} (h + \lambda - \Delta), \quad (4)$$

где $G_{нл}$ – часть нагрузки, воспринимаемая в плоской части контакта. Определяется по характеристикам шин на жестком основании. Ее

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» значение зависит от размеров шины, нормальной нагрузки на колесо, давления воздуха в шине. Для некоторых шин, используемых на сельскохозяйственных машинах, необходимые сведения приведены в работе [4].

Формулы (2), (3), (4) справедливы при $h + \lambda > \Delta$ и $\lambda \leq \Delta$. Если $h + \lambda \leq \Delta$, т. е. когда беговая дорожка шины не полностью погружается в почву, в указанных формулах принимается $h + \lambda - \Delta = 0$.

Значение составляющей силы сопротивления качению $P_{fш}$ в выражении (1) найдем при допущении, что значение этой составляющей при качении по почве равняется силе сопротивления качению на жестком основании при деформации шины на величину λ . Значение $P_{fш}$ определим по формуле, учитывающей основные факторы, оказывающие влияние на силу сопротивления качению колес по твердому основанию [3]:

$$P_{fш} = K_{ш} \cdot B_{к} \cdot \lambda,$$

где $B_{к}$ – ширина плоской зоны контакта, $K_{ш}$ – давление шины на дорогу при нулевом значении давления воздуха в шине.

В рассматриваемом случае:

$$\begin{aligned} \text{при } \lambda \leq \Delta, B_{к} &= 2b_0 \sqrt{\frac{\lambda}{\Delta}}, \\ \text{при } \lambda > \Delta, B_{к} &= 2b_0. \end{aligned}$$

Значение $K_{ш}$ определяется из выражения, полученного эмпирическим путем [3]:

$$K_{ш} = (0,1 \dots 0,15) \cdot P_w,$$

где P_w – давление воздуха в шине для дорог с твердым покрытием при допустимой деформации шин.

Оценим изменение силы сопротивления качению колеса в зависимости от значения основных параметров шин. Необходимые для расчетов данные по шинам можно определить из нормативной документации, путем несложных замеров или задать для прогнозируемых шин с учетом сложившихся соотношений. Показатели свойств почв для типичных почвенных фонов приведены в [5, 6]. Расчет выполнен

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» для случая качения колеса с шиной типа 22/70-20 (исходные параметры) по слежавшейся пахоте при нормальной нагрузке на колесо 30 кН.

На рисунке 2 показано изменение силы сопротивления качению от значения стрелы дуги протектора. Этот параметр существенно влияет на радиус кривизны шины в поперечной плоскости. Последний определяется из выражения:

$$r = \frac{b_0^2 + \Delta^2}{2\Delta}.$$

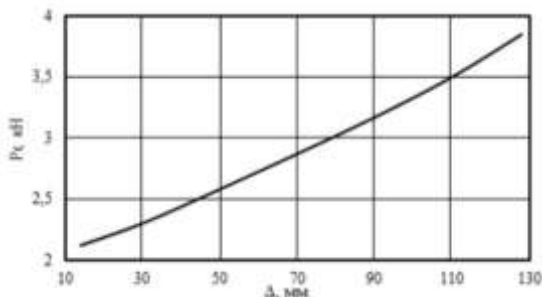


Рисунок 2 – Зависимость силы сопротивления качению колеса от стрелы дуги протектора

Видно, что с уменьшением стрелы дуги протектора почти линейно снижается сила сопротивления качению. Уменьшение стрелы дуги протектора с 70 мм до 10 мм позволило бы снизить силу сопротивления качению, в рассмотренных условиях, примерно в 1,3 раза. Аналогичные по характеру экспериментальные данные приведены в работе [7].

Неоднозначно и влияние увеличения ширины шины на силу сопротивления качению (рисунок 3).

Увеличение ширины профиля шины при постоянном значении стрелы дуги протектора Δ , равном 0,07 м, позволяет уменьшить силу сопротивления качению. Например, увеличение ширины профиля шины B в два раза (с 600 до 1200 мм) приводит к снижению силы сопротивления качению примерно в 1,4 раза. В то же время увеличе-

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
 ние ширины шины при одновременном увеличении стрелы дуги протектора по закономерности $\Delta/B = 0,13 = \text{const}$ незначительно влияет на силу сопротивления качению. Такой характер кривых объясняется тем, что при росте значений стрелы дуги протектора деформация шины меньше этого значения и в сечении следа уменьшается доля плоской зоны контакта. Из-за роста объема деформируемой почвы сила сопротивления качению при этом растет.

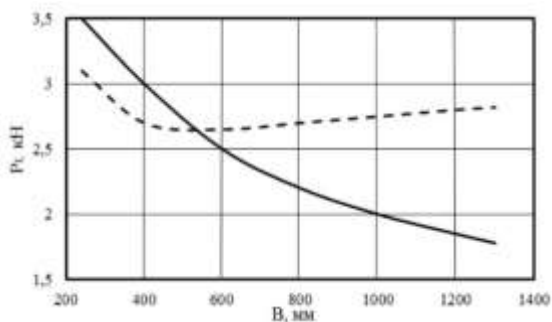
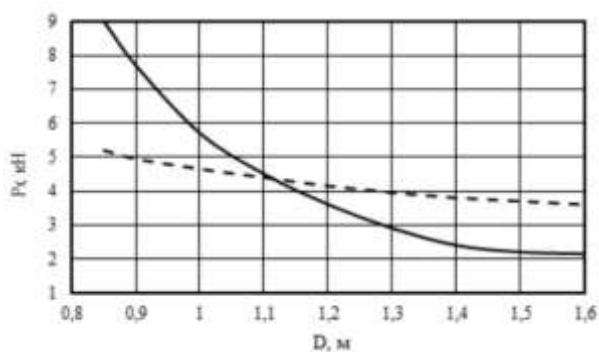


Рисунок 3 – Зависимость силы сопротивления качению колеса от ширины профиля шины:
 сплошная линия – $\Delta = \text{const}$, штриховая линия – $\Delta/B = \text{const}$

При изменении диаметра шины результат также зависит от способа его увеличения (рисунок 4).



сплошная линия – увеличение D путем изменения H ($d = \text{const}$),
 штриховая линия – увеличение D путем изменения d ($H = \text{const}$)
 Рисунок 4 – Зависимость силы сопротивления качению колеса от диаметра шины

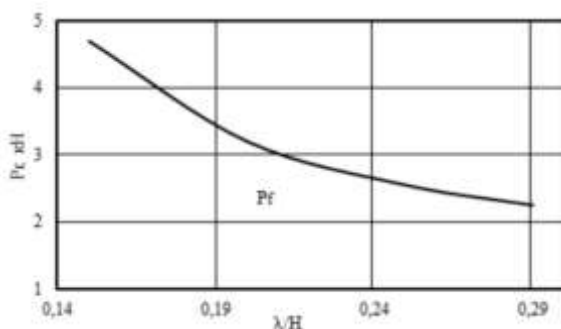


Рисунок 5 – Зависимость силы сопротивления качению колеса от относительной деформации шины ($D = \text{const}$, $d = \text{const}$)

Увеличение диаметра путем повышения высоты профиля шины H ($H/B = 0,3 \dots 0,9$) приводит к существенному снижению P_f . Это связано с тем, что при принятой в расчетах постоянной относительной деформации шины ($\lambda/H = 0,23$) увеличение высоты профиля шины позволяет повысить и абсолютное значение её деформации, т.е. увеличить размеры пятна контакта и снизить жёсткость шины. Если высота профиля не изменяется, а рост диаметра шины происходит из-за увеличения посадочного диаметра d , то интенсивность уменьшения силы сопротивления качению примерно в 2,5 раза ниже. Это можно объяснить тем, что удлинение пятна контакта при равной деформации шины компенсируется уменьшением приведенного коэффициента объемного смятия почвы, зависящего от размеров колеса. Отметим, что эффект от увеличения относительной деформации шины при постоянных её размерах соизмерим с результатом от увеличения габаритов шины (рисунок 5). У известных шин относительная деформация профиля преимущественно находится в пределах 0,15–0,30 от его высоты.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная модель расчета позволяет определять силу сопротивления качению ведомого колеса в зависимости от значений диаметра и ширины профиля шины, формы профиля, деформации шины, нормальной нагрузки на колесо, давления воздуха в шине,

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» свойств почвы. Результат по снижению силы сопротивления качению сельскохозяйственных машин в полевых условиях путем увеличения радиуса кривизны шин в поперечной плоскости и относительной деформации шин соизмерим с получаемым при изменении их диаметра и ширины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гедроить, Г.И. Опорные свойства шин для сельскохозяйственной техники / Г.И. Гедроить // Агропанорама. – 2009, № 4. – С. 23–27.
2. Бойков, В.П. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин / В.П. Бойков, В.Н. Белковский. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.
3. Агейкин, Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4. Горин, Г.С. Исследование колеобразования при качении ведомого колеса / Г.С. Горин, Г.И. Гедроить, И.Е. Юреть // Воздействие ходовых систем сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов на почву: сб. науч. трудов. – Горки, 1991. – С. 11–18.
5. Кацыгин, В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров сельскохозяйственных машин и орудий / В.В. Кацыгин // Вопросы сельскохозяйственной механики. – Мн.: Урожай, 1964. – Т. 13. – С. 5–147.
6. Гуськов, В.В. Теория трактора / В.В. Гуськов. – Мн.: Машиностроение, 1977. – 384 с.
7. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления / С.Д.Зайцев [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008, № 9. – С. 29–31.

Представлено 20.05.2019

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ
ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

А.И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.,
А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,
A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Повышение безопасности движения тракторов и тракторных агрегатов становится весьма актуальным в условиях повышения их скоростей движения и эксплуатации в общем транспортном потоке с другими транспортными средствами на дорогах общего пользования. В статье на основе анализа параметров торможения тракторного поезда предлагается система диагностирования для оценки его тормозных качеств.

Abstract. Improving the safety of tractors and tractor units becomes very important in terms of increasing their speed of movement and operation in the General traffic flow with other TRANSPORT facilities on public roads. In the article on the basis of the analysis of parameters of braking of the tractor train the system of diagnostics for an assessment of its brake qualities is offered.

Ключевые слова: тракторный поезд, тормозные силы, диагностирование, эффективность торможения.

Key words: tractor train, braking forces, diagnosis, braking performance.

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение интенсивности и повышение средних скоростей движения тракторных поездов обуславливают, в первую очередь, повышение требований к техническому состоянию тормозных систем тракторов и прицепов. Своевременное выявление неисправностей тормозных систем и их устранение позволяет существенно повысить

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» скорость движения тракторных поездов, и увеличить их производительность без дополнительного расхода топлива.

Применяемые в настоящее время методы оценки эффективности тормозных систем в дорожных условиях по тормозному пути и максимальному замедлению транспортного средства не достаточно достоверны в виду зависимости их от состояния дорожного покрытия, эффективности тормозных механизмов и загрузки трактора и прицепа. При этом исключается возможность определения эффективности торможения каждой оси и звена тракторного поезда.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ

Оценку качества торможения необходимо производить по распределению тормозных сил между осями тягача и прицепа, что требует определения статических и динамических тормозных характеристик. Статическая тормозная характеристика оценивает зависимость общей $\gamma_{тп}$ или осевых γ_i удельных тормозных сил от хода тормозной педали или усилия, а динамическая тормозная характеристика – это изменение указанных удельных тормозных сил во времени [1]. Идеальный процесс торможения достигается в том случае, когда при торможении будет одновременное нарастание удельных тормозных сил, как по величине, так и по времени:

$$\gamma_T(t) = \gamma_{п}(t) = \gamma_i(t) = \frac{P_T(t)}{m_T \cdot g} = \frac{P_{п}(t)}{m_{п} \cdot g} = \frac{P_i(t)}{N_i(t)}, \quad (1)$$

где $\gamma_T, \gamma_{п}, \gamma_i$ – удельные тормозные силы трактора, прицепа и i -ой оси поезда; $m_T, m_{п}$ – масса трактора и прицепа; $P_T, P_{п}$ – суммарная тормозная сила трактора и прицепа; N_i – нормальная реакция на i -ой оси прицепа; g – ускорение свободного падения.

Замедление тракторного поезда при известных γ_T и $\gamma_{п}$ можно определить по формуле:

$$\ddot{x}_{тп} = - \frac{m_T \cdot \gamma_T + m_{п} \cdot \gamma_{п}}{m_T + m_{п}} \quad (2)$$

При идеальном процессе торможения тракторного поезда в тягово-сцепном устройстве будут отсутствовать усилия сжатия или

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» растяжения. Однако при реальном процессе торможения в тягово-сцепном устройстве возникают значительные по величине знакопеременные силы, которые при определенных условиях могут вызвать складывание звеньев поезда. Величина и характер этих сил зависят от одновременной степени использования сцепного веса трактора и прицепа, вызванной асинхронностью срабатывания тормозного привода, различного темпа нарастания тормозных сил на колесах, а также изменения загрузки трактора и прицепа при эксплуатации. Предпочтительным с точки зрения устойчивости движения при торможении, является такой процесс торможения, при котором в тягово-сцепном устройстве тракторного поезда присутствуют усилия растяжения.

Величина усилий в тягово-сцепном устройстве тракторного поезда определяется выражением:

$$P_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{т}} \cdot m_{\text{п}}}{m_{\text{т}} + m_{\text{п}}} \cdot (\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{т}}) \cdot g. \quad (3)$$

Проведенный анализ показывает, что для оценки качества распределения тормозных сил между осями и эффективности торможения каждой оси тракторного поезда основными информационными параметрами являются удельные тормозные силы трактора $\gamma_{\text{т}}$, прицепа $\gamma_{\text{п}}$ и каждой их оси γ_i , а также усилие в тягово-сцепном устройстве. Для их формирования и регистрации необходимо использовать контрольно-диагностическую систему.

Контрольно-диагностическая система представляет собой электронный блок, на вход которого поступает информация характеризующая процесс торможения, на основании которой можно получать статические и динамические тормозные характеристики тракторного поезда. Снимая с электронного блока информацию об изменении зависимостей $\gamma_{\text{тп}} = f(t)$; $\gamma_i = f(t)$; $P_{\text{сц}} = f(t)$; $\gamma_i = f(h_{\text{п}})$; $\gamma_{\text{тп}} = f(h_{\text{п}})$ можно оценить эффективность торможения каждой оси тракторного поезда и его звеньев в любой момент времени. Отклонение фактических величин от нормативных значений будет свидетельствовать о наличии неисправностей и необходимости проведения

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
углубленной диагностики, основной целью которой является выявление конкретных причин неисправностей тормозных механизмов или тормозного привода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемая система диагностирования позволяет определять параметры процесса торможения в реальных условиях эксплуатации, что дает возможность использовать ее при создании новых образцов тормозных систем автотракторной техники, а также производить оценку эффективности тормозных систем транспортных средств, находящихся в эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Богдан Н.В., Габа Е.И., Мартинович С.В. \ Оценка качества торможения большегрузных тракторных поездов. Об. "Охрана труда при интенсивном с/х производстве", г. Каунас, 1982, с. 13–16.

Представлено 20.04.2019

УДК 629-33

ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ В СРЕДЕ
DELPHI XE ПО РЕЗУЛЬТАТАМ РАСЧЁТА ХАРАКТЕРИСТИК
ТРАКТОРА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ
BUILDING THE PERFORMANCE CHARACTERISTIC
FOR A TRACTOR EQUIPPED WITH AN ELECTROMECHANICAL
POWER TRAIN IN AN ENVIRONMENT DELPHI XE

Ч.И. Жданович, канд. техн. наук, доц., Н.В. Калинин, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
С. Zhdanovich, PhD in Engineering, Associate Professor,
N. Kalinin, Senior Lecturer,
Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. В статье рассмотрены возможные способы построения графиков характеристик трактора с электромеханической

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» трансмиссией при использовании компонента TChart в Delphi XE и проанализированы полученные результаты.

Abstract. The article describes possible ways to plot the characteristics of a tractor with an Electromechanical power train when using the component TChart in the Delphi XE and analyzes the results.

Ключевые слова: трактор, тяговая характеристика, электро-механическая трансмиссия.

Key words: tractor, traction characteristics, electromechanical transmission.

ВВЕДЕНИЕ

Механическая характеристика тягового асинхронного электродвигателя [1] без использования хотя бы двухступенчатой коробки передач не позволяет обеспечить эффективную работу колёсного трактора класса 5 во всех требуемых режимах работы, включая транспортный [2, 3].

Рассмотрим, как можно построить средствами интегрированной среды Delphi XE объектно-ориентированного программирования график характеристики трактора, представляющей собой, например, зависимость момента на колёсах от скорости движения трактора (формулы для расчёта приведены в [4, 5]) при работе на всех передачах.

ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКА

Для построения графика с использованием компонента Chart могут быть использованы кривые THorizLineSeries (нет в старых версиях Delphi) и TLineSeries. В [2, 3] построены графики для номинального и предельного режимов работы; по оси x откладывается скорость движения трактора, а по оси y — момент на колёсах трактора.

Если использовать одну кривую TLineSeries или THorizLineSeries для номинального режима и одну — для предельного, то график не всегда будет корректно отображаться в случае использования двух и более передач.

Рассмотрим построение графика для номинального режима работы при использовании двух передач.

Первый случай: при работе на n -ной и $n-1$ -ой передаче нет одинаковых значений скоростей, отложенных по оси x . Так и получилось

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» для значений, подобранных в [2]. Минимальное значение скорости для высшей передачи составило 12,635 км/ч, а максимальное для низшей передачи – 12,467 км/ч, т.е. для первой части графика (строили справа налево) по оси x откладывается значение скорости от максимальной (порядка 36 км/ч) до 12,635 км/ч, а для второй части графика – от 12,467 до минимального значения (меньше 1 км/ч). Delphi XE соединяет линией точки 12,635 и 12,467, которые недалеко друг от друга расположены – и получается нормальный график. Если бы эти значения отличались больше друг от друга, то было бы не всё хорошо. Например, если бы максимальная скорость работы в номинальном режиме на низшей передаче составила 10 км/ч, а на минимальной на высшей – 15 км/ч, то эти точки были бы соединены прямой линией и создалась бы иллюзия, что трактор может реализовывать тяговое усилие между 10 и 15 км/ч на номинальном режиме, хотя по расчётам – нет.

Второй случай. Например, расширим диапазон частот при работе передачами, чтобы для определённого диапазона скоростей трактор мог работать как на высшей – так и на низшей передачах. Для выбранных значений частоты напряжения на высшей передаче минимальная скорость будет 5,886 км/ч, а максимальная скорость на низшей передаче – 13,16 км/ч. Участок от скорости порядка 36 км/ч до 5,886 км/ч будет построен, затем в случае использования THorizLineSeries Delphi XE перейдёт на точку 13,16 км/ч работы на второй передаче и соединит их линией, вследствие чего будет лишний участок кривой 1–2 (рисунок 1), после чего продолжит строить часть графика для работы трактора на низшей передаче от 13,16 км/ч до минимального значения скорости (меньше 1 км/ч). Если использовать TLineSeries, то получается ещё хуже (рисунок 2).

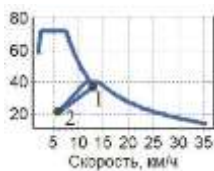


Рисунок 1 – для THorizLineSeries

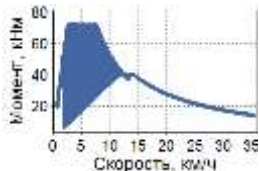


Рисунок 2 – для TLineSeries

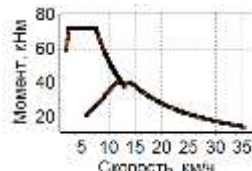


Рисунок 3 – для TPointSeries

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Есть следующие способы этого избежать.

Способ 1. Использовать TPointSeries (точки, не соединённые линией). Шаг взят достаточно малый, поэтому точки будут расположены достаточно плотно друг к другу и фактически образуют линию (рисунок 3), при этом не будет лишнего участка кривой 1–2 (рисунок 1). Так сделано и в [5, рисунок 4].

Способ 2. Использовать для каждой передачи отдельную кривую Series. Недостаток этого способа в том, что при выборе числа передач согласно методики в [2] заранее неизвестно число передач, поэтому нужно создавать кривые Series с определённым запасом. Однако расчёт и анализ имеющихся образцов показывает, что для трактора с электромеханической трансмиссией максимальное количество передач — четыре, поэтому достаточно создать по 4 кривые Series для номинального и предельного режимов работы и использовать их по необходимости.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрены возможные способы построения графика характеристик трактора с электромеханической трансмиссией, на примере графика, по оси x которого отложена скорость движения трактора, а на оси y — момент на колёсах трактора. Анализ полученных графиков показывает, что при использовании компонента TChart для корректного отображения графиков при использовании более одной передачи можно использовать либо одну кривую TPointSeries для каждого режима, либо число кривых TLineSeries, THorizLineSeries по числу передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. Выбор способа регулирования тягового асинхронного электродвигателя трактора и построение механической характеристики. Наука и техника . 2015;(3):60–64.
2. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. Определение передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора. Наука и техника. 2016;15(1):29–36.
3. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. Анализ эффективности использования накопителей энергии на тракторе с электромеханической трансмиссией. Наука и техника. 2017;16(1):73–82.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

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

5. Жданович, Ч.И. Зависимость характеристик трактора с электромеханической трансмиссией от температуры обмоток тягового электродвигателя / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 нояб. 2013 г. / редкол.: В.П. Бойков, Ч.И. Жданович. Минск: БНТУ, 2013. С. 60–67

Представлено 14.04.2019

УДК 629.113: 72.012

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ТРАМВАЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ
ЕГО ДВИЖЕНИЯ
INFLUENCE OF TRAM BEAM FORM
ON THE CHARACTERISTICS OF HIS MOVEMENT

Г.А.Таяновский, канд. техн. наук, доц., К.А. Мурог, маг.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

G. Tayanousky, Ph.D.in Engineering, Associate Professor,
K. Murog, Design Engineers,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Рассмотрены методические аспекты исследования влияния внешней формы трамвая на количественные характеристики его движения при действии случайных порывов ветра.

Abstract. The methodological aspects of the study of the influence of the external form of a tram on the quantitative characteristics of its movement under the action of random gusts of wind are considered.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Ключевые слова: трамвай, математическая модель, характеристики движения, форма кузова.

Key words: tram, mathematical model, traffic characteristics, body shape.

ВВЕДЕНИЕ

Создание трамвая связано, среди прочего, с формообразованием экстерьера в соответствии с критериями современного дизайна. Но кроме художественно-эстетических критериев параметрическая оптимизация внешней формы также связана с необходимостью обеспечения соответствующих уровней показателей ряда других технических эксплуатационных свойств. Цель работы – формирование отдельных методических положений исследования влияния внешней формы скоростного трамвая на количественные характеристики его движения, в том числе при действии случайных порывов ветра.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАМВАЯ

Задача состоит в разработке расчетной схемы (рисунок 1) и математического описания движения трамвая с различной внешней формой на одной и той же структурной платформе в случае действия набегающего, за счет скорости движения, потока воздуха, а также в случае, если навстречу трамваю дует ветер со случайным во времени изменением его динамического напора.

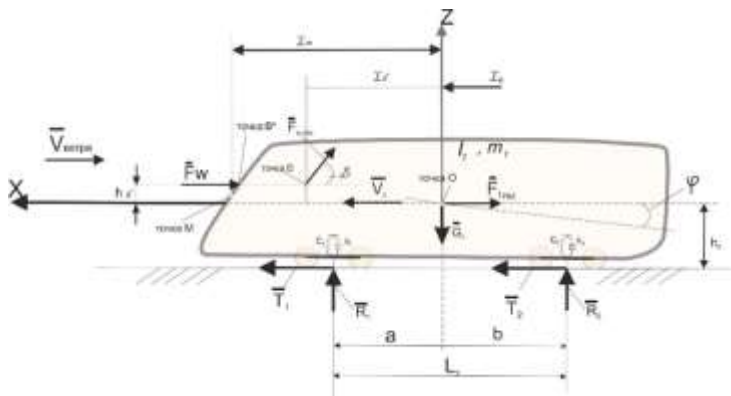


Рисунок 1 – Расчетная схема движения трамвая

На рисунке приняты обозначения: I_t , m_t , G_t - момент инерции в продольно- вертикальной плоскости, масса и сила веса трамвая; V , $V_в$ - мгновенные значения скорости трамвая и встречного ветра при неподвижном трамвае; R_1, R_2, T_1, T_2 - нормальные и касательные реакции пути на колесные тележки; F_{wRez} - результирующая сила аэродинамического сопротивления, действующая на трамвай от набегающего потока воздуха; $c_1, c_2, \kappa_1, \kappa_2$ - соответственно, жесткости и коэффициенты демпфирования подвесок передней и задней колесных тележек; XOZ - система координат с началом в центре масс трамвая при статическом состоянии на расстоянии h_0 от пути; φ - угол продольного крена корпуса трамвая под действием приложенных сил; точка M - горизонтальная проекция барицентра миделевого сечения трамвая на поверхность его лобовой части; h_D - отклонение по вертикали центра давления от центра тяжести трамвая; β - угол отклонения от горизонтали вектора результирующей силы F_{wRez} ; L_t - межтележечная база трамвая; a, b - расстояния по горизонтали от центра масс трамвая до вертикальных осей поворота колесных тележек; x_D , x_M - горизонтальные координаты точек M и D ; F_{fRez} - условная сила сопротивления качению трамвая по рельсам, приведенная к центру масс.

Точкой D обозначен центр давления, набегающего на трамвай при движении воздушного потока. Здесь под центром давления понимают такую точку на профильном контуре продольно-вертикальной плоскости симметрии трамвая, в которой приложена сила F_{wRez} , оказывающая такое же силовое действие на несущую систему, как и набегающий поток воздуха, с учетом обтекания, завихрения и т.п. процессов его взаимодействия с движущимся трамваем. Барицентр т. M - это точка центра тяжести плоского миделевого сечения. Положение центра давления т. D трамвая с криволинейным абрисом лобовой части, барицентра т. M миделевого сечения и центра масс т. O машины в проекции на поперечную вертикальную плоскость, как показали расчеты, практически не совпадают.

Запишем уравнения динамического равновесия движущегося горизонтально трамвая под действием приложенных сил. По принципу Даламбера для движущейся механической системы в любой момент

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
 времени геометрическая сумма главных векторов внешних сил, реакций связей, сил инерции равна нулю и геометрическая сумма главных моментов от внешних сил, реакций связей, сил инерции равна нулю:

$$\sum X = 0: \pm m_t * \frac{dV_t}{dt} + F_{rez} * \cos\beta + F_{f rez} - T_1 - T_2 = 0;$$

$$\sum M_o = 0: \pm I_t * \frac{d^2\varphi}{dt^2} - F_{rez}(l_d * \sin\beta + h_D * \cos\beta) - R_1 * a + R_2 * b - (T_1 + T_2) * h_0 = 0;$$

$$R_1 = -\varphi * a * c_1 - k_1 * \frac{d\varphi}{dt}; \quad R_2 = \varphi * b * c_2 + k_2 * \frac{d\varphi}{dt};$$

$$T_1 = R_1 * \varphi_{1n}; \quad T_2 = R_2 * \varphi_{2n};$$

$$\sum Z = 0: F_{rez} * \sin\beta - m_t * g + R_1 + R_2 = 0;$$

$$/\varphi/ = \arctg \left(\frac{R_2}{c_2} - \frac{R_1}{c_1} \right).$$

Здесь принято допущение о линейной зависимости коэффициента сцепления колес с рельсом и зависимости касательной силы тяги колесных тележек от нормальной нагрузки, величины φ_{1n} и φ_{2n} – это коэффициенты использованного сцепления в данном режиме движения. При этом угол отклонения от горизонтали вектора результирующей силы F_{wRez} – есть функция формы трамвая и скорости набегающего потока воздуха, сила сопротивления качению трамвая по рельсам F_{fRez} и сила аэродинамического напора F_w – есть функции скорости движения трамвая, то есть: β (форма, $V_t + V_{ветра}$); $F_{frez}(V_t)$; $F_w(V_t)$.

Случайную величину аэродинамического напора при порывах ветра от среднего значения – $V_{емпа}(t) = (V_o + dV/dt)$ – можно математически описать корреляционной функцией вида $R_V(\tau) = e^{-a(\tau)} \cos(b\tau)$, где a, b – известные коэффициенты, определяемые экспериментально [2].

Собственные колебания рассматриваемого трамвая в статике определяются из известных выражений [1].

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Из уравнений следует, что изменение скорости движения трамвая при разгоне и торможении, при переменных во времени порывах ветра приведет к вынужденным колебаниям. Амплитуды их зависят от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний трамвая. Эти процессы влияют на плавность хода, продольные дергания, продольно-вертикальные колебания, комфорт водителя и пассажиров, общие затраты энергии на движение и в целом на потребительское качество трамвая. Сложность исследования процесса трамвая на математической модели делает целесообразным исследование его обтекания воздушным потоком на масштабных макетах в малой компьютеризированной аэродинамической трубе, которые получили широкое применение в проектировании мобильных машин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные отдельные методические аспекты исследования влияния внешней формы трамвая на характеристики его движения при действии случайных порывов ветра позволяют правильно спланировать натурный макетный эксперимент, раскрывают основную сущность процесса и влияющие на него формообразующие факторы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атаманов Ю.Е. Теория подвижного состава. В 2 ч. Ч. 1 Колесный движитель. Тягово-скоростные и тормозные свойства / Ю.Е.Атаманов, В.Н.Плищ. – Минск: БНТУ, 2017. – 195 с.
2. Подобед В.А. Повышение эффективности использования портовых кранов при ветровых нагрузках. Журнал Вестник Мурманского ГТУ, т.9, №2, 2006, с.318–331.

Представлено 20.04.2019

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ
В ТРАНСМИССИЯХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
А.И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,
A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Рассмотрено движение полноприводной двухосной машины в тормозном режиме. Получены математические выражения для определения моментов, нагружающих трансмиссию, с учетом конструктивных параметров машины и эксплуатационных условий ее движения, проведены расчеты.

Abstract. The motion of a four-wheel drive biaxial machine in the braking mode is considered. Mathematical expressions for determination of the moments loading a transmission are received, taking into account design parameters of the car and operational conditions of its movement, calculations are carried out.

Ключевые слова: торможение, нагруженность, распределение моментов, трансмиссия, полноприводная машина.

Key words: braking, loading, torque distribution, transmission, all-wheel drive.

ВВЕДЕНИЕ

Наряду с динамическими показателями процесса торможения, определяющими эффективность работы тормозной системы, существенный интерес представляет анализ влияния конструктивных параметров трансмиссии на распределение моментов между мостами полноприводной машины. Как установлено в результате проведенных авторами исследований наибольший интерес представляет оценка нагруженности трансмиссии полноприводной машины, оборудованной тормозными механизмами (ТМ) только на одном из мостов (схемы характерны для универсально-пропашных тракторов).

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

При торможении с заблокированным межосевым приводом происходит регулирование тормозных сил за счет перераспределения тормозного момента между мостами трактора. Перераспределяющийся момент нагружает трансмиссию машины, и его величина зависит от многих факторов: эффективности ТМ, развесовки машины по мостам, вида агрегатирования, перераспределения при торможении весовой нагрузки, сцепных качеств передних и задних колес и т.д.

Тормозные силы на колесах мостов машины с учетом перераспределения тормозного момента определяется по формулам:

$$F_1 = \frac{\Delta M \cdot \eta_{\text{тр}}}{u_{\text{тр}} \cdot r_{\text{к1}}}; \quad F_2 = \frac{(M_{\text{ТМ}} - \Delta M) \cdot \eta_2 \cdot u_2}{r_{\text{к2}}} \quad (1)$$

где $M_{\text{ТМ}}$ – тормозной момент, развиваемый тормозными механизмами заднего ведущего моста; ΔM – перераспределяющийся момент, снимаемый с задних тормозных механизмов; $u_{\text{тр}}$ – передаточное отношение трансмиссии от передних колес до тормозных механизмов; $\eta_{\text{тр}}$ – к.п.д. участка трансмиссии между передними колесами и тормозными механизмами; u_2 – передаточное отношение от тормозных механизмов к колесам заднего моста; η_2 – к.п.д. участка трансмиссии между тормозными механизмами и задними колесами.

При торможении с заблокированным приводом на прямолинейном участке дороги действительные линейные скорости колес переднего $V_{\text{д1}}$ и заднего $V_{\text{д2}}$ мостов равны между собой: $V_{\text{д1}} = V_{\text{д2}}$.

Для нахождения значений скольжений колес мостов с учетом их взаимосвязи разрешим уравнения (1) относительно ΔM и приравняв полученные выражения в результате имеем:

$$\frac{F_1 \cdot u_{\text{тр}} \cdot r_{\text{к1}}}{\eta_{\text{тр}}} = M_{\text{ТМ}} - \frac{F_2 \cdot r_{\text{к2}}}{\eta_2 \cdot u_2} \quad (2)$$

Значения тормозных сил определяем по известным зависимостям

$$F_i = N_i \cdot \varphi_i = N_i \cdot \varphi_{i \text{ max}} \cdot (1 - e^{-k_i \cdot S_i}), \quad (3)$$

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
 где N_i – нормальные реакции на колесах мостов; S_i – скольжения колес мостов; k_i – коэффициенты кривых скольжения.

С учетом кинематического несоответствия m_H взаимосвязь скольжений колес мостов S_1 и S_2 можно представить в виде:

$$S_1 = m_H + S_2 \cdot (1 - m_H); \quad S_2 = (S_1 - m_H)/(1 - m_H). \quad (4)$$

Подставляя значения нормальных реакций в (3), а затем в (2) и зажаваясь значением тормозного момента M_{TM} определяем величину скольжения заднего моста S_2 , а затем, с учетом (4) получаем выражение для нахождения величины перераспределяющегося момента:

$$\begin{aligned} \Delta M = M_{TM} - & \left[\frac{m \cdot g \cdot (l_1 - A) - F_{\text{сопр}} \cdot h - F_{\text{сц}} \cdot (h - h_{\text{сц}})}{B} \right] + \\ & + \left[\frac{Q_{\text{сц}} \cdot (L + l_{\text{сц}} - A) - F_{\text{сопр}} \cdot h - F_{\text{сц}} \cdot (h - h_{\text{сц}})}{B} \right] \cdot \\ & \cdot \varphi_{2 \max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot S_2}) \cdot r_{k2} / (\eta_2 \cdot u_2), \\ A = \varphi_{1 \max} \cdot & (1 - e^{-k_1 \cdot (m_H + S_2 \cdot (1 - m_H))}) \cdot h, \\ B = L - & (A - \varphi_{2 \max} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot S_2})) \cdot h, \end{aligned}$$

где L, l_1, h – база машины, горизонтальная и вертикальная координаты центра масс; m – масса машины; $l_{\text{сц}}, h_{\text{сц}}$ – горизонтальная и вертикальная координаты сцепки; $F_{\text{сц}}, Q_{\text{сц}}$ – горизонтальная и вертикальная составляющие усилия в сцепке; $F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления движению машины.

Как следует из полученных зависимостей (рисунок 1), при увеличении момента тормозного механизма влияние кинематического несоответствия на перераспределение моментов снижается. Это объясняется тем, что при указанных значениях тормозных моментов происходит полная реализация сцепных качеств колес заднего моста, и колеса переднего моста также находятся в условиях, близких к их полному скольжению.

При отрицательных значениях кинематического несоответствия по мере увеличения его абсолютных значений происходит снижение

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» величины момента, подводимого к колесам переднего моста, и увеличение значений момента, подводимого к колесам заднего моста. При росте положительных значений кинематического несоответствия происходит обратная картина – снижается момент на колесах заднего и увеличивается момент на колесах переднего моста.

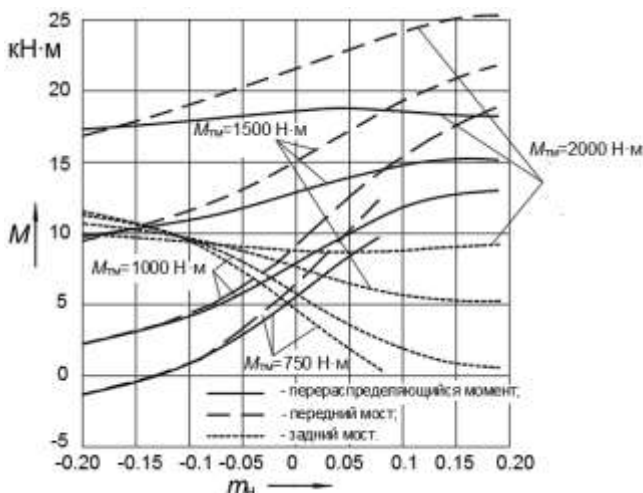


Рисунок 1 – Распределение моментов между мостами трактора Беларус-1221 при различных значениях тормозных моментов

Наибольшие значения перераспределяющегося момента достигают 17 кН·м. Величина суммарного момента, нагружающего передний мост в приведении к его колесам, имеет место при $m_H = 0,16$ и составляет 25,2 кН·м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные зависимости свидетельствуют, что величина перераспределяющегося между мостами момента существенно зависит от эффективности тормозных механизмов и кинематического несоответствия межосевого привода, что следует учитывать при проектировании трансмиссии полноприводной машины, согласовывая тормозную эффективность с величиной кинематического несоответствием.

Представлено 17.05.2019

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
УДК 631.31 + 631.313

АНТИЭРОЗИОННЫЕ КОМБИНИРОВАННЫЕ МАШИНЫ
ДЛЯ ПОЛОСОВОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ
И ВЫКАПЫВАНИЯ КОРНЕПЛОДОВ
THE ANTI-EROSION COMBINED MACHINES FOR STRIP
TILLAGE AND DIGGING-UP ROOT CROPS

А. Г. Самадалашвили, канд. техн. наук, доц.,

А. Н. Ломидзе, канд. техн. наук, доц.,

Т. Н. Лешкашели, инж.

Государственный университет им. А. Церетели, г. Кутаиси, Грузия

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

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

T. Leshkasheli, Engineer

Akaki Tsereteli State University, Kutaisi, Georgia

Аннотация. Антиэрозионная комбинированная машина для полосовой обработки почвы способна обрабатывать почву полосовым методом (фрезование) на глубине 15–25 см и ширине 20–40 см. За один выход в поле, машина выполняет 4–6 сельскохозяйственных операций. Рыхление высвободившихся полос и их приготовление для посева производится во время того же выхода. Машина имеет высокие показатели производительности, в то время как расход горюче-смазочных материалов низок, по сравнению с сплошной обработкой почвы обычными крыльчатыми лемехами.

Abstract. An anti-erosion combined strip-till machine is capable of working the soil by the strip tillage method (rotary cultivation) at a depth of 15–25 cm and width of 20–40 cm. During one field exercise, the machine performs 4–6 agricultural operations. Loosening of the released strips and their preparation for sowing is done during the same field exercise. Machine performance is high, while the consumption of fuel and lubricants is low, compared with the broadcast tillage by the conventional blade plowshares.

Ключевые слова: лемех, лиман, фреза, борона, загортач.

Keywords: plowshare, firth, rotary plow, harrow, coverer.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» ВВЕДЕНИЕ

Использование (тракторов, сельскохозяйственных машин и оборудования), существующих в настоящее время в малоконтурных фермерских хозяйствах неэкономично. Это связано с тем, что прямое использование этой техники как в горных, так и в равнинных условиях очень проблематично с точки зрения невозможности проведения крупномасштабных и дорогостоящих антиэрозионных мероприятий.

Также следует отметить, что пахотные земли расположены в разных природно-климатических условиях и испытывают воздействие сильных ветров и недостаток количества атмосферных осадков. Поэтому, неучет этих особенностей в выращивании различных пропашных культур обуславливает зарождение и развитие эрозионных процессов. Выращивание пропашных культур в таких зонах невозможно без разработки почвозащитных систем земледелия, основанных на севообороте, полосовой обработке почвы глубокорыхлителями, без переворачивания пластов, или на некоторых почвах, с частичным переворачиванием и рыхлением пластов на глубине пахоты (на глубине 8...10 см от поверхности), а на остальной глубине – вспахиванием и рыхлением без переворачивания.

С целью удержания влаги на эродированных и частично эродированных почвах, после полосовой обработки, на всех этапах ухода за посевами, необходимо создать условия, позволяющие использовать такие способы и методы обработки почвы, при которых как оросительные воды (при искусственном орошении), так и стоки талых вод на склонах и выпавшие атмосферные осадки не превращались бы в водный поток, а напротив, чтобы они заполнили почвенные поры и остались бы в них для питания растений, в течение всего периода вегетации.

Поэтому необходимо разработать и ввести в эксплуатацию комбинированные машины, которые позволят нам выполнять несколько технологических операций и процессов одновременно за один выход в поле, что защитит пахотные земли от зарождения и развития эрозионных процессов.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

На раме 1 (рисунок 1) антиэрозионной комбинированной машины для полосовой обработки почвы установлены как активные, так и пассивные рабочие органы [1, 2], которые способны работать одновременно или отдельно независимо друг от друга, и могут выполнять 5–6 сельскохозяйственных операций: пахотные рабочие органы (лемех-клин 8, фреза или ротационный плуг 9, жестко закрепленный на вале 10); пассивные рабочие органы – щелерезы 12; почвоуглубитель 7, жестко закрепленный под клином; черенковые ножи 13, вертикально режущие почвенный слой на ширину клина 8; сетчатая борона 5; ножи 3 с винтообразным крылом для прорезания оросительных мини каналов; рабочий орган для переноса почвы и сбора продольными валками - загортач 2 для устройства антиэрозионных водных мини лиманов 5 (Рис. 2), для сдерживания потоков воды, стекающей по склону с углом наклона в 1–6°.

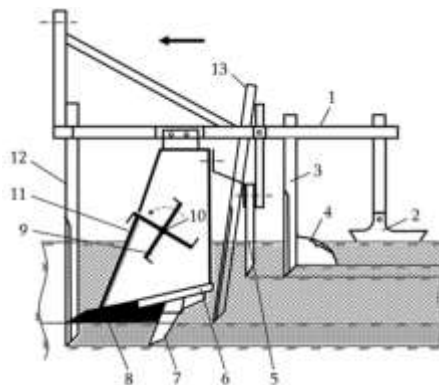


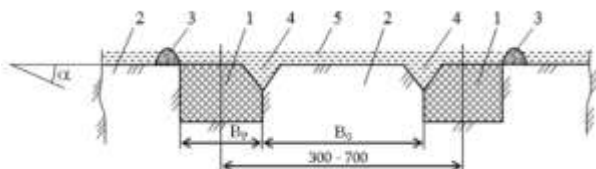
Рисунок 1 – Схема антиэрозионной комбинированной машины для полосовой обработки почвы

В отличие от обычных крыльчатых плугов, пахотный рабочий орган машин способен работать в трех режимах:

1. Рыхление почвы – лушение, без переворачивания (на эродированных почвах), когда рабочие органы являются пассивными рабочими органами – основной лемех 8 и боковые ножи 11 (в качестве главного плуга используется клин, поскольку при вспашке, для

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» измельчения почвы, ему требуется сила примерно в 10 раз меньшая, чем при использовании обычных крыльчатых плугов [3]).

2. Полное измельчение и перемешивание почвенного слоя, когда вместе с пассивными рабочими органами (клин, боковые ножи), будет задействован и активный рабочий орган – фреза 9 (на незерозированных почвах) [4]. Измельчение и перемешивание верхнего почвенного слоя (до 8–10 см) ножами фрезы, а также лущение-рыхление нижнего слоя с помощью клина, без переворачивания. Главный плуг – клин, установлен между боковыми ножами с возможностью регулирования угла наклона к почве, что значительно снижает силу сопротивления при вспашке средних и тяжелых почв, и соответственно, мощность двигателя трактора, необходимую для вспашки. Высвободившаяся мощность двигателя может быть использована для увеличения ширины захвата и скоростей вспашки сельскохозяйственной машины.



- 1 – вспаханнные полосы; 2 – неспаханнные полосы; 3 – продольные валки земли для устройства лиманов; 4 – оросительные (для мульчевания) мини каналы;
5 – сточные воды, накопленные в мини лиманах

Рисунок 2 – Схема устройства мини лиманов на площади с малым уклоном

Согласно научной гипотезе, предложенной авторами статьи, фартук 6 клина 8 по всей длине поделен на три части. Каждая из них наклонена к почве под углом в 10 градусов ($\alpha=10^\circ+10^\circ+10^\circ=30^\circ$), всего на 30 градусов, что резко улучшает качество измельчения слоя почвы по сравнению с крыльями плуга. Подпахотный слой почвы получается более мелкозернистым, а также улучшается прорастаемость семени. Кроме того, резко сокращается сила сопротивления почвы машине.

Все три внутренние поверхности (бока и дно) полос, вспаханных полосовым методом получают более гладкими, которые образуют своего рода резервуар для воды (бороздообразный лоток для воды),

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» в котором вода (влага), попавшая в результате искусственного орошения или атмосферных осадков, будет дольше удерживаться и использоваться для выращивания растений в течение всего периода вегетации. Поэтому рост и развитие растений происходит более интенсивно и, следовательно, урожайность выше, чем при сплошной обработке почвы с использованием крыльчатых плугов.

Основными результатами внедрения в эксплуатацию машины являются: разработка антиэрозионной, ресурсосберегающей и природоохранной, экологически выгодной сельскохозяйственной машины; снижение ветровых и водных эрозионных процессов в почве и потерь гумусового слоя в поверхностных почвенных слоях; повышение производительности машины в 2–2,5 раза, и такое же снижение расхода горюче-смазочных материалов; снижение вредных выхлопных газов и уменьшение загрязнения окружающей среды; увеличение урожайности на 15–20%, как в случае использования метода "Know-Till" (засевание на невспаханной площади) [5], по сравнению со сплошной обработкой почвы с использованием крыльчатых плугов; снижение себестоимости продукции и повышение производительности труда; оригинальность идеи (полосовой обработки почвы) и разработка конструкции машины с высокими технико-экономическими характеристиками; снижение агротехнических сроков.

Рама комбинированной машины для выкапывания корнеплодов (лук, чеснок, столовая свекла) (рисунок 3) состоит из двух половин, основной 2 и складной рамы 6. На основной раме 2 установлены стойка 3 с лемехом 4, черенковые ножи 18, стрелчатые лапы культиватора 19 и бак для жидкости 15.

На основной раме 2 шарнирно закреплена складная рама 6, которая жестко фиксируется с помощью затягивающего звена 8. Складная рама имеет ограничители перемещения в рабочем состоянии 9 и в состоянии для транспортировки 10. В случае ненужности, складную раму можно снять или установить на ней, наряду с разрыхляющими ножами 5, зубьев бороны 12 и каналорезов 14, и другие рабочие органы (например, дисковую борону; разрыхляющий и уплотняющий кольцевошипный рабочий орган или любые разрыхляющие диски, крылья для прорезания оросительных мини каналов; загортач для устройства антиэрозионных мини лиманов и т.д.).

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Когда машина начинает работать в междурядьях, лемех 4 для выкапывания корнеплодов, углубляясь в почву, выбрасывает корнеплоды на поверхность земли, а барабанная метла с металлическими эластичными лапками (не видна на чертеже) выбрасывает корнеплоды валками на качающееся решето в соседних вспаханных полосах.

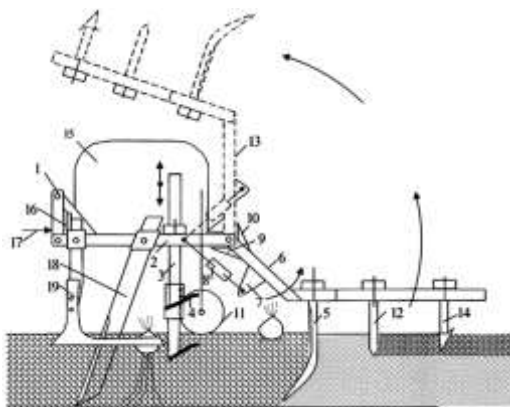


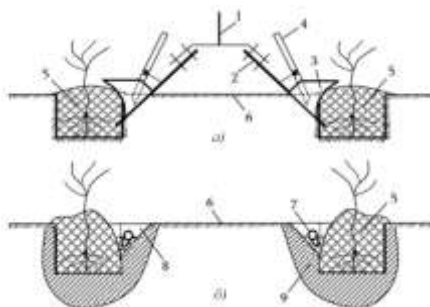
Рисунок 3 – Схема культиватора-бороны для выкапывания корнеплодов и рыхления полос после полосовой обработки почвы

Наряду с выбрасыванием корнеплодов, с помощью ножей 5 выполняется также рыхление полос до определенной степени, без выхода машины с поля. Кроме того осуществляется также повторное рыхление более высокого качества высвободившихся вспаханных полос, с помощью ножей 5 и зубьев бороны 12, а спомощью каналорезов 14, прорезаются оросительные мини каналы (рисунок 4), которые впоследствии могут быть использованы как для искусственного орошения (мульчирования), так и для устройства антиэрозионных мини лиманов, или для удержания стекающих со склонов атмосферных осадков, чтобы избежать смыва поверхности земли и зарождения эрозионных процессов, а также для складывания в них оросительных шлангов с капельницами 7.

Глубины входа в почву рабочих органов машины регулируются перемещением по высоте опорно-регулирующих колес.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

В монографиях и учебниках, опубликованных автором статьи Альбертом Самадалашвили, описаны кинематические схемы конструкций и их инженерные расчеты как машин, представленных в данной статье, так и других почвообрабатывающих машин для ухода за посевами и сбора урожая, которыми пользуются студенты бакалавриата и магистратуры для выполнения курсовых и дипломных работ.



1 – стойка; 2 – нож с резьбонарезным крылом (3); 4 – трубопровод для жидких удобрений; 5 – вспаханные полосы; 6 – неспаханные полосы; 7 – оросительные шланги с капельницами; 8 – оросительные каналы (для мульчирования); 9 – увлажненная почва.

Рисунок. 4 – Схемы расположения рабочих органов (а) для прокладки оросительных мини каналов (для мульчирования) и мини лиманов во вспаханных полосах

Разработана формула для расчета производительности машины для полосовой обработки почвы на вспашку и другие сельскохозяйственные операции (согласно рисунку 2).

Для почасовой производительности

$$W_{\text{час}} = 0,36 \cdot V_p \cdot [B_0 \cdot (n-1) + B_p \cdot n],$$

где B_0 – ширина неспаханной полосы, м; B_p – ширина вспаханной полосы, м; V_p – рабочая скорость агрегата, м/сек; n – количество лемехов.

Таким образом, в настоящей работе представлено, что внедрение в эксплуатацию антиэрозионных комбинированных машин и машинных технологий для полосовой обработки почвы и

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
выкапывания корнеплодов может принести большую выгоду не только фермерам и стране в целом, но и системе образования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Внедрение в эксплуатацию машин может привести к повышению производительности в 2–2,5 раза, по сравнению с сплошной обработкой почвы с помощью обычных крыльчатых плугов, и к такому же снижению расхода горюче-смазочных материалов, уменьшению количества вредных выхлопных газов и загрязнения окружающей среды;

2. В горных условиях, устройство антиэрозионных мини лиманов и оросительных мини каналов позволяет значительно снизить смывание поверхностей склонов дождевой и талой водой, которая в виде влаги долго удерживается в пашне и используется продолжительное время для выращивания растений.

3. Активный рабочий орган для полосовой обработки почвы способен работать в трех режимах: на эрозированных почвах (лущение и рыхление без переворачивания пластов); на неэрозированных (переворачивание пластов с измельчением) и частично эрозированных почвах (с перемешиванием и измельчением верхних почвенных слоев на глубине 8–10 см, а также с лущением нижнего слоя), что позволяет значительно замедлить последующее развитие ветровых и водных эрозионных процессов.

4. Конструкционные сопряжения машин и машинные технологии для полосовой обработки почвы и уборки урожая пропашных культур, а также метод полосовой обработки почвы являются новыми в мировой почвообработке, экономичными для фермеров (крестьян), и позволяют сократить агротехнические сроки и себестоимость продукции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самадалашвили А. Г. [и др.] Орудие для полосовой обработки почвы. Патентная грамота GE №164, А 01 В 13/02, 01.03.1997, Бюлл. №3 (Грузия).

2. Самадалашвили А. Г. [и др.] Орудие для полосовой обработки почвы. Патентная грамота GE №454, А 01 В 13/02, 05.05.1999, Бюлл. №6 (Грузия).

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

3. Листопад Г. Ф., Семенов А. Н., Демидов Д. К. [и др.]. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1976. – 751 с.

4. Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И. И., Султан – Шах. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения – 2-е изд., М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.

5. Газета «Чеми Мамули». Новый метод переработки земли – “Know-Till”, посев без вспашки. Тбилиси, – 1996, №10, – с. 1.

Представлено 17.05.2019

УДК 629.114.2 – 182.8

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ
АГРЕГАТИРОВАНИЯ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»
С КОСИЛКОЙ-ПЛЮЩИЛКОЙ РОТАЦИОННОЙ КРР-9
RESEARCH RESULTS OF AGGREGATION'S POSSIBILITY
FOR THE TRACTORS «BELARUS» WITH THE ROTARY
MOWER-CONDITIONER KPR-9

В.Б. Попов, канд. техн. наук, доц.,

Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь

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

Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Аннотация. Рассматривается энергетический аспект агрегатирования косилки-плющилки ротационной трехсекционной навесной “КРР-9” с сельскохозяйственными тракторами общего назначения “БЕЛАРУС”. По результатам расчетов, выполненных на сформированной функциональной математической модели, даются рекомендации для эффективного агрегатирования.

Abstract. The power aspect of aggregating the three-section rotary mounted mower-conditioner «KPR-9» with general use agricultural tractors «BELARUS» is considered. On calculation results, executed on the created functional mathematical model, recommendations for effective aggregation are given.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, подъемно-навесное устройство, с/х трактор общего назначения, грузоподъемность, управляемость.

Keywords: machine and tractor unit, lifting mounted device, agricultural tractor of general purpose, loading capacity, controllability.

ВВЕДЕНИЕ

Серийно выпускаемая ОАО «Гомсельмаш» косилка-плющилка ротационная «КПР-9» [1] предназначена для уборки трав и обычно агрегатируется с универсальным энергетическим средством «УЭС–2–250А» (280А). Агрегатирование «КПР–9» только с УЭС ограничивает область её распространения и соответственно полезный эффект. Использование в качестве энергоносителей для «КПР–9» мобильных энергетических средств (МЭС) других производителей, в частности, тракторов общего назначения «Беларус», позволит существенно расширить шлейф агрегатирования «КПР–9».

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ НАВЕСКИ КПР-9 НА ТРАКТОРЫ «БЕЛАРУС»

С позиции грузоподъемности на оси подвеса наиболее подходящими для агрегатирования с КПР-9 являются тракторы «Беларус-2022», «Беларус-2422» и «Беларус-3022». Эти тракторы оборудованы подъемно-навесными устройствами (ПНУ) с грузоподъемностью на оси подвеса – 65, 81 и 100 кН соответственно [2]. Их использование в качестве энергоносителей для «КПР-9» должно подтверждаться расчетами. Агрегатирование косилки с трактором осуществимо при выполнении совокупности условий:

- расчетная минимальная грузоподъемность подъемно–навесного устройства трактора, определенная при заданных координатах центра тяжести «КПР-9», должна превышать её вес – 39 кН;

- завал стойки (высота присоединительного треугольника) в транспортном положении не должен превышать 15 градусов [3];

- для обеспечения управляемости трактора нагрузка на мост управляемых колес с «КПР-9» в транспортном положении должна составлять не менее 20% веса МТА.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Анализ процесса перевода «КПР – 9» из рабочего в транспортное положение был выполнен на основе модификации ранее разработанной функциональной математической модели (ФММ) подъемно-навесного устройства [4].

Выходные параметры ПНУ соответствующего трактора, представляющие его основные геометрические, кинематические и силовые параметры, полученные в результате расчета на ФММ, представлены ниже в таблицах.1, 2, 3. Как видно из таблиц грузоподъемность – это переменная величина и нас интересует её минимум, соответствующий максимуму передаточного числа.

Из таблицы 1 видно, что минимальная грузоподъемность ПНУ «Беларус-2022» ($G_S = 40.12$ кН) лишь на 2.9 % больше веса КПР-9, что недостаточно для гарантированного перевода комбайна в транспортное положение, т.е. ПНУ с грузоподъемностью в 65 кН на оси подвеса не может обеспечить полный подъем КПР – 9. Кроме того, завал стойки составляет более 21град ($111.05 - 90 = 21.05$).

Таблица 1 – Выходные параметры ПНУ трактора «БЕЛАРУС-2022».

S [м]	Y_{56} [м]	ψ_6 [град]	I_s [-]	G_M [кН]	G_S [кН]	F_g [кН]	P_g [МПа]
0.440*	-	-	-	-	-	-	-
0.465	0.479	89.75	3.84	64.70	52.05	149.70	14.24
0.490	0.555	90.87	3.90	66.68	51.29	151.92	14.45
0.515	0.629	92.22	3.98	68.47	50.17	155.34	14.77
0.540	0.701	93.81	4.09	70.25	48.81	159.69	15.18
0.565	0.771	95.68	4.23	72.18	47.25	164.86	15.68
0.590	0.839	97.88	4.38	74.43	45.59	170.88	16.25
0.615	0.905	100.47	4.55	77.15	43.90	177.46	16.88
0.640	0.968	103.49	4.72	80.01	42.30	184.20	17.52
0.665	1.029	107.00	4.88	85.09	40.96	190.29	18.109
0.690	1.086	111.05	4.98	91.13	40.12	194.17	18.47

где: S – перемещение поршня гидроцилиндра (обобщенная координата); Y_{56} – вертикальная координата оси подвеса; ψ_6 – угол наклона присоединительного треугольника; I_s – передаточное число МН; G_M , G_S – грузоподъемность на оси подвеса и в центре тяжести навесной машины; F_g – полезная нагрузка на гидроцилиндре; P_g – давление в гидроцилиндре.

Грузоподъемность ПНУ трактора «БЕЛАРУС-2422», определенная в центре тяжести КПР-9 ($G_S = 54.13$ кН, см. таблицу 2) на 38.8%

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» превышает её вес, а, значит, перевод КТР-9 в транспортное положение в энергетическом аспекте вполне осуществим. При этом завал стойки в транспортном положении не превышает 9.31 град., что обеспечивает удовлетворение компоновочных ограничений.

Таблица 2 – Выходные параметры ПНУ трактора «БЕЛАРУС-2422»

S [м]	Y_{56} [м]	ψ_6 [град]	I_s [-]	G_M [кН]	G_s [кН]	F_g [кН]	P_g [МПа]
0.490	-	-	-	-	-	-	-
0.515	0.491	90.03	3.342	81.23	86.43	130.30	8.348
0.540	0.578	89.84	3.410	83.29	84.71	133.02	8.517
0.565	0.664	89.86	3.501	84.68	82.49	136.61	8.746
0.590	0.749	90.10	3.613	85.80	79.93	140.87	9.026
0.615	0.833	90.58	3.749	86.90	77.03	146.23	9.366
0.640	0.915	91.34	3.918	88.17	73.73	152.80	9.786
0.665	0.996	92.45	4.132	89.80	69.89	161.21	10.323
0.690	1.070	94.03	4.417	92.01	65.40	172.18	11.033
0.715	1.153	96.23	4.803	95.14	60.13	187.34	11.999
0.740	1.227	99.31	5.336	99.75	54.13	208.09	13.329

Таблица 3 – Выходные параметры ПНУ «БЕЛАРУС-3022»

S [м]	Y_{56} [м]	ψ_6 [град]	I_s [-]	G_M [кН]	G_s [кН]	F_g [кН]	P_g [МПа]
0.490	-	-	-	-	-	-	-
0.515	0.474	90.09	2.739	100.08	107.43	106.81	6.716
0.540	0.547	89.88	2.822	100.91	104.25	110.06	6.921
0.565	0.620	89.82	2.911	101.42	101.06	113.54	7.139
0.590	0.692	89.92	3.008	101.89	97.82	117.30	7.376
0.615	0.764	90.17	3.114	102.27	94.50	121.43	7.635
0.640	0.836	90.59	3.233	102.88	91.01	126.07	7.927
0.665	0.907	91.25	3.371	103.67	87.29	131.47	8.266
0.690	0.978	92.16	3.537	104.90	83.18	137.94	8.674
0.715	1.047	93.38	3.744	106.54	78.59	146.01	9.181
0.740	1.116	95.06	4.011	108.79	73.35	156.44	9.837

Ситуация с ПНУ «БЕЛАРУС-3022» еще более обнадеживающая, поскольку его грузоподъемность, определенная в центре тяжести

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» КПП-9 превышает вес последней на 87.6%, а завал стойки в транспортном положении не превышает 5.06 град (см. таблицу 3).

Результаты расчета нагрузки на управляемые колеса МТА с КПП-9 в рабочем и транспортном положении приведены в таблице 4. Для двух последних тракторов необходимая управляемость МТА при использовании балласта обеспечивается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из трех проанализированных на базе сформированной ФММ ПНУ тракторов «БЕЛАРУС» моделей 2022, 2422 и 3022 устойчиво агрегатируется с КПП – 9 последние два.

Таблица 4 – Распределение веса МТА с КПП-9 в рабочем и транспортном положениях по мостам ведущих и управляемых ведущих колес трактора

Трактор	Беларус-2022		Беларус-2422		Беларус-3022	
	рабочее	трансп.	рабочее	трансп.	рабочее	трансп.
Положение КПП-9						
R_y , %	45	16.35	45	20.06	45	25.19
R_B , %	55	83.65	55	79.94	55	74.81

где: R_y – вес МТА приходящийся на управляемые ведущие колеса, выраженный в процентах; R_B – вес МТА приходящийся на ведущие колеса, выраженный в процентах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косилка-плющилка ротационная трехсекционная навесная КПП-9 «ПАЛЕССЕ СН90»: рук. по эксплуатации. – Корма: Полико-лор, 2005. – 63 с.
2. Проспекты тракторов “БЕЛАРУС”, Минск. Типография МТЗ 2013. – 139 с.
3. ГОСТ 10677 Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт) – Минск: 2002.
4. Попов, В. Б. Функциональная математическая модель анализа подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Механика–2011: сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теорет. и прикладной механике, Минск, 2011 г. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 169–176.

Представлено 26.05.2019

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
УДК 621.869.4: 658

ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ И ПОВОРОТА ТРАВЕРСЫ
ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА
FUNCTIONAL DESIGNING MECHANISMS OF RAISING
OF THE ARROW AND TURN TRAVERSE
OF THE WHEEL LOADER

В.Б. Попов, канд. техн. наук, доц.,
Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь
V. Popov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Аннотация. Представлена методика функционального проектирования подъемно-навесного устройства (ПНУ) фронтального погрузчика, обеспечивающая его агрегатирование с навесным оборудованием. Используются функциональные математические модели анализа свойств компонент ПНУ и его параметрической оптимизации. Методика функционального проектирования ПНУ фронтального погрузчика может быть использована для идентичных по структуре подъемных механизмов строительно-дорожных машин и самоходных шасси.

Abstract. The technique of functional designing of the lifting mounted device (LMD) of the wheel loader providing its aggregation with the hinged implement is presented. Functional mathematical models of the analysis of properties the LMD components and of its parametrical optimization are used. A technique of functional design LMD of wheel loader can be used for functional design of lifting mechanisms of construction and road cars and self-propelled chassis, identical on structure.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик, функциональное проектирование, навесное оборудование, подъемно-навесное устройство, параметрическая оптимизация, грузоподъемность.

Keywords: wheel loader, functional designing, hinged implement, lifting mounted device, parametrical optimization, loading capacity.

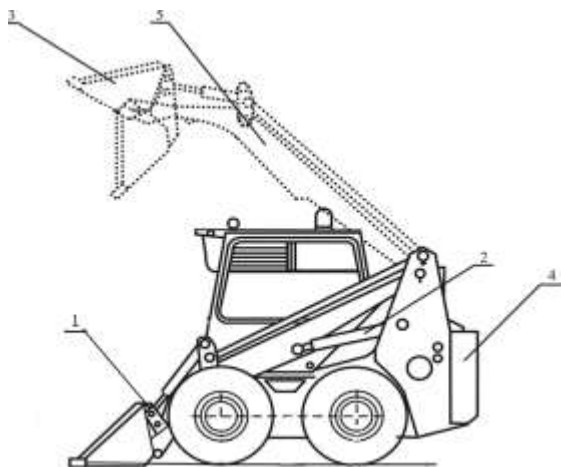
Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» ВВЕДЕНИЕ

Автоматизированное проектирование фронтального погрузчика (ФП) должно обеспечивать комплексную увязку его параметров с параметрами, определяющими грузоподъемность ПНУ. Использование при этом графоаналитических методов расчета механизмов увеличивает время на поиск оптимальных вариантов механизмов и затраты на их доводку.

Цель работы – обоснование методики функционального проектирования ПНУ ФП, обеспечивающей решение задачи автоматизированного расчета его грузоподъемности.

ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МПС и МПТ

Фронтальный погрузчик агрегируется с рабочими орудиями посредством подъемно-навесного устройства (ПНУ), состоящего из механизмов подъема стрелы (МПС) и поворота траверсы (МПТ) (рисунок 1).



1 – механизм поворота траверсы; 2 – механизм подъема стрелы; 3 – рабочее орудие (ковш); 4 – погрузчик; 5 – стрела.

Рисунок 1 – Схема движения ПНУ погрузчика с ковшом

Известны два основных режима эксплуатации ПНУ ФП: рабочий – режим перемещения (подъема или опускания) стрелы относи-

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» тельно неподвижного корпуса ФП и нагруженной траверсы относительно стрелы – МПС, а также транспортный переезд с фиксированным относительно корпуса ФП положением нагруженной рабочим орудием траверсы – МПТ.

Эффективность работы фронтального погрузчика [1], предназначенного для погрузочно-разгрузочных работ зависит, в том числе, от рационального выбора параметров ПНУ в процессе проектирования и от их регулировки в процессе эксплуатации [2].

Сегодня конструирование ПНУ ведется в автоматизированном режиме и должно опираться на его функциональное проектирование, базирующееся на соответствующих функциональных математических моделях (ФММ) анализа [1] и синтеза [2]. При этом учитывается опыт проектирования подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств (УЭС) [3]. Плоские модели МПС и МПТ (рис.2) исследуются на базе метода замкнутого векторного контура [4]. Для определения положения подвижных шарниров МПС и МПТ, аналогов угловых скоростей звеньев и линейных скоростей характерных точек сформированы процедуры геометрического и кинематического анализа.

В результате были определены аналитические выражения для передаточных чисел МПС – в центре тяжести стрелы S_3 и на её оси подвеса P_{09} :

$$I_{S_3}(s) = \varphi_3'(s) \cdot l_{S_3} \cdot \cos[\varphi_3(s) + \Delta\varphi_1] \quad I_{P_{09}}(s) = \varphi_3'(s) \cdot l_{39} \cdot \cos[\varphi_{39}(s)].$$

Аналитическое выражение для передаточного числа МПТ – в центре тяжести ковша – S_9 :

$$I_{S_9}(s, s_1) = I_{09}(s) + \varphi_5'(s) \cdot U_{97}(s_1) \cdot l_{S_9} \cdot \cos[\varphi_9(s_1)],$$

где $\varphi_3'(s)$ и $\varphi_5'(s)$ - аналоги угловой скорости звеньев L_3 и L_5 ; $U_{97}(s_1)$ – отношение угловых скоростей звеньев L_9 и L_7 МПТ.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Вышеупомянутые передаточные числа связывают между собой вес стрелы или рабочего орудия (ковша) с нагрузкой на соответствующий гидроцилиндр. Грузоподъемность на оси подвеса стрелы и в центре тяжести рабочего орудия определяются по выражениям:

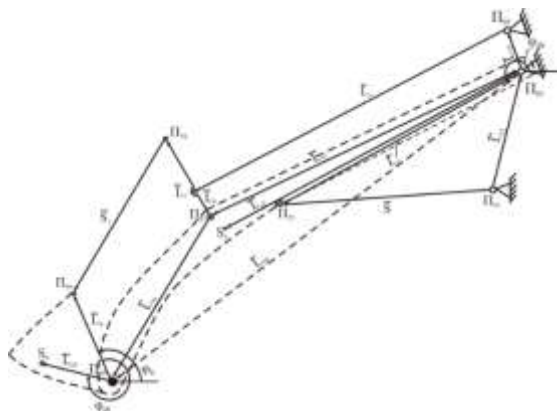


Рисунок 2 – Векторная интерпретация механизмов подъема стрелы и поворота траверсы

$$G_{09}(s) = \frac{2 \cdot p_{zц}^{\max} \cdot F_{zц} \cdot \eta_{\Sigma}}{\left[I_{09}(s) + I_{S3}(s) \cdot \frac{m_{cmp}}{m_{po}} \right]} \quad G_{S9}(s, s_1) = \frac{2 \cdot p_{zц}^{\max} \cdot F_{zц} \cdot \eta_{\Sigma}}{\left[I_{S9}(s, s_1) + I_{S3}(s) \cdot \frac{m_{cmp}}{m_{po}} \right]}$$

где $p_{zц}^{\max}$ – максимальное давление рабочей жидкости в гидроцилиндре; $F_{zц}$ – площадь поршня η_{Σ} – общий КПД.

Из последнего выражения следует, что для повышения запаса грузоподъемности ПНУ за счет внутренних параметров МПС и МПТ следует уменьшать максимальное значение передаточного числа, величина которого связана с расположением центра тяжести конкретного рабочего органа. Одновременно, как это следует из предпоследнего выражения, рекомендуется уменьшать и передаточное число на оси подвеса, зависящее только от внутренних параметров МПС.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективность агрегатирования ФП с различными рабочими машинами и орудиями, как отечественного, так и импортного производства, определяется в первую очередь грузоподъемностью его подъемно-навесного устройства (ПНУ). ПНУ, состоящий из МПС и МПТ это необходимый компонент строительно-дорожного или землеройного комплекса. Методика функционального проектирования ПНУ ФП может быть взята за базу при модернизации автоматизированного проектирования идентичных по структуре подъемных механизмов дорожно-строительных машин и самоходных шасси.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесного устройства погрузчика с бортовым поворотом «Амкодор 208В» / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О.Сухого. – 2009. – № 2. – С. 74–80.

2. Попов, В. Б. Параметрическая оптимизация механизмов подъема стрелы и поворота траверсы фронтального погрузчика/ В. Б. Попов, П.В. Авраменко // Сборник тезисов докладов МНПК “Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра” НТЦК, 2018, С 139–141.

3. Попов, В.Б. Развитие подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств / В.Б. Попов // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники: материалы Международной научно-практической конференции / Кубанский гос. аграрный унив-т. – Краснодар, 2013. – С. 171–174.

4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – М.: Наука, 1988. – 640с.

Представлено 10.03.2019

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВЕЛОСИПЕДА
С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ
SELECTION OF PARAMETERS BICYCLE
WITH ELECTRIC DRIVE

В.С. Булатовский¹, маг., Ч.И. Жданович², канд. техн. наук, доц.,
В.А. Прокопович¹

¹ОАО «Приборостроительный завод Оптрон», г. Минск, Беларусь

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

V. Bulatovsky¹, Master of Technical Sciences,
Ch. Zhdanovich², PhD in Engineering, Associate Professor,
Prokopovich V.A.¹, Design Engineer,

¹Instrument Factory Optron, Minsk, Belarus

²Belarussian National Technical University, Minsk, Belarus

Аннотация. Выбраны параметры и разработана конструкция городского складного велосипеда с электрическим приводом.

Abstract. The parameters are selected and the design of the urban folding bike with electric drive is developed.

Ключевые слова: велосипед, электропривод, скорость, мощность.

Key words:

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время велосипедные путешествия и велосипедное передвижения по городу приобретают все большую популярность [1]. Например, в Голландии 84% населения имеют один и более велосипедов, в Финляндии на велосипеде ездит 60% населения [2]. В Беларуси также проводятся работы по развитию городского велосипедного движения [3]. Но вопрос транспортировки и хранения в городских условиях велосипедов, из-за их габаритов, достаточно проблемный. Данную проблему позволяет решить складной велосипед. Компактность - главное его достоинство, становится доступной его перевозка в автомобиле, общественном транспорте [4].

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

Следующий этап развития велосипедов - велосипед с электроприводом. В отличие от прочих устройств,двигающихся за счет электричества (электроскутер), велосипед может приводиться в движение педалями, что делает данную конструкцию более универсальной. Отличие велосипеда с электроприводом от обычного велосипеда состоит в трех деталях, которыми он оборудован: электромотор, аккумулятор и контроллер [5].

Цель данной работы - выбрать параметры и разработать конструкцию городского складного велосипеда с электрическим приводом.

ВЫБОР СКОРОСТИ И МОЩНОСТИ

Для выбора мощности электродвигателя рассмотрим данные полученные при замерах на тренажерах [6]:

- тренированный спортсмен может кратковременно развивать мощность до 500–600 Вт;
- при подъеме в крутую гору нетренированный велосипедист может кратковременно развивать мощность 220–290 Вт;
- при скорости движения в 18–20 км/час по ровной асфальтированной дороге и встречном ветре 3–5 м/с велосипедист должен развивать мощность 110–140 Вт;
- для спокойного движения со скоростью 12– 18 км/час по ровной асфальтированной дороге необходима мощность от 40 до 60 Вт.

На основании выше приведенных данных можно сделать вывод, что в подавляющем большинстве случаев, движение на велосипеде с электроприводом в режиме скутера (только на электродвигателе без педалирования) можно обеспечить электродвигателем мощностью 250 Вт. «Велосипед» - транспортное средство, кроме инвалидов колясок, которое имеет, по крайней мере, два колеса и приводится в движение как правило мускульной энергией лиц, находящихся на этом транспортном средстве, в частности при помощи педалей или рукояток, и может также иметь электродвигатель номинальной максимальной мощностью в режиме длительной нагрузки, не превышающей 0,25 кВт, автоматически отключающийся на скорости более 25 км/ч [8]. Более мощные модели нужно регистрировать как транспортное средство, для управления ими нужны права [7]. Электрове-

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ» лосипеды с двигателем мощностью более 250 Вт являются мопедами. К мопедам приравниваются квадрициклы, имеющие аналогичные технические характеристики [8].

На основании выше сказанного для разрабатываемого городского складного велосипеда с электрическим приводом выбрана максимальная скорость 25 км/час, мощность электродвигателя 250 Вт и запас хода до 30 км.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ

При разработке конструкции велосипеда был проведен анализ аналогов и патентов. В качестве прототипа взят складной велосипед CarryMe DC Folding Bike [9] с электродвигателем мощностью 160 Вт, расположенным на раме вблизи каретки велосипеда и двойным цепным приводом ведущего колеса: от электродвигателя и педалей. На велосипеде в отдельном контейнере установлен литий-ионный аккумулятор напряжением 24 В емкостью 9 Ач.

Современные двигатели для серийно выпускаемых велосипедов разделяются на три класса [6]:

1. Двигатели с планетарным редуктором и обгонной муфтой устанавливающиеся во втулку переднего или заднего колеса велосипеда;
2. Двигатели с редуктором устанавливающиеся вблизи каретки велосипеда и использующие имеющийся привод цепью;
3. Двигатели прямого привода (без редуктора) устанавливающиеся во втулку переднего или заднего колеса велосипеда.

В разрабатываемом велосипеде использован двигатель прямого привода (без редуктора) установленный во втулку заднего колеса. По сравнению с прототипом переработана компоновка расположения батареи, контроллера питания. Увеличен диаметр колес, что обеспечивает более легкое управление и в целом упрощает контроль над велосипедом. Несущая рама изготовлена из алюминиевой трубы (АМГ5) прямоугольного сечения, размером 100x60x4. Передняя и задняя вилки выполнены из алюминиевого листа. Непосредственно в раме размещен аккумулятор напряжением 36 В и контроллер питания. Такая компоновка позволит защитить электронные компоненты от окружающей среды и прямых солнечных лучей, что позволит избежать нежелательного попадания влаги и излишнего нагрева элект-

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»
троники. Изоляция электронных компонентов производится с помощью оклейки стенок внутренних стенок рамы с помощью стеклотекстолитовых пластин и полиуретановой пены, которая играет роль термоизоляции от окружающей среды. Разработанный велосипед в сложенном виде показан на рисунке 1.

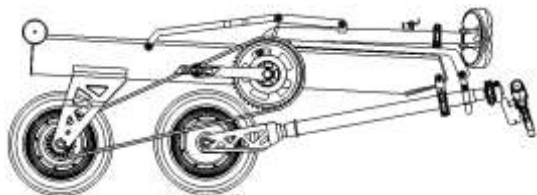


Рисунок 1 – Разработанный велосипед в сложенном виде

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбраны параметры и разработана конструкция городского складного велосипеда с электрическим приводом. Несущая рама изготовлена из алюминиевой трубы. Передняя и задняя вилки выполнены из алюминиевого листа. Максимальная скорость велосипеда 25 км/час, мощность электродвигателя 250 Вт, запас хода до 30 км. Напряжение аккумуляторной батареи 36 В.

ЛИТЕРАТУРА

1. Велосипеды в столицах Европы. – Режим доступа: <http://milkybikes.ru/about/bicycles-in-the-capitals-of-europe>. – Дата доступа: 24.04.2019.
2. Крутим педали и наслаждаемся жизнью. – Режим доступа: <https://travelcostablanca.ru/2018/10/18/o-polze-ezdy-na-velosipede/>. – Дата доступа: 24.04.2019.
3. Проект «Городское велосипедное движение в Беларуси». – Режим доступа: <https://bike.org.by/ru/news/2017/project-urban-cycling-belarus>. – Дата доступа: 25.04.2019.
4. Складной велосипед: преимущества и недостатки. – Режим доступа: <https://mport.ua/tehnologii/techno/757645-skladnoj-velosiped-preimuschestva-i-nedostatki>. – Дата доступа: 25.04.2019.

Секция «ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ»

5. Велосипед с электроприводом. – Режим доступа: <https://elektrika.su/elektrooborudovanie/instrumenty/elektricheskie-prisposobleniya/velosiped-s-elektroprivodom-2829>– Дата доступа: 26.04.2019.

6. Электровелосипед и мощность его веломотора. – Режим доступа: <https://lifepo4.by/moshchnost>– Дата доступа: 12.02.2019.

7. Какой мощности выбрать электровелосипед? – Режим доступа: <https://gevis.ru/kakoj-moschnosti-vybrat-elektrovelosiped/>– Дата доступа: 12.02.2019.

8. ПДД РФ 2019 "Основными положениями по допуску ТС к эксплуатации и обязанностями должностных лиц по обеспечению безопасности дорожного движения" + комментарии ГИБДД. – Режим доступа: <https://unit-car.com/docs/pdd.pdf>– Дата доступа: 12.02.2019.

9. CARRYME DC. – Режим доступа: <http://www.pacific-cycles.com/Product/CarryMe/CARRYME%20DC> – Дата доступа: 19.09.2018.

Представлена 17.05.2019

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

УДК 629.114.2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ И МЕТОДИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ
УСТРОЙСТВ

PERFECTION OF EXPERIMENTAL INSTALLATION
AND TECHNIQUE TO DETERMINE THE FLOW RATE OF PNEU-
MATIC DEVICES

П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доцент, П.Н. Кишкевич, канд. техн.
наук, доцент, Л.Г. Филипова, ст. преп.,
Жилянин А.Д., студ., Чикилевский Я.А., студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate professor, P. Kishkevich,
Ph.D. in Engineering, Associate professor, L. Filipova, Senior Lecturer,
Y. Chykileuski, Student, A. Gilianin, Student,
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Коэффициент расхода μ является важнейшим параметром при оценке пропускной способности различных пневмоустройств. От правильного выбора его во многом зависит результат математического моделирования и определение переходных характеристик пневматических устройств и приводов. Практически при использовании любых газодинамических функций расхода воздуха необходимо определить величины коэффициентов μ [1].

Annotation. The flow coefficient μ is the most important parameter in assessing the capacity of various pneumatic devices. The correct choice depends largely on the result of mathematical modeling and the definition of the transient characteristics of pneumatic devices and actuators. Practically when using any gas-dynamic functions of air flow, it is necessary to determine the values of the coefficients μ [1].

Ключевые слова: коэффициент расхода, пропускная способность, пневмоустройства, пневмосопротивления, газодинамическая функция.

Keywords: flow coefficient, capacity, pneumatic devices, pneumatic resistance, gas-dynamic function.

ВВЕДЕНИЕ

Существует два основных способа определения коэффициента μ [2]. К первому относятся способы непосредственного измерения расхода воздуха, протекающего через испытуемое пневмоустройство (пневматический дроссель), а ко второму – способы косвенной оценки расхода, когда измеряется другая, зависящая от расхода величина, например, скорость увеличения давления в пневматической камере (полости).

В работе [2] отмечено, что при использовании первого способа определения μ к стенду предъявляются достаточно жесткие требования, которые нужно выполнить. Поэтому рекомендуется второй способ, получивший более широкое распространение [2]. Он применяется в работе [1], а затем в монографии [3].

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА μ .

Стенд для проведения таких испытаний предлагается усовершенствовать. Схема его приведена на рисунке 1.

В установку входят: воздухозаборник 1, фильтр грубой очистки 2, компрессор 3, обратный клапан 4, фильтр-влагоотделитель 5, регулятор давления 6, ресивер 7, предохранительный клапан 8, влагоотделитель 9, манометр 10 для контроля давления в ресивере 7, электро-пневматический распределитель 11, испытуемое пневмосопротивление 12 (трубопровод, пневмоаппарат и т.п.), пневматическая емкость (камера) 13, манометр 14 для контроля давления в емкости 13, датчики давления 15 и 16, усилитель 17 и осциллограф 18 (или другой прибор для записи или регистрации характеристик испытуемого пневмосопротивления). По сравнению с применяемыми экспериментальными установками [1,2] в ней добавлены аппараты 2, 5, 9 для очистки воздуха от влаги и масла, а также применен электропневматический распределитель 11, который позволяет получать более скачкообразное изменение давления на входе в пневмосопротивление 12.

По сравнению с применяемыми экспериментальными установками [1, 2] в ней добавлены аппараты 2, 5, 9 для очистки воздуха от влаги и масла, а также применен электропневматический распределитель 11, который позволяет получать более скачкообразное изменение давления на входе в пневмосопротивление 12.

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

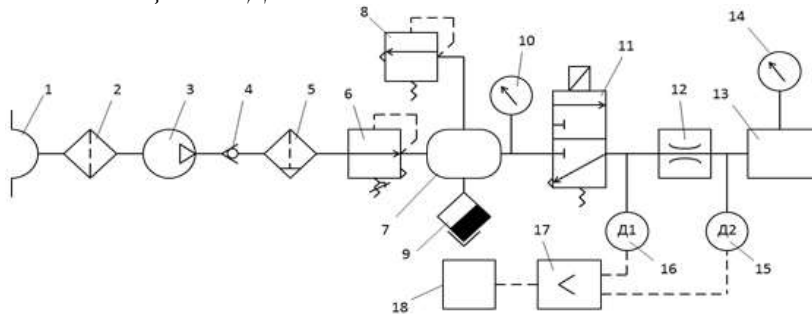


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки для определения коэффициента расхода пневмосопротивления

Следует отметить, что в практике при испытаниях трудно обеспечить скачкообразное изменение входного давления $p_{вх}$ и отсутствие запаздывания момента начала роста давления в емкости по отношению к началу появления входного сигнала. Примерные динамические характеристики показаны на рисунке 2, где τ_l – время изменения входного сигнала перед пневмосопротивлением, составляющее значительную часть от времени выполнения t_n или от опорожнения t_o . Во избежание ошибок в цепи с малым временем переходного процесса при определении коэффициента расхода μ переходной процесс разбивается на участки I и II (рисунок 2).

Для случая наполнения емкости 14 объемом V динамическая характеристика ДЕ-звена показана на рисунке 2, а. Закон изменения входного сигнала (давления) записывается в виде:

$$p_{вх}(t) = \begin{cases} p_{max} \frac{t}{\tau_l}, & \text{при } 0 < t \leq \tau_l \\ p_{max}, & \text{при } t > \tau_l \end{cases} \quad (1)$$

где p_{max} – максимальное давление в ресивере 7, t – текущее время.

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

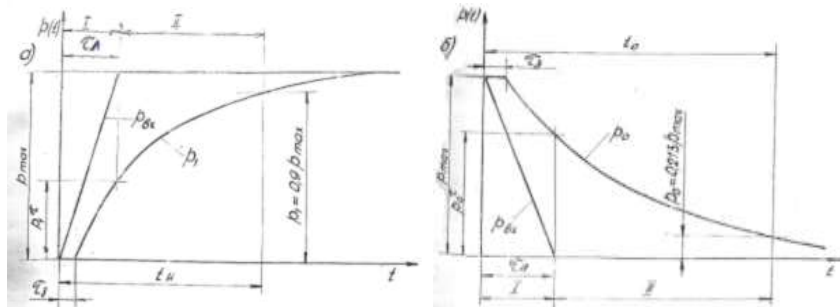


Рисунок 2 – Динамические характеристики ДЕ-звена с запаздыванием при линейном входном воздействии в случае заполнения емкости (а) и в случае опорожнения емкости (б)

Дифференциальное уравнение для исследуемого звена записывается при использовании гиперболической газодинамической функции расхода [3] в виде:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f}{V} V_{кр} A p_{вх} \frac{p_{вх} - p_1}{B p_{вх} - p_1} \quad (2)$$

где p_1 – давление в камере 14, μ – коэффициент расхода, f – площадь сечения испытуемого пневмосопротивления 12, $V_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха, $B=1,13$ и $A=0,654$.

С учетом выражения (1) можно записать для участка I:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f}{V} V_{кр} A p_{max} \frac{\tau}{\tau_l} \frac{p_{max} \frac{t}{\tau_l} - p_1}{B p_{max} \frac{t}{\tau_l} - p_1} \quad (3)$$

и для участка II

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f}{V} V_{кр} A p_{max} \frac{p_{max} - p_1}{B p_{max} - p_1} \quad (4)$$

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

Умножив обе части уравнения (3) на τ_l и обозначив через $u = V/(\tau_l \mu f)$; $K_1 = V_{кр} A p_{max}$ и $y = t/\tau_l$, получается:

$$\frac{dp_1}{dy} = \frac{K_1}{u} y \frac{p_{max} y - p_1}{B p_{max} y - p_1} \quad (5)$$

Это уравнение решается с помощью ЭВМ с начальными условиями для решения: $y = \tau_3/\tau_l$; $p_1 = p_{нач}$. В результате получается давление p_1^τ (рисунок 2, а), соответствующее времени τ_l .

Решение уравнения позволяет получить время протекания процесса на II участке (рисунок 2, а):

$$t_{II} = \frac{V}{\mu f K_1} \left[p_k - p_1^\tau + (B - 1) \ln \left(\frac{p_{max} - p_1^\tau}{p_{max} - p_k} \right) p_{max} \right] \quad (6)$$

где $p_k = 0,9 p_{max} + 0,1 p_{нач}$ – конечное давление в камере 13, $p_{нач}$ – давление в начале процесса.

Время протекания всего процесса накопления:

$$t_n = \tau_l + t_{II} \quad (7)$$

Тогда можно получить выражения для t_n/τ_l и $t_{н1}/\tau_l$

Величины t_n/τ_l для звена с линейным входным воздействием и $t_{н1}/\tau_l$ при скачкообразном воздействии на входе можно прировнять, если учитывать коэффициент коррекции K_n при накоплении испытуемого пневмозвена.

Тогда

$$t_n/\tau = K_2 u K_n \text{ или } K_n = \frac{t_n}{K_2 u \tau} \quad (8)$$

Можно записать уточненную величину пропускной способности μf пневмосопротивления:

$$\mu f = (\mu f)' K_n \quad (9)$$

или уточненную величину коэффициента расхода $\mu^\psi = \mu' K_n$, где μ' – коэффициент расхода при скачкообразном воздействии.

Коэффициенты коррекции K_n рассчитываются с помощью ЭВМ для различных пневматических звеньев. По результатам построен график (рис.3, а).

Следует отметить, что в работе [3] приведен подобный график для более узкого диапазона испытываемых пневматических звеньев. Кроме того, там отсутствует методика уточнения коэффициента коррекции K_0 для случаев опорожнения пневматических звеньев.

Аналогичные зависимости можно выполнить и при опорожнении испытываемого звена (рисунок 2, б) закон изменения входного сигнала, для которого записывается в виде:

$$p_{вх}(t) = \begin{cases} p_{max} + (p_{нач} - p_{max}) \frac{t}{\tau_L}, & \text{при } 0 < t \leq \tau_L \\ p_{нач}, & \text{при } t > \tau_L \end{cases} \quad (10)$$

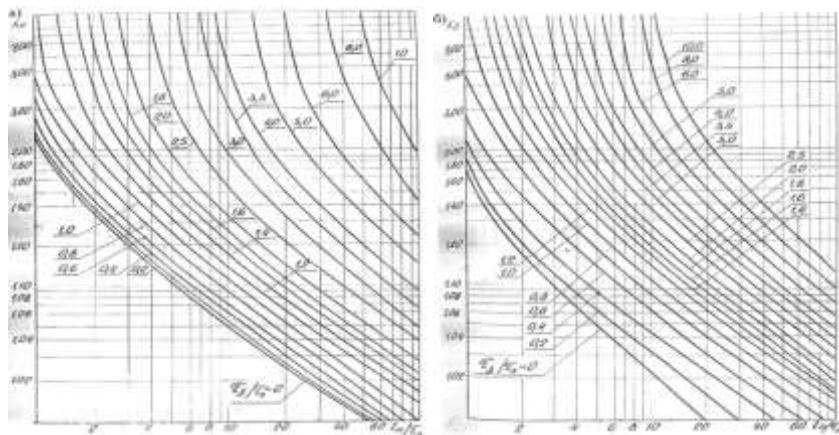


Рисунок 3 – График для определения коэффициента коррекции K_n (а) и K_0 (б) $p_{max}=8 \cdot 10^5$ Па

Для последнего случая можно записать уточненную величину пропускной способности пневмосопротивления при опорожнении:

$$\mu f = K_0(\mu f)' \quad (11)$$

или уточненную величину коэффициента расхода при опорожнении:

$$\mu_0 = K_0 \mu'_0 \quad (12)$$

где μ'_0 – коэффициент расхода при скачкообразном воздействии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам расчета на ЭВМ построен график (рисунок 3, б). Графики построены так, что для определения K_n и K_0 необходимо знать только величины t_n/τ_n и τ_3/τ_n , известные из эксперимента. Продувку трубопроводов и клапанов пневмоаппаратов можно осуществить с помощью экспериментальной установки (рис.1).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов. Диссертация на составление ученой степени кандидата технических наук. Мн.: БПН, 1977. – 248с.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. – 271с.
3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля. – М.: Машиностроение, 1980, – 231с.

Представлено 30.04.2019

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»
УДК 629.114.2

К ВЫБОРУ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ
И ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ДОПУЩЕНИЙ
ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ
PERFECTION OF EXPERIMENTAL INSTALLATION
AND TECHNIQUE TO DETERMINE THE FLOW RATE
OF PNEUMATIC DEVICES

П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доцент, М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доцент, Л.Г. Филипова, старший преподаватель, А.Д. Жилиянин, студент, Я.А. Чикилевский, студент Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate professor, M. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor, L. Filipova, Senior Lecturer, Y. Chykileuski, Student, A. Gilianin, Student, Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. При математическом моделировании пневматических приводов используются различные газодинамические функции расхода воздуха. В работе [1] проведён анализ девяти таких функций, затем в работе [2] также проводится подобный анализ. В результате этих исследований установлено, что наиболее приемлемой для расчёта переходных процессов пневматических приводов желательно использовать гиперболическую газодинамическую функцию расхода воздуха. [2]

Abstract. Various gas-dynamic air flow functions are used in the mathematical modeling of pneumatic actuators. In work [1] the analysis of nine such functions is carried out, then in work [2] the similar analysis is also carried out. As a result of these studies, it was found that the most appropriate for calculating the transients of pneumatic actuators is desirable to use hyperbolic gas-dynamic function of air flow through the throttle. [2]

Ключевые слова: математическое моделирование, газодинамическая функция, пневмосопротивление, пневматические приводы, массовый расход.

Key words: *mathematical modeling, gas-dynamic function, pneumatic resistance, pneumatic drives, mass flow. pneumatic resistance, gas-dynamic function.*

ВВЕДЕНИЕ

Современные пневматические приводы транспортных и технологических машин являются многоконтурными, представляющими собой соединения трубопроводов и ёмкостей. Поэтому при их математическом моделировании целесообразно выбрать оптимальную газодинамическую функцию расхода, а также принять ряд возможных допущений.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ ФУНКЦИЯ И ДОПУЩЕНИЯ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ.

При математическом моделировании пневматических приводов используют гиперболическую газодинамическую функцию расхода воздуха через дроссель (трубопровод, магистраль, пневмоаппарат и т.п.) [2], то есть массовый расход:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = \mu_D f_D v_{кр} \frac{\rho_0}{RT} \varphi(\sigma), \quad (1)$$

где $\mu_D f_D$ – пропускная способность дросселя; $v_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха; R – газовая постоянная для воздуха; T – абсолютная температура воздуха перед дросселем.

$$\varphi(\sigma) = A \frac{1 - \sigma}{B - \sigma}.$$

Здесь $A=0.654$, $B=1.13$, $\sigma = \frac{\rho_1}{\rho_0}$, ρ_0 и ρ_1 - давления на входе и выходе дросселя.

Допущения при математическом моделировании пневмоприводов должны быть всегда обоснованными, чтобы это отрицательно сказывается на точности расчётов.

В частности, давление на входе отдельных пневматических звеньев и цепей принимать нужно постоянным или изменяющимся по

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

времени. Поэтому ставится задача, при каких соотношениях $\gamma = \frac{V_1}{V}$ объёмов наполняемой V_1 и опоражниваемой V ёмкостей (рисунок 1, а) давление сжатого воздуха в опоражниваемой ёмкости можно принимать постоянными ($p_0 = const$). Для этого необходимо оценить погрешность расчёта времени наполнения ёмкости V_1 (рисунок 1, а) в случае замены изменяющегося давления на входе ДЕ-звена постоянным давлением.

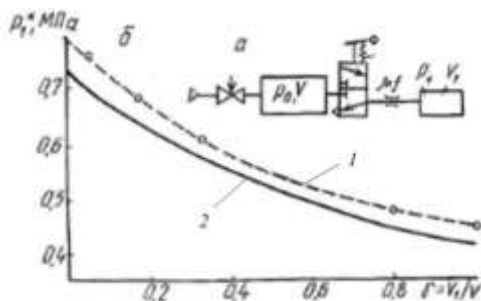


Рисунок 1 – Схема пневматической цепи (а); зависимость значений конечных давлений p_1^* от соотношений объёмов $\gamma = V_1/V$ пневмоцепи (1 – экспериментальная кривая, 2 – расчётная кривая) при $p_{0\ max} = 0,8$ МПа (б)

Погрешность расчёта определяется в процентах выражением

$$\varepsilon = \frac{t_c - t_v}{t_c} 100, \quad (1)$$

где t_c и t_v – время переходного процесса (наполнения ёмкости V_1) соответственно при постоянном и переменном давлениях на входе.

Переходный процесс заканчивается после выравнивания давлений в обеих ёмкостях (рисунок 1, а). Конечное давление p' определяется по выражению, полученному исходя из уравнения Менделеева-Клайперона:

$$p' = \frac{p_{0\ max} + \gamma p_{1\ нач}}{1 + \gamma},$$

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

где $p_{0\max}$ – максимальное давление на входе ДЕ-звена, $p_{0\max} = 0,8$ МПа; $p_{1\text{нач}}$ – начальное давление в наполняемой ёмкости, $p_{1\text{нач}} = 0,1$ МПа.

Время t_c переходного процесса при постоянном давлении на входе в ДЕ-звено определяется по выражению [2]

$$t_c = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кpA}} \left(1,2 - 0,9 \frac{p_{1\text{нач}}}{p_{0\max}} \right), \quad (2)$$

где k – показатель адиабаты, $k=1,4$; (μf) – пропускная способность дросселя (трубопровода, клапана), м.²

Время t_v при переменном давлении на входе в ДЕ-звено

$$t_v = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кpA}} \left\{ \frac{1}{\gamma} \ln \frac{[p_{0\max} + \gamma p_{1\text{нач}} - (\gamma + 1)p_1]p_{0\max}}{(p_{0\max} + \gamma p_{1\text{нач}} - \gamma p_1)(p_{0\max} - p_{1\text{нач}})} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln \frac{p_{0\max} - p_{1\text{нач}}}{p_{0\max} + \gamma p_{1\text{нач}} - (\gamma + 1)p_1} \right\}, \quad (3)$$

где p_1 – текущее давление в наполняемой пневматической ёмкости, МПа.

Из уравнений (1)...(3) можно получить

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{\frac{1}{\gamma} \ln \frac{0,1p_{0\max}(\gamma + 1)}{0,9\gamma p_{1\text{нач}} + (0,1\gamma + 1)p_{0\max}} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln 10}{1,2 - 0,9 \frac{p_{1\text{нач}}}{p_{0\max}}} \right] 100 \quad (4)$$

По результатам расчёта получена зависимость ε от $\gamma = \frac{V_1}{V}$ (см. рисунок 2, сплошная линия). Экспериментальная зависимость показана на рисунке 2 штриховой линией. Она получена с помощью экспериментальной установки (рисунок 3), содержащей компрессор 1, краны 2 и 4, ресивер 3, пневматические ёмкости 5 и 7, распределитель 6, датчики давлений ДИ-10, манометры М1 и М2, пневмосопротивления с пропускной способностью μf .

В зависимости от требуемой точности расчёта по графику (рисунок 2) устанавливается возможность упрощения математического

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

моделирования и динамического расчёта пневматических звеньев.

Например, при $\gamma = \frac{V_1}{V} = 0,16$ погрешность $\varepsilon \approx 10\%$.

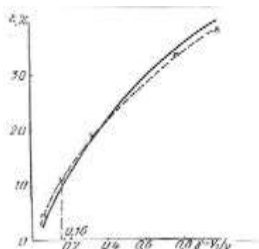


Рисунок 2 – Зависимость погрешности расчёта ε от $\gamma = \frac{V_1}{V}$

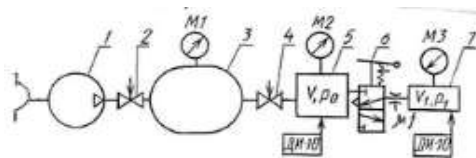


Рисунок 3 – Схема установки для исследования динамики пневматических звеньев и цепей

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе подробно рассмотрено одно из допущений, учитываемых при математическом моделировании пневматических приводов.

ЛИТЕРАТУРА

4. Бартош, П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов. Диссертация на составление ученой степени кандидата технических наук\ П.Р.Бартош.- Мн.: БПИ, 1977. - 248с.

2. Метлюк, Н.Ф., Автушко, В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля/ Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с.

Представлено 30.04.2019

ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ СЦЕПЛЕНИЯ
КОЛЁС АВТОМОБИЛЯ С ДОРОГОЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ
ELECTRONIC SYSTEMS OF CONTROL OF CLUTCH
OF THE WHEEL OF A CAR WITH A ROAD WITH THE
USE OF THE ENGINE CONTROL

М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доц., П.Н. Кишкевич, канд. техн. наук, доц., С.В. Ермилов, ст. преп.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

M. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor, P. Kishkevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor, S. Ermilov, Senior Lecturer. Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Представлены функциональные возможности и общий принцип работы электронных систем контроля сцепления колёс автомобиля с дорогой, управление которыми осуществляется совместно гидравлическим (пневматическим) тормозным приводом и двигателем.

Abstract. The functionality and the general principle of operation of the electronic systems for monitoring the adhesion of the wheels of the vehicle to the road, which are controlled jointly by a hydraulic (pneumatic) brake actuator and the engine, are presented.

Ключевые слова: автомобиль, колесо, коэффициент сцепления, двигатель, крутящий момент.

Key words: car, wheel, friction coefficient, engine, torque.

ВВЕДЕНИЕ

Существуют ряд методов классификации систем обеспечения безопасности и поддержки работы водителя. По одному из методов дополнительные их делят в зависимости от режима движения автомобиля, при котором они активируются: при страгивании, в движении, при торможении; по другому – в зависимости от способа управления: управляющие работой тормозной системы только через гидро- или пневмопривод, использующие совместное управление тормозным

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

приводом и работой двигателя (коробки передач). В частности, системой торможения с управлением только тормозами является антиблокировочная система (ABS).

СИСТЕМЫ ТОРМОЖЕНИЯ С СОВМЕСТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТОРМОЗНЫМ ПРИВОДОМ И ДВИГАТЕЛЕМ

К таким системам можно отнести:

- ассистент торможения двигателем;
- антиблокировочная функция через управление двигателем;
- противобуксовочная система.

Ассистент торможения двигателем (MSR) распознаёт начинающееся проскальзывание ведущих колёс, вызванное моментом торможения двигателем, и даёт двигателю команду увеличить крутящий момент двигателя (КМД) так, чтобы прекратить проскальзывание колёс.

Для реализации MSR необходимо наличие элементов ABS с расширенным программным обеспечением MSR, а также интерфейс для подключения к системе управления двигателем (СУД).

MSR активируется при выполнении следующих условий: педаль акселератора не нажата; колёса ведущей оси проскальзывают или блокируются; включена передача; включено сцепление.

Когда водитель во время движения отпускает педаль акселератора, передаваемый на ведущие колёса КМД уменьшается. При этом силы сопротивления в трансмиссии и в двигателе приводят к тому, что на колёса действует не тяговый крутящий момент, а момент торможения двигателем, воспринимаемый колёсами так же, как и тормозной момент от тормозов, который противостоит тяговому КМД. Если одновременно с этим включается понижающая передача, момент торможения двигателем усиливается. На автомобилях с двигателями большой мощности момент торможения двигателем может при неблагоприятном сочетании условий вызвать проскальзывание колеса, что может привести к потере способности воспринимать боковые усилия и потере управляемости.

По информации датчиков угловой скорости колёс и данных от СУД (обороты двигателя, положение дроссельной заслонки, педали акселератора) MSR устанавливает наличие проскальзывания колёс из-за снижения КМД при снятии усилия с педали акселератора, и

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

блок управления *ABS* передаёт эту информацию блоку СУД для расчёта необходимых оборотов двигателя и положения дроссельной заслонки с целью поддержания допустимого проскальзывания колёс. Нажатие на педаль акселератора отключает *MSR*.

Антиблокировочная функция, реализуемая через управление двигателем (M-ABS) является расширением функциональных возможностей *ABS*. Она позволяет выполнить трогание автомобиля без проскальзывания ведущих колёс. По информации от датчиков скорости колёс и данных о работе двигателя, получаемых по *CAN* - шине, *ABS* устанавливает наличие опасности проскальзывания колёс. *M-ABS* направляет блоку СУД команду на закрытие дроссельной заслонки и, соответственно, снижение передаваемого к колёсам КМД. *M-ABS* не использует гидропривод тормозов ведущих колёс, у неё отсутствует возможность создания давления в тормозной системе без участия водителя.

Противобуксовочная система (ASR) уменьшает пробуксовку ведущих колёс при трогании или ускорении на дороге с низким коэффициентом сцепления за счёт их подтормаживания или за счёт уменьшения передаваемого на них КМД через СУД.

ASR должна иметь возможность самостоятельно создавать давление в контурах тормозной системы для подтормаживания пробуксовывающих колёс без нажатия на педаль тормоза. Для этого педаль акселератора не должна быть механически связана с приводом дроссельной заслонки, что обеспечивается наличием *CAN* – шины и электронного управления дроссельной заслонкой («электронной педали газа»).

По информации с датчиков с помощью программного обеспечения *ASR* вычисляются угловые ускорения ведущих колёс, скорость движения автомобиля, величина проскальзывания ведущих колёс, сравнением угловых скоростей управляемых колёс распознаётся радиус поворота (или прямолинейное движение). Кроме того, из блока СУД считывается фактический КМД. На основании проскальзывания ведущих колёс и фактического КМД вычисляется необходимый КМД и передаётся в СУД.

В зависимости от вида двигателя блок СУД может формировать следующие управляющие сигналы: уменьшение КМД положением дроссельной заслонки или за счёт пропуска впрыскиваний топлива;

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

пропуск импульсов зажигания; изменение угла опережения зажигания; формирование команды на отмену переключения передачи в автомобилях с автоматической коробкой передач.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнен обзор функциональных возможностей систем, использующих совместное управление тормозным приводом и двигателем для контроля сцепления колес автомобиля с дорогой, проанализирован их состав, условия активации, общие алгоритмы работы, что позволяет определить перспективные направления разработки и совершенствования тормозных систем отечественных автомобилей с гидравлическим и пневматическим приводом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильный справочник / Robert Bosch GmbH. : Пер с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : За рулем, 2004 – 992 с. : с ил.
2. Безопасность автотранспортных средств: Учебник для вузов. / В.В. Ломакин [и др.]; Под общ. ред. В.В. Ломакина. – М: МГТУ «МАМИ», 2011. – 299 с.
3. Гурский, Н. Н. Теоретические основы антиблокировочных и противобуксовочных систем нового поколения / Н. Н. Гурский, Ю. И. Слабко, Р. И. Фурунжиев, А. Л. Хомич // Вестник Белорусского национального технического университета : научно-технический журнал. – 2009. – № 3. – С. 46–49.
4. Коваленко, О.Л. Электронные системы автомобилей: учебное пособие / О.Л. Коваленко; Сев. (Арктич.) федер. ун-т им. М.В. Ломоносова. – Архангельск: ИПЦ САФУ, 2013. – 80 с: ил.
5. Петров А.П. Антиблокировочная и противобуксовочная системы тормозов: Учебное пособие / А.П. Петров, С.Е. Хоменко. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2003. – 103 с.
6. Системы контроля сцепления с дорогой и поддержки водителя: устройство и принцип действия: Wolfsburg: Volkswagen AG, 2007. – 87 с.

Представлено 17.05.2019

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ДВОЙНОЙ
ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ

THE DOUBLE FRICTION CLUTCH HYDRAULIC DRIVE
MATHEMATICAL MODEL

Д.С. Белабенко, Минский завод колёсных тягачей,
г. Минск, Беларусь

D. Belabenko, Minsk wheel tractor plant, Minsk, Belarus

Аннотация. Разработана динамическая схема и математическая модель для моделирования переходных процессов в гидроприводе блока из двух фрикционных муфт гидромеханической передачи. Адекватность модели проверена сравнением результатов моделирования и эксперимента при переключении передач.

Abstract. The dynamic scheme and mathematical model for simulation of gear shift processes in a hydromechanical transmission hydraulic drive of a block of two friction clutches are developed. The adequacy of the model is verified by comparing the results of simulation and experiment.

Ключевые слова: математическая модель, динамическая схема, моделирование, гидропривод, фрикцион.

Key words: mathematical model, dynamic scheme, modeling, hydraulic drive, clutch.

ВВЕДЕНИЕ

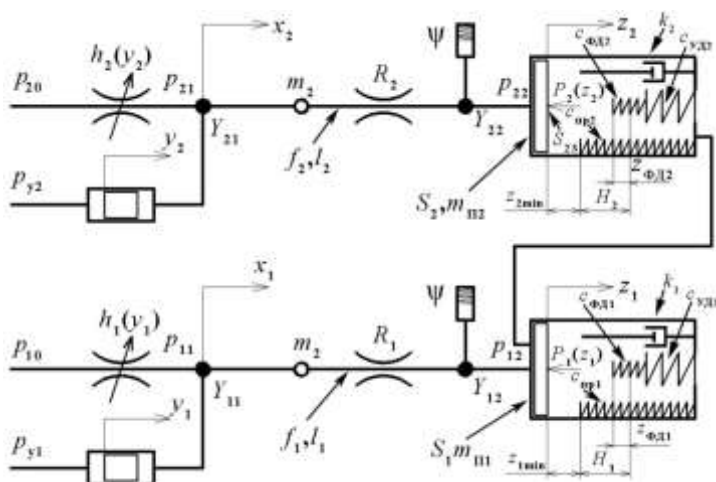
В [1] показано, что исследование гидропривода элементов управления (ЭУ), которые можно отнести к типу двойной фрикционной муфты (ДФМ), не проводилось. В [2] показано, что на отдельных режимах движения требуется учет поведения гидропривода.

В [3] приведен пример подробного моделирования гидропривода с электрогидравлическим пропорциональным клапаном (ЭГПК), что возможно только при полностью известных параметрах гидропривода. В статье описана модель гидропривода, которая может быть использована, в случае отсутствия подробной информации о параметрах ЭГПК.

ДИНАМИЧЕСКАЯ СХЕМА

На рисунке 1 показана динамическая схема, разработанная с целью моделирования переходных процессов в гидроприводе двойной фрикционной муфты (ДФМ) гидромеханической передачи (ГМП) МЗКТ-4361. Особенности конструкции ДФМ описаны в [1].

При разработке динамической схемы использованы рекомендации работы [4]. Особенностью является учет жесткостей отжимных пружин, упорного и фрикционных дисков. В [2] описан пример определения параметров динамической схемы и ее верификация в случае трогания автомобиля.



p – давление рабочей жидкости; $h(y)$ – зависимость площадь сечения золотника от его перемещения; y – перемещение золотника; x – перемещение столба рабочей жидкости по гидравлической магистрали; m – приведенная масса жидкости; Y – узлы, для которых ведется расчет; f – площадь поперечного сечения трубопровода; l – длина трубопровода; R – сопротивление трубопровода; ψ – коэффициент податливости рабочей жидкости; z – перемещение поршня; S – площадь поршня; $m_{ш}$ – масса поршня; z_{min} – ход поршня, эквивалентный объему ГЦ при начальном положении; H – ход поршня из начального положения в положение, соответствующее полной деформации фрикционных дисков; $z_{фд}$ – ход поршня от момента касания фрикционных дисков поршнем при полностью устраненных зазорах до полной их деформации; $c_{пр}$ – жесткость отжимных пружин; $c_{фд}$ – жесткость фрикционных дисков; $c_{уд}$ – жесткость упорного диска; k – коэффициенты демпфирования поршня; $P(z)$ – позиционная нагрузка.

Рисунок 1 – Динамическая схема трансмиссии автомобиля с ГМП

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений (1).

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} &= \frac{S_1 \cdot p_{12} + k_1 \frac{dz_1}{dt} - P_1(z_1)}{m_{\Pi 1}}; \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} &= \frac{S_2 \cdot p_{22} + k_2 \frac{dz_2}{dt} - S_{12} \cdot p_{12} - P_2(z_2)}{m_{\Pi 2}}; \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= \frac{\lambda_{p1} \cdot p_{10} - p_{12}}{\rho \cdot l_1} - \left(\frac{f_1^2}{2 \cdot l_1 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_1 \cdot h_1(y_1))^2} + \left(\frac{0,5 \cdot \xi_1}{l_1} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_1}} \right) \right) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) - \frac{27 \cdot v}{f_1} \frac{dx_1}{dt}; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \frac{\lambda_{p2} \cdot p_{20} - p_{22}}{\rho \cdot l_2} - \left(\frac{f_2^2}{2 \cdot l_2 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_2 \cdot h_2(y_2))^2} + \left(\frac{0,5 \cdot \xi_2}{l_2} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_2}} \right) \right) \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) - \frac{27 \cdot v}{f_2} \frac{dx_2}{dt}; \\ \frac{dp_{12}}{dt} &= \frac{f_1 \frac{dx_1}{dt} - S_1 \frac{dz_1}{dt} + S_{12} \frac{dz_2}{dt}}{V_1 \cdot \psi}; \\ \frac{dp_{22}}{dt} &= \frac{f_2 \frac{dx_2}{dt} - S_2 \frac{dz_2}{dt}}{V_2 \cdot \psi}, \end{aligned} \quad (1)$$

где V – объем гидроцилиндров; v – кинематическая вязкость рабочей жидкости; ξ – коэффициент местного сопротивления; ρ – плотность рабочей жидкости; k_e – коэффициент, учитывающий относительную шероховатость канала; μ – коэффициент расхода через золотник; b – ширина проходного отверстия золотника; λ_p – индикатор состояния, принимает значение «0» если перемещение золотника y меньше 0, значение «1» если перемещение золотника y больше 0.

Позиционная нагрузка определяется следующим образом

$$P(z) = c_{\text{вд}}(z - H)\lambda_{\text{вд}} + c_{\text{фд}}(z - H + z_{\text{фд}})\lambda_{\text{фд}} + (P_0 + c_{\text{пр}}z)\lambda_{\text{пр}}, \quad (2)$$

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

где P_0 – сила предварительного сжатия отжимных пружин; $\lambda_{\text{ГП}}$, $\lambda_{\text{ФД}}$, $\lambda_{\text{УД}}$ – индикаторы состояния, принимают значение «0» если положение поршня z не достигло заданного значения (начала деформации отжимных пружин, фрикционных дисков и упорного диска соответственно), значение «1» при достижении заданного значения.

Задающим сигналом является давление управления p_y . Это давление пропорционально силе тока на электромагните ЭГПК.

Результаты моделирования и эксперимента для случая трогания автомобиля приведены в [2]. Сравнение результатов моделирования и эксперимента для случая переключения с третьей на четвертую передачу показали, что они сопоставимы. Разработанная математическая модель позволяет проводить исследование работы гидропривода при включении и выключении фрикциона.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель гидропривода ДФМ, содержащая дифференциальные и алгебраические уравнения, которые не изменяются для всех этапов включения/выключения фрикциона и двух смежных передач в ГМП. При этом уравнения содержат индикаторы состояния положения поршня фрикциона и золотника.

Использование математической модели гидропривода позволяет воспроизводить процесс заполнения и опорожнения гидроцилиндра фрикциона, отрабатывать процесс управления давлением рабочей жидкости, выявлять и оценивать последствия изменений параметров этого процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балабенко, Д.С. Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии / Д.С. Балабенко // Механика машин, механизмов и материалов, 2019. – № 1. – С. 19–29.
2. Балабенко, Д.С. Определение силовой нагруженности трансмиссии при трогании специального колесного шасси с гидромеханической передачей / Д.С. Балабенко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – Вып. 7. – С. 15–21.

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

3. Тарасик, В.П. Методика проектирования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В.П. Тарасик, В.С. Савицкий // Грузовик, 2016. – № 6. – С. 3–12.

4. Автушко, В.П. Динамический расчет следящих приводов: учеб.-метод. пособие / В.П. Автушко, М.И. Жилевич, П.Н. Кишкевич – Мн. : БГПА, 1998. – 43 с.

Представлено 08.05.2019

УДК 62.82

ТЕХНИКА АКТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН
TECHNOLOGY OF ACTIVE MAINTENANCE
OF RELIABILITY OF THE MACHINES HYDRAULIC DRIVES

В.С. Шевченко, д-р. техн. наук, проф.,
Военная академия Республики Беларусь,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Shevchenko, Doctor of technical Sciences, Professor,
Military Academy of Republic Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Приведен анализ тенденций развития методов активного обеспечения надежности гидравлических приводов машин, предполагающих оперативное управление процессами и параметрами, определяющими работоспособность.

Abstract. The analysis of tendencies of development of methods of active maintenance of reliability of the machines hydraulic drives assuming operational control of processes and the parameters defining working capacity is presented.

Ключевые слова: гидравлический привод, надежность, управление.

Key words: hydraulic drive, reliability, control.

ВВЕДЕНИЕ

Современному уровню энергонасыщенных, автоматизированных машин со сложными системами управления наиболее соответствуют

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

методы активного обеспечения надежности, предполагающие управление процессами и параметрами в необходимом объеме, в нужный момент времени и с высокой надежностью [1]. Функциональные особенности подсистем обеспечения надежности могут быть разными в зависимости от структуры изделия и условий его применения: компенсация возмущений, компенсация отклонений регулируемых параметров, разгрузка, защита от негативных воздействий, кондиционирование рабочей среды и комбинация этих методов.

Практикой создания и эксплуатации машин подтверждаются три главных аспекта надежности: системный (структурный), включающий методы системной организации на первой стадии их разработки; технологический, относящийся к этапу производства и включающий методы изготовления устройств, улучшения свойств материалов, а также испытаний, обкатки, доводки изделий; эксплуатационный, охватывающий принципы и методы диагностики, технического обслуживания и восстановления утраченных свойств в процессе эксплуатации.

Поддержание высокого уровня надежности в процессе длительной эксплуатации при изменении ее режимов и условий в широких диапазонах можно обеспечивать, используя возможности самоорганизации сложных систем, а также активного управления параметрами.

АКТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ

Управление надежностью гидропривода в процессе его эксплуатации может осуществляться в основном двумя методами: пассивным (резервирование и запасы по параметрам), а также активным с использованием достижений теории автоматического регулирования и средств вычислительной техники. Подсистемы активного обеспечения надежности (ПОН) включают различного типа чувствительные элементы, преобразующие, управляющие и исполнительные устройства. В качестве чувствительных элементов применяются датчики, формирующие сигнал обратной связи в системе управления. Структурное обеспечение надежности гидропривода представляет существенную часть общей системы управления. Оно осуществляется за счет целенаправленного развития или изменения структурной схемы на стадии его проектирования. ПОН, вводимые в структуру

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

гидросистемы, осуществляют активное воздействие на ее элементы с целью поддержания требуемой надежности. В состав ПОН должны входить решающие устройства, способные к обучению и адаптации, а также исполнительные органы (манипуляторы, сервоприводы, мехатронные части) и датчики.

Определяющим условием при решении вопросов обеспечения надежности гидропривода на первой стадии его создания является использование характерных конструктивных особенностей, присущих только данному типу силовых приводов. Это – централизация функций и массовое распределение воздействий в системе.

Основными преимуществами активных обеспечивающих подсистем по сравнению с пассивными системами являются возможность управления параметрами машины (механизма), определяющими надежность. Принцип действия привода с подсистемой активного обеспечения надежности заключается в самонаблюдении и саморегулировании. При этом чувствительные элементы реагируют на возмущения и на изменения параметров процессов, влияющих на надежность привода. Сигналы от чувствительных элементов поступают в преобразующие, управляющие и далее в исполнительные устройства подсистем обеспечения надежности.

На рисунке 1 синтез структуры привода представлен в виде схемы.

Минимальная структура системы определяется на основании технического задания на проектирование, исходя из функциональной схемы. Затем производится оценка надежности минимальной структуры системы.

Процесс проектирования гидропривода рассматривается как процесс формирования его надежности. Изучив процесс утраты гидроприводом работоспособности, и установив причины и характер изменения надежности, можно обосновать возможные методы целесообразного управления процессом и затем, используя методы оптимизации, остановиться на приемлемой схеме исследуемой системы.

Одним из прогрессивных подходов к проектированию современных гидрофицированных машин является системный подход, который предполагает объект проектирования представлять в виде системы, обладающей определенной целостностью, состоящей из вза-

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

имосвязанных элементов (подсистем) и одновременно взаимодействующих с окружающей средой. Обязательным требованием системного объекта является его управляемость. Для управления используется информация о его состоянии и о состоянии внешней среды. При проектировании также моделируется поведение объекта во внешней среде. Главной особенностью системного объекта является то, что диапазон его свойств шире, чем простая сумма свойств компонентов. В сложной системе появляется ряд новых свойств и возможностей, которыми не обладают отдельные компоненты.

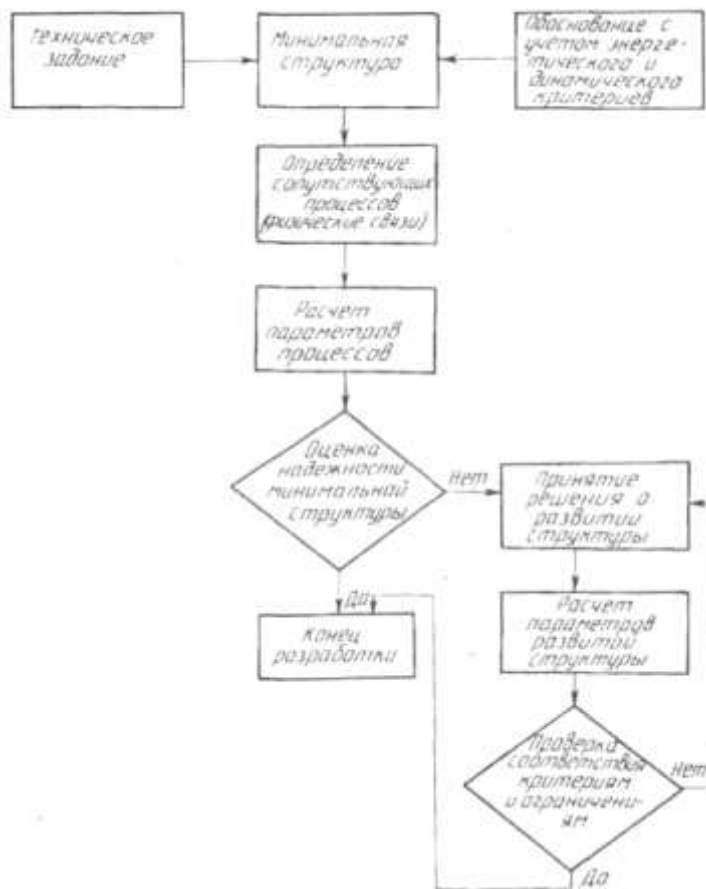


Рисунок 1 – Схема процесса синтеза устройства

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ эксплуатации элементов и систем управления современными машинами позволил определить главные тенденции развития этих устройств. В настоящее время существует необходимость совершенствования процесса проектирования машин, необходимость системного подхода к нему. Появилась необходимость и определены возможности создания интеллектуальных систем управления, включающих подсистемы активного обеспечения надежности и безопасности. Такое прогрессивное направление в развитии машиностроения позволит не только обеспечить гарантированные показатели надежности и безопасности, но и значительно улучшить все технические характеристики машин новых поколений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шевченко В.С. Гидропневоавтоматика и гидропривод мобильных машин. /В.С. Шевченко, [и др.]. – Мн. Ураджай, 2001. – 306 с.
2. Гусев А.Н. Основы теории автоматического управления. Учебное пособие /А.Н. Гусев, С.А. Ишков – Самара; СГАУ, 2001. – 164с.
3. Дорф Р.К. Современные системы управления. /Р.К. Долрф, Р.Х. Бишоф – М. 2002. – 831с.
4. Омар М. и др. Анализ современного состояния развития интеллектуальных роботов. Автоматика и управление в технических системах. 2014, №4(12). – С. 48–54.

СОДЕРЖАНИЕ

Секция «Конструирование, испытания и производство автомобилей».....	3
Секция «Тепловые двигатели».....	142
Секция «Тракторы, мобильные машины и комплексы»... ..	222
Секция «Гидравлика мобильных машин».....	302

Научное издание

**АВТОМОБИЛЕ-
И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ**

Материалы Международной
научно-практической конференции

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 29.07.2019. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 19,07. Уч.-изд. л. 14,91. Тираж 60. Заказ 502.

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.