

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ И АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Минск
БНТУ
2020

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);
доц. кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,
к.т.н., доцент *П. Р. Бартош*;
зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д.т.н., профессор *В. Б. Бойков*;
зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,
к.т.н., доцент *А. С. Гурский*;
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. Кухаренок*;
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.т.н., доцент *Т. В. Матюшинец*

В сборнике представлены материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение», состоявшейся на автотракторном факультете Белорусского национального технического университета 26–29 мая 2020 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

ISBN 978-985-583-579-1 (Т. 1)
ISBN 978-985-583-578-4

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

**КОНСТРУИРОВАНИЕ,
ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ**

УДК 629.3

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОМБИНИРОВАННОГО
ПОВОРОТА КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА
С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА
OPTIMIZATION OF THE PARAMETERS
OF HEAVY-DUTY DUMP TRUCK SKID STEERING
WITH GENETIC ALGORITHM APPLICATION**

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

А.А. Гончарко, Алексей Л. Кравченко

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь

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

A. Goncharko, Aliaksei Krauchonak.

State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

Оценивается возможность применения генетического алгоритма для оптимизации параметров системы комбинированного поворота карьерного самосвала. Сравниваются мощностные показатели поворота самосвала с традиционным дифференциальным приводом и поворота, реализуемого путем вращения колес со значениями угловых скоростей, полученными в результате многокритериальной оптимизации на базе генетического алгоритма.

The possibility of the genetic algorithm application for the parameters optimization of combined skid turn of a heavy-duty dump truck is assessed. The parameters processes such as the skid turn of a heavy-duty dump truck with a differential drive and the skid turn by rotating wheels with speeds obtained by using multi-criteria optimization based on a genetic algorithm are compared.

Ключевые слова: динамическая модель, комбинированный поворот, генетический алгоритм, компьютерное моделирование.

Key words: dynamic model, combined skid steering, genetic algorithm, computer simulation.

ВВЕДЕНИЕ

В большегрузной карьерной технике, в том числе и на карьерной технике ОАО «БЕЛАЗ», наибольшее распространение получил тяговый электропривод с мотор-колесами. Он позволяет создавать эффективные алгоритмы управления тяговыми моментами [1], а, следовательно, применять комбинированный бортовой поворот. Под последним понимается комбинация традиционной системы управления поворотом одной из осей самосвала с дополнительной системой бортового поворота. Таким образом, за счет регулирования разности угловых скоростей вращения колес левого и правого бортов, реализуемого системой бортового поворота, комбинированная система обеспечивает больший угол поворота по сравнению с традиционной. Известно применение систем комбинированного поворота для колесных машин [2].

Выбор законов управления и параметров для системы комбинированного поворота в реальных условиях движения самосвала с большими углами увода, повышенным скольжением колес и значительной циркуляцией мощности является сложной научной и технической задачей. Для обеспечения оптимальных затрат мощности и минимизации потерь при реализации комбинированного поворота требуется определение четких кинематических и силовых зависимостей параметров силового привода. Известные методики на основе классических методов составления уравнений движения [3, 4] не позволяют получить требуемые зависимости с достаточной точностью.

Известны примеры применения многокритериальной оптимизация на базе генетического алгоритма для решения различных научно - технических проблем [5, 6]. Для обозначенной задачи наибольший интерес вызывает возможность применения генетических алгоритмов для оптимизации многопараметрических функций. Многие реальные задачи могут быть сформулированы как поиск оптимального значения, где значение – сложная функция, зависящая от некоторых входных параметров. В этом случае генетические алгоритмы являются одним из наиболее приемлемых методов для поиска оптимальных значений [5, 6]. Эффективность генетического алгоритма сильно зависит от - метода кодировки решений, операторов, настроек параметров, частных критериев успеха и т. д. [7].

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Исследование параметров рассматриваемых способов поворота выполнялось на основе компьютерного моделирования в программном комплексе ADAMS. Данное приложение обладает достаточно полным набором средств для описания и проведения исследований кинематики и динамики машин, включая возможности применения детальных моделей шин.

Технические характеристики исследуемого карьерного самосвала, приведены в таблице 1. Используемая динамическая модель самосвала с моделью дороги в ADAMS подробно рассмотрена в работе [8].

Для анализа затрачиваемой мощности на поворот производилось измерение крутящих моментов на ступице колеса и частот вращения всех колес самосвала при повороте. Коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью принимался равный 0,65. Рассматривается установившийся поворот направо с постоянной скоростью.

Таблица 1 – Технические характеристики карьерного самосвала [9]

Показатели		Значения
Полная масса груженого самосвала, т		810
Радиус поворота по оси следа переднего внешнего колеса, м, не более		19,8
Развиваемая мощность ТЭД в режиме тяги, кВт		700

Результаты расчета показателей поворота исследуемого карьерного самосвала при повороте переднего моста на 15° , приведены в таблице 2. При этом скорость самосвала в центре масс $v=1,34$ м/с, минимальный радиус поворота по оси следа переднего внешнего (относительно центра поворота) колеса 38,6 м.

Задача моделирования системы управления тяговым приводом карьерного самосвала с использованием возможностей генетического алгоритма была реализована в программе MatLab Simulink. Это позволило исследовать различные варианты распределения моментов по колесам при найденных оптимальных параметрах угловых скоростей вращения колес самосвала. Компьютерное моделирование движения самосвала по заданному радиусу с полученными оптимальными угловыми скоростями колес выполнялось в программе

ADAMS. Схема взаимодействия MatLab Simulink и ADAMS представлена на рисунке 1.

Таблица 2 – Результаты расчета параметров поворота направо исследуемого самосвала при повороте переднего моста на 15° (механический дифференциальный привод) $V=4,9$ м/с, $R=38,09$ м

Измеряемый параметр	Положение колеса			
	переднее левое	переднее правое	заднее левое	заднее правое
Крутящий момент на полуоси, кН·м	111,3	111,3	111,3	111,3
Скорость вращения колеса, рад/сек	0,82	0,68	0,80	0,66
Мощность на колесе, кВт	91,27	75,68	89,04	73,46

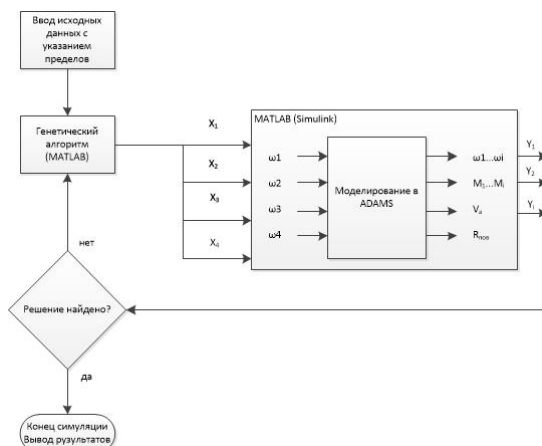


Рисунок 1 – Схема взаимодействия MatLab Simulink с ADAMS

В качестве критериев оптимизации были приняты:

- 1) радиус поворота 38 м;
- 2) минимизация максимальной мощности на колесах;
- 3) минимизация разности моментов по передней оси;
- 4) минимизация разности моментов по задней оси;
- 5) минимизация разности моментов между осями.

Установлены верхние и нижние границы скоростей вращения колес.

Лучший результат моделирования на основе параметров, полученных с помощью оптимизации, представлен в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты расчета параметров поворота направо серийного самосвала при повороте переднего моста на 15° $R=38,83$ м.

Измеряемый параметр	Положение колеса			
	переднее левое	переднее правое	заднее левое	заднее правое
Крутящий момент на полуоси, кН·м	116,37	110,91	116,94	116,12
Скорость вращения колеса, рад/сек	0,83	0,69	0,81	0,66
Мощность на колесе, кВт	96,59	76,53	94,72	76,64

При этом разница по значениям крутящих моментов на колесах не превысила 5 %. При сравнении данных (таблица 2 и 3), соответственных крутящих моментов и мощности на колесах – отличия также составили не более 5 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе реализовано компьютерное моделирование процесса поворота карьерного самосвала с традиционной и опытной – комбинированной системой управления. Для определения параметров работы комбинированного поворота, обеспечивающих требуемые эксплуатационные показатели, использована многокритериальная оптимизация на базе генетического алгоритма. Отличие значений крутящих моментов и мощности на колесах самосвала для традиционной и опытной системы не превысили 5 %, что позволяет сделать вывод об эффективности применения генетического алгоритма для определения настроек параметров системы комбинированного поворота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жилейкин, М.М., Разработка закона распределения моментов по колесам многоосной колесной машины с электромеханической трансмиссией, выполненной по схеме «мотор-ось» / М.М. Жилейкин, В.А. Середнюк // Электронный научно-технический журнал «Наука и образование» научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. – № 05. – С. 85–101.

2. Котиев, Г.О. Оценка динамической поворотливости колесной машины 8x8 с комплексной системой управления поворотом / Г.О. Котиев, Н.С. Чернышев, В.А. Горелов // Журнал автомобильных инженеров. – 2009. – № 4. С. 36–39.
3. Фаробин, Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
4. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин / А.С. Антонов. – Ленинград: Машиностроение 1967. – 440 с.
5. Лебедев, Г.Н. Оценка возможности применения генетического алгоритма для оптимизации операций в аэропортах на основе принципов совместного принятия решений / Г.Н. Лебедев, В.Б. Малыгин // Научный Вестник МГТУ ГА. – 2019. Т.22, № 05. – С. 85–93.
6. Андреев, А.А. Применение генетических алгоритмов при оптимизации нелинейных функций / А.А. Андреев // Вестник ТГУ. – 2009. Т. 14, № 5. – С. 1036–1040.
7. Люггер Дж.Ф. Искусственный интеллект. М.: Издат. дом «Вильямс», 2003. – 864 с.
8. Колесникович, А.Н. Оценка дифференциального привода сдвоенных колес карьерного самосвала при повороте / А.Н. Колесникович и др. // Механика машин, механизмов и материалов, – 2020. – № 1(50). С. 12–18.
9. ОАО «БЕЛАЗ» // Характеристики серии Белаз–7571 [Электронный ресурс]. – 2019 – Режим доступа <http://www.belaz.by/catalog/products/dumptrucks/7571/75710/> – Дата доступа: 09.08.2019 г.

Представлено 14.05.2020

УДК 629.1-46

**ПОВЫШЕНИЕ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
АВТОБУСОВ С УСТАНОВЛЕННЫМ ТИПОВЫМ
САНИТАРНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ В СОСТАВЕ
АВТОСАНИТАРНЫХ КОЛОНН**
IMPROVING THE ERGONOMIC PERFORMANCE OF BUSES
WITH STANDARD SANITARY EQUIPMENT INSTALLED
IN THE COMPOSITION OF SANITARY COLUMNS

М.А. Звездов, инженер-конструктор 3 категории,
ФГУП «НАМИ», г. Москва, Россия
M. Zvezdov, design-engineer of 3rd category,
Federal state unitary enterprise «NAMI», Moscow, Russia

В докладе будет представлен обзор математической модели движения автобуса по заданному маршруту, результаты исследования и рекомендации по итогам испытаний.

The report will provide an overview of the mathematical model of bus movement along a given route, the results of the study and recommendations on the results of tests.

Ключевые слова: математическая модель, санитарное оборудование, автобус, подрессоривание.

Key words: mathematical model, sanitary equipment, bus, springing.

ВВЕДЕНИЕ

Переоборудование автобусов в санитарные автотранспортные средства необходимо в случае чрезвычайных ситуаций для транспортировки большого количества больных или раненых. Помимо эваквместимости, также, необходима щадящая перевозка пострадавших в медицинское учреждение. Здесь необходимо коснуться эргономических показателей, таких как плавность хода автобуса и подрессоривание носилок, на которых будут располагать больных. Эти показатели значительно влияют на безопасность пассажиров.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ, ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ.

В основном степень вибронагруженности автомобиля зависит от параметров и качества подвески (системы подрессоривания), которая

обеспечивает упругое соединение несущей системы с колесами, выполняет функцию снижения динамических нагрузок и обеспечения равномерного распределения их на опорные элементы при движении, служит для повышения тяговых качеств машины. Это значит, что при анализе колебаний автомобиля необходимо, в первую очередь, решить задачи проектирования и расчета системы поддрессоривания.

Р.В. Ротенберг, Н.Н. Яценко, Я.М. Певзнер исследовали колебания многомассовых систем. Благодаря результатам их научных работ появилась возможность анализировать влияние неподрессоренных масс, однако, дорожная поверхность принималась как некая детерминированная неровность.

Несколько позже Р.В. Ротенберг, А.А. Силаев, А.И. Гришкевич, М. Mitshke и др. применили к расчету автомобиля и его агрегатов, в частности, речь идет о системе поддрессоривания, теорию случайных функций, что дало возможность рассматривать уже более реальный профиль дорожной поверхности.

В работах А.А. Силаева подробно рассматривается спектральная теория поддрессоривания транспортных машин и ее применение к решению практических задач плавности хода. Рассматривается плоская система на нескольких опорах при вертикальных и продольно – угловых колебаниях и плоская система при поперечных колебаниях. Предполагается, что автомобиль движется по конкретному типу дорог и с постоянной скоростью. Автор, предполагая известным параметр жесткости подвески, предлагает найти оптимальный параметр демпфирования, исследуя уравнение среднеквадратического отклонения на экстремум. При этом учитываются такие условия как вероятность пробивания подвески, то есть удары в ограничители хода, и вероятность отрыва колеса от грунта. Также с помощью методов фазовых диаграмм и статистической линеаризации рассмотрены системы с линейным упругим элементом и упругими ограничителями хода колес, то есть нелинейные системы поддрессоривания, которые в вопросах плавности хода способны наиболее точно описать поведение автомобиля при воздействии на него различного рода дорожных неровностей.

На основании работ [1] [2] [4] [5] [6] были сформулированы следующие задачи исследования:

- 1) разработать математическое описание движения автобуса по характерному маршруту;
- 2) оценить вибронгруженность элементов крепления носилок и мест размещения раненых;
- 3) разработать предложения по конструкции и параметрам системы поддрессоривания для автобуса.

С учетом рекомендаций вышеуказанных авторов разработаем математическую модель движения санитарного автобуса.

Для построения математической модели движения санитарного автобуса разработана расчетная схема, представленная на рисунке 1.

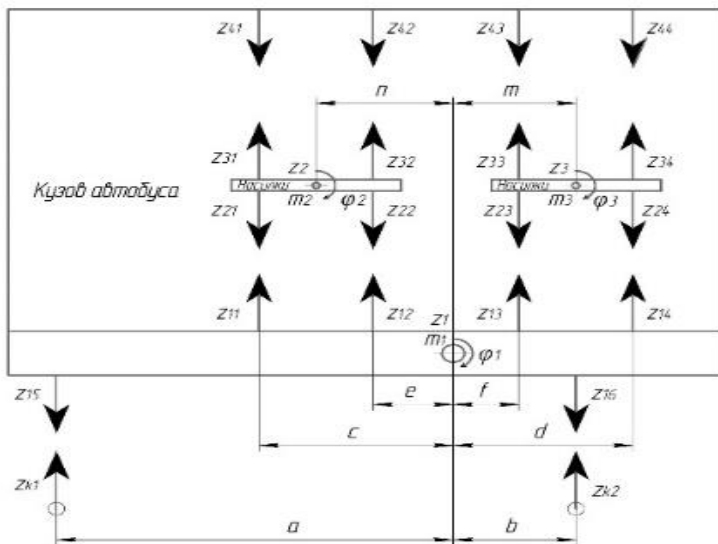


Рисунок 1 – Расчетная схема санитарного автобуса с установленным ТСО

Модель представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные и продольно-угловые колебания поддрессоренных масс динамической модели в результате действия эксплуатационных кинематических и силовых возмущений при движении автобуса по поверхностям с разным профилем неровностей и имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_1 \ddot{z}_1 - [C_1(z_{15} - z_{k1}) + k_1(\dot{z}_{15} - \dot{z}_{k1})] + [C_2(z_{16} - z_{k2}) + k_2(\dot{z}_{16} - \dot{z}_{k2})] - \\ & - [C_3(z_{21} - z_{11}) + k_3(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{11})] - [C_4(z_{22} - z_{12}) + k_4(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{12})] + \\ & + [C_5(z_{23} - z_{13}) + k_5(\dot{z}_{23} - \dot{z}_{13})] - [C_6(z_{24} - z_{14}) + k_6(\dot{z}_{24} - \dot{z}_{14})] + \\ & + [C_7(z_{41} - z_{31}) + k_7(\dot{z}_{41} - \dot{z}_{31})] - [C_8(z_{42} - z_{32}) + k_8(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{32})] + \\ & + [C_9(z_{43} - z_{33}) + k_9(\dot{z}_{43} - \dot{z}_{33})] - [C_{10}(z_{44} - z_{34}) + k_{10}(\dot{z}_{44} - \dot{z}_{34})] = m_1 g; \\ & m_2 \ddot{z}_2 + [C_3(z_{21} - z_{11}) + k_3(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{11})] + [C_4(z_{22} - z_{12}) + k_4(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{12})] + \\ & + [C_5(z_{23} - z_{13}) + k_5(\dot{z}_{23} - \dot{z}_{13})] + [C_6(z_{24} - z_{14}) + k_6(\dot{z}_{24} - \dot{z}_{14})] + \\ & + [C_7(z_{41} - z_{31}) + k_7(\dot{z}_{41} - \dot{z}_{31})] + [C_8(z_{42} - z_{32}) + k_8(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{32})] + \\ & + [C_9(z_{43} - z_{33}) + k_9(\dot{z}_{43} - \dot{z}_{33})] + [C_{10}(z_{44} - z_{34}) + k_{10}(\dot{z}_{44} - \dot{z}_{34})] = m_2 g; \end{aligned} \right.$$

Здесь m_i – i -я подрессоренная масса; $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$ – соответственно вертикальные перемещения, скорости и ускорения i -й подрессоренной массы; C_i – i -я жесткость связи; k_i – i -й коэффициент демпфирования; $a, b, c, d, e, f, h, k, n$ – геометрические параметры элементов; g – ускорение силы тяжести.

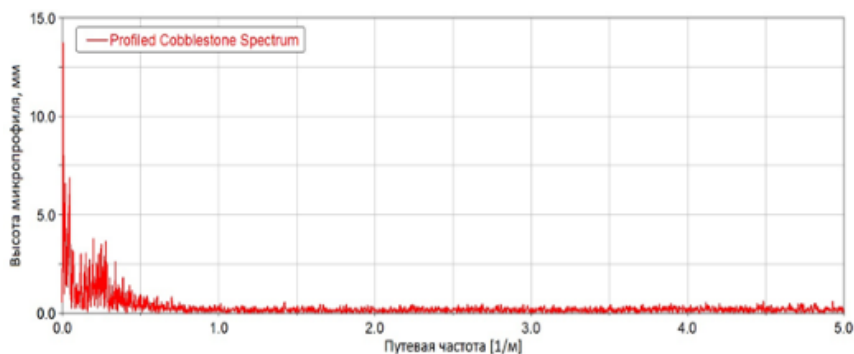


Рисунок 2 – Спектральная плотность микропрофиля опорной поверхности

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Максимальные виброускорения в точках крепления ТСО к кузову автобуса во всех направлениях достигают $0,05 \text{ м/с}^2$.
2. Максимальные виброускорения в точках крепления ТСО к полу автобуса во всех направлениях достигают $0,05 \text{ м/с}^2$.
3. Максимальные виброускорения в точках крепления носилок возникают в поперечной плоскости и составляют $25\text{--}30 \text{ м/с}^2$ ($2,5\text{--}3,0 \text{ g}$), в вертикальной плоскости 25 м/с^2 ($2,5 \text{ g}$) и в горизонтальной $10\text{--}15 \text{ м/с}^2$ ($1,0\text{--}1,5 \text{ g}$).

В ходе исследования получены графики виброускорений, один из которых представлен на рисунке 3.

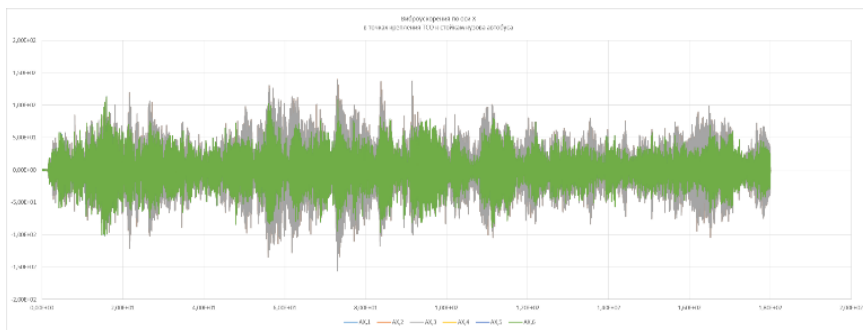


Рисунок 3 – Виброускорения по оси X в точках крепления ТСО к стойкам кузова автобуса

Исходя из полученных результатов, видно, что вибронагрузки превышают допустимые значения. Поэтому необходимо усовершенствовать систему подрессоривания ТСО и разработать рекомендации для подвески автобусов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Силаев А.А., «Спектральная теория подрессоривания транспортных машин» М., «Машиностроение». 1972. – 192 с.
2. Ротенберг, Р.В. Теория подвески автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машгиз, 1951. – 214 с.
3. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
4. Анализ и классификация технических решений виброизоляторов подвески кабины / В.В. Шеховцов, А.В. Победин, О.Д. Косов, К.В. Шеховцов // Проектирование колёсных машин: материалы Всероссийской научно-технической конференции, посвященной 70-летию факультета «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. С. 181–1845. А.с. 1164096 СССР, М.К.И.3 В 60 N 1/02. Активная подвеска сиденья транспортного средства/ Ю.И. Чупраков (СССР) – №3722931; заявл. 06.04.84; опубл. 30.06.85, Бюл. №24. – 5с.: ил.

б. А. с. 1036975 СССР, МКИ F 16 F 11/00. Гидравлический демпфер / И. К. Чирков, С. С. Грибов, И. Ф. Бубнов, М. Б. Липкин; Могилевский ПКТИ СТО АиМ. – № 3432788/25-28; заявл. 06.05.82; опубл. 23.08.83, Бюл. № 31.

Представлено 01.04.2020

УДК 629.03

**ВЕРИФИКАЦИЯ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ЛЕГКОВОГО
ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ НА ОСНОВАНИИ РАСЧЕТА
ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ**
COMPUTER MODEL VERIFICATION FOR PASSENGER
ELECTRIC VEHICLE BASED ON THE TRACTION
AND SPEED PROPERTIES CALCULATION

А.Г. Выгонный, канд. техн. наук, **Александр.Л. Кравченко**,
Алексей.Л. Кравченко,

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь

A.Vigonny, Ph.D. in Engineering, Al-dr Krauchonak,
Al-ei Krauchonak,

State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

На основе анализа параметров легковых электромобилей аналогов и результатов аналитического расчета тягово-скоростных свойств исследуемого легкового электромобиля проведена верификация ее компьютерной динамической модели, разработанной в среде моделирования ADAMS.

Verification of the computer dynamic model based on an analysis of the parameters of the similar passenger electric car and the results of an analytical calculation of the tractive and speed properties of the passenger electric car under research was carried out.

Ключевые слова: электромобиль, динамическая модель, компьютерное моделирование тягово-скоростные свойства, ADAMS.

Key words: electric vehicle, dynamic model, computer simulation, tractive and speed properties, ADAMS.

ВВЕДЕНИЕ

По сравнению с работающим на традиционных видах топлива, электрический транспорт обладает преимуществом в плане экологичности, сравнительной надежности и долговечности, затрат на эксплуатационные расходы. Мировым трендом является применение электрического тягового привода на транспортных средствах малого класса, используемых для пассажирских и грузовых перевозок в городских условиях. В Беларуси также актуально стоит задача разработки отечественного электротранспорта и компонентной базы силового электропривода. Для успешной реализации данных разработок необходимо сформировать соответствующую современную методологию проектирования, основывающуюся на применении эффективных компьютерных методов и средств.

Поэтому, необходимо разработать методическое обеспечение по расчетному определению характеристик электромобилей и его систем на стадии проектирования с применением современных методов численного моделирования.

На начальной стадии разработки электромобиля следует определить некоторые общепринятые показатели (свойства) транспортного средства, такие как маневренность, устойчивость, динамичность и т.д. С этой целью необходимо разработать компьютерную динамическую модель электромобиля, включающую описание характеристик основных систем и агрегатов, провести виртуальные испытания по определенному циклу. При этом для обеспечения достоверности результатов расчетов такая расчетная модель на начальной стадии должна быть верифицирована. В этих целях предлагается использовать имеющиеся в открытом доступе данные по техническим и эксплуатационным характеристикам выпущенных и разрабатываемых электромобилей.

Объектом исследований является легковой электромобиль с колесной формулой 4x2 и технически допустимой общей массой 1140 кг.

ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ АНАЛОГОВ ЛЕГКОВЫХ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

Проведен анализ характеристик легковых электромобилей, разрабатываемых или выпускаемых ведущими мировыми производителями.

Исследуемый сегмент включал автомобили снаряженной массой от 1 до 1,5 тонн. Результаты анализа сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Сводные технические характеристики легковых электромобилей

Модель электро-мобилia	Масса, т	Мощность двигателя Ne, кВт	Емкость батареи, кВт*ч	Макс. скорость V, км/ч	Разгон до 100 км/ч, сек
Chevrolet Spark EV	1.37	104	19	145	7.4
Mitsubishi i-Miev	1.1	49	16	130	15.9
Skoda Citigo iV	1.2	61	36.8	130	12.5
Fiat 500e	1.35	83	24	140	9.1
Smart Eq	1.2	60	17.6	130	12.7
Peugeot iOn	1.2	48	16	130	15.9
BVW i3 2019	1.27	125	44.2	150	7.3
Citroen Berlingo Electric	1.39	49	22.5	110	18.7

Графики зависимостей мощности двигателя, емкости батареи и максимальной скорости от массы электромобилia показаны на рисунке 1.

Анализ показывает, что в современных легковых электромобилiaх массой от 1,0 до 1,5 тонн используют двигатели мощностью от 48 до 125 кВт (от 35 до 98 кВт/т), батареи емкостью от 16 до 44 кВт*ч, а максимальная скорость при этом варьируется от 110 до 150 км/ч.

РАСЧЕТ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ

Расчет тягово-скоростных характеристик для легкового электромобилia проводился по методике [1]. Перечень исходных данных, используемых в расчете, представлен в таблице 2.

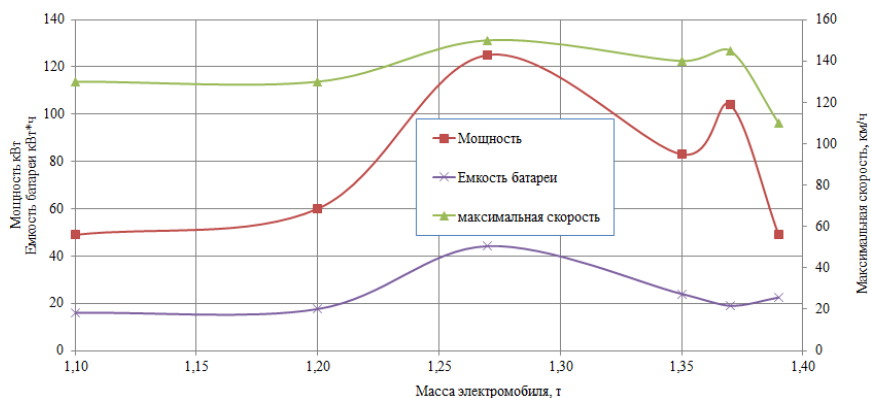


Рисунок 1 – Графики зависимостей мощности двигателя, емкости батареи и максимальной скорости от массы электромобиля

Таблица 2 – Исходные данные автомобиля

Наименование параметра, единицы измерения	Значение
Полная масса, кг	1140
Габаритные размеры, м	3700x1700x1410
Максимальная скорость, км/ч	120
Радиус колеса, м	0,302
Коэффициент сцепления	0,8
КПД трансмиссии	0,97

Определенному выше диапазону удельной мощности рассматриваемых электромобилей соответствует электродвигатель BOSCH SMG180 номинальной мощностью 60 кВт. На рисунке 2 представлена его теоретическая характеристика. Таким образом, проведем расчетную оценку характеристик электромобиля, приводимого в движение данным электродвигателем.

В результате аналитических расчетов по методике [1] получены следующие характеристики: тяговая, мощностная, динамическая, ускорения, а также рассчитаны время и путь при разгоне. Итоговые значения тягового расчета приведены в таблице 3.

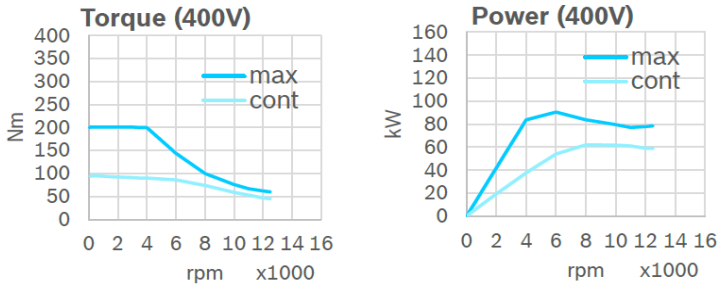


Рисунок 2 – Теоретическая характеристика тягового электродвигателя номинальной мощностью 60 кВт [2]

Таблица 3 – Итоговые значения аналитического тягового расчета

Наименование параметра, единицы измерения	Значение
Максимальное ускорение, м/с ²	2,7
Путь разгона до 100 км/ч, м	205
Время разгона до 100 км/ч, с	13,1

МОДЕЛИРОВАНИЕ В СРЕДЕ ADAMS

Разработка динамической компьютерной модели электромобиля выполнена в среде моделирования Adams Car. Модель учитывает распределение массо-инерционных характеристик, переходные процессы в нелинейных системах (шина, подвеска), имеется возможность автоматизации и оптимизации расчетов.

Массы основных узлов электромобиля имеют следующие значения:

- рама с кузовом и вспомогательными элементами – 913 кг;
- мост передний с подвеской – 74 кг;
- мост задний с подвеской – 32 кг;
- силовая установка – 30 кг;
- рулевое управление (в сборе) – 13 кг;
- колеса (4 шт.) – 80 кг.

Разработанная динамическая модель исследуемого легкового электромобиля приведена на рисунке 3.



Рисунок 3 – Динамическая модель исследуемого легкового электромобиля в программе Adams Car

Для определения времени разгона использован стандартный для Adams Car тест Full-Vehicle Analysis Acceleration [3], в котором были заданы такие параметры как: начальная скорость, положение педали газа, продолжительность маневра.

В результате моделирования получен график зависимости скорости электромобиля от времени. Сравнения полученных скоростных характеристик «разгона» для традиционного аналитического тягового расчета и результатов компьютерного моделирования в Adams Car показаны на рисунке 4 и таблице 4.

Таблица 4 – Сравнение результатов тягового расчета

Время разгона, сек	Скорость, км/ч					
	10	30	50	70	100	120
Аналитический расчет	1,04	3,17	5,39	7,86	13,14	18,86
Моделирование в ADAMS	1,12	3,41	5,82	8,44	14,24	20,7
Разница, %	8	7,7	8	7,4	8,4	9,73

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализированы основные технические характеристики легковых электромобилей допустимой общей массой 1–1,5 т. На первоначальном этапе проектирования эта информация используется для верификации расчетной модели электромобиля аналогичного класса.

Для расчетной оценки тягово-скоростных свойств в программной среде Adams Car разработана компьютерная динамическая модель исследуемого легкового электромобиля допустимой общей массой 1140 кг. Данная модель позволяет проводить полный комплекс вир-

туальных испытаний по оценке показателей устойчивости, управляемости и плавности хода, а также анализ силовой нагруженности узлов и агрегатов электромобиля.

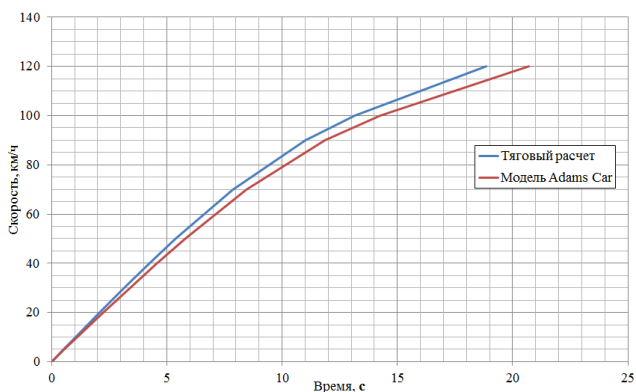


Рисунок 4 – Скоростные характеристики «разгона»

Проведена верификация компьютерной динамической модели по полученным данным оценки показателей скоростной характеристики «разгон». Отличия результатов аналитического расчета и компьютерного моделирования не превышают 10 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руктешель О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля. Учебно-методическое пособие. – Минск: БНТУ, 2015. – 78с
2. Presentazione standard di PowerPoint - 2019_10_30_Denmark_TechDay_Billund_ELMO_Customer.pdf [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://dc-dk.resource.bosch.com/media/dk/documents_6/2019_12/techday/presentations_1/ma_7/2019_10_30_Denmark_TechDay_Billund_ELMO_Customer.pdf – Дата доступа: 11.02.2020.
3. Full-Vehicle Analysis: Acceleration [Электронный ресурс]. – Режим доступа: file:///C:/MSC.Software/Adams/2017/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm#href=adams_car/dialogboxes/dbox_ana_full_acc_sub.html - Дата доступа: 15.04.2020.

Представлено 14.05.2020

ПРИМЕНЕНИЕ HIL - ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ
APPLICATION OF HIL - TECHNOLOGIES FOR MODELING OF MANAGEMENT SYSTEMS OF CARS

А.В. Шмелев, канд. техн. наук, **Д.А. Швец**,
А.Г. Выгонный, канд. техн. наук, **А.Н. Колесникович**,
С.В. Хитриков, **Д.Г. Лопух**, **О.В. Дробышевская**
ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь
A. Shmaliou, Ph.D. in Engineering, D. Shvets,
A. Vygonny, Ph.D. in Engineering, A. Kalesnikovich, S. Khitrikov,
D. Lopukh, O. Drobyshevskaya
State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

В работе рассмотрена актуальность применения HIL-технологий при моделировании систем управления автомобилей в режиме реального времени. Представлен опытный макет системы управления движением грузового автомобиля по заданным дорожным условиям.

The study examined the relevance of the use of HIL-technology in the simulation of car control systems in real time. A prototype model of a truck traffic control system for specified road conditions is presented.

Ключевые слова: HIL – технологии, система управления автомобилем, система реального времени, виртуальное моделирование.

Key words: HIL - technology, car control system, real-time system, virtual test.

ВВЕДЕНИЕ

Технология аппаратно-программного моделирования HIL (Hardware-in-the-Loop) первоначально была методом тестирования контроллеров (авиационных, автомобильных), где объект управления заменяется математической моделью, реализованной на ЭВМ в системе реального времени. Контроллер через интерфейс обменивается сигналами с моделью так, как это происходило бы на реальном техническом объекте.

Современные автомобильные электронные системы и подсистемы становятся все более сложными и многопрофильными. Тенденции внедрения различных электронных помощников водителю, вплоть до возможностей беспилотного вождения, повышения уровня безопасности и др., обусловили необходимость использования большего количества электроники и программного обеспечения. Все это в корне меняет и подходы к разработке и проектированию этих систем. Электронные блоки управления (ECU), которые управляют различными подсистемами автомобиля с помощью встроенного программного обеспечения и заданных алгоритмов работы, имеют множество входов и выходов, что значительно усложняет процесс их натурной доводки из-за многовариантности сценариев развития ситуации.

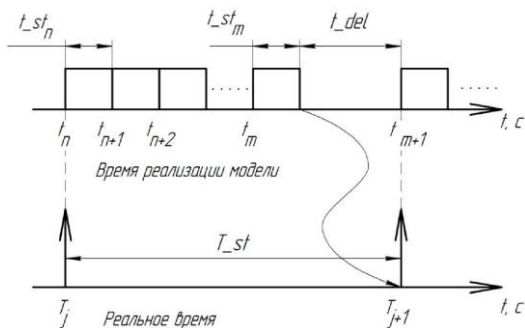
Тестирование автомобильных подсистем на полностью собранном прототипе является дорогостоящим и сопряжено с риском преждевременного выхода из строя макетного образца системы из-за ошибки на раннем этапе доводки проектируемого оборудования (системы). Эти задачи успешно решаются методами HiL-технологий при совместной работе математических моделей объектов управления и реального оборудования путем подключения реальных сигналов от блока управления к виртуальной модели тестируемой системы. Это позволяет проводить доводку системы на ранних этапах и эффективно выявлять потенциальные проблемы.

СИСТЕМЫ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ. ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ HiL-ТЕХНОЛОГИИ

Процесс моделирования в режиме реального времени может быть описан при помощи схемы, представленной на рисунке 1.

Из представленной на рисунке 1 схемы следует, что для обеспечения работы в режиме реального времени при выполнении численного интегрирования модели в течение каждого временного шага должен быть осуществлен расчет определенного количества циклов моделирования (шагов интегрирования) и реализована задержка для синхронизации с реальным временем. Следует заметить, что за один шаг реального времени допустимо выполнение только одного шага моделирования с последующей задержкой.

Система реального времени – это аппаратно-программный комплекс, реагирующий в предсказуемые интервалы времени на непредсказуемый поток внешних событий. Корректность функционирования такой системы определяется не только корректностью выполнения вычислений, но и временем, в которое получен требуемый результат. Если требования по времени не выполняются, то считается, что произошел отказ системы. Системы реального времени подразделяются на системы «жесткого» «мягкого» и «комбинированного» реального времени.



T_j, T_{j+1} – текущие значения реального времени, с; T_{st} – временной шаг, с; $t_n \dots t_{m+1}$ – текущие значения модельного времени, с; $t_{st_n} \dots t_{st_{m+1}}$ – шаги численного интегрирования, с; t_{del} – длительность задержки при выполнении численного интегрирования, с; $n \dots m+1$ – порядковые номера шагов численного интегрирования; $j \dots j+1$ – порядковые номера отсчетов реального времени
Рисунок 1 – Реализация математической модели в режиме реального времени [2]

Системой «жесткого» реального времени называется система, где неспособность обеспечить реакцию на какие-либо события в заданное время является отказом и ведет к невозможности решения поставленной задачи, т.е. системы жесткого реального времени не допускают никаких задержек реакции системы ни при каких условиях.

В большинстве автомобильных систем используется системы «жесткого» реального времени, например, система рулевого управления, система управления двигателем; система торможения; подушки безопасности и др.

Особенность расчетов в режиме жесткого реального времени заключается в том, что разрабатывается математическая модель объекта управления в программной среде, поддерживающей генерацию

C-кода (например, Matlab/Simulink, Labview и т.п), либо преобразование многокомпонентной модели (MBS) для использования в системе реального времени. Схема преобразования многокомпонентной модели в программном комплексе ADAMS в модель для расчета в системе реального времени, приведена на рисунке 2.

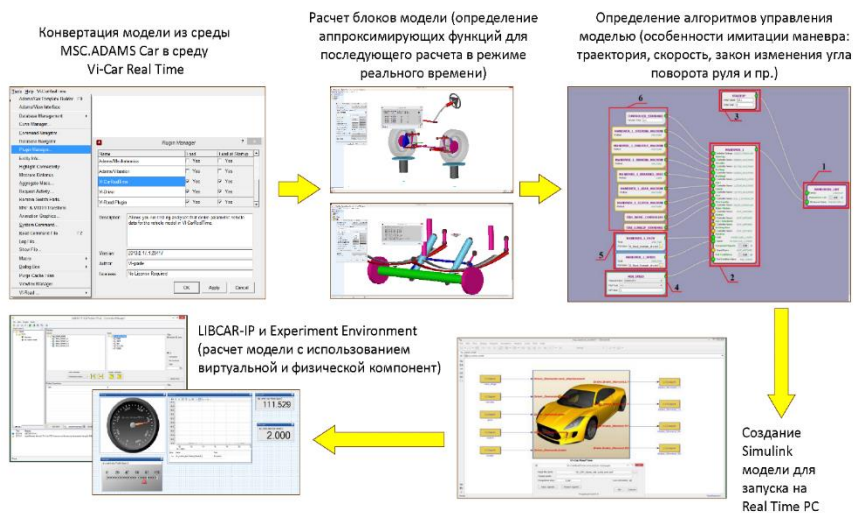


Рисунок 2 – Схема преобразования многокомпонентной модели в модель для расчета в системе реального времени, на примере модели в ADAMS [2]

ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ HIL – ТЕХНОЛОГИЙ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

По мере увеличения количества различных систем управления, применяемых в автомобилях, возрастает потребность применения HIL-технологии для проверки и валидации их функционала в ограниченные сроки. Системы помощи водителю (ADAS, Advanced driver-assistance systems) являются первым этапом в направлении движения к беспилотному управлению автомобилем. Ярким примером использования HIL-технологий является система помощи водителю ADAS с использованием принципа sensor fusion ADAS HIL Test Environment Suite фирмы Altran [1]. В работе [2] приведен пример HIL-системы, воспроизводящей прямолинейное движение автомобиля и состоящей из реального двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и его систем (охлаждение, очистка отработавших газов и т.д.),

виртуальных моделей остальных частей силового агрегата и модели автомобиля.

В Объединенном институте машиностроения в настоящее время изучается мировой опыт и тестируются различные подходы к проектированию систем управления автомобильной техники на основе НІІ-технологий. В этих целях был собран макет системы управления движением грузового автомобиля по заданным дорожным условиям на основе ПК, сенсорных датчиков, имитирующих органы управления водителя (рулевое колесо, педали управления акселератора и тормоза), программ ADAMS, Matlab Simulink и интерфейсного модуля связи USB-1208HS-4AO сенсорных датчиков с программой Matlab Simulink. Схема разработанного макета системы управления движением грузового автомобиля представлена на рисунке 3.

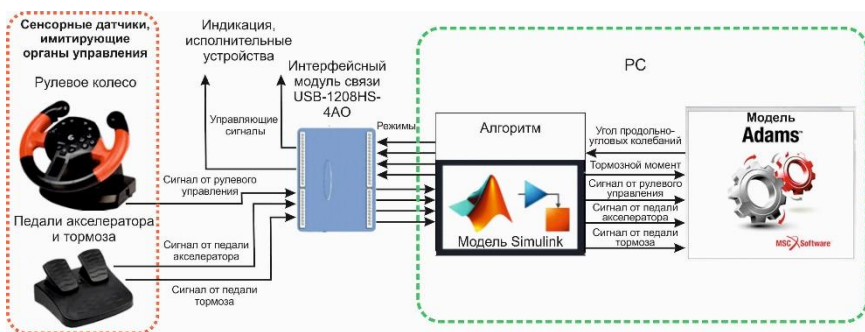


Рисунок 3 – Схема разработанного макета системы управления движением грузового автомобиля

Модель грузового автомобиля с моделью дорожных условий, включающих микро- и макропрофили дорожного полотна разработаны в программе ADAMS. В Matlab Simulink разработана программа приема и преобразования управляющего сигнала от органов управления для передачи в ADAMS в процессе моделирования. Система позволяет провести качественную оценку управляемости и маневренности автомобиля в заданных дорожных условиях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Показана актуальность применения НІІ-технологий при моделировании систем управления автомобилей. Драйвером развития в

этом направлении являются технологии беспилотного управления автомобилями. Системы помощи водителю (ADAS) являются первым этапом в направлении движения к беспилотному управлению автомобилем. В Объединенном институте машиностроения на основе высокопроизводительного ПК, сенсорных датчиков, имитирующих органы управления водителя, программ ADAMS, Matlab Simulink и интерфейсного модуля связи (МСС USB-1208HS-4АО) сенсорных датчиков с программой Matlab Simulink создан опытный макет системы управления движением грузового автомобиля по заданным дорожным условиям, который позволяет провести качественную оценку управляемости и маневренности модели автомобиля в заданных дорожных условиях и демонстрирует потенциальные возможности HiL-технологий при решении задач моделирования систем управления автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Belanger J., Venne P., Paquin J. N. The what, where and why of real-time simulation // Transactions on Power Delivery. 2009. V. 24, N. 2. P. 390–399.
2. Зотов, В.М. Проблемы численного моделирования динамических процессов в реальном времени и возможные пути их решения / В.М. Зотов, Н.М. Зотов, А.В. Федин // Математика. Компьютер. Образование: сборник научных трудов. 2000. Т. 7, ч. 2. С. 597–603.
3. Вашурин, А.С., Тумасов, А.В., Торопов, Е.И., Васильев, А.В. Опыт применения технологий Hardware-in-the-LoopSimulation(HiL) для оценки управляемости легких коммерческих автомобилей, оснащенных электронными системами контроля устойчивости / А.С. Вашурин // Форум MSC 2018: материалы XXI Международной конференции пользователей программных комплексов MSC Software, г. Москва, 24–25 октября 2018 г.
4. Altran and NI Demonstrate ADAS HIL with Sensor Fusion. [Electronic resource]. – 2018. – Mode of access: <http://www.ni.com/white-paper/53961/ru/#toc3>. – Date of access: 19.11.2018.
5. Fathy, H.K. Review of Hardware-in-the-Loop Simulation and Its Prospects in the Automotive Area / H.K.Fathy, Z.S.Filipi, J. Hagena, J.L.Stein. – Proceedings SPIE Int. Soc. Opt. Eng., Vol. 6228, 2006.

Представлено 14.05.2020

УДК 625.748.32

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ДОРОЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

ON THE STUDY OF THE STRENGTH OF ROAD FENCES

А.Л. Кисельков, зам. нач. отдела моделирования и виртуальных испытаний, **С.А. Фандо**, науч. сотр.,

А.О. Шукюров, мл. науч. сотр.,

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь

A. Kiselkov, deputy chief of department of virtual resting and computer simulation, S. Fando, researcher, A. Shukurov, junior researcher, State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

В статье приведен пример компьютерного моделирования (виртуальных испытаний) барьерных ограждений по основным потребительским характеристикам (динамический прогиб и рабочая ширина) на основе ГОСТ 33129-2014 и их валидации в соответствии с результатами натурных испытаний. Представлены основные этапы создания и настройки компьютерной модели, описания граничных и начальных условий проведения виртуальных испытаний на примере столкновения автобуса с барьерным ограждением. Моделирование выполнено в программах ANSYS Workbench и LS-PrePost. Расчеты выполнены в LS-DYNA.

The article gives an example of computer simulation (virtual testing) of barrier fences according to the main consumer characteristics (dynamics deflection and working width) based on GOST 33129-2014 and their validation in accordance with the results of field tests. The main stages of creating and configuring a computer model, describing the boundary and initial conditions for conducting virtual test on the example of a bus collision with a barrier fence are presented. The simulation was performed in the ANSYS Workbench and LS-PrePost programs. Calculations performed in LS-DYNA.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, боковое ограждение, прочностной расчет, напряженно-деформированное состояние, динамический прогиб, ANSYS, LS-DYNA, Ls-PrePost

Key words: computer modeling, virtual testing, finite element method, side railing, strength analysis, stress-strain state, dynamic deflection, ANSYS, LS-DYNA, Ls-PrePost

ВВЕДЕНИЕ

На дорогах общего пользования и мостовых сооружениях в связи с метеорологическими условиями или при допущении ошибки водителем транспортного средства, существует вероятность выезда за пределы дорожного полотна, либо опрокидывания с мостового сооружения. С целью удерживания и ограничения для автомобилей, пешеходов, животных на дорогах общего пользования и мостовых сооружениях устанавливают дорожные ограждения.

На сегодняшний день наиболее эффективным подходом при оценке работоспособности такой сложной конструкции является компьютерное моделирование, которое позволяет на стадии проектирования нового изделия провести ряд виртуальных испытаний эквивалентных натурным, но при этом со значительно меньшими материальными и временными затратами

Соответствие результатов виртуальных испытаний результатам натурных испытаний обусловлено корректным созданием компьютерной модели, применением соответствующих методов моделирования, исходных данных.

АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И ПОРЯДКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПО ГОСТ 33129-2014

Согласно ГОСТ 33129-2014 [1] разрешается использовать расчетные данные, полученные с использованием программных комплексов инженерного анализа преимущественно для процесса контроля, либо, при внесении небольших изменений конструкции, поправок на климатические условия, дорожное полотно и т.д. Допускаемая погрешность в результатах по проверяемым характеристикам от 10 % до 15 %. Результаты признаются достоверными, если изменения геометрических параметров конструкции, материалов элементов, параметров грунта или дорожного покрытия в сумме не превышают 30 % совокупного значения меняющихся характеристик.

ЗАДАНИЕ СЦЕНАРИЯ НАГРУЖЕНИЯ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

Расчеты по определению динамического прогиба и рабочей ширины ограждения проводились путем численного решения нелинейных нестационарных задач механики сплошных сред и дискретных тел в нелинейной постановке.

Моделирование проводилось для ограждения с уровнем удерживающей способности У5, энергия удара составляет 350 кДж. На основании энергии удара была принята полная масса и скорость автобуса 13 т и 77 км/ч соответственно, автобус двигался под углом 20° к продольной оси ограждения [1]. Расчетный режим и схема нагружения соответствуют результатам натурального эксперимента. Схема проведения виртуального эксперимента представлена на рисунке 1.

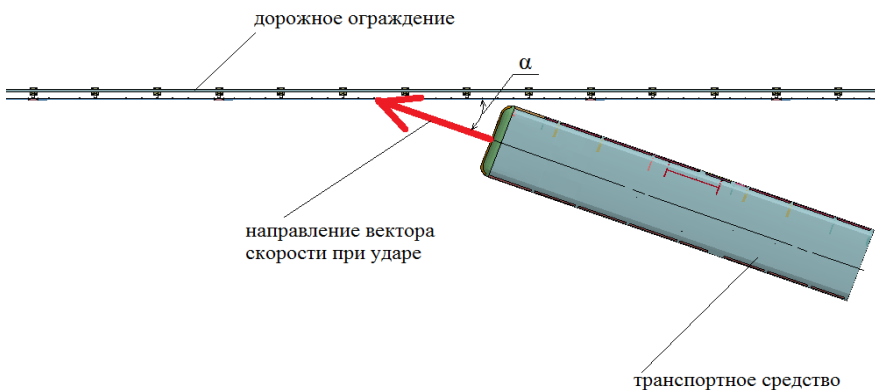


Рисунок 1 – Схема проведения виртуального эксперимента

Между оболочечными частями модели ограждения и моделью автобуса (рисунок 2) вводилось контактное взаимодействие с коэффициентом трения 0,1. В качестве граничных условий для кронштейнов стоек, имеющих отверстия для крепления анкерными болтами, производилось закрепления в пространстве в местах их расположения. Сечения балок на концах ограждения закреплялись по поступательным степеням свободы. В зоне контакта основания с ограждением значение коэффициента трения задавалось равным 0,3.

Перед началом виртуальных испытаний проводился квазистатический расчет положения и состояния конструкций автобуса под действием силы тяжести и преднатяжения в болтовых соединениях.

ЗАДАНИЕ/ИЗМЕНЕНИЕ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ

В качестве модели материала для оболочечных конструкций ограждения из стали 3 был выбран материал модели MAT_024 с явной формой ввода зависимости предел текучести – пластическая деформация.

Учет скорости деформирования материала осуществлялся применением модели материала Купера-Саймондса. Кроме того, для моделирования возможного разрушения конструкций ограждения была введена предельная величина пластической деформации $\epsilon_f = 1,0$, что соответствует величине 60 % относительного сужения поперечного сечения образца материала. Материал болтов, как балок с круглым сечением, представлял собой упругопластичный материал с пределом текучести 400 МПа.

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

Силовые элементы ограждения – балки, стойки, консоли и пр. моделировались оболочечными конечными элементами с формулировкой Бельчико-Цая (формулировка № 2) с 5-ю точками интегрирования по толщине.

Типовой линейный размер сторон оболочечного элемента 10–20 мм. Болтовые элементы рассматривались как балки (с формулировкой №3) с возможностью разрушения и преднатяжением от затяжки гаек. Болты, моделировались обычными балочными элементами с формулировкой Хьюса-Лю.

Расчетная модель ограждения состоит из балок типа СБт-1, толщиной 3 мм, стоек мостовых С-образных СМт-1 140х90х25х5, шаг установки стоек 2 м, консолей-амортизаторов КАт толщиной 5 мм, связей продольных СПт-1, (уголок 70х70х3), крепежных элементов - болты М16 и М24 класса прочности 5.8, гайки, шайбы, анкеры.

Конечно-элементная модель автобуса (рисунок 2) представляет собой совокупность деформируемых и абсолютно жестких частей. Все элементы, контактирующие с ограждением, были заданы как деформируемые. Модель воспроизводит вращение колес, кинематику

подвески и поворот рулевого управления. Автобус опирался колесами на абсолютно жесткую опорную поверхность с контактным взаимодействием между ней и шинами с коэффициентом трения 0,6.

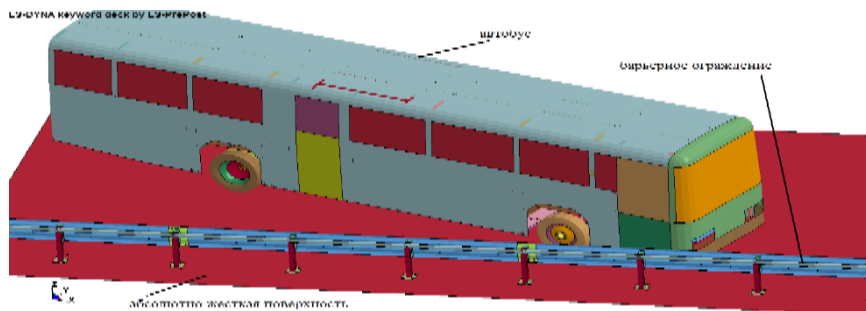


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель автобуса

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ, СРАВНЕНИЕ С НАТУРНЫМИ ИСПЫТАНИЯМИ

Анализ результатов компьютерного моделирования выполняется на основании критериев приемки, которые описаны в ГОСТ 33129-2014 [2].

Задача исследования заключалась в определении величины динамического прогиба ограждения – наибольшего горизонтального смещения элементов ограждения в поперечном направлении относительно оси недеформированного ограждения при наезде транспортного средства на него (рисунок 3).

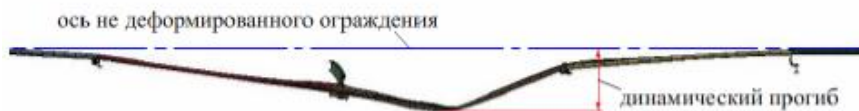


Рисунок 3 – Определение динамического прогиба ограждения

Также оценивалась рабочая ширина – максимальное динамическое смещения кузова автобуса или фрагмента ограждения относительно лицевой поверхности балки недеформируемого ограждения (рисунок 4).

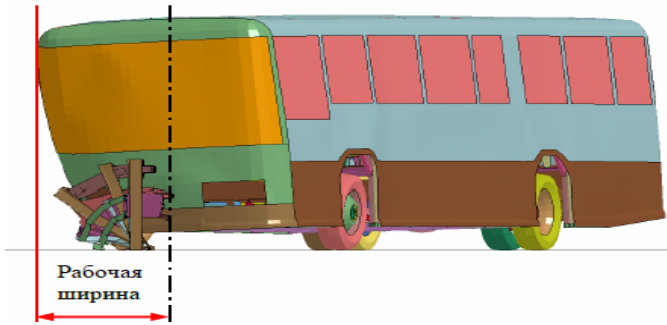


Рисунок 4 – Определение рабочей ширины ограждения

Как видно из сравнительного анализа результатов расчетов с экспериментом, качественная картина процесса, полученного расчетным путем не противоречит физике реального процесса (рисунок 6, 7). Максимальный динамический прогиб по результатам расчетов составил 0,83 м (рисунок 5), а по результатам эксперимента – 0,73 м, относительная погрешность в вычислении динамического прогиба составляет 14 %, что меньше допустимой погрешности, определяемой по ГОСТ 33128-2014 [1].



Рисунок 5 – Зависимость прогибов балки барьерного ограждения от времени

Расхождения между расчетными и экспериментальными значениями величины деформации балки барьерного ограждения в большей степени обусловлены настройками контактных параметров автобуса с моделью барьера и настройками используемых материалов. Таким

образом, можно сделать вывод, что валидация расчетной модели обеспечена.

Рабочая ширина ограждения по расчету составила 1,14 м, что на 37% превышает экспериментальные данные. Данные отличия обусловлены особенностями КЭ модели автобуса и сложностью корректного измерения деформации автобуса во время натурного эксперимента.

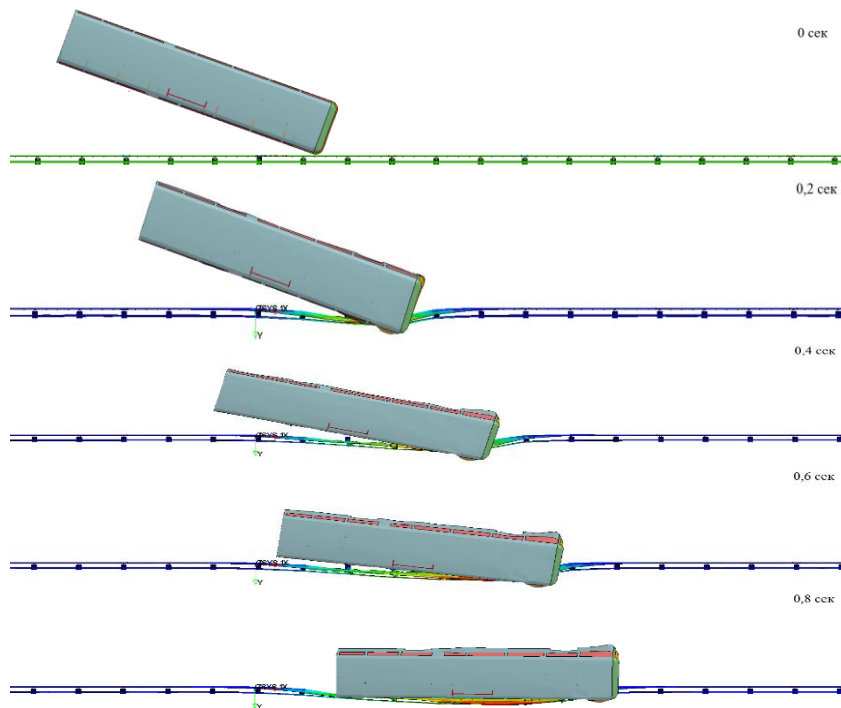


Рисунок 6 – Процесс наезда автобуса на барьерное ограждение

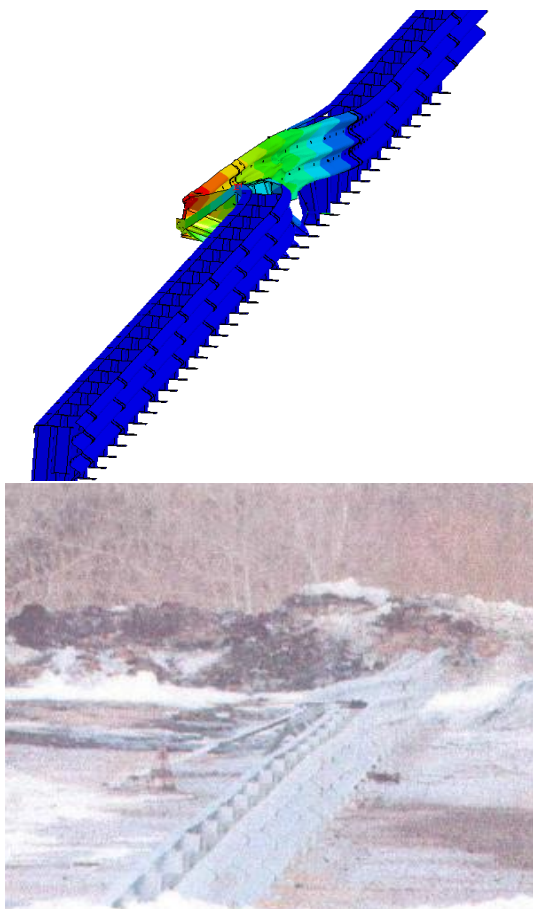


Рисунок 7 - Барьерное ограждение после испытаний в эксперименте и расчете

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведен пример компьютерного моделирования (виртуальные испытания) барьерных ограждений по основным потребительским характеристикам (динамический прогиб и рабочая ширина) на основе ГОСТ 33129-2014. Показаны основные этапы создания и настройки компьютерной модели, проведены виртуальные испытания на примере столкновения автобуса с барьерным ограждением. Проведена валидация результатов компьютерного моделирования по

точности определения величины динамического прогиба. Относительная погрешность расчета значения динамического прогиба составила 14%, что не превышает допустимые величины погрешности, определяемой по ГОСТ 33128-2014 [2]. Таким образом, применение компьютерного моделирования испытаний рекомендуется к применению при проектировании и совершенствовании конструкций барьерных ограждений.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 33129-2014. Дороги автомобильные общего пользования. Ограждения дорожные. Методы контроля.
2. ГОСТ 33128-2014. Дороги автомобильные общего пользования. Ограждения дорожные. Технические требования.
3. John, O. LS-DYNA THEORY MANUAL (2006). — Mode of access: http://www.lstc.com/pdf/ls-dyna_theory_manual_2006.pdf
4. ГОСТ Р 52607-2006 Технические средства организации дорожного движения. Ограждения дорожные удерживающие боковые для автомобилей. Общие технические требования.

Представлено 14.05.2020

УДК 620.3

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМАЦИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ
БАЛОК ПРИ УДАРНОМ НАГРУЖЕНИИ**
EXPERIMENTAL AND CALCULATED STUDIES
OF DEFORMATION OF METAL BEAMS UNDER SHOCK LOAD

А.В. Шмелев, канд. техн. наук, зам. ген. директора;
А.В. Омелиусик, мл. науч. сотр., **В.И.Ивченко**, зам. нач. центра,
С.В. Хитриков, зам. нач. отдела,
ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь
A.Shmeliov, Ph.D. in Engineering, Deputy Director General;
A.Amialiusik, Junior; V.Ivchenko, Deputy Chief of the Center;
S.Hitrikov, Deputy Head of Department,
State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

Проведены экспериментальные исследования деформирования стальных балок при динамическом ударном нагружении по схеме трехточечного изгиба. Выполнено компьютерное моделирование эксперимента в программном комплексе ANSYS LS-DYNA. Даны рекомендации по определению параметров модели упрочнения материалов Купера-Саймондса, обеспечивающие погрешность компьютерного моделирования не более 5 %.

Experimental studies of the deformation of steel beams under dynamic shock loading according to the three-point bending scheme have been carried out. Computer simulation of the experiment was performed in the ANSYS LS-DYNA software package. Recommendations are given on determining the parameters of the Cowper-Symonds materials hardening model, providing a computer simulation error of not more than 5 %.

Ключевые слова: скорость деформации, динамическое нагружение, компьютерное моделирование, модель Купера-Саймондса.

Key words: strain rate, dynamic loading, computer simulation, Cowper-Symonds model.

ВВЕДЕНИЕ

Динамический предел текучести для некоторых материалов до 2,5 раз может превышать статический [1]. Поэтому при выполнении расчетных исследований быстропротекающих динамических процессов необходимо учитывать данные свойства. Это позволит получить более достоверную информацию о поведении изделия по результатам моделирования и определить его необходимые конструктивные параметры.

Область скоростей деформации материалов можно разделить на три основные категории: низкие скорости деформации от 10^{-5} до 10^{-1} с^{-1} , средние скорости деформации от 10^{-1} до 10^2 с^{-1} и высокие скорости деформации от 10^2 до 10^4 с^{-1} . Скорости деформации от 10^{-1} до 10^2 с^{-1} наиболее характерны для столкновений транспортных средств (краш-тестов) [2].

Конструкции и детали, прошедшие определенные виды технологической обработки, создающие высокие остаточные пластические деформации, могут иметь характеристики поведения при динамическом нагружении отличающиеся от характеристик, полученных на стандартных испытательных образцах материала.

Таким образом, актуальна задача определения параметров, описывающих свойства машиностроительных конструкций при динамическом ударном нагружении с целью их применения при расчетах машин.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЯ СТАЛЬНЫХ БАЛОК ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ УДАРНОМ НАГРУЖЕНИИ

С целью проведения натурных динамических ударных испытаний в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси был разработан стенд для испытаний металлических балок при динамическом ударном нагружении. Общий вид установки представлен на рисунке 1.

Испытания проводятся путем динамического воздействия ударного блока на объект испытаний. Стенд реализует трехточечный динамический изгиб металлической балки.

Общая процедура расчетно-экспериментальных исследований динамического упрочнения материалов состоит из следующих этапов:



Рисунок 1 – Общий вид установки

– определение условий проведения эксперимента: массы и высоты подъема груза, расстояния между опорами под образцом, в зависимости от параметров сечения, длины и материала балки. Выполняется по результатам компьютерного моделирования испытаний с использованием предварительных значений параметров характеристик материала (например, материала-аналога);

– проведение натурных испытаний элементов конструкций при динамическом нагружении;

– вычисление фактических параметров характеристик материала с применением компьютерного моделирования испытаний путем корректировки предварительных значений.

Связь между динамическим упрочнением материала и скоростью деформации определяется зависимостью Купера-Саймондса [3]:

$$\sigma_T^д = \sigma_T \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{1/p} \right],$$

где σ_T^d – динамический предел текучести материала, σ_T – статический предел текучести материала, $\dot{\epsilon}$ – скорость деформации материала, C и p – параметры модели материала Купера-Саймондса.

ПРАКТИЧЕСКАЯ АПРОБАЦИЯ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ПРОЦЕДУРЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Определение параметров установки для эксперимента выполнялось с помощью предварительного компьютерного моделирования испытаний в программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS LS-DYNA. В качестве испытуемых образцов выступали стальные балки с сечением 40x40x2 из материала сталь 20 и длиной 1300 мм. При моделировании использовались параметры модели материала Купера-Саймондса для материала-аналога стали 20 – стали 1018, со значениями $C=40 \text{ с}^{-1}$ и $p=5$ [4].

Натурный эксперимент проводился при следующих параметрах установки: рабочий ход ударного блока – 1190 мм, масса ударного блока – 102 кг, расстояние между опорами под образцом – 750 мм.

По результатам натурного эксперимента выполнена итерационная корректировка предварительных параметров модели материала. Итоговые значения параметров модели материала Купера-Саймондса: $C=60 \text{ с}^{-1}$, $p=5$.

На рисунке 2 представлен внешний вид образцов после испытаний.

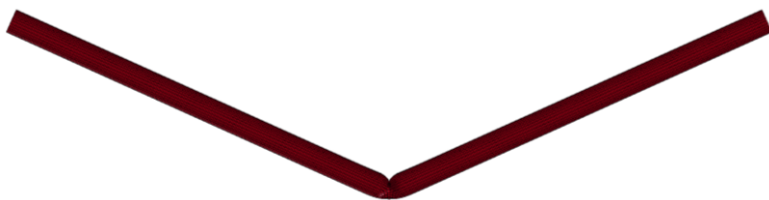
В таблице 1 представлены результаты сопоставления натурного эксперимента и расчета.

Таблица 1 – Сопоставление результатов эксперимента и расчета

Эксперимент		Расчет	Погрешность, %
Образец №	Остаточный прогиб образцов, мм	Остаточный прогиб образцов, мм	
2	167	160	2,4
3	161		
Ср. знач.	164		



а



б

а – эксперимент, б – расчет

Рисунок 2 – Внешний вид образцов после испытаний

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Скорости деформирования материала несущих конструкции транспортных средств в ходе краш-тестов, выполняемых для оценки соответствия требованиям безопасности, составляют $10 - 100 \text{ с}^{-1}$, что приводит к изменению прочностных характеристик материала в процессе нагружения.

С целью определения параметров C и p динамической модели упрочнения материала Купера-Саймондса предложена расчетно-экспериментальная процедура, включающая динамические ударные испытания образцов металлических балок при трехточечном изгибе. Сопоставление результатов расчетов, выполненных с использованием вычисленных параметров модели материала, и натурных испытаний показало удовлетворительную сходимость. Погрешность определения величины вертикального перемещения образца не превысила 5 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волошенко-Климовицкий, Ю. Я. Динамический предел текучести / Ю.Я. Волошенко-Климовицкий. – Москва. – 179 с.

2. Vincze-Pap, S. Applied virtual (VT) technology on bus superstructure roll-over tests / S. Vincze-Pap, A. Csiszár // Design, Fabrication and Economy of Metal Structures. International Conference Proceedings 2013, Miskolc, Hungary, April 24-26, 2013, pp. 551–560

3. John O., LS-DYNA THEORY MANUAL (2006). Available at: www.lstc.com (accessed 10 August 2015).

4. Hernandez, C. A computational determination of the Cowper-Symonds parameters from a single Taylor test / C. Hernandez, A. Maranon, I.A. Ashcroft, J.P. Casas-Rodriguez // Applied Mathematical Modelling. – 2013. – Vol. 37. – Pp. 4698–4708.

Представлено 14.05.2020

УДК 629.113

**МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ ТРАНСМИССИЙ ЛЕГКОВЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ**
METHODOLOGY IMPROVEMENT OF RELIABILITY
OF HYDROPHICIZED TRANSMISSIONS OF PASSENGER CARS

И.Н. Семёнов, магистр-инженер,
Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Беларусь
I. Semenov, Master of Engineering,
Brest State Technical University, Brest, Belarus

Своевременное устранение причин некорректного управления гидрофицированной трансмиссией продлит срок её службы.

Timely elimination of the reasons for the improper control of the hydraulic transmission will extend its service life.

Ключевые слова: диагностирование, гидрофицированная трансмиссия, клапан электромагнитный.

Key words: diagnostics, hydraulic transmission, solenoid valve.

ВВЕДЕНИЕ

Неисправности в работе электромагнитных клапанах-регуляторах, как механические, так и электрические, являются причиной неправильного управления гидравлическими параметрами рабочего тела и впоследствии приводящие к отказам и снижению надежности гидрофицированных трансмиссий (ГТ).

МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ-РЕГУЛЯТОРОВ [1, 2, 3, 4].

Нарушение управляющих воздействий на ГТ являются причиной пробуксовок дисков во фрикционных пакетах муфт или тормозных лент с барабанами и появления «толчков» (ударов) при включении и выключении передач. Причиной таких неисправностей являются: некорректные сигналы, получаемые с датчиков автоматических коробок переключения передач (АКПП) или электронного блока управления (ЭБУ) двигателя, АБС и т.п.; выход из строя ЭБУ АКПП (в частности, его перегрев); износ элементов гидравлического блока управления, в частности электромагнитных клапанов-регуляторов.

При появлении пробуксовок, определяемых по разнице частот вращения турбинного колеса и выходного вала АКПП, ЭБУ увеличивает давление, подаваемое к исполнительным механизмам посредством электромагнитных клапанов-регуляторов. Если при увеличении частоты импульса или силы тока на электроклапан до максимально допустимого значения ЭБУ фиксирует пробуксовку в АКПП, то включается «аварийный» режим, о чем информируется водитель сообщением на панели приборов.

Высокие амплитуды динамических нагрузок и «толчки» при включении или переключении передач, несущие в себе ударные нагрузки на элементы гидрофицированной трансмиссии, никак не воспринимаются ЭБУ. Эти негативные процессы повреждают фрикционные муфты, поршни, фрикционные и стальные кольца, тормозные ленты и планетарные механизмы вплоть до полного разрушения, что является причиной частичного или полного отказа 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 применение импульсного метода получения информации [5, 6].

В момент удара, воспринимаемого в салоне автомобиля, происходит резкое наполнение рабочей жидкостью подпоршневого пространства и увеличение давления в тормозах планетарного ряда, приводящих к скачкообразному изменению частот вращения валов АКПП.

Субъективную информацию, полученную импульсным методом диагностирования ГТ, целесообразно использовать для диагностирования технического состояния АКПП и локализации неисправностей элементов гидравлического блока управления АКПП, а также для корректировок давления, подаваемого в тормозные муфты и к лентам, с целью уменьшения нагрузок на детали ГТ, для увеличения ресурса и повышения плавности хода.

С целью повышения точности информации о техническом состоянии электромагнитных клапанов-регуляторов, полученных при импульсном методе диагностирования, необходимо произвести объективное диагностирование их гидравлических параметров. Для этого разработаем стенд (рис. 1), состоящий из: резервуара с жидкостью для автоматических трансмиссий 1, насоса с редуктором 2, испытуемого электромагнитного клапана-регулятора 3, источника питания с регулировкой силы подаваемого тока 4, нагревательного элемента 5, термометра 6, манометра 7 и амперметра 8.

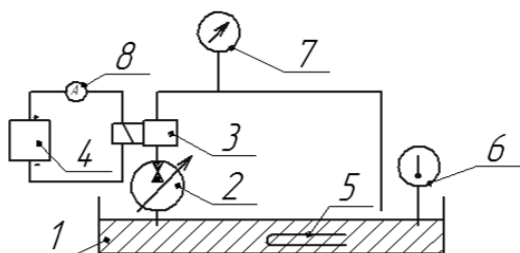


Рисунок 1 – Схема стенда для проверки электромагнитного клапана-регулятора

Разогретая до определенной температуры, жидкость подаётся насосом под необходимым давлением к тестируемому клапану-регу-

лятору. С помощью источника питания регулируем силу тока, подаваемого к электромагниту, и фиксируем показания манометра на выходе с клапана. Сравниваем полученные данные с технической документацией и делаем выводы о пригодности электромагнитного клапана и техническом состоянии ГТ в целом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При помощи данной методики субъективного и объективного диагностирования электромагнитных клапанов-регуляторов, можно получить достоверную информацию об их состоянии и ускорить процесс диагностирования технического состояния АКПП.

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». 2003 г. – 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.

5. Семёнов И.Н., Рынкевич С.А. Повышение надежности гидрофицированных трансмиссий легковых автомобилей // Автомобиле- и тракторостроение: материалы Международной научно-практической конференции, Минск, 24–27 мая 2019 г. / Белорусский национальный технический университет; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск: БНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 48–52.

6. Семёнов И.Н. Импульсный метод диагностирования гидрофицированных трансмиссий легковых автомобилей // Вестник БрГТУ. – 2019. – № 4 (117): Машиностроение. – С. 94–96.

Представлено 27.06.2020

УДК 629.3

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
МЕХАНИЧЕСКИХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ТРАНСМИССИЙ**
DIAGNOSTIC AUTOMATION MECHANICAL
AND HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS

С.А. Рынкевич, д-р. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
S. Rynkevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Для эффективного выполнения транспортной работы мобильными машинами, оснащенными современными автоматизированными гидромеханическими и механическими трансмиссиями, необходимо непрерывно в режиме реального времени осуществлять контроль и мониторинг их технического состояния.

For the efficient performance of transport work by mobile machines equipped with modern automated hydromechanical and mechanical transmissions, it is necessary to continuously monitor their technical condition in real time.

Ключевые слова: автоматизация, диагностирование, трансмиссия.

Key words: automation, diagnostics, transmission.

ВВЕДЕНИЕ

Трансмиссии современных мобильных машин и подвижных объектов, основными элементами которых являются механические и гидромеханические передачи, работают в сложных условиях. При этом звенья и элементы этих механизмов, представляющих собой валные и планетарные коробки передач мобильных машин, постоянно подвергаются знакопеременным нагрузкам. Для эффективного выполнения мобильными машинами транспортной работы и обеспечения их работоспособности необходимо непрерывно в режиме реального времени отслеживать техническое состояние этих сложных передач.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДИАГНОСТИКИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ [1-3].

В процессе выполнения научно-исследовательских работ в рамках ГПНИ «Механика, металлургия диагностика в машиностроении», которые выполнялись в 2016-2020, были разработаны методы контроля и мониторинга механических и гидромеханических передач со сложным движением звеньев для машин мобильного применения, оснащенных бортовыми системами управления.

Механические и гидромеханические трансмиссии современных мобильных машин являются гидрофицированными, что обеспечивает их автоматизацию посредством средств бортовой микроэлектроники. Это позволяет улучшить тягово-скоростные свойства автотранспортных средств (АТС), повысить их проходимость, увеличить срок службы трансмиссии, а также повысить безопасность движения и облегчить условия труда водителя или оператора [1].

Современная мобильная техника, которая эксплуатируется на горно-обогатительных предприятиях РФ и Беларуси (карьерные автосамосвалы, шахтные землевозы, строительно-дорожные машины), в основном оснащена мехатронными бортовыми системами диагностики, мониторинга и контроля. Это позволяет оперативно в режиме реального времени оценивать техническое состояние двигателя, трансмиссии и других механизмов мобильной машины [2, 4].

Основная проблема автоматизации управления и диагностирования гидрофицированных трансмиссий современных мобильных машин связана с многообразием и огромной сложностью происходящих при эксплуатации процессов. Для решения этой проблемы используются новые технологии и методы, основанные на других подходах, отличных от тех, которые опираются на принципы классической теории автоматического управления. Использование современных технологий позволяет выйти на новый уровень проектирования автоматических устройств – уровень создания автоматизированных мехатронных бортовых комплексов (АМБК). Создание АМБК позволяет решить ряд задач упомянутой выше проблемы. Во-первых, появляется возможность создания систем управления / диагностики, использующих большое количество информации различной физической природы. Во-вторых, возникают условия для синтеза и реализации гибких алгоритмов, позволяющих системам приспосабливаться к изменению различных ситуаций при эксплуатации машин. В-третьих, упрощается

конструкция автоматических систем и снижается стоимость создаваемых изделий. В-четвертых, появляются возможности реализации программ управления / диагностики в режиме реального времени. В-пятых, АТС, оснащенные такими системами, становятся безопасными и надежными [5]. В-шестых, они наделяются интеллектуальными качествами, приобретая способность к обучению (самообучению) [6]. Это выражается в расширении и пополнении базы знаний этих систем в процессе эксплуатации АТС; накоплению и осмыслению информации; запоминанию и распознаванию различных ситуаций, в том числе проявлений неисправностей, причин и условий их возникновения. АМБК эффективно можно использовать в интеллектуальных транспортных системах при совершенствовании и автоматизации процессов международных автомобильных перевозок [6, 7].

В соответствии с поставленными задачами НИР были разработаны:

- принципы и методики мониторинга механических и гидромеханических передач со сложным движением звеньев для мобильных машин, оснащенных бортовыми системами управления;

- новые методы активного мониторинга трансмиссий мобильных машин в режиме реального времени;

- компьютерные модели для системы мониторинга трансмиссий мобильных машин и алгоритмы, реализующие методы контроля механических и гидромеханических передач со сложным движением звеньев.

- методика прогнозирования основных показателей, определяющих ресурс трансмиссий машин мобильного применения.

Дана технико-экономическая оценка эффективности разработанных методов активного мониторинга и контроля трансмиссий мобильных машин и разработаны рекомендации по рациональным областям применения этих методов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты НИР воплощены в создание гаммы технических устройств с алгоритмами мониторинга и контроля технического состояния мобильных и технологических машин. Разработаны практические рекомендации и техническая документация для их промышленного применения с последующим внедрением на отечественных предприятиях автомобилестроения.

Таким образом, применение современных автоматических бортовых систем диагностики на карьерной технике, оснащенной гидрофицированными трансмиссиями, способствует повышению производительности, снижает материальные затраты, связанные с непредвиденными ремонтами и необоснованными простоями техники по причине отказов, обеспечивает работоспособность и повышает ресурс мобильных машин и их механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рынкевич, С.А. Основы управления и диагностирования авто-транспортных средств с применением бортовой микроэлектроники / С.А. Рынкевич // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». Выпуск 12. – 2017. – № 2 (45) – С. 77–84.

2. Рынкевич, С.А. Оценка технического состояния гидромеханической трансмиссии карьерного автосамосвала в условиях эксплуатации / С.А. Рынкевич // Материалы I Междун.-практ. конф. «Актуальные проблемы научного знания. Новые технологии ТЭК-2017». – Тюмень: ТИУ. – 2017. – С. 198–202.

3. Семёнов, И.Н. Повышение надежности гидрофицированных трансмиссий легковых автомобилей / И.Н. Семёнов, С.А. Рынкевич // Автомобиле- и тракторостроение : материалы Международной научно-практической конференции, Минск, 24–27 мая 2019 г. / Белорусский национальный технический университет ; редкол.: отв. ред. Д.В. Капский [и др.]. – Минск : БНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 48–52.

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.

5. Лукьянчук А.Д., Капский Д.В. Безопасность транспортных средств. Учеб. пособие. Мн., БНТУ, 2016, 264 с.

6. Перспективы проектирования интеллектуальной транспортной системы (на примере Республики Беларусь) / Рынкевич С.А., Семенов И.Н. // Организация и безопасность дорожного движения. Материалы XII национальной научно-практической конференции с международным участием. – Т. 1. ТИУ, Тюмень. – с. 348–355.

7. Седюкевич В.Н. Автомобильные перевозки: учебное пособие / В.Н. Седюкевич, Д.В. Капский, С.А. Рынкевич. – Мн.: РИПО, 2020. – 323 с.

Представлено 23.06.2020

УДК 629.1

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ**
MODELING THE MODES OF PASSENGER CAR

С.А. Сидоров, канд. техн. наук, доц., **А.С. Вольвачёв**
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
S. Sidarau, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Artsemi Valvachou,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

С использованием пакета компьютерного моделирования разработана модель для исследования скоростных и тормозных режимов движения переднеприводного легкового автомобиля. Проведена оценка адекватности модели.

Using a computer simulation package, a model has been developed to investigate the speed and braking modes of a front-drive passenger car. The adequacy of the model has been assessed.

Ключевые слова: автомобиль, модель, адекватность.

Key words: car, model, adequacy.

ВВЕДЕНИЕ

Современный автомобиль является достаточно сложным техническим объектом и состоит из различных систем и агрегатов. Компьютерное моделирование позволяет еще на стадии проектирования прогнозировать эксплуатационные свойства автомобиля.

КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Современные средства компьютерного моделирования обладают различной степенью сложности и возможностями. Разработка адекватной модели представляет собой достаточно сложную задачу, требующую знания и четкого понимания процессов, протекающих в моделируемом объекте.

Модель переднеприводного легкового автомобиля для определения его скоростных и тормозных свойств, представленная на рисунке 1, была разработана в пакете LMS Imagine.Lab AMESim, обладающим обширной библиотекой встроенных компонентов, представляющих модели узлов и агрегатов машин [1].

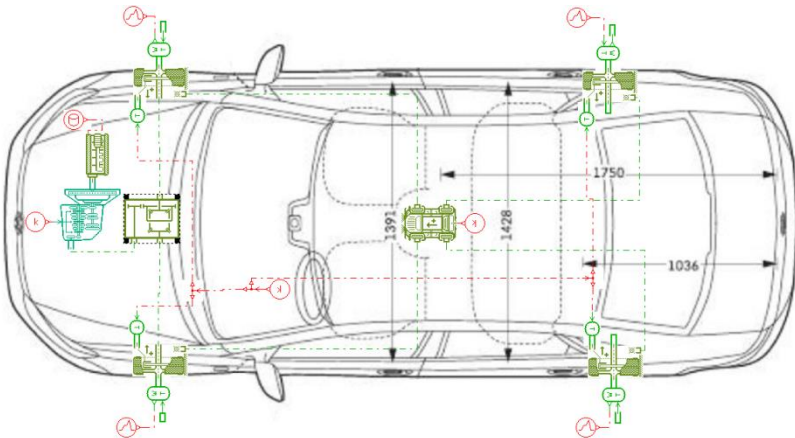


Рисунок 1 – Схема модели переднеприводного легкового автомобиля

Разработанная модель включает подмодели двигателя внутреннего сгорания, сцепления, механической коробки передач, межколесного дифференциала, шин в контакте с опорной поверхностью, нагрузки на каждое колесо от веса автомобиля.

Подмодель двигателя внутреннего сгорания проста и представляет собой источник крутящего момента, изменение которого может быть задано в табличной форме.

С использованием стандартных элементов библиотек Powertrain и IFPDrive были достаточно подробно смоделированы фрикционное сцепление, механическая ступенчатая коробка передач и межколесный дифференциал. Внутренние параметры элементов подмоделей

учитывают кинематические передаточные отношения, инерционные, упругие и диссипативные характеристики.

Также была использована подмодель шины в контакте с дорогой, входящая в ту же библиотеку, учитывающая инерцию колеса, вертикальную нагрузку от веса колесной машины, изменяющуюся при изменении угла подъема/спуска, а также позволяющая отдельно учитывать момент сопротивления и тормозной момент.

Для оценки адекватности разработанной модели проводилось сопоставление результатов моделирования с результатами экспериментального определения таких же режимов движения легкового автомобиля (рисунок 2). Экспериментальное определение скоростных и тормозных характеристик автомобиля осуществлялось с использованием бесконтактного оптического датчика CORREVIT L-350 Aqua комплекса CORRSYS DATRON.



Рисунок 2 – Объект исследования

Графики результатов моделирования и экспериментального определения скоростной характеристики «Разгон» и торможения автомобиля представлен на рисунках 3 и 4 (экспериментальные зависимости показаны сплошной линией, полученные моделированием – штриховой).

Также для оценивания адекватности модели проводилась статистическая обработка результатов моделирования и эксперимента с использованием критерия Кохрена. Погрешность моделирования не превысила 7 %.

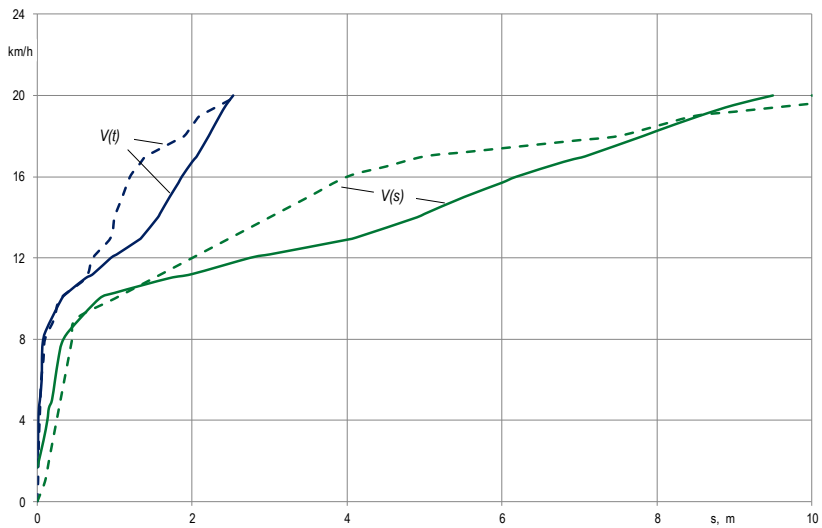


Рисунок 3 – Графики скоростной характеристики “Разгон”

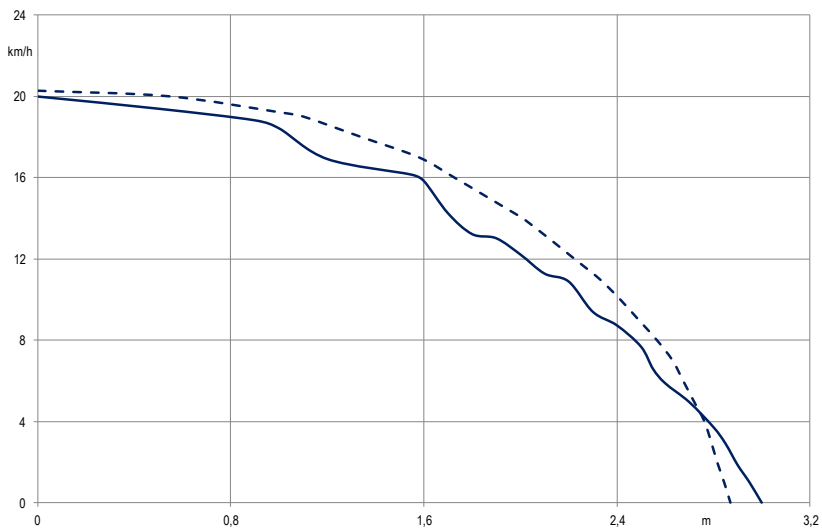


Рисунок 4 – Графики режима торможения автомобиля

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, разработанная модель может использоваться для оценки скоростных и тормозных свойств автомобиля на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Simcenter Amesim [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/simcenter/simcenter-amesim.html>. – Дата доступа: 03.05.2020.

2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

Представлено 04.05.2020

УДК 629.114.2

ПРИМЕНЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ НА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЯХ THE USE OF AUTOMATED GEARBOXES ON TRUCKS

Г.А. Дыко, канд. техн. наук, доц., **Т.А. Опейкина**,
Белорусский национальный технический университет,
г.Минск, Беларусь

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

Одна из наиболее актуальных проблем современного автомобилестроения — упрощение и облегчение управления автомобилем. Применение автоматизированных коробок передач позволяет обеспечить высокую комфортабельность, наиболее удобное, простое и легкое управление автомобилем.

One of the most pressing problems of modern automobile construction is the simplification and facilitation of driving. The use of automated gearboxes allows for high comfort, the most convenient, simple and easy driving.

Ключевые слова: автомобиль, коробка передач, автоматизация.
Key words: car, transmission, automation.

ВВЕДЕНИЕ

Автоматизированные коробки передач на грузовых автомобилях применяются достаточно давно. За основу берется обычная механическая коробка передач, которая оснащается приводом с программным управлением.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрим примеры таких коробок передач (КП) известных мировых производителей. Фирма Scania применяет КП для своих моделей грузовых автомобилей с 12 ступенями. В основной коробке — три передачи, двухступенчатый редуктор-делитель перед ней и понижающий планетарный демультипликатор — сзади. В отличие от других производителей Scania делает свою автоматизированную КП добавлением к обычной коробке электронно-пневматического блока управления.

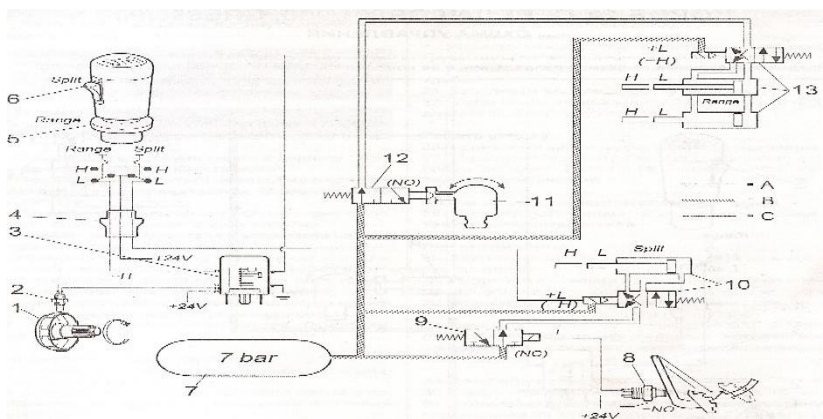


Рисунок 1 – Схема управления КП Scania [1]

КП I-Shift фирмы Volvo, несмотря на схожесть в своей основе с подобными механическими трансмиссиями других фирм, отличается оригинальным автоматизированным приводом переключения передач. Его конструкция компактна и имеет малую массу. Корпус КП

выполнен из алюминиевого сплава. Коробка имеет 12 передач переднего хода и четыре – заднего. Также автоматизировано управление сцеплением. От рычага коробки сигнал идет к блоку управления (БУ), расположенному в верхней части КП. БУ с учетом скорости автомобиля управляет клапанами, подающими воздух в исполнительные пневмоцилиндры, которые через вилки переключают передачи. Система управления КП позволяет водителю переключать передачи самостоятельно. В КП синхронизаторы заменены муфтами, что позволило сделать узел компактнее и легче. Работа КП и двигателя согласуется с помощью электроники. При переключении передач «вверх» моторный тормоз быстро снижает обороты двигателя до уровня, необходимого для включения следующей передачи. При переключении передач «вниз» двигатель разгоняется. При этом учитывается масса автомобиля и условия эксплуатации (скорость, дорога и др.). Сцепление при переключениях передач также управляется автоматизировано [1].

Коробки передач ZF-AS Tronic – это сочетание ступенчатой КП с кулачковыми муфтами и электронно-пневматическим управлением и автоматизированного сцепления без педали [2]. Процесс переключения передач выполняется системой управления. Водитель может управлять трансмиссией вручную. В автоматизированном режиме переключение передач производится электронным управлением. На дисплее бортового компьютера отображаются все необходимые параметры и действия системы, например, нейтральное положение, переключение передач, перегрузка сцепления и диагностическая информация.

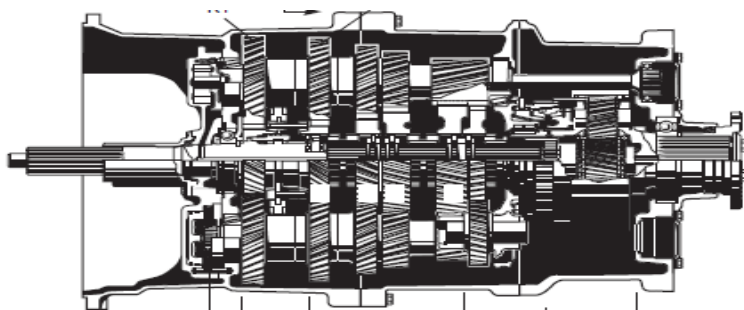


Рисунок 2 – Коробка передач ZF-AS Tronic и её компоненты [3]

Все КП серии ZF-AS Tronic состоят из 4х-ступенчатой основной коробки при 16-ступенчатом исполнении КП (или трехступенчатой основной КП при 12-ступенчатом исполнении), делителя и планетарного заднего демультипликатора. Основная КП выполнена с кулачковыми муфтами. Синхронизация производится через управление двигателем и тормозом-ретардером. Существуют две модификации КП ZF-AS Tronic с одним промежуточным валом и с двумя валами. КП с двумя промвалами – компактны, имеют уменьшенную массу, а ее детали меньше нагружаются при работе.

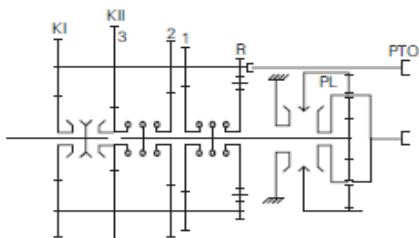


Рисунок 3 – Схема силового потока в коробке передач ZF-AS Tronic с двумя промвалами

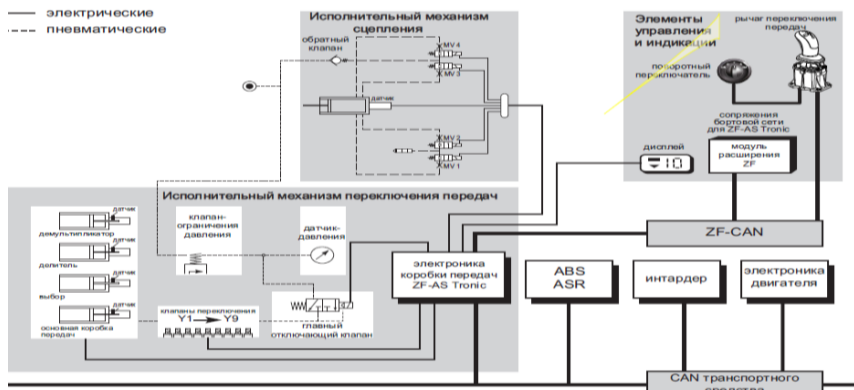


Рисунок 4 – Схема управления коробке передач ZF-AS Tronic [3]

Исполнительный механизм КП компактно встроен в картер коробки и имеет необходимые функции для управления коробкой и сцеплением. Он включает механическую, электрическую, пневмати-

ческую части и электронный блок. Электропневмоклапаны управляют пневмоцилиндрами переключения передач и ретардером. С помощью датчиков фиксируется фактическое положение пневмоцилиндров, частота вращения первичного вала КП, температура масла, давление подаваемого воздуха.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Автоматизированные коробки передач надежны, повышают эффективность эксплуатации автомобиля, снижают утомляемость водителя за счет автоматизации переключения передач и обеспечивают более высокий уровень активной безопасности автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тенденции развития исполнительных механизмов в управлении автоматизированными механическими коробками передач/А. Г. Баханович, О. С. Руктешель, В. А. Кусяк, Д. С. Белабенко и др. // «Новости науки и технологий» № 1 (36) 2016. – 19 с.
2. Современный автоматизированные системы управления фрикционными сцеплениями грузовых автомобилей и автопоездов/А.Г. Баханович, О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, Ле Ван Нгиа // «Новости науки и технологий» № 2 (45) 2018–59 с.
3. ZF AS Tronic и ZF AS Tronic mid: техническое руководство по установке, работе и вводу в эксплуатацию / ZF tech. information, Sheet-No. 1328 765901f21. — ZF Friedrichshafen AG, Germany, 2005.

Представлено 27.05.2020

УДК 629.03

**ВЛИЯНИЯ МАССЫ АВТОМОБИЛЯ НА КОЭФФИЦИЕНТ
ДИНАМИЧНОСТИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ТРОГАНИИ
С МЕСТА С РАЗЛИЧНЫМИ ТЕМПАМИ УПРАВЛЕНИЯ
ФРИКЦИОННЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ**
INFLUENCE OF VEHICLE WEIGHT ON THE TRANSMISSION
DYNAMIC COEFFICIENT WHEN START-UP WITH DIFFERENT
FRICTION CLUTCH CONTROL RATES

Ле Ван Нгиа, канд. техн. наук,

Ханойский Университет техники и науки, г. Ханой, Вьетнам
Le Van Nghia, PhD of Department of Automotive Engineering, School of
Transportation Engineering, Hanoi University of Science and Technology,
Hanoi, Vietnam

В работе приводится расчетная динамическая схема трансмиссии грузового автомобиля, а также моделирование силовых агрегатов на базе платформы AMESim для анализа переходных процессов при трогании автомобиля с места. Дается анализ влияния массы автомобиля на коэффициент динамичности при трогании с места с различными темпами управления фрикционным сцеплением.

The paper presents the dynamic scheme of the truck's transmission, as well as the powertrain modeling based on the AMESim platform for the analysis of transients when starting up. The analysis of the influence of the truck mass on the dynamic transmission coefficient when starting up with different rates of friction clutch control is given.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, коэффициент динамичности трансмиссии, моделирование силовых агрегатов, AMESim.

Keywords: truck, dynamic transmission coefficient, powertrain simulation, AMESim.

ВВЕДЕНИЕ

Коэффициент динамичности трнасмиссии является показателем качества переходного процесса при трогании грузового автомобиля с места, т.к. от него зависят долговечность деталей трансмиссии и комфортность управления автомобилем. Для уменьшения коэффициента динамичности требуется подобрать подходящий темп управ-

ления фрикционным сцеплением при различных условия эксплуатации грузового автомобиля. В данной работе приведен анализ влияния массы автомобиля на коэффициент динамичности трансмиссии при трогании с различными темпами управления фрикционным сцеплением. Анализ выполнен на основании результатов моделирования силовых агрегатов грузового автомобиля в AMESim.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Объектом исследования является силовой агрегат грузового автомобиля КамАЗ-5320 полной массой 20 т, включающего дизельный двигатель КамАЗ-740.01, сухое фрикционное сцепление (СЦ) и механическую 10-ступенчатую коробку передач КамАЗ-14 с двухступенчатым повышающим делителем [1, с. 276]. При моделировании механической части мехатронной системы управления силовым агрегатом в программном пакете AMESim используется традиционный метод парциальных систем. На основании принципиальной кинематической схемы силового агрегата [1, с 203] исследуемого объекта была составлена 5-и массовая упрощенная динамическая система, расчетная схема которой изображена на рисунке 1.

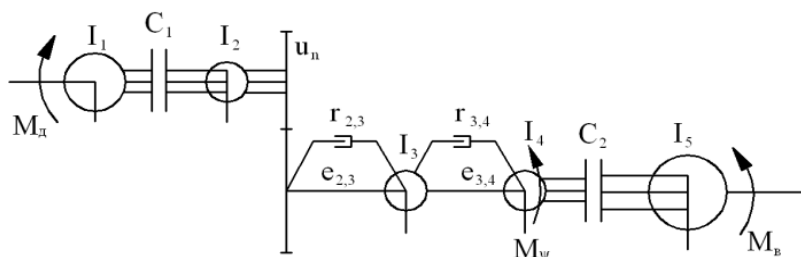


Рисунок 1 – Расчетная схема упрощенной динамической системы грузового автомобиля полной массой 20 т при трогании с места

Численные значения параметров представленной динамической системы при полной массе автомобиля приведены в таблице 1.

Дизельный двигатель КамАЗ-740.10 моделируется в программном пакете AMESim по представленной на рисунке 2 внешней скоростной характеристике [2].

Для простоты и удобства в дальнейшем использовании, субмодель дизельного двигателя (см. рисунок 3.7) в AMESim представлена

в виде отдельного блока (блок ICE в общей модели) с входными (порты 2 и 3) и выходным (порт 1) портами в модели силового агрегата грузового автомобиля.

Таблица 1. – Параметры упрощённой динамической модели

$I_1, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$I_2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$I_3, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$I_4, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$I_5, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
2,5	0,26	3,18	0,08	373,7
$e_{2,3}, \text{рад}/\text{Н}\cdot\text{м}$	$e_{3,4}, \text{рад}/\text{Н}\cdot\text{м}$	$r_{2,3}, \text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$	$r_{3,4}, \text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$	
$6,74\cdot 10^{-5}$	$1,58\cdot 10^{-5}$	13,83	73,92	

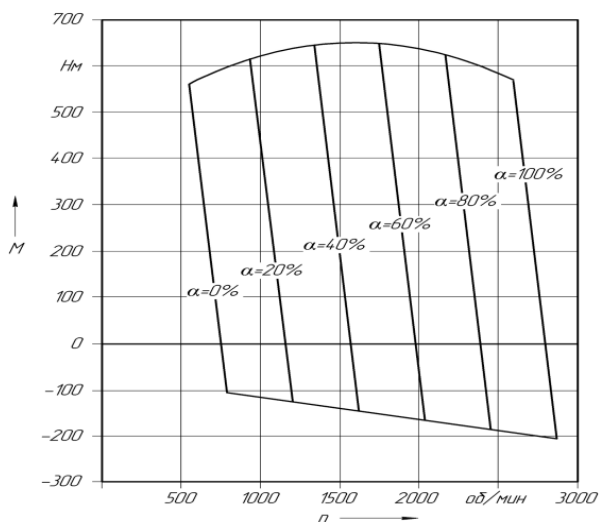


Рисунок 2 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя КамАЗ-740.10

На основании расчетной динамической модели, ее параметров и субмодели дизельного двигателя разработана субмодель механической части силового агрегата грузового автомобиля, представленная на рисунке 3 [3].

Значения коэффициента динамичности (k_d) получены от результатов моделирования процессов трогания с места грузового автомобиля с разной массой (m_a) при различных темпах управления фрикционным сцеплением ($T, \text{с}^{-1}$) и приведены в таблице 2.

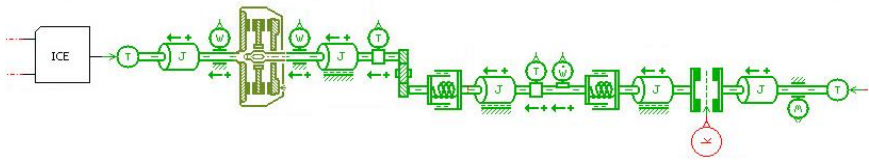


Рисунок 3 – Модель силового агрегата грузового автомобиля в AMESim

Таблица 2. – Значения коэффициента динамичности при трогании автомобиля

$T \backslash m_a$	11т	12т	13т	14т	15т	16т	17т	18т	19т	20т
$0,5 \text{ с}^{-1}$	0,92	0,96	1,00	1,06	1,10	1,14	1,15	1,17	1,19	1,23
$1,0 \text{ с}^{-1}$	1,23	1,32	1,39	1,46	1,51	1,53	1,54	1,56	1,59	1,62
$1,5 \text{ с}^{-1}$	1,56	1,65	1,68	1,70	1,73	1,74	1,76	1,77	1,77	1,78
2 с^{-1}	1,61	1,65	1,69	1,71	1,73	1,74	1,76	1,77	1,77	1,92

Наблюдается рост коэффициента динамичности по росту массы автомобиля и по росту темпа управления фрикционным сцеплением. Полученны результаты могут применяться для автоматизации работы фрикционного сцепления при трогании грузового автомобиля с места.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенная модель силового агрегата грузового автомобиля в AMESim позволяет проанализировать переходные процессы при трогании с места. Получены результаты применяются для выбор оптимального темпа управления фрикционным сцеплением при автоматизации его работы.

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. Le, Van Nghia The research on threshold values determination of one-parameter feedback in the automated friction clutch control circuit for truck start-up process / Le Van Nghia, V. A. Kussyak, T. H. Nguyen // paper from the 10th National Conference on Mechanical Engineering,

8–9 December, Le Quy Don Technical University and Vietnam Association of Mechanic, Hanoi, Vietnam. – Hanoi: LQDTU, 2017. – 25–32 p.

3. Imagine.Lab AMESim: User manual version 15 // LMS Company Ltd, Germany, 2019. – P. 267.

Представлено 12.03.2020

УДК 629.113

**ИССЛЕДОВАНИЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЯ С ПАССИВНОЙ
И АКТИВНОЙ ПОДВЕСКАМИ ПРИ ДВИЖЕНИИ
ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ**

**INVESTIGATIONS OF COURSE STABILITY OF A PHYSICAL CAR
MODEL WITH PASSIVE AND ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS
WHILE IT MOVING ON UNEVEN ROAD SURFACE**

В.М. Поляков, канд. техн. наук, доц., **Г.А. Филиппова**, канд. техн. наук, доц., **А.А. Разбойников**, асс. **Д.К. Гирман**, асп.,
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина
V. Poliakov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
G. Filipova, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
A. Razboynikov, Assistant, D. Hirman, postgraduate student,
National Transport University, Kyiv, Ukraine

Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований курсовой устойчивости движения физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками ее колес по неровной дороге.

The results of theoretical and experimental investigations of course stability of a physical car model with passive and active suspension systems while it moving on uneven road surface are presented.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, неровная дорога, шина, рулевое управление, активная подвеска.

Keywords: course stability, uneven road, tire, steering system, active suspension system.

ВВЕДЕНИЕ

Движение автомобиля по ровной дороге с высоким качеством покрытия безусловно является наиболее рациональным с точки зрения значений показателей его эксплуатационных свойств. Однако, в реальных условиях дорожное покрытие со временем разрушается, а на некоторых участках оно попросту может отсутствовать. Вместе с тем, движение автомобиля по неровной дороге сопровождается динамическими нагрузками, которые действуют в контакте шины с дорогой и через обод, диск и ступицу передаются на систему рулевого управления автомобиля, его подвеску и несущую систему. Указанное

может привести к изменению курса автомобиля и его поперечного отклонения от заданной траектории движения.

ИССЛЕДОВАНИЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

Объектом исследований является физическая модель автомобиля, которая помимо всего прочего имеет эластичные шины, амортизаторы, стабилизаторы поперечной устойчивости и др. Разработано и создано исполнительное устройство активной подвески физической модели автомобиля, конструкция которого защищена патентом [1]. Также разработан алгоритм работы активной подвески. Критерием качества работы такой подвески выбрано минимальное отклонение управляемых колес от заданного положения.

Теоретические исследования движения физической модели автомобиля проведены на основе предложенной в работе [2] математической модели. Параметры физической модели, которые являются исходными данными для расчета, определялись экспериментальным путём (характеристики эластичного колеса [3], системы рулевого управления и подвесок). Для этого был разработан и создан измерительный комплекс (рисунок 1).



Рисунок 1 – Экспериментальное оборудование для определения параметров системы рулевого управления и подвесок физической модели автомобиля

Для проведения экспериментальных исследований курсовой устойчивости физической модели автомобиля в лаборатории кафедры «Автомобили» Национального транспортного университета (г. Киев) была создана трасса [1]. В свою очередь снаружи на кузов физической модели автомобиля были нанесены масштабные шкалы,

а сама модель оборудована датчиками, входящими в состав измерительно-регистрирующего комплекса (рисунок 2) [1].



Рисунок 2 – Составляющие измерительно-регистрирующего комплекса, физическая модель автомобиля и испытательная трасса

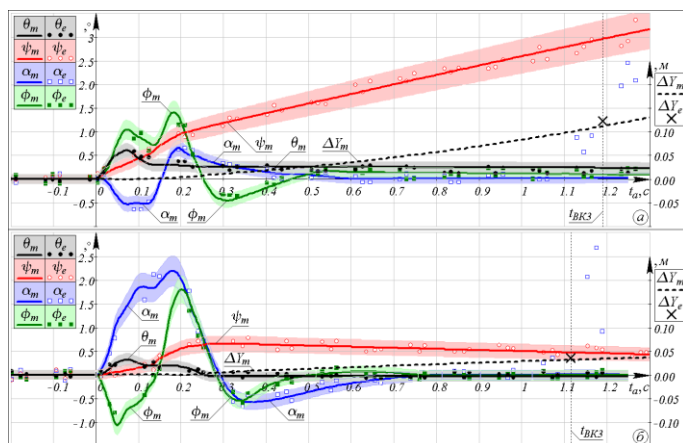


Рисунок 3 – Теоретические (с индексом «т») и экспериментальные (с индексом «э») зависимости изменения поперечного отклонения ΔY_m центра масс физической модели автомобиля с пассивной (а) и активной (б) подвесками, его курсового угла ψ , а также углов крена φ и тангажа α от времени t_a

Анализ результатов проведенной работы (рисунок 3) позволяет утверждать, что экспериментальные исследования подтверждают характер изменения теоретически рассчитанных параметров движения физической модели автомобиля. Расхождение теоретических данных

с экспериментальными не превышает 10 %, что подтверждает адекватность математической модели и достоверность результатов теоретических исследований.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями доказана эффективность разработанного алгоритма работы активной подвески. Так, установлено, что поперечное отклонение центра масс от заданной траектории на момент прохождения пяти метров после наезда на дорожную неровность уменьшено практически в три раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатами теоретических и экспериментальных исследований доказано, что улучшение курсовой устойчивости легкового автомобиля при движении по неровной дороге возможно достичь путем управления рабочими процессами его активной подвески.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разбойников О.О. / Экспериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі / О.О. Разбойников // Systemy i SrodkiTransportuSamochodowego. WybraneZagadnienia: Monografia / podredakcjanaukowaKazimierzaLejdy. – SeriaTransport № 16. – Rzeszyw: PolitehnikaRzeszowska, 2019. – С. 43–50.

2. Поляков В.М. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі / В.М. Поляков, О.О. Разбойников // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2018. – Вип. 1 (40). С. 252–261.

3. Поляков В.М. Експериментальне визначення параметрів еластичних коліс фізичної моделі автомобіля / В.М. Поляков, А.В. Горпинюк, О.О. Разбойников // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Л.: ЛНТУ, 2018. – № 1 (10). С. 79–84.

Представлено 30.03.2020

УДК 681.5.09

**РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ЗАЩИТНЫХ ФУНКЦИЙ
САУ РЕТАРДЕРОМ ГМП**

**DEVELOPMENT OF THE HMT RETARDER AUTOMATIC
CONTROL SYSTEM PROTECTION ALGORITHM**

В.С. Севрук¹, инж.-констр. 2 кат.,

О.С. Руктешель², д-р. техн. наук, проф.,

¹Минский завод колёсных тягачей, г. Минск, Беларусь

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

V. Sevruk¹, design engineer of the 2nd category,

O. Ruckteschell², Doctor of technical Sciences, Professor,

¹Minsk Wheel Tractor Plant, Minsk, Belarus

²Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

На основе анализа существующих систем управления ретардером ГМП, а также системы управления перспективного ретардера производства ОАО МЗКТ, производится разработка алгоритмов защитных функций для системы управления ретардером.

Based on the analysis of the modern HMT retarder control systems and the currently developing MWTP retarder control system, protective function algorithms for retarder control system are developed.

Ключевые слова: автомобиль, ГМП, ретардер, электронный блок управления.

Key words: car, HMT, retarder, electronic control unit.

ВВЕДЕНИЕ

Современные ретардеры бывают различных типов (электрические, гидравлические) и имеют различные приводы (пневматические, гидравлические, электрические). Вследствие этого их системы управления в качестве исходных данных могут принимать информацию от различных датчиков, а управление может осуществляться различными клапанами или приводами. В свою очередь, сам ретардер может эксплуатироваться в различных условиях, которые с различной интенсивностью влияют на изменение его рабочих показателей. Поэтому задача определения неблагоприятных условий работы

ретардера и разработка соответствующих защитных функций является важным элементом создания системы управления ретардером.

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА

В настоящее время одними из ведущих производителей ретардеров являются фирмы Voith и Allison. Ретардеры обеих фирм являются гидравлическими, однако у них разные управляющие приводы. Привод ретардера Voith – пневматический. В качестве исполнительного механизма используется электропневматический клапан, который регулирует давление воздуха в масляном баке, а следовательно – и уровень масла в баке. Для охлаждения используется система охлаждения двигателя. Таким образом, информация на блок управления ретардером поступает от датчика давления воздуха и двух датчиков температуры: масла и охлаждающей жидкости.

Привод ретардера Allison – гидравлический. Для управления ретардером используется электрогидравлический клапан и масло, поступающее из масляной магистрали ГМП. Таким образом, в блок управления поступает сигнал от двух датчиков температуры (масла и охлаждающей жидкости), а также от датчика давления масла.

Ретардер производства ОАО МЗКТ и его привод также являются гидравлическими. Гидравлическая система ретардера совмещена с гидросистемой ГМП. Соответственно, для считывания информации о состоянии ретардера используется датчик давления масла. Для более удобного и точного считывания информации используется аналоговый датчик давления с выходным сигналом 4–20 мА. Достоинствами датчиков данного типа являются использование только двух проводов, высокая помехоустойчивость и лёгкая диагностика обрыва цепи или неисправности датчика (по отсутствию тока в цепи).

Общими элементами для любых ретардеров являются также датчики рабочей тормозной системы автомобиля (часто это набор из нескольких датчиков дискретного типа), при поступлении сигнала от которых ретардер должен включиться.

Защитные функции могут активироваться в алгоритме системы управления в двух случаях: при выходе какого-либо из контролируемых параметров за определённые пределы либо при выходе из строя датчика. Если все датчики исправны, то уменьшение тормозного момента ретардера осуществляется ступенчато: при приближении к

граничному значению момент ограничивается на относительно небольшую величину, и это ограничение постепенно увеличивается вплоть до полного отключения ретардера. При выходе из строя датчика в зарубежных системах управления блок управления, как правило, отключает ретардер, чтобы гарантированно избежать его перегрева. В конструкции производства ОАО МЗКТ предлагается оставить возможность создать некоторый небольшой тормозной момент, чтобы сохранить возможность притормаживания автомобиля в случае возникновения какой-либо нештатной ситуации на дороге.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведённые исследования позволили составить перечень контролируемых параметров САУ ретардера и определить, какими будут защитные функции блока управления при возникновении определённых нештатных ситуаций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Благодаров, А.В. Программирование микроконтроллеров: методическое пособие на основе отечественных микросхем семейства 1986VE9х разработки и производства компании "Миландр" / А.В. Благодаров, Л. Л. Владимиров – Зеленоград, 2016. – 242 с.
2. Гришкевич, А.И. Автомобили: конструкция, конструирование и расчёт. Трансмиссия/ А.И. Гришкевич. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 240 с.

Представлено 14.05.2020

**ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЬНОГО РЯДА
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ
НА ОСНОВЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**
DESIGN OF A MODEL RANGE OF TORQUE CONVERTER BASED
ON COMPUTER MODELING

Д.С. Белабенко, Д.В. Чешенок

Минский завод колесных тягачей, г. Минск, Беларусь

D. Belabenko, D. Cheshenok

Minsk Wheel Tractor Plant, Minsk, Belarus

В соответствии с разработанной методикой, основанной на анализе характерных точек внешней скоростной характеристики двигателя и безразмерной характеристики гидродинамического трансформатора, разработана компьютерная программа для исследования модельного ряда гидродинамических трансформаторов. Программа позволяет оценить совмещение всего модельного ряда гидродинамических трансформаторов с наиболее широкой гаммой двигателей.

In accordance with the developed methodology, based on the analysis of characteristic points of the external speed characteristics of the engine and the dimensionless characteristic of the torque converter, a computer program has been developed to study the model range of torque converters. The program is designed to evaluate the joint operation of the model range of torque converters with the widest range of engines.

Ключевые слова: гидродинамический трансформатор, внешняя характеристика, моделирование.

Key words: hydrodynamic transformer, external characteristics, modeling.

ВВЕДЕНИЕ

Основной задачей гидродинамического трансформатора (ГДТ) является преобразование и плавное изменение в зависимости от условий движения крутящего момента (КМ), передаваемого от двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Топливная экономичность ДВС, в том числе обусловлена удовлетворительностью характеристики его совместной работы с ГДТ. С учетом наличия широкой гаммы ДВС с

разнообразными характеристиками, требуется разработка соответствующего ей модельного ряда ГДТ [1], который позволит оптимизировать общее потребление топлива за счет удовлетворительной совместной работы этого модельного ряда ГДТ с широкой гаммой применяемых ДВС. В настоящей работе получили развитие идеи по анализу характеристик ДВС и ГДТ [2] и разработке методики проектирования ГДТ [3].

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГДТ

1. По внешней скоростной характеристике (ВСХ) ДВС определяются характерные точки: максимальная мощность (ММ), максимальный КМ, КМ при ММ.

2. По этим точкам рассчитываются параметры, соответствующие координатной системе безразмерной характеристики ГДТ. Параметр А соответствует произведению коэффициента КМ насосного колеса ГДТ, который требуется при ММ ДВС, и активного диаметра ГДТ, возведенного в пятую степень. Параметр Б соответствует произведению коэффициента КМ насосного колеса ГДТ, который требуется при максимальном КМ ДВС, и активного диаметра ГДТ, возведенного в пятую степень. Параметр П находится как частное от деления параметра Б на параметр А и представляет собой требуемый коэффициент прозрачности ГДТ. Максимальный коэффициент трансформации K_{\max} находится как частное от деления максимального допустимого входного КМ редуктора на максимальный КМ ДВС.

3. При отсутствии информации о редукторе информация о ДВС размещается на плоскости с координатами по параметрам А (ось абсцисс) и П (ось ординат). При наличии информации о редукторе информацию о ДВС возможно разместить в трехмерном пространстве с осью аппликат K_{\max} . Таким образом, каждый ДВС представлен отдельной точкой. В этом пространстве можно располагать точки, характеризующие конкретные ГДТ, которые составляют модельный ряд. Модельный ряд состоит из комбинаций моделей по энергоемкости, прозрачности и активному диаметру.

4. Вводятся оценочные показатели оптимальности совместной работы модельного ряда ГДТ с широкой гаммой ДВС. Например, сумма квадратов расстояния от каждой точки, характеризующей ДВС, до ближайшей точки, характеризующей ГДТ.

5. Вводятся оценочные показатели экономической целесообразности. Например, количество моделей в модельном ряду, которое определяет требование к затратам на разработку лопастных систем, проектирование и изготовление.

6. Производится оценка рациональности использования модельного ряда ГДТ.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Характерные точки BCX 432 ДВС различных производителей (Mercedes-Benz, ЯМЗ, Volvo, Weichai, Caterpillar, ММЗ, и др.).

2. Максимальный допустимый входной КМ редукторов.

3. Количество моделей ГДТ по энергоемкости, прозрачности, активному диаметру.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На основании разработанной методики в среде объектно-ориентированного программирования RAD Studio XE3 была разработана компьютерная программа OOMR_GDT, которая реализует расчет оценочных показателей. На рисунке 1 показаны результаты построения на плоскости точек, характеризующих ДВС и ГДТ, для одного из вариантов модельного ряда ГДТ.

В представленном варианте оценочный показатель суммы квадратов расстояний между точками составляет 38. Всего в показанный модельный ряд входит 45 лопастных систем. 31 лопастная система образует пару с ДВС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработка оптимального модельного ряда может позволить снизить общий расход топлива. При этом разработка модельного ряда целесообразна при массовом производстве ГМП и применении с широкой гаммой ДВС, характеристики которых будут оставаться неизменными на протяжении длительного, экономически обоснованного периода времени.

Выявлено наличие моделей ГДТ с разными значениями энергоемкости и активных диаметров, которые практически совпадают на графике и моделей, которые подходят только для одного ДВС. Учет экономической целесообразности проектирования такого модельного ряда требует разработки сложного алгоритма оптимизации.



Рисунок 1 – Точки, характеризующие двигатели (нижний график), гидротрансформаторы (верхний график).

ЛИТЕРАТУРА

1. Балабенко, Д.С. Перспективы развития гидромеханических передач в Республике Беларусь в разрезе опыта ОАО «МЗКТ» / Д.С. Балабенко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. – 2016. Вып. 5. – С. 50–56.

2. Балабенко, Д.С. Расчетное построение модельного ряда гидромеханических трансформаторов для семейства гидромеханических передач ОАО «МЗКТ» в мощностном диапазоне 150...480 кВт / Д.С. Балабенко, С.А. Романенко, К.И. Друктько // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. – 2016. – Вып. 5. – С. 57–63.

3. Балабенко, Д.С. Расчетное построение модельного ряда гидромеханических трансформаторов для семейства гидромеханических передач ОАО «МЗКТ». Применение программного комплекса FlowVision при разработке лопастной системы / Д.С. Балабенко, С.А. Романенко, В.В. Шмелев // 7-я Междунар. науч. конф. по во-

енно-техн. проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения, Минск, 20–22 мая 2017 г. : сб. науч. ст. : в 3 ч. / Гос. военно-промышленный комитет Респ. Беларусь. – Минск : Четыре четверти, 2017. Ч. 1. – С. 203–216.

Представлено 15.05.2020

УДК 629.113

**АНАЛИЗ ОПТИМАЛЬНОСТИ СОГЛАСОВАНИЯ СИСТЕМЫ
ДВС-ГДТ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**
ANALYSIS OF THE OPTIMALITY OF RECONCILIATION
THE ICE-HTC SYSTEM OF A DUMP TRUCK

В.Л. Гришкевич, магистрант,

В.А. Сергеенко, канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

V. Hryshkevich, master candidate,

V. Sergeenko, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Belarussian national technical University, Minsk, Belarus

Представлены результаты разработки и апробации метода оптимизации согласующего редуктора гидромеханической передачи карьерного самосвала по критериям его эксплуатационных показателей.

The results of the development and testing of a method for optimizing the matching gear of the hydro-mechanical transmission of a quarry dump truck according to the criteria of its performance indicators are presented.

Ключевые слова: карьерный самосвал, гидромеханическая передача, согласующий редуктор, гидротрансформатор, оптимизация.

Key words: dump truck, hydro-mechanical transmission, matching gear, torque converter, optimization.

ВВЕДЕНИЕ

Автопром Беларуси, являющийся одним из крупнейших производителей мобильной техники с гидромеханическим приводом, при-

дает приоритетное значение разработке и совершенствованию методов расчета узлов, механизмов и систем на стадии их проектирования с целью повышения технико-эксплуатационных показателей выпускаемой продукции.

В общем случае, задача выбора режима совместной работы рассматриваемой системы состоит в подборе к двигателю внутреннего сгорания (ДВС) с известными характеристиками такого гидродинамического трансформатора (ГДТ), который по своим характеристикам и величине активного диаметра D_a обеспечивал бы наиболее благоприятные тягово-скоростные и экономические характеристики автомобиля.

В случае, когда величина D_a известна, выбор режима совместной работы системы состоит в определении передаточного числа согласующего редуктора $U_{ред}$, устанавливаемого между ДВС и гидромеханической передачей (ГМП), составной частью которого является ГДТ (рисунок 1).

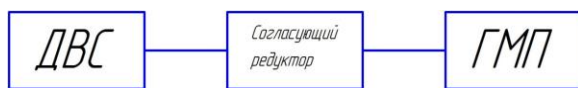


Рисунок 1 – Схема установки согласующего редуктора

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА СОГЛАСУЮЩЕГО РЕДУКТОРА В ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Изменение передаточного числа согласующего редуктора приводит к смещению области совместной работы ДВС-ГДТ или в зону максимальной мощности двигателя, или в зону его максимального крутящего момента, что позволяет адаптировать тяговый привод самосвала к конкретным условиям эксплуатации, обеспечивая его наилучшую производительность.

На тяжелых тягово-транспортных машинах обычно режим максимальной мощности двигателя совмещают с точкой максимального КПД на режиме трансформации, что, однако, оказывается не всегда оптимальным.

Для практического применения разработана методика оптимизации и программа для ЭВМ, позволяющая рассчитать характеристики

исследуемой машины в зависимости от передаточного числа согласующего редуктора. В качестве исходных данных задаются параметры самосвала, внешняя скоростная характеристика двигателя, безразмерная характеристика гидротрансформатора, передаточные числа механического редуктора ГМП, главной передачи самосвала и согласующего редуктора.

В качестве измерителей эксплуатационных свойств приняты путевой расход топлива, время и путь разгона; в качестве показателей свойств - топливная характеристика самосвала при разгоне $Q_s = f(V_a)$, л/100км, скоростные характеристики времени и пути разгона $V_a = f(t)$ и $V_a = f(s)$.

Для апробации программы оптимизации передаточного числа согласующего редуктора в качестве расчетной модели принят самосвал массой брутто 97 тонн с ГМП 6+1 типа WSK, канонической характеристикой ГДГ ЛГ-470, внешней скоростной характеристикой (BCX) ДВС ЯМЗ-845.10 и передаточных числах согласующего редуктора $U_{ред} = (0,8; 1,0; 1,2)$. Был смоделирован разгон с места до максимальной скорости $V_a = 55$ км/ч полностью груженого самосвала на участке с коэффициентом сопротивления дороги $\psi = 0,06$.

Результаты расчета представлены на рисунках (2–4).

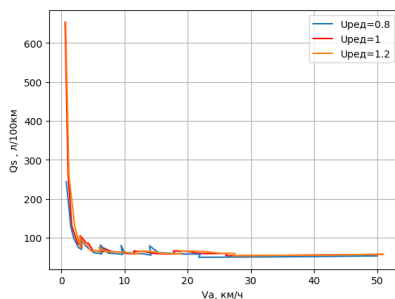


Рисунок 2 – Путевой расход топлива $Q_s = f(V_a)$ при разгоне самосвала на горизонтальной дороге при $U_{ред} = (0,8; 1,0; 1,2)$

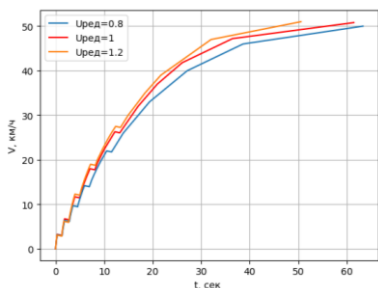


Рисунок 3 – Скоростная характеристика времени разгона самосвала $V_a = f(t)$ при $U_{ред} = (0,8; 1,0; 1,2)$

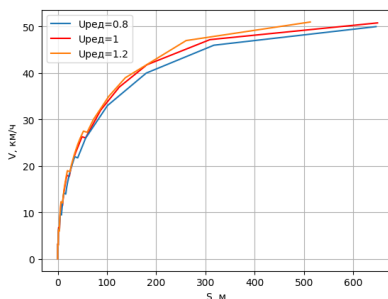


Рисунок 4 – Скоростная характеристика пути разгона самосвала $V_a = f(S)$ при $U_{ред} = (0,8; 1,0; 1,2)$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенное исследование позволило установить, что в частном случае, при принятых начальных условиях, использование понижающей передачи с $U_{ред} = 1,2$ в согласующем редукторе позволяет уменьшить время разгона самосвала до максимальной скорости на 17,2 % по сравнению с самосвалом с $U_{ред} = 1,0$ (или без согласующего редуктора), и уменьшить путь разгона на 22,6%. При этом обращает внимание, что при разгоне самосвала переключение ступеней в дополнительном редукторе ГМП происходит при больших скоростях движения, что позволяет ожидать возможного снижения нагрузки элементов трансмиссии с передаточным числом согласующей передачи $U_{ред} = 1,2$ в сравнении с базовой (без редуктора) трансмиссией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория/ А.И. Гришкевич. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 208 с.
2. Литвинов, А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств/ А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Карпов, А.В. Расчет тяговой динамики автомобиля при наличии в трансмиссии гидротрансформатора/ А.В. Карпов, А.В. Фридрих, Л.Е. Таубес. – Минск: БПИ, 1977. – 31 с.

Представлено 24.05.2020

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.436-634:502.17

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА
СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СМЕСЕЙ МЭРМ
И ЭТАНОЛА**

**EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DIESEL COMBUSTION
PROCESS WHEN USING RAPESEED OIL METHYL
ETHER MIXTURES AND ETHANOL**

Г.М. Кухаренок, д-р техн. наук, проф.,

А.Н. Петрученко, канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

H. Kukharonak, Doctor of technical Sciences, Professor,
A. Petruchenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Приведены результаты экспериментальных исследований процесса сгорания дизеля 1СН 8,5/11 при работе на дизельном топливе, метиловом эфире рапсового масла и его смесях с этанолом. Объемное содержание этанола в смесях составляло 10, 20, 30 и 40%.

Программа испытаний включала индицирование дизеля при различных степенях сжатия, равных 16, 18 и 20. Получено, что с увеличением концентрации этанола в смеси топливе снижается максимальное давление сгорания, увеличивается период задержки самовоспламенения и снижается скорость нарастания давления в процессе сгорания. При добавке этанола до 30% процесс сгорания протекает устойчиво.

The results of experimental studies of the combustion process of a 1СН 8.5 / 11 diesel engine when operating on diesel fuel, rapeseed oil methyl ester and its mixtures with ethanol are presented. The volumetric content of ethanol in the mixtures was 10, 20, 30, and 40%.

The test program included indicating the diesel engine at various compression ratios of 16, 18, and 20. It was found that with an increase in the ethanol concentration in the mixed fuel, the maximum combustion pressure decreases, the delay period of self-ignition increases, and the rate of increase in pressure during the combustion process decreases. With the addition of ethanol and 30%, the combustion process is stable.

Ключевые слова: эфир, рапсовое масло, дизель, процесс сгорания, вязкость.

Key words: ether, rapeseed oil, diesel, combustion process, viscosity.

ВВЕДЕНИЕ

Метилловый эфир рапсового масла (МЭРМ) нашел широкое применение в качестве топлива для дизелей, как в чистом виде, так и в смеси с дизельным топливом [1, 2, 3].

Анализ опубликованных работ показывает, что дальнейшее развитие исследований по применению МЭРМ в дизелях связано с изучением показателей процесса сгорания дизеля на смесях МЭРМ с этанолом [4], который добавляют для уменьшения динамической вязкости и коэффициента поверхностного натяжения топлива.

ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СМЕСЕЙ МЭРМ И ЭТАНОЛА

Были проведены экспериментальные исследования процесса сгорания дизеля 1С 8,5/11 при работе на дизельном топливе, МЭРМ и его смесях с этанолом. Объемное содержание спирта в смесях составляло 10, 20, 30 и 40 %.

Программа испытаний включала индицирование дизеля при различных степенях сжатия, равных 16, 18 и 20. Цикловая подача топлива и угол опережения впрыска топлива при испытаниях не изменялись.

Для индицирования двигателя использовалась многоканальная система индицирования AVL IndiSmart 612 с пьезокварцевым датчиком давления.

Индикаторные диаграммы, полученные при работе на различных топливах, при степени сжатия 16 приведены на рисунке 1.

Результаты выполненных исследований показывают, что процесс сгорания протекает устойчиво, кроме случаев применения смеси, содержащей 40% этанола на степенях сжатия 16 и 18.

Анализ индикаторных диаграмм показывает, что добавка к МЭРМ этанола ведет к снижению величины максимального давления сгорания p_z . Наибольшее отличие значений p_z получено при степени сжатия 16. Так при содержании в смеси 10 % этанола величина p_z становится ниже на 20 % при степени сжатия 16 и на 6,5 % при $\varepsilon=20$. Для смеси, содержащей 40 % этанола разность давлений более

значительна, при ε равной 16, 18 и 20 p_z соответственно на 40, 30 и 25% ниже, чем при использовании МЭРМ.

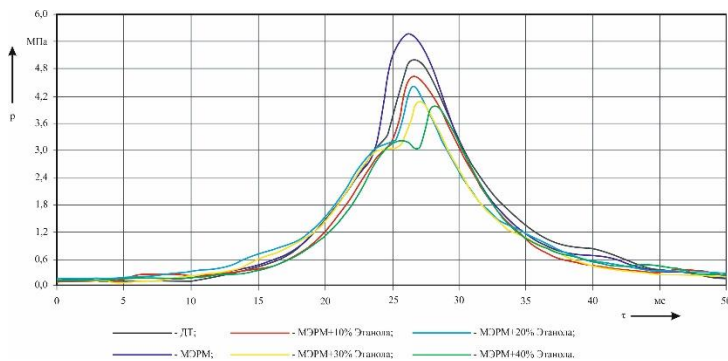


Рисунок 1 – Результаты индицирования при степени сжатия 16

В сравнении с работой на дизельном топливе величина p_z также ниже, за исключением работы на 10 % смеси при степенях сжатия 18 и 20. В этом случае максимальное давление сгорания на 3–3,5 % выше значения p_z , полученного при работе на дизельном топливе.

Уменьшение максимального давления сгорания при использовании смесей МЭРМ объясняется снижением теплотворности, плотности, кинематической вязкости и цетанового числа топлива. В результате увеличивается период задержки самовоспламенения, что приводит к уменьшению количества теплоты, выделившейся до прихода поршня в ВМТ.

Период задержки воспламенения топлива для смеси, содержащей 10 % этанола, примерно такой же, как и у дизельного топлива. По мере увеличения концентрации этанола в смеси этот показатель увеличивается, при степени сжатия 16 на 0,7 мс для 20 % смеси и на 2,5 мс для 40 % смеси. Повышение степени сжатия несколько уменьшает эту разность.

Средняя скорость нарастания давления в процессе сгорания ($\Delta p/\Delta t$) при работе на смесях, несмотря на увеличение периода задержки воспламенения оказывается ниже, чем при использовании дизельного топлива. Это обусловлено как снижением теплотворности смеси, так и протеканием процесса сгорания после ВМТ.

Величина $\Delta p/\Delta t$ при использовании 10 % смеси незначительно отличается от значений, полученных для дизельного топлива при различных степенях сжатия. По мере роста концентрации этанола в смеси $\Delta p/\Delta t$ снижается с 0,83 МПа/мс для 10 % смеси до 0,67 МПа/мс для 40% смеси при степени сжатия равной 16. Увеличение степени сжатия несколько уменьшает $\Delta p/\Delta t$ для 10 % смеси, но повышает для смесей с более высокими концентрациями этанола в смеси. В результате разница $\Delta p/\Delta t$ сокращается, этот показатель для 10 % смеси при степени сжатия 18 составляет 0,82 МПа/мс, а для 40 % смеси 0,76 МПа/мс.

Эти изменения связаны с уменьшением периода задержки воспламенения. В результате для 10 % смеси это уменьшение ведет к снижению количества топлива испарившегося за период задержки воспламенения, а для смесей с более высокой концентрацией способствует сгоранию большего количества топлива до прихода поршня в ВМТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали, что при работе дизеля на смеси МЭРМ и этанола процесс сгорания не нарушается при изменении концентрации этанола в смеси до 30 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метилловый эфир рапсового масла как дизельное топливо Марков В.А., Нагорнов С.А., Романцова С.В., Неверова В.В., Транспорт на альтернативном топливе. 2017. № 6 (60). С. 17–30.
2. Исмаилова Л.З. Использование биодизеля в качестве топлива в двигателях: характерные особенности // Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире. 2019. № 27. С. 46–50.
3. Метилловый эфир рапсового масла – новое топливо для отечественных автомобилей / Марков В.А., Девянин С.Н., Зенин А.А., Черных В.Н. // Автомобильная промышленность. 2008. №4. С. 8–11.
4. Физико-химические свойства биодизельного топлива и способы их изменения / Романцова С.В., Корнев А.Ю., Нагорнов С.А., Ликсутина А.П. // Наука в центральной России. 2019. № 5 (41). С. 110–118.

Представлено 24.05.2020

УДК 621.41.01

**РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО
ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ**
POWER REGULATION OF AUTOMOBILE PNEUMATIC ENGINE

А.И. Воронков, д-р техн. наук, проф., **И.Н. Никитченко**, канд. техн. наук, доц., **Э.В. Тесленко**, инж., **А.А. Назаров**, асп.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
г. Харьков, Украина

O. Voronkov, Doctor of technical Sciences, Professor,
I. Nikitchenko, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
E. Teslenko, Engineer, A. Nazarov, Postgraduate,
Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv,
Ukraine

Проведено расчетное исследование по согласованию параметров пневматического двигателя и ДВС при их совместной работе в составе комбинированной энергетической установки.

A computational study of the air engine and ICE parameters during their joint operation as part of a combined power plant was conducted.

Ключевые слова: комбинированная энергоустановка, пневмодвигатель, рабочий процесс, крутящий момент.

Key words: combined power plant, air engine, workflow, torque.

ВВЕДЕНИЕ

Для современного городского автомобильного транспорта становится актуальным применение экологически чистых, в том числе комбинированных, энергетических установок (КЭУ) [1], при использовании которых на некоторых режимах эксплуатации автомобиля возможно кратковременно отказаться от работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) заменив его альтернативным, находящемся в составе КЭУ.

Пневматические двигатели (ПД) при использовании в составе КЭУ имеют ряд преимуществ по сравнению с электрическими (простота и безопасность конструкции, меньший вес оборудования при применении современных материалов, работа в условиях врыво- и пожароопасности, отсутствие вредного электромагнитного излучения, нет необходимости в утилизации аккумуляторов и др) [2].

Комбинированная энергетическая установка с применением ПД и ДВС предусматривает различные компоновочные схемы размещения агрегатов. При использовании КЭУ на автотранспорте предпочтительнее выглядит совмещенная схема, при которой ПД и ДВС размещены в одном корпусе, но работают поочередно за счет изменения работы систем впуска, зажигания (при наличии) и питания. При такой схеме для подогрева сжатого воздуха и поддержания теплового баланса используется теплота, выделившаяся в результате работы ДВС. Теплота может быть использована от нагретых деталей ДВС, систем охлаждения и масляной, выхлопных газов, тепловых аккумуляторов.

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ПД И ДВС

При работе энергетической установки можно выделить два режима работы. Первый – режим работы ПД при частоте вращения $0 - 800 \text{ мин}^{-1}$; второй – режим работы ДВС при достижении частоты вращения вала 800 мин^{-1} и более. Работа автомобильной КЭУ на первом режиме целесообразна при движении в заторах, присущих городскому движению; в подземных паркингах; в местах с повышенной пожароопасностью и др.

Реализовать переключение режимов возможно, за счет применения электрогидравлического привода клапанов, получая возможность изменять и тактность. Для плавного перехода с одного режима на другой необходимо согласовать кривые мощности и крутящего момента ПД и ДВС без «ступеньки» (рис. 1).

Поршневой ПД имеет две возможности для регулирования мощности и крутящего момента. Первый способ – регулирование за счет давления подаваемого в цилиндр воздуха, второй – за счет изменения продолжительности процесса наполнения (от момента полного расширения до момента полного наполнения, рис. 2). Результаты предварительного исследования представлены ниже.

На рис. 3 а,б приведены результаты расчетных исследований ПД. С повышением давления от 0,5 до 1,1 МПа при оборотах коленчатого вала 800 мин^{-1} (холостой ход ДВС) мощность возрастает до 6 кВт, а крутящий момент пневмодвигателя до $M_{кр} = 70 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рис. 3 а).

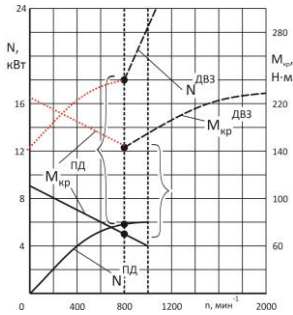


Рисунок 1 – Скоростные характеристики КСУ

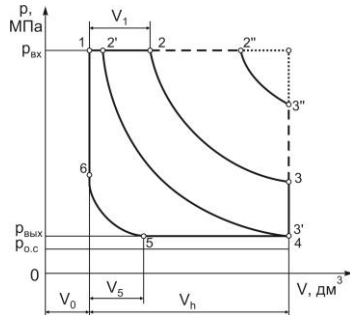
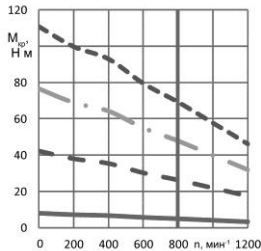
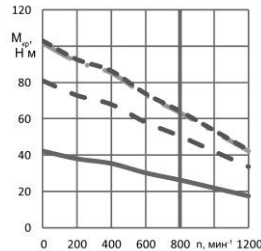


Рисунок 2 – Индикаторная диаграмма ПД



а)



б)

Рисунок 3. – Изменение крутящего момента ПД КЭУ на базе ДВС 4Ч 9,2/9,2 ($p_{\text{вых}}=0,5-1,1$ МПа, $\varphi = 60-180$ град. п.к.в.)

В зависимости от продолжительности процесса наполнения мощность ПД N_e с увеличением угла с 60 до 180 град. п.к.в. при оборотах коленчатого вала 800 мин^{-1} составляет $5,5 \text{ кВт}$., а крутящий момент $M_{\text{кр}} = 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3 б).

Во время работы ПД в составе комбинированной энергетической установки без подогрева сжатого воздуха расход топлива и токсичность отработавших газов равны нулю.

Достоверность построенных моделей подтверждается проведением сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных, которые согласовывались с результатами исследований других авторов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Статическая модель ПД позволяет определить величины давления сжатого воздуха на впуске и фазы газораспределения для согласования кривых мощности и крутящего момента при переходе КЭУ между режимами работы ПД и ДВС. Графическая интерпретация результатов показала, что с увеличением продолжительности впуска сжатого воздуха более чем 135 град. п.к.в. изменение мощности и крутящего момента не наблюдается.

Для согласования показателей работы ПД и ДВС необходимо применять редуктор с плавным регулированием давления сжатого воздуха и управляемых электрогидравлических клапанов для изменения угла начала и продолжительности впуска сжатого воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Туренко, А.Н. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля [Текст] / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук [и др.] // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2008. – Вып. 22. – С. 7–16. – ISSN 2219-8342.

2. Воронков, А.И. Концепция создания пневматического двигателя для автомобиля [Текст]: монография / А.И. Воронков, Д.Б. Глушкова, А.В. Гнатов, В.А. Карпенко и др. – Харьков: ХНАДУ, 2019. – 256 с. – Библиогр.: с. 230-251. – 300 экз.

Представлено 16.05.2020

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКОВ ВОЗДУХА
В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ**
MODELING AIR FLOWS IN A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Г.М. Кухаренок¹, д-р техн. наук, проф.,

А.В. Предко², Д.М. Молотилов³, магистр-инженер,

¹Белорусский национальный технический университет, ²ОАО «Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД», ³ООО "Вейчай-Рус Трейдинвест", г. Минск, Беларусь

H. Kukharonak¹, Doctor of Technical Sciences, Professor,

A. Predko², D. Malatsilau³, Master of Engineering,

¹Belarussian National Technical University, ²The OJSC «Minsk Motor Plant» Holding Managing Company, ³Weichai-Rus Tradeinvest llc, Minsk, Belarus

В работе рассматриваются подходы 3D параметрического твердотельного моделирования элементов центробежного компрессора. Разработана модель центробежного компрессора размерности ТКР 6,5. Выбраны граничные условия и проведено моделирование потока вязкого газа во вращающейся системе координат. По результатам моделирования определена расходная характеристика спроектированного компрессора.

The paper considers the approaches of 3D parametric solid-state modeling of centrifugal compressor elements. A model of a centrifugal compressor of dimension TKR 6.5 has been developed. Boundary conditions are selected and a viscous gas flow is simulated in a rotating coordinate system. Based on the simulation results, the discharge characteristic of the designed compressor is determined.

Ключевые слова: турбокомпрессор, моделирование, наддув, математическая модель.

Key words: turbocharger, simulation, boost, mathematical model.

ВВЕДЕНИЕ

Система наддува стала обязательным атрибутом современного дизельного двигателя, выполняющего жесткие требования норм по

токсичности отработавших газов и обладающего высокими мощностными и экономическими показателями [2]. Разработка новых конструкций агрегатов наддува, согласование расходных характеристик дизеля и турбокомпрессора являются сложными, трудоемкими и ресурсоемкими процессами. Очевидным способом сокращения материальных и временных ресурсов при проектировании систем наддува является использование компьютерного моделирования на основе современных САД и САЕ систем.

ПОСТРОЕНИЕ 3D ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ТВЕРДОТЕЛЬНОЙ МОДЕЛИ

Модель радиального центробежного компрессора в общем случае состоит из двух основных узлов – рабочего колеса и корпуса, состоящего из входного участка и спирального диффузора (улитки).

Разработаны параметрические твердотельные модели данных элементов. При построении модели колеса используется 12 геометрических параметров, описывающих размеры колеса, геометрию лопаток, их число и расположение.

Для описания геометрии корпуса компрессора понадобилось определение 15 параметров. Внешний вид моделей рабочего колеса и корпуса показаны на рисунке 1.

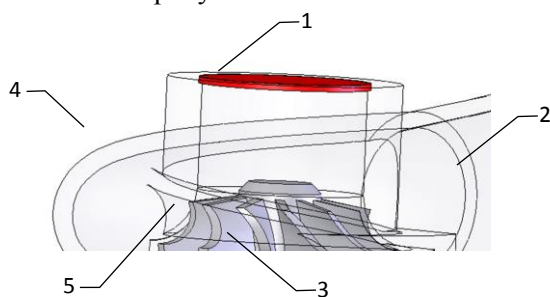


Рисунок 1 – Твердотельная модель радиального компрессора:
1, 2 – входное и выходное отверстия соответственно; 3 – крышка;
4 – улитка; 5 – рабочее колесо

МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО ТЕПЛОПРОВОДЯЩЕГО ГАЗА

В общем случае движение и теплообмен текучей среды описывается с помощью системы уравнений Навье - Стокса, объединяющей законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды в нестационарной постановке [1, 3]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0, \\ \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = S_i, \\ \frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + p) u_k + q_k - \tau_{ik} u_i) = S_k u_k + Q_n. \end{cases}$$

где t – время; u – скорость текучей среды; ρ – плотность текучей среды; p – давление; S_i – внешние массовые силы; E – полная энергия единичной массы текучей среды; Q_n – тепло, выделяемое тепловым источником в единичном объеме текучей среды; τ_{ik} – тензор вязких сдвиговых напряжений; q_i – диффузионный тепловой поток, нижние индексы означают суммирование по трем координатам направления. Для решения задачи турбулентного течения данная система усредняется по времени и пространству, используя метод Рейнольдса, и дополняется уравнениями переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках $k - \epsilon$ модели турбулентности. Полученная система уравнений решается методом конечных элементов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

При моделировании задавались следующие граничные условия:

- условия на входе в компрессор $T_0 = const = 275\text{K}$, $P_0 = const = 0,097\text{ МПа}$;
- условия на выходе из компрессора $T_k = const = 300\text{K}$, $P_k = var = 0,12\text{--}0,22\text{ МПа}$ (противодавление);
- частота вращения рабочего колеса $n = const = 80000\text{ мин}^{-1}$;
- стенки адиабатные, без теплообмена;
- на улитку и крышку наложено граничное условие статор.

В результате проведенного моделирования получен фрагмент расходной характеристики компрессора – зависимости расхода воздуха от давления наддува $G_B=f(P_K)$ (рис.2).

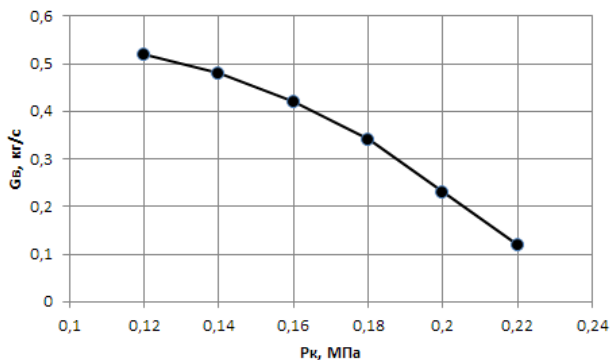


Рисунок 2 – Расчетная расходная характеристика компрессора при $n=80000$ мин⁻¹

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена методика определения расходной характеристики компрессора методом компьютерного моделирования потоков в проточной части, которая позволит существенно сократить временные и материальные затраты при проектировании и доводке конструкции турбокомпрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. — СПб. : БХВ-Петербург, 2005. - 800 с.
2. Supercharged Design, Testing and Installation of Supercharger Systems / Corky Bell - Bentley Publishers, 2001 – 334 p.
3. Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. Н., Прокопов Г. П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. - М.: Наука, 1976. – 400 с.

Представлено 15.04.2020

УДК 621.436

**ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА
НА ПРОЦЕССЫ В КАМЕРЕ УПРАВЛЕНИЯ**
INFLUENCE OF OPTIONAL VALVE PARAMETERS
ON PROCESSES IN THE CONTROL CAMERA

А.Н. Петрученко, канд. техн. наук, доц., **П.С. Жук**, магистрант,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
A. Petruchenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
P. Zcuk master student
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выполнен анализ конструктивных параметров электрогидравлической форсунки. Определены объемы дополнительного клапан, уменьшающие объем камеры управления. Получены зависимости, связывающие коэффициент расхода топлива в отводящем канале электромагнитного клапана с параметрами дополнительного клапана и условиями течения топлива.

The analysis of the design parameters of the electro-hydraulic nozzle. Volumes of an additional valve that reduce the volume of the control chamber are determined. Dependencies are obtained that connect the fuel consumption coefficient in the outlet channel of the electromagnetic valve with the parameters of the additional valve and the conditions of the fuel flow.

Ключевые слова: Электрогидравлическая форсунка, камера управления, компьютерное моделирование, дополнительный клапан.

Keywords: electro-hydraulic injector, control camera, computer modelling, additional valve.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из инфраструктурных факторов, без которого жизнь современного общества сложно представить, является транспорт. Эффективность транспорта на текущий момент во многом определяется силовой установкой, к которой предъявляется ряд требований требующих компромиссных решений, особенно это важно для транспорта имеющего дизеля.

Наиболее эффективным средством обеспечения высокой топливной экономичности при низких выбросах вредных веществ современными дизелями, является применение электронных систем управления. Эффективность системы управления определяется производительностью микропроцессора, надёжностью работы и точностью измерений датчиков, быстродействием и точностью выполнения управляющих воздействий исполнительными устройствами.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ПРОЦЕСС ТОПЛИВОПОДАЧИ

Практика показывает, что наиболее эффективно воздействие на показатели работы дизеля, через управление процессом топливоподачи. Ключевым элементом в процессе управления подачей топлива является электрогидравлическая форсунка (ЭГФ).

Одним из способов улучшения показателей работы ЭГФ с однозатворным управляющим клапаном является применение обратных связей [1]. Реализация этой идеи осуществляется с помощью дополнительного клапана (рисунок 1). Размеры и форма дополнительного клапана определяют объем камеры управления, уменьшают расход топлива через камеру управления и влияют на динамику процессов начала и окончания подачи топлива.

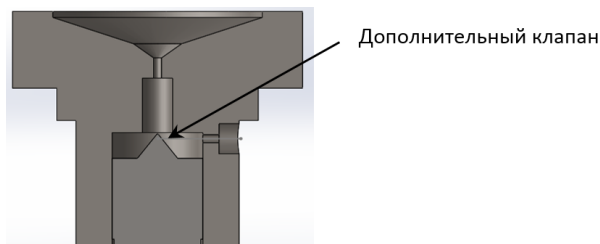
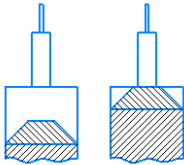
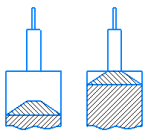
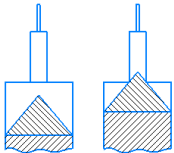
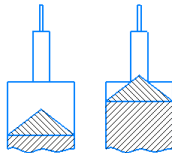
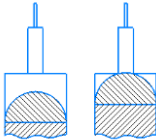
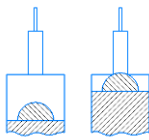
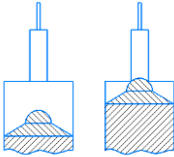
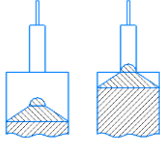


Рисунок 1 – Модель камеры управления

Для оценки влияния конструктивных параметров дополнительного клапана на закон подачи топлива целесообразно использовать математическую модель, основные положения которой приведены в работах [2, 3, 4, 5].

Для определения влияния формы и размеров дополнительного клапана на объем камеры управления и расходные характеристики отводного канала выполнено трёхмерное моделирование (таблица 1). Рассмотрены клапаны четырех форм: усеченного конуса, коническая, сферическая и сферическая на усеченном конусе.

Таблица 1 – Исследование влияния формы и размеров дополнительного клапана на объем камеры управления

Дополнительный клапан в форме усеченного конуса			
	$a = 1,5 \text{ мм};$ $h = 1,25 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 34,31 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 10,18 \text{ мм}^3;$		$a = 2 \text{ мм};$ $h = 1,5 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 39,1 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 11,83 \text{ мм}^3;$
Коническая форма дополнительного клапана			
	$\gamma = 80^\circ;$ $h = 2,38 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 32,26 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 8,13 \text{ мм}^3;$		$\gamma = 105^\circ;$ $h = 1,54 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 38,96 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 11,69 \text{ мм}^3;$
Сферическая форма дополнительного клапана			
	$R_{\text{сфер}} = 2 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 33,86 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 9,76 \text{ мм}^3;$		$R_{\text{сфер}} = 1,25 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 40,2 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 16,11 \text{ мм}^3;$
Дополнительный клапан сферической формы на усеченном конусе			
	$R_{\text{сфер}} = 0,75 \text{ мм};$ $h_{\text{кон}} = 0,75 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 37,96 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 13,91 \text{ мм}^3;$		$R_{\text{сфер}} = 0,625 \text{ мм};$ $h_{\text{кон}} = 1,25 \text{ мм};$ $D = 4 \text{ мм};$ $V_{\text{отк}} = 45,25 \text{ мм}^3;$ $V_{\text{зак}} = 12,06 \text{ мм}^3;$

Объёмы определялась для различных значений параметров, задающих габариты дополнительного клапана.

По результатам трехмерного моделирования течения топлива в отводном канале получены регрессионные зависимости, связывающие условия течения топлива (перепады давления) и размеры дополнительного клапана для различных его геометрических форм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Определены объемы дополнительных клапанов, уменьшающие камеру управления. Получены уравнения регрессии, устанавливающие связь коэффициента расхода в отводном канале с условиями течения топлива и геометрическими параметрами дополнительного клапана.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие. – М. «Легион-Автодата», 2002. 136 с.

2. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.

3. Врублевский А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. – Вып. 22. – С. 109 – 117.

4. Топливная аппаратура и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов др. – М.: Машиностроение, 1990. -288с.

5. Грехов Л.В., Ивашенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

Представлено 26.05.2020

УДК: 621.433.2

**УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ДОРОЖНОЙ
ЭКСПЛУАТАЦИИ**
**IMPROVING FUEL EFFICIENCY OF GAS ENGINES DURING
ON-ROAD VEHICLE OPERATION**

А.В. Козлов, д-р. техн. наук, **В.Н. Гринев**, **В.А. Колесников**

Государственный научный центр Российской Федерации –
Федеральное государственное унитарное предприятие
«Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-
исследовательский автомобильный и автомоторный институт
(НАМИ)», (125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2)

A. Kozlov, Doctor of technical Sciences, V. Grinev, V. Kolesnikov
Federal State Unitary Enterprise Central Scientific Research Automobile
and Automotive Institute “NAMI” (FSUE “NAMI”), Avtomotornaya
Street, 2, Moscow, Russia, 125438

В рамках проекта «ГАЗОДИЗЕЛЬ» в ФГУП «НАМИ» был конвертирован грузовой дизельный двигатель для работы на природном газе. В ходе выполнения проекта были проведены дорожные испытания двигателя в составе автопоезда на топливную экономичность по методикам ГОСТ Р 54810-2011. На основе полученных данных была создана и верифицирована математическая модель данного газового двигателя, позволяющая проводить безмоторные калибровки как на стационарных, так и на переходных режимах работы двигателя.

As part of the «GAZODISEL» project, a heavy-duty diesel engine was converted to run on natural gas at the Federal state unitary enterprise NAMI. In the course of the project, road tests of the engine as part of a road train were conducted to estimate fuel efficiency according to the methods of GOST R 54810-2011. Based on the data obtained, a mathematical model of this gas engine was created and verified, which allows for non-motor calibration both in stationary and transient engine operating modes

Ключевые слова: двигатель газовый, природный газ, математическая модель, эксплуатация.

Keywords: gas engine, natural gas, mathematical model, operation.

ВВЕДЕНИЕ

Вопросу повышения топливной экономичности двигателей, работающих на газомоторном топливе сегодня уделяется значительное внимание, так как данный тип двигателей является перспективным, поскольку использует для работы экологически более чистое топливо по отношению к традиционному дизельному двигателю [1–3]. В условиях ужесточающихся законодательных норм в области экологической безопасности автомобильного транспорта использование природного газа в качестве топлива является несомненным преимуществом. Данная работа посвящена вопросу разработки и применения компьютерной модели для калибровки газового двигателя с целью улучшения его топливной экономичности в условиях дорожной эксплуатации.

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ КАЛИБРОВКИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

На первом этапе научно-исследовательской работы были проведены сравнительные лабораторно-дорожные испытания по определению скоростных свойств и параметров топливной экономичности автомобиля КАМАЗ, оборудованного рядным 6-ти цилиндровым двигателем, конвертированным для работы на природном газе, и базовым дизельным двигателем. Испытания проводились на научно-исследовательском комплексе дорожных сооружений для испытаний и доводки автотехники «Автополигон».



Рисунок 1 – Автомобиль КАМАЗ, оборудованный двигателем, конвертированным для работы на природном газе, во время испытаний на автополигоне «НАМИ»

По результатам проведенных дорожных испытаний получены данные по скоростным свойствам и топливной экономичности автомобиля в рамках испытаний по ездовому циклу согласно ГОСТ Р 54810-2011.

В связи с современными требованиями норм по выбросам загрязняющих веществ с отработавшими газами, накладывающих ограничения по выбросам как на стационарных режимах, так и во время дорожных испытаний, а также с учетом того, что во время стендовых испытаний нет возможности откалибровать всё поле переходных режимов, во время эксплуатации двигателя в составе транспортного средства есть вероятность попадания в неоткалиброванные зоны, что ведет к повышению расхода топлива и выбросов. В связи с этим в программе AVL CRUISE M была создана математическая модель данного газового двигателя, представленная на рисунке 2.

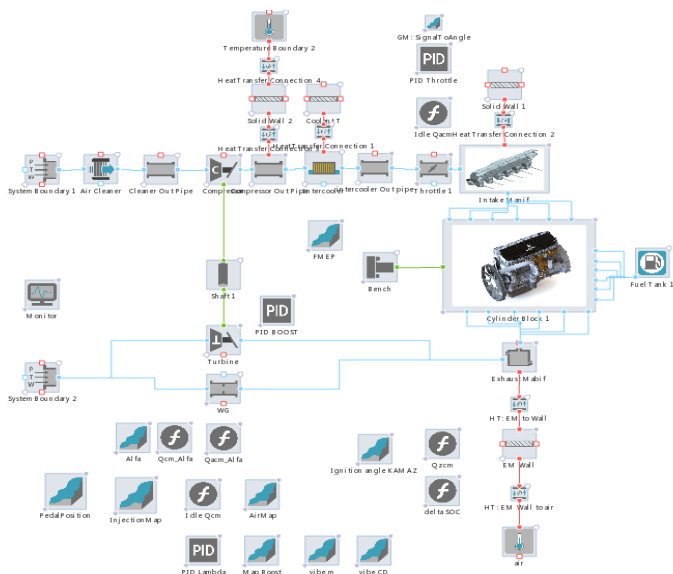


Рисунок 2 – Модель газового двигателя в среде AVL CRUISE M

Модель условно можно разделить на термодинамическую модель двигателя и модель системы управления, которые вместе представляют собой MIL систему (Model In the Loop).

Математический аппарат термодинамической модели представляет собой ноль- и одномерные системы уравнений, которые описывают процессы стационарных и переходных течений газов во впускном и выпускном коллекторе, теплообмен в охладителе наддувочного воздуха, процессы теплообмена свежего заряда и продуктов сгорания со стенками камеры сгорания с отводом части теплоты в масло, охлаждающую жидкость и в воздух через выпускной канал. Процесс горения в камере сгорания описывается двухзонной моделью Вибе.

За основу модели системы управления взят алгоритмы электронного блока управления, которым укомплектован данный двигатель и содержит в себе калибровочные таблицы топливоподдачи, объемного коэффициента наполнения, УОЗ, состава смеси и давления наддува. Модель включает ПИД-регуляторы для поддержания состава смеси, давления наддува, положения электронной дроссельной заслонки и поддержания холостого хода.

На рисунке 3 представлены результаты моделирования в сравнении с данными эксперимента по мгновенному часовому расходу топлива в городском цикле движения.

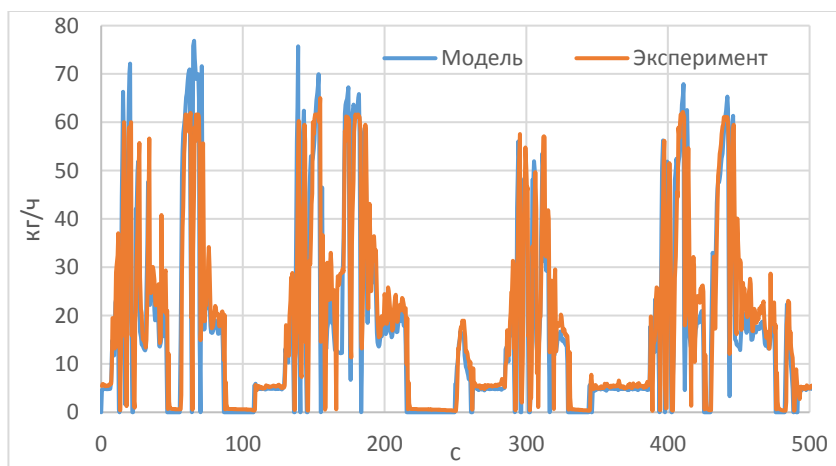


Рисунок 3 – Результаты моделирования и данные эксперимента по расходу топлива в городском цикле движения

В таблице 1 представлены результаты расчетов и данные эксперимента по суммарным расходам топлива в циклах.

Таблица 1 – Суммарный расход топлива в циклах движения

Цикл движения	Модель, кг	Эксперимент, кг	Погрешность, %
Магистральный	1,59	1,63	2,5
Городской	2,42	2,55	5,1

Для унификации модели, принимая во внимание возможность работы AVL CRUISE M в комплексе с другим программным обеспечением и электронным блоком управления в режиме реального времени, была произведена её оптимизация для достижения фактора реального времени расчета менее единицы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, созданная математическая модель газового двигателя обеспечивает достаточную точность и скорость расчета стационарных и переходных режимов работы, что позволит в дальнейшем проводить анализ и безмоторные калибровки на эксплуатационных переходных режимах работы для снижения путевого расхода топлива и выбросов вредных веществ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукшо В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска. Дисс... докт. техн. наук: 05.04.02. – М., 2015. – 369 с.
2. Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, Д.О. Онищенко, А.В. Шибанов, Р.В. Богославцев. Экспериментальное исследование теплового состояния поршня дизеля, конвертируемого на природный газ. Известия ВУЗов. - Сер. Машиностроение. - 2006 г. - 11с.
3. А. И. Гайворонский, Д. А. Савченков, В. А. Федоров Совершенствование технологий использования природного газа в качестве моторного топлива: обзор. информ. /. - М.: ИРЦ Газпром, 2006 (Б. м.). – 111 с.

Представлено 02.06.2020

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

**ОСОБЕННОСТИ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ
ДИСТАНЦИОННОГО МОНИТОРИНГА ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА, РАБОТАЮЩЕГО
НА БЕНЗИНЕ И ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ**
FEATURES OF THE INFORMATION SYSTEM OF REMOTE
MONITORING OF PROCESSES OF HEAT PREPARATION
OF THE VEHICLE ENGINE OPERATING, WORKING ON PETROL
AND GAS FUEL

Д.С. Погорлецкий¹, ст. преп., **И.В. Грицук¹**, д-р техн. наук, проф.,
Р.В. Симоненко², канд. техн. наук, доц., **И.В. Худяков¹**, ст. преп.,

¹Херсонская государственная морская академия, Херсон, Украина,

²Национальный транспортный университет, Киев, Украина

D. Pohorletskyi¹, senior teacher, I. Gritsuk¹, Doctor of Technical
Sciences, Professor, R. Simonenko², Ph.D. in Engineering, Associate
professor, I. Khudiakov¹, senior teacher,

¹Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,

²National Transport University, Kiev, Ukraine

Рассматриваются конструктивные и технологические особенности адаптации системы тепловой подготовки для эксплуатации транспортного двигателя, работающего как на бензине, так и на сжиженном нефтяном топливе. Представлены результаты экспериментальных исследований тепловой подготовки двигателя автомобиля в различных эксплуатационных условиях. Описаны особенности разработанного информационного комплекса для дистанционного мониторинга и управления процессами тепловой подготовки автомобильного двигателя с тепловым аккумулятором фазового перехода в условиях эксплуатации.

The design and technological features of the adaptation of the thermal preparation system for the operation of a transport engine operating both on gasoline and on liquefied petroleum fuel are considered. The results of experimental studies of thermal preparation of a car engine in various operating conditions are presented. The features of the developed infor-

mation system for remote monitoring and control of the thermal preparation of an automobile engine with a phase-transfer heat accumulator under operating conditions are described.

Ключевые слова: тепловая подготовка, двигатель, система мониторинга, транспортное средство, тепловой аккумулятор фазового перехода.

Key words: thermal preparation, engine, monitoring system, vehicle, phase transition heat accumulator.

ВВЕДЕНИЕ

Для исследования процессов тепловой подготовки транспортного двигателя, оборудованного системой впрыска сжиженного газового нефтяного топлива, в условиях эксплуатации необходимо регистрировать параметры технического состояния транспортного средства. К ним относятся такие параметры: расход топлива, температуры технологических жидкостей (в различных контурах системы охлаждения), времени тепловой подготовки, частоты вращения, скорости и положение транспортного средства в пространстве (на карте местности) и другие. Осуществление дистанционного мониторинга транспортного средства в режиме реального времени производилось с помощью системы, разработанной авторами и описанной ранее в [1, 2, 3]. Для мониторинга процессов тепловой подготовки использовалась дополнительная система мониторинга на основе, изготовленных авторами, датчиков для теплоносителей в системе охлаждения двигателя транспортного средства, трекера и системы коммуникаций [4, 5]. Система мониторинга параметров технического состояния транспортного средства в экспериментальных исследованиях включала в себя: штатные датчики транспортного двигателя и транспортного средства, штатные датчики системы подачи газового топлива, электронного блока управления (ЭБУ) транспортного двигателя и ЭБУ системы подачи газового топлива, линии системы стандарта OBD-II, адаптер (сканер) OBD-II [1, 2, 3, 5].

ОСОБЕННОСТЬ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.

В процессе экспериментальных исследований целью ставилась дистанционная регистрация процессов тепловой подготовки транс-

портного двигателя. Для регистрации параметров технического состояния двигателя транспортного средства (ТС) и определения момента переключения подачи жидкого топлива на газовое в изменяющихся условиях эксплуатации исследовали следующие варианты тепловой подготовки (прогрева):

- тепловая подготовка не подвижного транспортного средства в режиме холостого хода;
- тепловая подготовка не подвижного транспортного средства в режиме холостого хода с подключением электрических потребителей нагрузки и с подключением теплообменника прогрева салона;
- тепловая подготовка не подвижного транспортного средства в режиме холостого хода и в движении;
- тепловая подготовка транспортного средства в движении (прогрев в движении).

Полученные значения параметров технического состояния сопоставлялись на основе информации из двух источников: от адаптера (сканера) OBD-II через информационный блок (42 параметра технического состояния) [1, 2, 3] и дополнительный трекер с дополнительными датчиками температур теплоносителей в системе охлаждения двигателя транспортного средства (12 параметров технического состояния) [4, 5]. Экспериментальные исследования тепловой подготовки проводилось на бензиновом автомобиле KIA CEE'D 2.0 5MT2 с двигателем G4GC (4FS 8.2 / 9.35). Для проведения экспериментальных исследований двигатель дополнительно оснащен комплектом газобаллонного оборудования 4-поколения (инжекторный газовый редуктор Tomasetto AT-09 Alaska, форсунками Hana, блоком управления STAG, температура запуска газовой аппаратуры (по температуре охлаждающей жидкости) установлена +45 °С). Тепловая подготовка двигателя осуществлялась при помощи установки теплового аккумулятора с фазово-переходным теплоаккумулирующим материалом. Дополнительно установлены датчики температуры в системе охлаждения транспортного двигателя G4GC для проведения экспериментальных исследований в части тепловой подготовки.

На (рисунке 1) показано расположение датчиков температуры в системе охлаждения [1–5] транспортного двигателя G4GC для проведения экспериментальных исследований в части тепловой подготовки. В качестве датчиков использовались датчики температуры Arduino DS18B20 [6].



Датчик 1 – Патрубок системы охлаждения на выходе из блока цилиндров



Датчик 2 – Патрубок радиатора отопителя салона



Датчик 3 – Патрубок дроссельной заслонки



Датчик 4 – Патрубок газового редуктора испарителя

Рисунок 1 – Расположения датчиков температуры в системе охлаждения транспортного двигателя G4GC

Датчики были установлены при помощи специально изготовленных переходников в патрубках системы охлаждения, в самых теплонагруженных или наиболее важных местах системы охлаждения, а именно: датчик 1 на выходе из блока цилиндров; датчик 2 перед радиатором отопителя салона; датчик 3 перед дроссельной заслонкой;

датчик 4 перед газовым редуктором испарителем [5]. В процессе исследования, на первом этапе, ставилась задача установить характер прогрева различных контуров системы охлаждения транспортного двигателя G4GC в зависимости от изменения температуры окружающей среды и варианта прогрева в условиях эксплуатации транспортного средства. Это необходимо для того, чтобы выработать рекомендации по установке газового редуктора и теплового аккумулятора в условиях эксплуатации. Для дистанционной регистрации параметров температур теплоносителя в различных контурах системы охлаждения транспортного двигателя G4GC использовался специальный компактный ГЛОНАСС/GPS/GSM трекер компании «Видеоконпроект». Этот терминал выполнял дополнительное определение скорости и координат транспортного средства, передавал их по сети GSM совместно с данными температур транспортного двигателя, зарегистрированных с помощью датчиков температуры Arduino DS18B20.

Обмен информацией осуществляется через сети получения и передачи информации, а именно GPS, A-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet или локальную сеть. В память системы мониторинга параметров технического состояния закладываются параметры состояния транспортного средства и транспортного двигателя. Фрагмент результатов проведенных измерений в виде карты движения ТС от трекера (рисунок 2) в результате информационного обмена между элементами измерительного комплекса для осуществления дистанционного исследования температур системы охлаждения двигателя транспортного средства [5].

Результаты проведенных измерений транспортного двигателя при работе на жидком нефтяном топливе с использованием адаптера (сканера) OBD-II транспортного средства описаны и показаны в [1, 2, 4, 7]. Регистрация параметров транспортного двигателя при работе на газовом топливе проводилась аналогично. Экспериментальные исследование транспортного средства проводились в температурном диапазоне в условиях окружающей среды от -20°C до $+20^{\circ}\text{C}$.

Одна из основных задач исследования – установить экспериментальным путем температуры включения подачи газа в различных контурах системы охлаждения. Это необходимо для того, чтобы в дальнейшем определить место размещения газового редуктора и теплового аккумулятора фазового перехода для того, чтобы обеспечить

качественную тепловую подготовку транспортного двигателя в условиях эксплуатации.

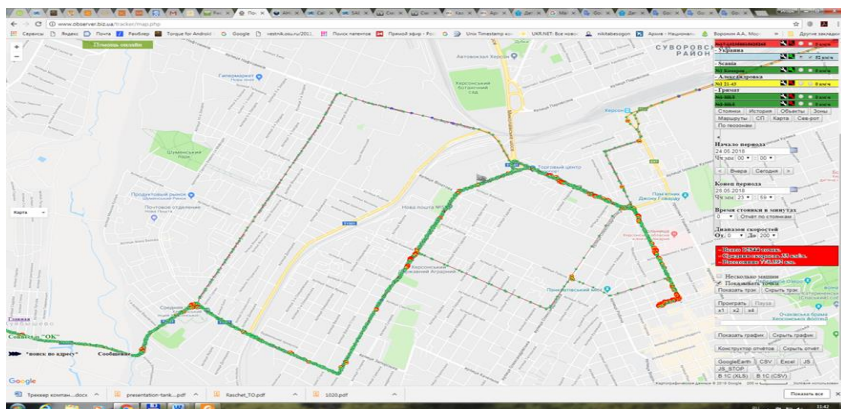


Рисунок 2 – Фрагмент отчета о результатах проведенных измерений параметров тепловой подготовки транспортного средства в движении на карте местности

На рисунке 3, для примера, показаны результаты измерения температур в контурах системы охлаждения транспортного двигателя и момент переключения подачи с жидкого нефтяного топлива на газовое топливо в температурном диапазоне в условиях окружающей среды от +5 °С.

Места установки датчиков температуры в системе охлаждения транспортного средства, работающего на сжиженном газовом топливе, были выбраны именно для того, чтобы провести соответствующий анализа температур охлаждающей жидкости в различных ее контурах. Это нужно для определения места установки газового редуктора-испарителя и теплового аккумулятора фазового перехода. Для осуществления быстрого прогрева системы охлаждения транспортного двигателя и перехода на питание сжиженным газовым топливом использовался тепловой аккумулятор фазового перехода [1– 5]. В процессе проведенного исследования было обнаружено (рисунок 2), что быстрее осуществляется прогрев охлаждающей жидкости на выходе из блока цилиндров ДВС (датчик №1), затем радиатор отопителя салона (датчик № 2), а за ним – дроссельная заслонка (датчик № 3).

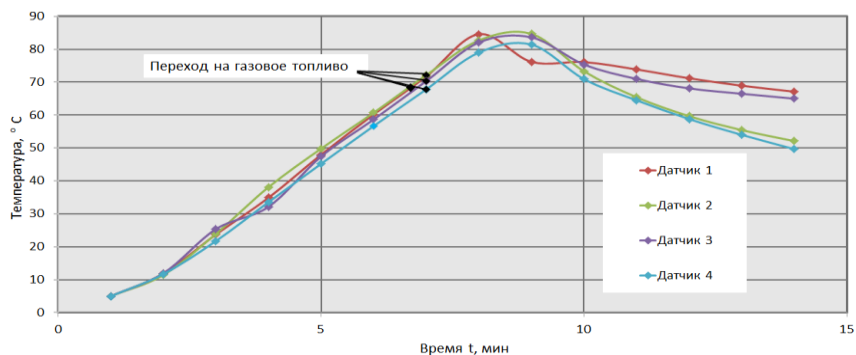


Рисунок 3 – Результаты измерения температур в контурах системы охлаждения транспортного двигателя

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Считаем возможным рекомендовать установку и подключение:

- газового редуктора на выходе из блока цилиндров транспортного двигателя. В этом случае прогрев газового редуктора может осуществляться сразу же после прогрева двигателя и температура в нем не будет значительно отличаться от температуры охлаждающей жидкости в ДВС;

- теплового аккумулятора фазового перехода для предпускового прогрева ДВС транспортного средства и поддержания заданной температуры системы охлаждения – на входе в блок цилиндров транспортного двигателя по ходу циркуляции охлаждающей жидкости. Это обеспечит одновременный системный прогрев в условиях эксплуатации, как блока цилиндров, так и газового редуктора, что, в свою очередь, обеспечивает своевременный переход системы питания на сжиженное газовое топливо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>.

2. Gritsuk, I., Mateichyk, V., Aleksandrov, V., Prilepsky, Y. et al., "Features of Modeling Thermal Development Processes of the Vehicle

Engine Based on Phase-Transitional Thermal Accumulators," SAE Technical Paper 2019-01-0906, 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0906>.

3. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Grytsuk, Y. et al., "Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions," SAE Technical Paper 2018-01-0024, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-0024>.

4. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y. et al., "The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle," SAE Int. J. Fuels Lubr. 10(1):236-248, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-26-0364>.

5. Погорлецький Д. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / Vlatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. –Херсон : ХДМА, 2019. – 442 с. : іл., табл. (укр., рос., англ. мовами), Херсон, р. 383-394.

6. Arduino и цифровой датчик температуры DS18B20. <http://arduino-diy.com/arduino-tsifrovoy-datchik-temperatury-DS18B20>. -- 19.03.2020.

7. Gritsuk I.V. "The development and the study of the combined heating system of engines and vehicles", Herald of Kharkiv National Automobile and Highway University, 70: 23 - 32, 2015.

Представлено 09.02.2020

УДК 621.433.2

**ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО
ЦИКЛА ДЛЯ КОНВЕРТИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО
ДВИГАТЕЛЯ В ГАЗОВЫЙ**

**SELECTION OF AN OPTIMAL THERMODYNAMIC CYCLE
FOR CONVERSION OF A DIESEL ENGINE TO A GAS**

А.В. Козлов, д-р техн. наук, **К.В. Милов**, асп.,
ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ", г. Москва, Россия.

A. Kozlov, Doctor of Science, K. Milov, Postgraduate student,
Central Scientific Research Automobile and Automotive
Engines Institute, Moscow, Russia.

На основании результатов экспериментальных исследований дизельного двигателя 6ЧН13/15, конвертированного в газовый, проведен сравнительный анализ показателей двигателя при его работе по термодинамическому циклу Отто и циклу Миллера.

Based on the results of experimental studies of a diesel engine converted to gas, a comparative analysis of the engine performance during its work on the Otto thermodynamic cycle and the Miller cycle is carried out.

Ключевые слова: газовый двигатель, природный газ, цикл Миллера, цикл Отто, конвертирование двигателя.

Key words: gas engine, natural gas, Miller cycle, Otto cycle, engine conversion.

ВВЕДЕНИЕ

Основные проблемы, возникающие при переходе на природный газ это: уменьшение эффективного КПД (из-за снижения степени сжатия), снижение топливной экономичности, двигатели на природном характеризуются более высокой теплонапряженностью и склонностью к возникновению детонации [1]. Высокая общая теплонапряженность газового двигателя является одной из причин дефорсировки двигателя по мощности и крутящему моменту. Несмотря на это, конвертация двигателя на газовое топливо остается экономически выгодной [2].

Данные термодинамического анализа [3] показали, что цикл Миллера позволяет на 18 % повысить эффективный КПД на малых

нагрузках по сравнению с циклом Отто. В результате исследования [4] различий между ранним закрытием и поздним закрытием впускного клапана в эффективности относительно снижения действительной степени сжатия и изменений КПД практически нет, разница замена в снижении температуры отработавших газов. Ранее закрытие впускного клапана позволяет существенно снизить температуру отработавших газов. Таким образом, одним из способов достижения желаемого эффекта от газового двигателя будет переход на цикл Миллера с ранним закрытием впускного клапана (РЗВпК).

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

На базе Испытательного центра продукции автомобилестроения ФГУП «НАМИ» проведен ряд исследований газовых двигателей 6ЧН13/15 работающего по циклу Миллера и Отто, конвертированных из дизельного двигателя, испытания проводились по совокупности нагрузочных характеристик на частотах 1000...1800 мин⁻¹ с шагом 200 мин⁻¹.

Одной из основных проблем при конвертировании дизельного двигателя в газовый, работающий по циклу Отто, является снижение степени сжатия. В рассматриваемом случае была установлена дополнительная прокладка между блоком цилиндров и головкой блока, распределительный вал сохранен от базового дизельного двигателя. Реализация раннего закрытия впускного клапана на цикле Миллера стала возможна благодаря установке нового распределительного вала. Геометрическая степень сжатия для цикла Отто составляет 12,5, для цикла Миллера геометрическая степень сжатия равна 17,5, как у базового двигателя, эффективная степень сжатия составила 13,4. Максимальная мощность для цикла Отто составляет 331 кВт, для Миллера – 380 кВт, цикл Миллера позволяет сделать более форсированный двигатель. На рисунке 1 представлено сравнение характеристик при работе по нагрузочным характеристикам для двух частот вращения 1000 и 1800 мин⁻¹.

В результате исследования удельный расход топлива для цикла Миллера на малых нагрузках ниже, чем для Отто, максимальная разница составляет 46,8 г/кВт·ч на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ $M_e = 310 \text{ Н·м}$. На средних и высоких нагрузках значения удельного эффективного расхода практически одинаковы. Минимальное значение удельного

эффективного расхода для цикла Миллера $g_e = 186,6$ г/кВт·ч, для цикла Отто – 187,1 г/кВт·ч.

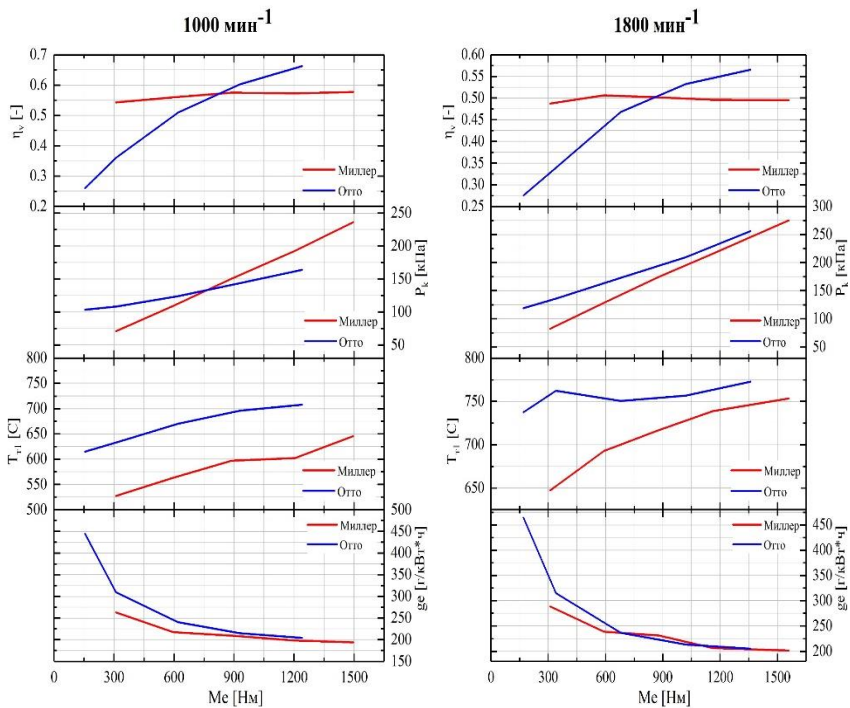


Рисунок 1 – Сравнение термодинамических циклов при $n=1000$ и 1800 мин^{-1}

Температура отработавших газов перед турбиной для цикла Миллера ниже на 100...150 °С. Максимальная разница в температурах наблюдается при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и M_e более 300 Н·м и составляет 150 °С. Данный факт экспериментально подтверждает принципиальную возможность реализации цикла Миллера в газовом двигателе как эффективной меры снижения температуры отработавших газов.

Коэффициент наполнения по циклу Отто при $n = \text{const}$ равномерно возрастает при росте нагрузки, максимальное значение $\eta_v = 0,69$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $M_e = 1480 \text{ Н·м}$. Значение коэффициента наполнения для цикла Миллера находится в диапазоне

0,49–0,58, это связано с регулированием давления наддува при помощи перепускного клапана турбины. Так как коэффициент наполнения цикла Миллера на высоких нагрузках ниже, необходимо более высокое (на 20 %) давление наддува (до 320 кПа), которое достигается за счет установки двух последовательных турбокомпрессоров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных экспериментальных исследований показано, что удельный эффективный расход топлива двигателем с циклом Миллера меньше на 10–20 % в зависимости от нагрузки, температура отработавших газов ниже до 150 °С. Дальнейшее улучшение показателей возможно достичь регулируемыми фазами газораспределения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А.А., Марков В.А., ред. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012. – 791 с.
2. Лукшо В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска. Дисс... докт. техн. наук: 05.04.02. – М., 2015. – 369 с.
3. Moro D., Ponti F., Serra G. «Thermodynamic Analysis of Variable Valve Timing Influence on SI Engine Efficiency», SAE Paper, № 2001-01-0667, 2001.
4. Бахмутов С.В., Козлов А.В., Лукшо В.А., Теренченко А.С. Проблемные вопросы создания высокофорсированных газовых и газодизельных двигателей. Москва, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Механика машин, механизмов и материалов. 2018. № 4 – 13–23 с.

Представлено 15.05.2020

УДК 621.43: 629.33

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
СПИРТСОДЕРЖАЩЕГО ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫМ
СРЕДСТВОМ С ДВИГАТЕЛЕМ С ИСКРОВЫМ
ЗАЖИГАНИЕМ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**
EVALUATION OF VEHICLE EFFICIENCY WITH SPARK
IGNITION ENGINE POWERED BY ALCOHOL-CONTAINING
FUEL UNDER OPERATING CONDITIONS

Н.П. Цюман, канд. тех. наук, доц., **С.В. Сосида**, асп.,
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина
Tsiuman N.P., Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Sosida S.V., postgraduate,
National Transport University, Kiev, Ukraine

Исследован расход топлива и выбросы вредных веществ транспортным средством с двигателем с искровым зажиганием, системой впрыска и каталитической нейтрализации отработавших газов при использовании спиртосодержащего топлива с содержанием биоэтанола более 20% на основе данных о параметрах движения в условиях реального маршрута.

The fuel consumption and harmful emissions by a vehicle with a spark ignition engine equipped a fuel injection and exhaust gas cleaning systems have been investigated. In the study an alcohol-containing fuel with a bioethanol content of more than 20 % was used. The study was based on data on motion parameters in a real route.

Ключевые слова: расход топлива, вредные выбросы, транспортное средство, двигатель с искровым зажиганием, условия эксплуатации, спиртосодержащее топливо.

Key words: fuel consumption, harmful emissions, vehicle, spark ignition engine, operating conditions, alcohol-containing fuel.

ВВЕДЕНИЕ

К наиболее распространенным источникам энергии на автомобильном транспорте, особенно на транспортных средствах (ТС) категорий М1 и N1, относятся двигатели с искровым зажиганием, значительную часть из которых составляют двигатели, работающие на жидком топливе. В последние годы достаточно актуальна проблема

поиска альтернативных топлив, решение которой направлено на постепенное замещение традиционных топлив нефтяного происхождения альтернативными. Для Украины в качестве сырьевой базы для производства альтернативных топлив наиболее перспективными являются компоненты биологического происхождения, в частности, биоэтанол.

Исследованию применения топлив на основе биоэтанола посвящено множество научных работ [1–4]. Стендовые экспериментальные исследования использования топлива с содержанием биоэтанола 25 % по массе (E25) показали, что использование такого топлива приводит к увеличению абсолютного расхода топлива на 10,8–10,9 % и некоторому снижению эффективности нейтрализации оксидов азота [5]. При этом, энергетические показатели двигателя и эффективность использования топлива в тепловом эквиваленте практически не отличаются от таких же показателей при питании бензином.

Целью данного исследования является оценка расхода топлива и выбросов вредных веществ транспортным средством с двигателем с искровым зажиганием, системой впрыска и каталитическим нейтрализацией отработавших газов при использовании спиртосодержащего топлива на основе данных о параметрах движения в условиях реального маршрута.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования при использовании спиртосодержащего топлива в условиях эксплуатации является транспортное средство БОГДАН 21101 1,6 л на котором установлен двигатель ВАЗ-21114.

В качестве исследуемых топлив были использованы традиционный бензин и спиртосодержащее топливо E25.

Экспериментальная часть исследования включала получение и дальнейшую обработку данных о параметрах движения ТС, режимах работы двигателя и его регулировочных параметрах, температурном состоянии двигателя и каталитического нейтрализатора, расходах топлива и воздуха во время движения по маршруту в центральной части города Киева с использованием традиционного бензина и E25.

На основе полученных показателей с использованием математической модели движения ТС определены пройденный путь ТС S_a , секундные $g_{\text{пал}}$ и суммарные $g_{\text{пал}_\Sigma}$ расходы топлив, эффективность ра-

боты каталитического нейтрализатора в зависимости от коэффициента избытка воздуха и температуры нейтрализатора, секундные g_{CO} и суммарные $g_{CO, \Sigma}$ выбросы оксида углерода, углеводородов g_{CmHn} , $g_{CmHn, \Sigma}$, оксидов азота g_{NOx} , $g_{NOx, \Sigma}$.

В качестве примера, на рисунке 1 представлены зависимости текущей скорости ТС и суммарных расходов топлива в режимах движения по маршруту при использовании исследуемых топлив. На рис. 2 показаны значения секундных расходов топлива в установившихся режимах работы двигателя, полученные на основе данных о расходе топлива и времени работы двигателя в соответствующем режиме работы во время движения ТС по реальному маршруту, и их аппроксимированные зависимости. Полученные зависимости описывают расход топлива данного двигателя в данных условиях эксплуатации и является его эксплуатационными характеристиками.

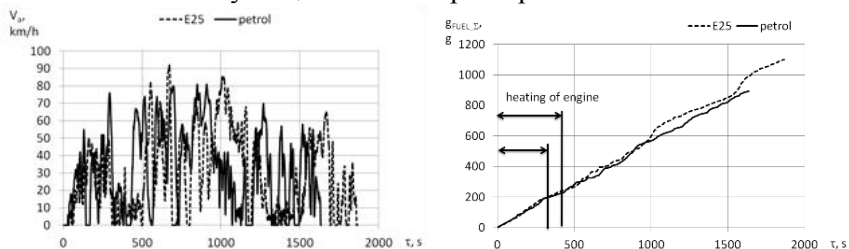


Рисунок 1 – Зависимости текущей скорости и суммарного расхода топлива от времени движения ТС при использовании исследуемых топлив

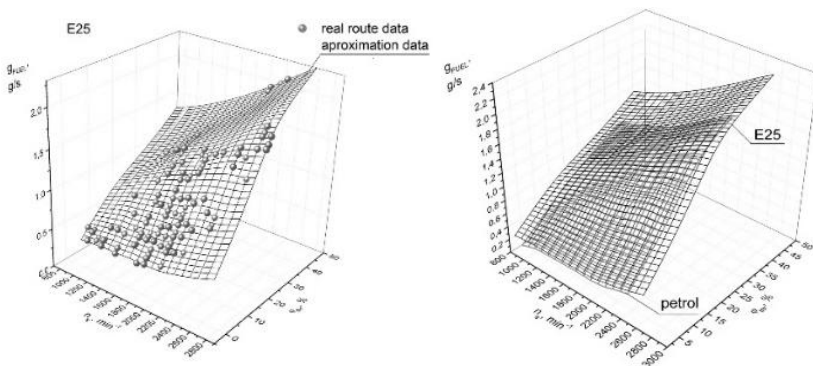


Рисунок 2 – Зависимости секундных расходов топлива от режимов работы двигателя, полученные в условиях эксплуатации

С использованием данных эксплуатационных характеристик выполнен расчет расходов топлива и выбросов ТС в ездовом цикле при использовании исследуемых топлив. Его результаты показывают, что при использовании E25 расход топлива увеличивается на 11 % (с 508 до 564 г), выбросы CO уменьшаются на 1,8 % (с 13,54 до 13,29 г), выбросы C_mH_n и NO_x увеличиваются на 0,2 % (с 0,546 до 0,547 г) и 4,5 % (0,740 до 0,773 г) соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследования позволили оценить эффективность использования спиртосодержащего топлива E25 при эксплуатации автомобиля с двигателем с искровым зажиганием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А., Гутаревич Ю.Ф. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічні показники автомобілів. Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Північного наукового центру ТАУ. 2003. Вип. 6. С. 34–35.

2. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г., Захарченко О.М. Вплив кута випередження запалювання на показники двигуна за роботи на сумішевих паливах з різним вмістом спиртових сполук. Автошляховик України. 2006. № 1. С. 19–21.

3. Кульбако В.П., Добровольський О.С., Сирота О.В., Цюман М.П. Дослідження доцільності використання сумішевих палив у двигунах з різними системами живлення. Проблеми транспорту. Збірник наукових праць. Київ, 2010. Випуск 7. С. 128–133.

4. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03. Нац. трансп. ун-т. К., 2013. – 20 с.

5. Цюман М.П. Дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням під час використання спиртовмісного палива / М.П. Цюман, І.О. Шевчук, Р.В. Артеменко, С.Г. Бориско // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2017. – Вип. 1 (37). С. 424–433.

Представлено 28.03.2020

УДК 621.43.004

**ВЛИЯНИЕ МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ
ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ
ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ
В НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ**

**INFLUENCE OF THE POWER CONTROL METHOD BY
DISABLING THE CYLINDERS ON THE SPARK IGNITION
ENGINE OPERATION INDICATORS ON UNSTEADED MODES**

О.В. Сирота, канд. техн. наук, доц.,

Д.М. Трифонов, канд. техн. наук, ст. преп.,

Є.В. Шуба, канд. техн. наук, доц.,

Национальный транспортный университет, Киев, Украина

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

D. Trifonov, Ph.D. in Engineering, Senior Lecturer,

Y. Shuba, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

National transport university, Kyiv, Ukraine

Проведенные исследования показали, что при переходе к регулированию мощности отключением группы цилиндров топливная экономичность двигателя в неустановившихся режимах улучшается в среднем на 8 %. При применении каталитического нейтрализатора выбросы вредных веществ в циклах разгон-замедление с максимальным крутящим моментом до 45 Н·м, уменьшаются в среднем на 17,94 %.

Investigation have shown that using of power control method by disabling a group of cylinders ensure the fuel efficiency of engine in transient conditions improves by an average of 8 %. When using a catalytic converter, harmful emissions in acceleration-deceleration cycles with a maximum torque of up to 45 Nm are reduced by an average of 17.94 %.

Ключевые слова: отключение цилиндров, топливная экономичность, экологические показатели.

Keywords: disabling a group of cylinders, fuel efficiency, harmful emissions.

ВВЕДЕНИЕ

Метод регулирования мощности отключением группы цилиндров является наиболее эффективным методом улучшения топливной экономичности современных многоцилиндровых бензиновых двигателей в условиях эксплуатации. При отключении группы цилиндров увеличивается нагрузка на работающие цилиндры, что позволяет улучшить показатели рабочего процесса и увеличить эффективный КПД двигателя.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ В НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ

На кафедре "Двигатели и теплотехника" Национального транспортного университета, Украина, проводятся исследования экспериментальной системы для отключения цилиндров, которую можно использовать на серийных двигателях [1]. Отключение цилиндров осуществляется без изменения системы газообмена, что уменьшает эффективность метода, но значительно упрощает переоборудование двигателей.

Экспериментальный образец системы для отключения цилиндров создан на базе системы питания шестицилиндрового бензинового двигателя 6С 9,5 / 6,98 (Opel С30 LE) с групповой системой впрыска и обратной связью [2].

Исследование двигателя проводили на тормозном стенде в циклах разгон-замедление при изменении нагрузки, соответственно скоростной характеристике стенда. Разгон двигателя обуславливался изменением положения дроссельной заслонки в определенных пределах для получения заданного крутящего момента и частоты вращения.

Во время испытаний двигателя по циклу разгон-замедление определяли расход топлива за цикл. На основе этих данных рассчитывали средние часовые расходы топлива двигателя в неустановившихся режимах. Результаты испытаний показали, что при переходе к регулированию мощности отключением группы цилиндров топливная экономичность двигателя в циклах разгон-замедление улучшается в среднем на 8 %

Для математического описания работы двигателя установленного на тормозном стенде в циклах разгон-замедление была разработана математическая модель, которая действует на основе дифференциального уравнения равновесия моментов [3]. Главной целью расчета на математической модели показателей движения двигателя в неустановившихся режимах является оценка эффективности применения метода регулирования мощности отключением цилиндров относительно топливной экономичности и определения экологических показателей, по сравнению с традиционным методом регулирования мощности дросселированием.

По методике, описанной в работе [4] рассчитывали массовые выбросы оксида углерода, суммарных углеводородов и оксидов азота в неустановившихся режимах работы. По массовым выбросам отдельных ВВ определяли суммарные массовые выбросы ВВ сведенные к CO – $G_{\Sigma CO}$ (рисунок 1).

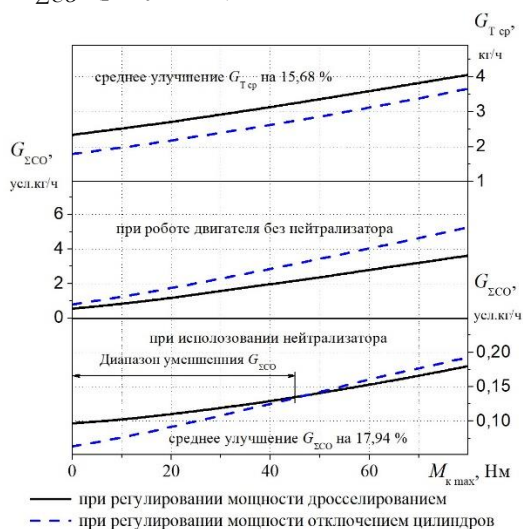


Рисунок 1 – Влияние диапазона изменения крутящего момента в цикле разгон-замедление на топливную экономичность и массовые выбросы ВВ двигателя 6Ч 9,5/6,98

Как видно из графиков, при переходе к методу регулирования мощности отключением цилиндров наблюдается улучшение топливной

економичности в среднем на 15,68 % для всего диапазона изменения крутящего момента в цикле.

При применении каталитического трехкомпонентного нейтрализатора суммарные массовые выбросы вредных веществ, сведенные к CO, уменьшаются в циклах с максимальным крутящим моментом в цикле до 45 Н·м в среднем на 17,94 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, с точки зрения экологической безопасности, момент изменения количества работающих цилиндров целесообразно установить при $M_k = 45$ Н·м. Тогда при переходе к регулированию мощности отключением группы цилиндров кроме улучшения топливной экономичности также достигается и улучшение экологических показателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сирота О.В. Експериментальні дослідження двигуна з впорскуванням бензину і зворотним зв'язком при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності / О.В. Сирота // Вісник НТУ. – К.: НТУ, 2008. – № 17. – С. 95–101.

2. Патент на корисну модель № 28208 МПК (2006) F02M 13/00 / Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Сирота О.В., Дядченко В.Л. номер заявки: u 2007 09391; дата подання заявки 17.08.2007; дата публікації 26.11.2007. Бюл. №19, с. 4.

3. Гутаревич Ю.Ф. Математична модель двигуна за різних методів регулювання потужності / Ю.Ф. Гутаревич, О.В. Сирота // Materiały XXI konferencji międzynarodowej «Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia». – Seria: Transport № 1. – Rzeszów: Politehnika Rzeszowska, 2010. – С. 107–114.

4. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник / [Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун та ін.]. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.

Представленно 26.03.2020

УДК 621.431

**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИСТОЧНИКОВ
ШУМОВ, ВИБРАЦИЙ И ЖЕСТКОСТИ РОБОТЫ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**MODERN METHODS OF AUTOMOTIVE ENGINES NOISE,
VIBRATION AND HARSHNESS SOURCE RESEARCH**

А.А. Корпач¹, канд. техн. наук, проф.,

А.А. Левковский², канд. техн. наук, специалист тех. поддержки,

¹Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

²ООО «Виннер Импортс Украина ЛТД» г. Киев, Украина

A. Korpach¹, Ph.D. in Engineering, professor,

O. Levkivskiy², Ph.D. in Engineering, technical support specialist,

¹National Transport University, Ukraine, Kyiv

²Limited Liability Company «Winner Imports Ukraine LTD»,

Ukraine, Kyiv

Рассмотрены современные методы определения и изучения источников повышенных шумов, вибраций и жёсткости работы автомобильных двигателей.

Modern methods of automotive engines abnormal noise, vibration and harshness identification and investigation are reviewed.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель, шумы, вибрации.

Key words: car, engine, noise, vibration.

ВВЕДЕНИЕ

Снижение шумов, вибраций и жесткости работы автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одной с основных задач при разработке и проектировании новых моделей, а также при ремонте, в процессе эксплуатации, существующих. Повышение шумов и вибраций при работе двигателя может быть вызвано рядом факторов: нарушение процессов сгорания топлива, дисбаланс или износ подвижных компонентов двигателя, дефекты впускной и выпускной системы ДВС [1].

МЕТОДЫ ИЗУЧЕНИЯ ШУМОВ, ВИБРАЦИЙ И ЖЕСТКОСТИ

Определение источников и причин возникновения шумов и вибраций ДВС является сложной технической задачей. В большинстве случаев дефект усиливается с возрастанием частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель. Исследование данных явлений возможно либо на специальных стендах, либо в дорожных условиях при движении автомобиля. При этом также необходимо отделить шумы и вибрации ДВС от дефектов других подвижных компонентов автомобиля (трансмиссия, ходовая часть и вспомогательное оборудование) [2].

Для эффективного решения поставленных задач разработано ряд современных диагностических комплексов. На сегодняшний день существуют как стационарные (AVL NVH Testbed Systems) так и портативные (Rotunda Tools MTS 4100, PicoDiagnostics NVH и др.) устройства для выявления и анализа источников шумов и вибраций. Портативные устройства получили более широкое распространение в связи с простотой и удобством в использовании.

Одним с наиболее удобных и функциональных является диагностический комплекс PicoDiagnostics NVH (рисунок 1) [3]. Диагностический комплекс включает датчики вибрации, датчики шума, коммуникационные модули и программное обеспечение. Оборудование является универсальным и компактным, может быть подключено к автомобилям, которые поддерживают протокол бортовой самодиагностики второго поколения (OBD2).



Рисунок 1 – Диагностический комплекс PicoDiagnostics NVH

Программное обеспечение получает информацию о частоте и амплитуде вибраций (в 3-х плоскостях) или звуковых колебаний. Дополнительно рассчитывается скорость движения и частота вращения подвижных компонентов двигателя и трансмиссии, на основе информации полученной от бортовой системы самодиагностики автомобиля и предварительно внесенных технических характеристик автомобиля (количество, расположение и порядок работы цилиндров ДВС, передаточное отношение приводов вспомогательного оборудования ДВС, передаточное отношение ступеней трансмиссии и т.п.).

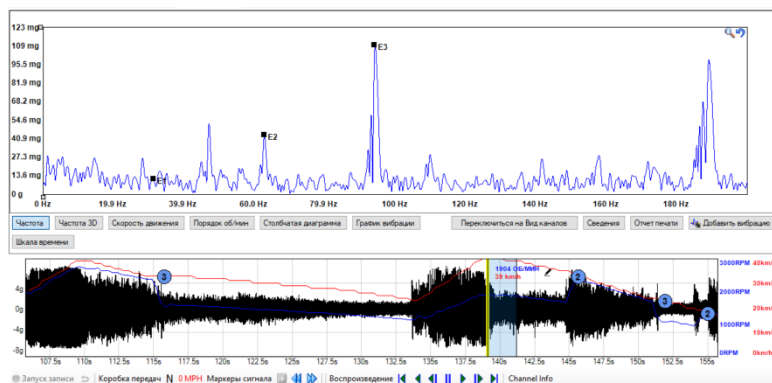


Рисунок 2 – Результаты измерения вибрации ДВС

Результаты измерений и расчётов, выполненных программным обеспечением, представлено в графическом виде (рисунок 2) Анализ полученной информации позволяет определить величину вибрации и частоту работы проблемного компонента ДВС. Изменяя место установки датчика или используя несколько датчиков, возможно достаточно точно определить дефектный компонент ДВС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование диагностического комплекса позволяет быстро и точно определить источники повышенных шумов и вибраций автомобильных ДВС, что способствует снижению времени и затрат на устранение дефектов. Задача снижение шумов и вибраций автомобилей, в современных условиях эксплуатации, стоит на втором месте после снижения выбросов вредных веществ.

ЛИТЕРАТУРА

1. M. Harrison. Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles. - United Kingdom: Elsevier, 2004. – 360p.
2. A. Fuchs. Automotive NVH Technology / A. Fuchs, E. Nijman, H. Priebisch. – New York: Springer, 2015. – 117 p.
3. Pico Diagnostics. User’s guide. – United Kingdom: Pico Technology, 2016. – 77 p.

Представлено 29.04.2020

УДК 621.43

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ КОМБИНИРОВАННОГО МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ

**IMPROVEMENT OF ENGINE INDICATORS WITH SPARK
IGNITION BY IMPROVING OF COMBINED POWER CONTROL
METHOD**

Ю.Ф. Гутаревич, д-р техн. наук, проф.,
С.В. Ковбасенко, канд. техн. наук, доц., **М.М. Ющенко**, асп.,
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина
Y. Gutarevich. Doctor of technical Sciences, Professor,
Kovbasenko S.V. Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Yushchenko M. M. postgraduate student,
National Transport University, Kyiv, Ukraine

Одним из способов улучшения показателей работы двигателей с искровым зажиганием в режимах малых нагрузок и холостого хода является регулирование мощности двигателя изменением рабочего объема путем отключения группы цилиндров. В работе представлены результаты экспериментальных испытаний двигателя с усовершенствованным комбинированным методом регулирования мощности с возможностью свободного впуска воздуха в отключенную группу цилиндров и его влияние на показатели топливной экономичности и экологические характеристики.

One of the ways to improve the performance of spark ignition engines in low load and idle modes is to control the engine power by changing the displacement by disabling the cylinder group. The paper presents the results of experimental tests of an engine with an improved combined method of power control with the possibility of free air intake into a disconnected group of cylinders and its effect on fuel economy and environmental performance.

Ключевые слова: двигатель с искровым зажиганием, отключение цилиндров, регулирование мощности, изменение рабочего объема двигателя, свободный впуск воздуха.

Key words: spark ignition engine, cylinder shutdown, power adjustment, change in engine displacement, free air intake.

ВВЕДЕНИЕ

Основными режимами работы двигателей автомобилей в условиях эксплуатации являются режимы малых нагрузок и холостого хода. В этих режимах топливная экономичность двигателей с искровым зажиганием резко ухудшается. Причинами такого ухудшения являются работа двигателя на обогащённой топливовоздушной смеси, уменьшение индикаторного КПД действительного цикла вследствие увеличения относительного количества остаточных газов, ухудшение условий смесеобразования и сгорания и увеличение относительной доли насосных потерь [1]. Названные причины являются в значительной степени являются следствием используемого метода регулирования мощности этих двигателей - дросселированием топливовоздушной смеси [2]. Одним из методов улучшения показателей работы многоцилиндровых двигателей с искровым зажиганием в этих режимах работы является регулирование мощности двигателя изменением рабочего объема путем отключения группы цилиндров. Комбинированный метод регулирования мощности предусматривает отключение группы цилиндров в режимах холостого хода и малых нагрузок.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Для исследования влияния комбинированного метода регулирования мощности двигателя с искровым зажиганием на показатели ра-

боты в различных скоростных и нагрузочных режимах в Национальном транспортном университете в лаборатории кафедры «Двигатели и теплотехника» создана экспериментальная установка. Исследования проводились на двигателе 6Ч 9,5/6,98 (OPEL C30LE) с системой впрыска с обратной связью, каталитическим нейтрализатором и усовершенствованной системой отключения группы цилиндров с возможностью свободного впуска воздуха в отключенную группу цилиндров.

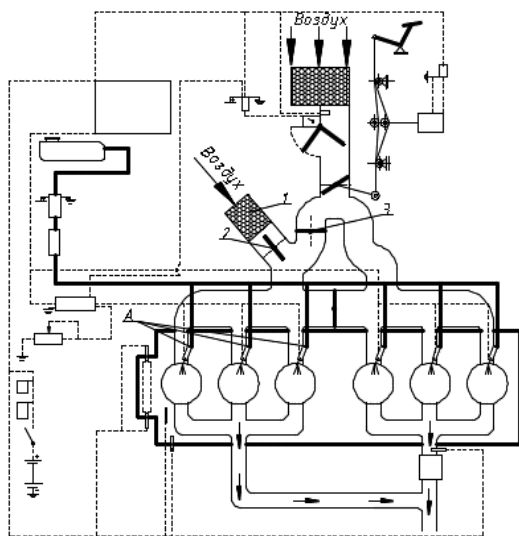


Рисунок 1 – Схема двигателя с комбинированным методом регулирования мощности

На рисунке 1 показана схема двигателя 6Ч 9,5/6,98 с возможностью свободного впуска воздуха в отключенную группу цилиндров. При этом заслонка 2 открыта, а заслонка 3 закрыта, забор воздуха происходит через фильтр 1. Форсунки группы А отключены.

Для примера на рисунке 2 показано влияние способа отключения группы цилиндров двигателя 6Ч 9,5/6,98 на показатели его работы (до нейтрализатора): при работе на 6-ти цилиндрах; при работе на 3-х цилиндрах с неизменной системой газообмена; при работе на 3-х цилиндрах и свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры. Как видно из представленной характеристики, отключение цилиндров двигателя 6Ч 9,5/6,98 приводит к снижению часового расхода топлива до 13,7 % в режимах малых нагрузок, а при свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры до 15,8 % соответственно. Концентрации оксидов азота при свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры снижаются до 27 %, в сравнении с работой двигателя на части цилиндров с неизменной системой газобмена. Кроме того, отмечается снижение концентрации углеводородов до уровня работы на 6 цилиндрах, что

боте на 6-ти цилиндрах; при работе на 3-х цилиндрах с неизменной системой газообмена; при работе на 3-х цилиндрах и свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры. Как видно из представленной характеристики, отключение цилиндров двигателя 6Ч 9,5/6,98 приводит к снижению часового расхода топлива до 13,7 % в режимах малых нагрузок, а при свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры до 15,8 % соответственно. Концентрации оксидов азота при свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры снижаются до 27 %, в сравнении с работой двигателя на части цилиндров с неизменной системой газобмена. Кроме того, отмечается снижение концентрации углеводородов до уровня работы на 6 цилиндрах, что

также ниже, чем при работе на 3-х цилиндрах с неизменной системой газообмена.

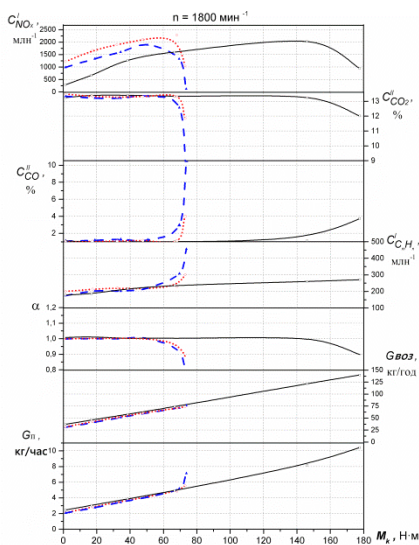


Рисунок 2 – Характеристики двигателя 6С 9,5/6,98

- при работе на 6-ти цилиндрах;
- - - при свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры;
- · · при работе на 3-х цилиндрах, с неизменной системой газообмена

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Экспериментальные исследования двигателя 6С 9,5/6,98 с усовершенствованным комбинированным методом регулирования мощности показали, что отключение цилиндров при свободном впуске воздуха в отключенные цилиндры в сравнении с работой двигателя на 3-х цилиндрах с неизменной системой газообмена приводит как к снижению часового расхода топлива, так и концентраций вредных веществ, таких как оксиды азота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дяченко Н.Х. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания/Дяченко Н.Х., Дашков С.Н., Мусатов П.М. и др./ Под ред. Дяченко Н.Х. –Л.: Машиностроение, 1962. – 359с.

2. Гутаревич Ю.Ф. Удосконалення комбінованого методу регулювання потужності сучасного бензинового двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, С.В. Карев, М.М. Ющенко // Вісник НТУ. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2018. – Вип. 1 (40). – ISSN 2308-6645. С. 105–113.

Представлено 29.03.2020

ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

**ВЫБОР СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ ЗАДАННОЕ
ПОЛОЖЕНИЕ ПЛАТФОРМЫ ШАССИ**
SELECTING A SYSTEM THAT PROVIDES THE PRESENT
POSITION OF THE CHASSIS PLATFORM

В.П. Бойков, д-р. техн. наук, проф.,
Ч.И. Жданович, канд. техн. наук, доц., **М.И. Мамонов**, преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
V. Boykov, Doctor of technical Sciences, Professor,
Ch. Zhdanovich, PhD in Engineering, Associate Professor,
M. Mamonov, Lecturer
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ работы систем обеспечивающих заданное положение платформы шасси. Рекомендована система обеспечивающая минимальные затраты энергии двигателя, построенная по комбинированной схеме, с аккумулярованием энергии отводимой рабочей жидкости с гидрорессоры и рекуперацией гидравлической энергии между рессорами.

The analysis of the operation of systems providing a given position of the chassis platform. A system is recommended that ensures the minimum energy consumption of the engine, built according to a combined scheme, with the accumulation of energy of the discharged working fluid from the hydraulic springs and the recovery of hydraulic energy between the springs.

Ключевые слова: стабилизация платформы, гидропневматическая подвеска, гидрорессоры, рабочая жидкость.

Key words: platform stabilization, hydropneumatic suspension, hydraulic springs, working fluid.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время многие производители автотранспортных средств ищут пути создания эффективных и недорогостоящих способов создания управляемых подвесок. Все многообразие предполагаемых систем подразделяются на два основных класса: активные подвески и регулируемые подвески [1].

Особенно интенсивно развиваются концепции активных систем управления. Наилучшими с точки зрения плавности хода являются активные подвески без упругодемпфирующих элементов [2]. В этом случае подвеска выполняет функцию перемещения корпуса колесной машины по оптимальной траектории, вычисляемой по заложенному алгоритму.

Наиболее перспективной является подвеска, позволяющая поднимать корпус машины на виртуальный уровень и, сохраняя его горизонтальное положение, осуществлять подъем или опускание колес, обеспечивая их контакт с поверхностью по которой происходит движение [2]. Высота подъема должна обеспечивать заданный клиренс машины, а максимальный ход подвески должен обеспечивать горизонтальное положение платформы на максимальном угле уклона местности. Однако колоссальные затраты энергии при реализации такой подвески не позволяют добиться идеального результата.

Целью настоящей работы является выбор системы, обеспечивающей заданное положение платформы шасси при минимальных затратах энергии двигателя.

РАБОТА СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ПЛАТФОРМЫ

В процессе движения машины по пресеченной местности для стабилизации платформы рабочая жидкость (РЖ) подается в гидрорессор при движении колеса по впадине либо отводится из гидрорессоры при переезде колеса через препятствие. Величина подачи РЖ зависит от величины хода колеса и скорости его перемещения в вертикальной плоскости. Величина подачи РЖ в гидрорессору плунжерного типа или отвод РЖ из гидрорессоры определяется по формуле:

$$Q_p = S_{шт} v_{шт}, \text{ (м}^3\text{/с)},$$

где $S_{шт}$ – площадь штока (м^2); $v_{шт}$ – скорость штока (м/с).

Для стабилизации платформы, усилие, воздействующее со стороны колеса на платформу машины в процессе движения его через препятствие должно оставаться постоянным, а соответственно, и постоянное давление в гидрорессоре. Следовательно, при симметричном препятствии мощность потока подводимого в гидрорессору и

мощность потока отводимого из гидрорессоры будут равны. Мощности, подводимая в гидрорессору $P_{\text{п}}$ и отводимая из гидрорессоры P_0 , определяются по формулам:

$$P_{\text{п}} = Q_{\text{р(п)}} p_{\text{п}},$$

где $Q_{\text{р(п)}}$ - подача РЖ в гидрорессору; $p_{\text{п}}$ – давление в гидрорессоре при подводе РЖ.

$$P_0 = Q_{\text{р(о)}} p_0,$$

где $Q_{\text{р(о)}}$ - подача РЖ отводимая с гидрорессоры; p_0 – давление в гидрорессоре при отводе РЖ.

В реальной системе при подводе и отводе мощности в гидрорессору будут иметь место потери обусловленные трением, дросселированием РЖ, объемными потерями на утечку [3]. Кроме того для работы системы необходим перепад давления РЖ. Следовательно, для создания необходимого перепада давления гидросистема должна подпитываться энергией от внешнего источника. Величина подпитываемой энергии будет зависеть от характеристик и качества выполняемых процессов, обеспечивающих стабилизацию положений платформы изделия.

В первом приближении среднее значение величины подачи РЖ $Q_{\text{р(ср)}}$ [$\text{м}^3/\text{с}$] в гидрорессору может быть определено по формуле:

$$Q_{\text{р(ср)}} = \frac{2S_{\text{шт}} h_{\text{пр}} v_{\text{м}}}{l_{\text{пр}} i},$$

где $h_{\text{пр}}$ - высота препятствия (м); $v_{\text{м}}$ - скорость движения машины (м/с); $l_{\text{пр}}$ - длина препятствия (м); i – передаточное число подвески.

РАБОТА ПОДВЕСКИ ПРИ СТАБИЛИЗАЦИИ ПЛАТФОРМЫ

Рассмотрим работу независимой гидропневматической подвески двухосной машины. Параметры гидроцилиндра рессоры: ход поршня $L = 270$ мм; диаметр поршня $D_{\text{п}} = 160$ мм; диаметр штока $d_{\text{шт}} = 140$ мм; поршневая полость соединена со штоковой дросселирующими отверстиями. Полный ход колеса от верхнего положения

до нижнего положения 400 мм. Объем рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр, составляет 4154 см³. РЖ, находящаяся в штоковой полости перетекает в поршневую. Объем РЖ, находящейся в штоковой полости 1272 см³.

При движении машины по пересеченной местности или при преодолении единичного симметричного препятствия колесо совершает возвратно-поступательное движение относительно изделия. Скорость перемещения колеса зависит от высоты и длины препятствия, а также скорости движения изделия. Так, при скорости движения изделия 3,3 м/с, высоте препятствия 0,1 м и длине 1 м, скорость перемещения штока гидрорессоры составит 0,44 м/с. При этом величина подачи РЖ отводимой из гидрорессоры и подача рабочей жидкости в гидрорессору составят 400 л/мин. При уменьшении длины препятствия в два раза обратно пропорционально увеличится подача РЖ и составит 800 л/мин. Следовательно, для стабилизации положения платформы система регулирования должна обеспечить сброс РЖ из гидрорессоры при наезде на препятствие и последующую подачу РЖ в гидрорессору при съезде с препятствия, сохранив опорное давление в гидрорессоре, т.е. обеспечить поддержание постоянного усилия, воздействующего со стороны рессоры на корпус. Либо увеличить усилие, если корпус стремится опуститься или уменьшить усилие, если корпус стремится подняться.

Усилие, воздействующее на корпус изделия со стороны рессоры прямо пропорционально весу машины, приходящемуся на колесо, но противоположно по направлению. Величина усилия соответствует давлению РЖ в гидрорессорах соответственно p_1 и p_2 передней оси и p_3 и p_4 задней оси.

При наезде колеса на препятствие наряду с силой веса, приходящегося на колесо, возникает дополнительная сила, обусловленная силой инерции. Величина, которой зависит от ускорения, с которым стремится подняться корпус изделия. С увеличением скорости движения машины величина ускорения возрастает и соответственно возрастает и величина силы инерции, действующей на шток гидроцилиндра. Проведенные предварительные расчеты показывают, что при переезде препятствия высотой 0,1 м при скорости движения 12 км/ч давление РЖ в гидрорессоре увеличивается с 73 атм до

110 атм при этом происходит подъем корпуса изделия. Для исключения подъема корпуса давление в гидрорессоре должно увеличиваться незначительно или оставаться неизменным.

Поддержание заданного давления РЖ в гидрорессоре в процессе движения колеса через препятствие может быть осуществлено двумя способами [4]:

1 способ – сбросом РЖ из поршневой полости гидрорессоры при наезде колеса на препятствие и подачей РЖ в гидрорессору при съезде колеса с препятствия при постоянном объеме газа.

2 способ – поддержанием постоянного давления газа в пневмоаккумуляторе путем изменения его объема.

При переезде единичного препятствия на горизонтальном участке или на постоянном уклоне, отводимый поток РЖ с гидрорессоры при наезде на препятствие равен подводимому потоку РЖ в гидрорессору при съезде с препятствия. Поэтому необходимо аккумулировать энергию отводимого потока и последующую отдачу этой энергии при закачке РЖ в гидрорессору.

При движении машины с изменяющимся уклоном местности для горизонтирования платформы необходимо отводить РЖ с гидрорессор оси движущейся под уклон и подавать РЖ в гидрорессоры оси находящихся внизу по уклону. При движении машины под уклон 6° при скорости движения машины 3,3 м/с (12 км/ч) скорость перемещения штока гидрорессоры составляет $v_{шт} = 0,23$ м/с. При этом величина отвода РЖ с гидрорессоры передней оси и подача РЖ в гидрорессору задней оси составит 212 л/мин. Процесс отвода РЖ с гидрорессор одной оси и подача РЖ в гидрорессоры второй оси происходит одновременно. Поэтому целесообразно осуществить перекачку РЖ с гидрорессоры одной оси в гидрорессоры второй оси, а также между рессорами левого и правого бортов машины. Это позволит снизить затраты мощности на подачу РЖ в гидрорессору осуществляющую подъем корпуса машины.

При функционировании системы, в процессе движения машины, для осуществления процесса управления должно происходить непрерывное сканирование рельефа местности по ходу движения колес, определение параметров препятствия и уклона местности. Определение сил, действующих со стороны машины на опорную поверхность и давления РЖ в гидрорессорах.

В зависимости от скорости движения машины прогнозируется время нахождения колес в заданной точке. Оценивается текущее положение колеса. Выбирается способ перехода колеса в новое состояние путем рекуперации энергии или аккумуляирования энергии в процессе стравливания РЖ и возврат в процесс подачи РЖ в гидрорессору. Процесс управления осуществляется с помощью гидрораспределителей с пропорциональным электрическим управлением. Быстродействие системы должно составлять менее 0,01 с.

Анализ зависимости расхода РЖ от скорости движения машины при переезде единичного препятствия показал, что при рекуперации энергии расход РЖ меньше, однако, происходит подъем машины при преодолении препятствия.

Анализ зависимости расхода РЖ от скорости движения машины при движении под уклон 6° с линейной характеристикой показал, что при аккумуляировании энергии величина расхода значительно возрастает по сравнению с рекуперацией.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Система стабилизации платформы машины должна быть построена по комбинированной схеме, с аккумуляированием энергии РЖ отводимой с гидрорессоры и рекуперацией гидравлической энергии между рессорами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1972. – 392 с.
2. Балагула В.Я., Гайцгори М.М. Выбор структуры управления и параметров активной подвески землеройно-транспортных машин / Труды ВНИИСтройдормаша. – 1977. Вып. 75. – с. 39-48.
3. Шарапов В.Д. Активные подвески транспортных средств. – Рига: РВВПКУ, 1980. – 261 с.
4. Бойков В.П., Жданович Ч.И., Мамонов М.И. Управление гидропневматической подвеской, обеспечивающей заданное положение платформы шасси // 7-я Международная научная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения (Минск, 20–22 мая

2017 г.): сборник научных статей. В 3 ч. Ч. 1 /Государственный военно-промышленный комитет Республики Беларусь. – Минск: Четыре четверти, 2017. – С. 228 – 229.

Представлено 15.05.2020

УДК 629.113

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТРОБУСА

CHOICE AND JUSTIFICATION OF METROBUS ROLLING STOCK

А.А. Корпач, канд. техн. наук, профессор,

А.А. Корпач, канд. техн. наук, доц.,

Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

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

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

National Transport university, Kyiv, Ukraine

Проанализировано подвижный состав который может эксплуатироваться в системе метробуса. Определено, что наиболее целесообразно использование серийных двухзвенных автобусов длиной 18-19м с последующей перспективой использования трехзвенных.

Metrobus rolling stock has been analyzed. Determined that the most appropriate use of serial two-link buses 18-19m long with the subsequent prospect of using three-link.

Ключевые слова: метробус, скоростной автобус, подвижный состав.

Key words: metrobus, bus rapid transit, rolling stock.

ВВЕДЕНИЕ

Одной из главных проблем современного большого города является перенасыщение дорожно-уличной сети транспортными потоками вследствие значительного роста уровня автомобилизации, что приводит к резкому снижению скорости общественного транспорта и несоблюдение графика его движения.

Альтернативой существующему пассажирскому транспорту может быть метробус.

АНАЛИЗ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТРОБУСА

Метробус или скоростной автобус (Bus rapid transit, BRT) – это система скоростного автобусного сообщения. Одним из самых важных отличий метробуса от автобусных маршрутов с выделенной полосой, является то, что полосы для метробуса отделены от остальной дороги и по ним может двигаться другой транспорт, посадка и высадка в автобусы осуществляется не на остановках, а через терминалы или станции, вход в которые возможен через турникеты, как в метро.

По состоянию на 2020 г. 172 города на шести континентах внедрили системы метробуса, что составляет 5055 км линий и около 33,9 млн пассажиров ежедневно, из них около 20,9 млн пассажиров в Латинской Америке, где наибольшее количество городов с системами BRT – 55 [1].

Метробус обладает преимуществами метрополитена, но имеет сравнительно небольшую стоимость таких линий (0,4–3 млн евро в зависимости от сложности линии) и высокую скорость строительства, вследствие того, что может использовать уже существующие дороги в городах.

Для обеспечения оптимальных условий функционирования системы метробуса возникает необходимость выбора и обоснования подвижного состава, который будет в ней эксплуатироваться.

Анализ существующих конструкций автобусов, используемых на линиях BRT в мире, дает основания их классифицировать по следующим признакам (рисунок 1) [2–3].

В системе метробуса используются, в основном, автобусы особо большого класса (15–18,5 м). Однако, нередки случаи использования автобусов с длиной в 22, 24 и 25 метров. Пассажироместимость особо больших автобусов составляет 150–200 чел., а полная масса до 28 т.

Такие автобусы, с целью обеспечения необходимой маневренности, выполняются, как правило, сочленёнными и имеют несколько звеньев.

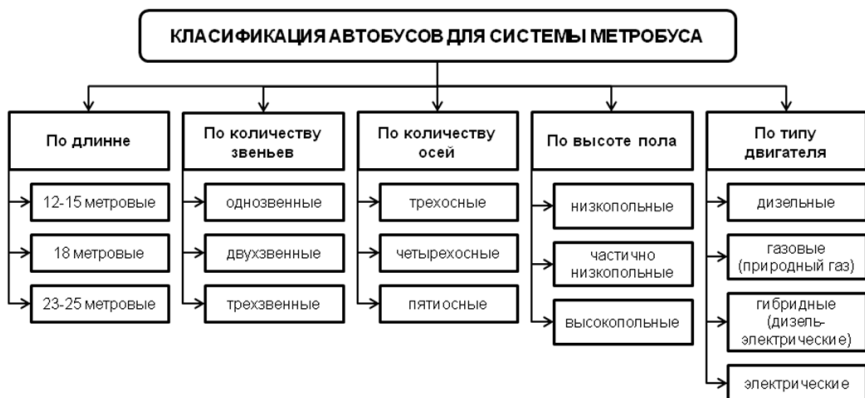


Рисунок 1 – Классификация автобусов для системы метробуса

Для ускорения посадки и высадки пассажиров в конструкции автобусов используют более широкие дверные проемы или дополнительные двери, а при эксплуатации на маршрутах с островными (центральными) станциями двери располагаются с левой (противоположной) стороны кузова.

В качестве силовой установки, в основном, используют дизели и газовые двигатели, но встречаются и электрические или гибридные силовые установки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного анализа установлено, что в системе метробуса может эксплуатироваться разнообразный подвижный состав. При этом наиболее целесообразно использование серийных двухзвенных автобусов длиной 18–19 м с последующей перспективой использования трехзвенных.

ЛИТЕРАТУРА

1. Global BRTData [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://www.brtdata.org/>
2. Омельницький О.Є. Аналіз конструкції метробусів / О.Є.Омельницький // Автошляховик України. – 2018, №3, С.2-6.
3. Переваги, недоліки та перспективи метробусів / В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, О.Є. Омельницький : матеріали V-ої

міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12–13 квітня 2018. – Вінниця : Вінницький національний технічний університет. – С. 176–178.

Представлено 30.03.2020

УДК 629.114

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПНЕВМОПРИВОДА
ТОРМОЗОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА
С ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ
КОРРЕКТИРУЮЩЕЙ ЦЕПЬЮ**

**THEORETICAL STUDIES OF PNEUMATIC BRAKES
OF A TRACTOR TRAIN WITH AN ELECTROPNEUMATIC
CORRECTIVE CHAIN**

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

Приведены некоторые результаты теоретического исследования динамики пневматического тормозного привода тракторного поезда с неследящей электропневматической корректирующей цепью.

Some results of a theoretical study of the dynamics of the pneumatic brake drive of a tractor train with a non-icing electropneumatic correction chain are presented.

Ключевые слова: тракторный поезд, пневмопривод тормозов, электропневматическая цепь, динамические характеристики, конструктивные параметры.

Key words: tractor train, pneumatic brakes, electropneumatic chain, dynamic characteristics, design parameters.

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение средних скоростей движения тракторных поездов обуславливает, в первую очередь, повышение требований к быстродействию и синхронности срабатывания тормозов звеньев тракторного поезда.

Используемый в тормозных системах прицепов тракторных поездов однопроводный пневмопривод с управлением от тормозного

крана, устанавливаемого на тракторе, не дает возможности обеспечить синхронное торможение звеньев тракторного поезда, что создает условия для возникновения сил сжатия в сцепных устройствах и как следствие, потере устойчивости при торможении, а именно складыванию звеньев тракторного поезда или их опрокидыванию.

Применение корректирующих устройств (КУ) является перспективным способом повышения быстродействия и синхронности срабатывания пневмопривода тормозной системы многозвенного транспортно-го средства. Достоинством большинства КУ является то, что их установка в пневмопривод незначительно усложняет его конструкцию и позволяет существенно повысить быстродействие и синхронность срабатывания звеньев существующей тормозной системы без ухудшения статических характеристик пневмопривода тормозов и следовательно, его следящего действия.

Описанный способ был предложен для пневмопривода тормозной системы тракторного поезда состоящего из трактора МТЗ-1221 и двух прицепов 2ПТС-6. В исследуемом пневмоприводе тормозов тракторного поезда, в качестве КУ, было предложено использовать электромагнитные клапаны, которые вместе с системой управления от датчика, установленного на тормозной педали, образуют неследящую электропневматическую корректирующую цепь, позволяющую повысить быстродействие и обеспечить требуемую синхронность срабатывания тормозов трактора и прицепов в режиме экстренного торможения, а также при подтормаживании на уклонах (1).

Для оценки эффективности предлагаемого решения и выбора параметров электропневматической корректирующей цепи пневматического тормозного привода тракторного поезда были получены динамические характеристики исследуемого пневмопривода, с помощью разработанной предварительно математической модели.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПНЕВМОПРИВОДА ТОРМОЗОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

При теоретическом исследовании оценивалось влияние различных параметров конструктивных элементов пневмопривода тормозов тракторного поезда с корректирующей электропневматической цепью на время и синхронность срабатывания тормозов звеньев по расчетным динамическим характеристикам.

К наиболее значимым параметрам электропневматической корректирующей цепи относятся:

- место установки датчика включения корректирующей цепи по ходу тормозной педали;

- пропускная способность электромагнитных клапанов (ЭМК) корректирующей цепи (диаметр поперечного сечения затвора электромагнитных клапанов).

Динамические характеристики были построены для вариантов корректирующей электропневматической цепи с установкой датчика включения в начале, середине, в конце хода тормозной педали, при диаметре поперечного сечения затвора электромагнитных клапанов корректирующей цепи принятом равным 1,5, 2,0, 2,5 мм. Причем время перемещения тормозной педали принималось равным 0,2 с, что соответствует режиму экстренного торможения.

Расчетные динамические характеристики пневмопривода при различных вариантах параметров корректирующей цепи показаны на рисунках 1, 2, 3.

В процессе анализа полученных динамических характеристик было установлено, что у пневмопривода с корректирующей цепью, при установке датчика включения:

- в начале хода тормозной педали время нарастания давления в тормозных камерах 1-го и 2-го прицепов составило 0,38 с и 0,42 с соответственно, при диаметре затвора ЭМК 1,5 мм (рисунок 1);

- в середине хода тормозной педали время нарастания давления в тормозных камерах 1-го и 2-го прицепов составило 0,40 с и 0,45 с соответственно, при диаметре затвора ЭМК 2,0 мм (рисунок 2);

- в конце хода тормозной педали время нарастания давления в тормозных камерах 1-го и 2-го прицепов составило 0,42 с и 0,52 с соответственно, при диаметре затвора ЭМК 2,5 мм (рисунок 3).

В случае с обычным пневмоприводом, время нарастания давления в режиме экстренного торможения составляет 0,6 с и 0,9 с в тормозных камерах 1-го и 2-го прицепов. На всех характеристиках время нарастания давления в тормозных камерах задних осей прицепов определялось с начала перемещения тормозной педали.

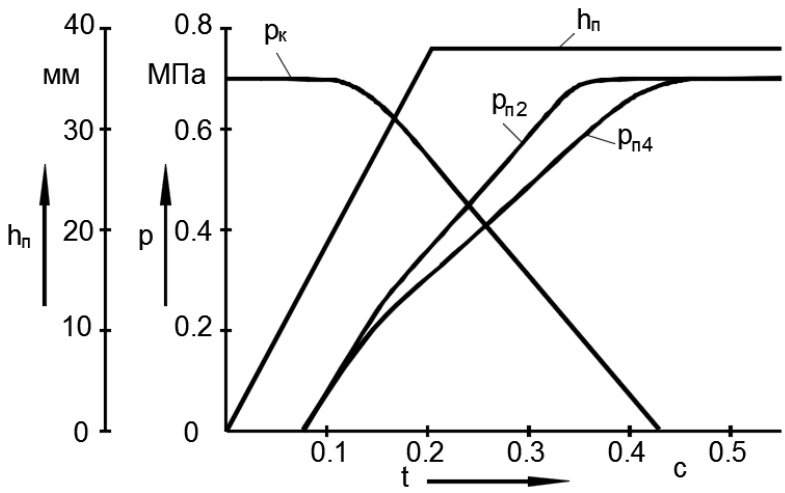


Рисунок 1 – Изменение давления в тормозных камерах прицепа при установке датчика включения в начале хода тормозной педали

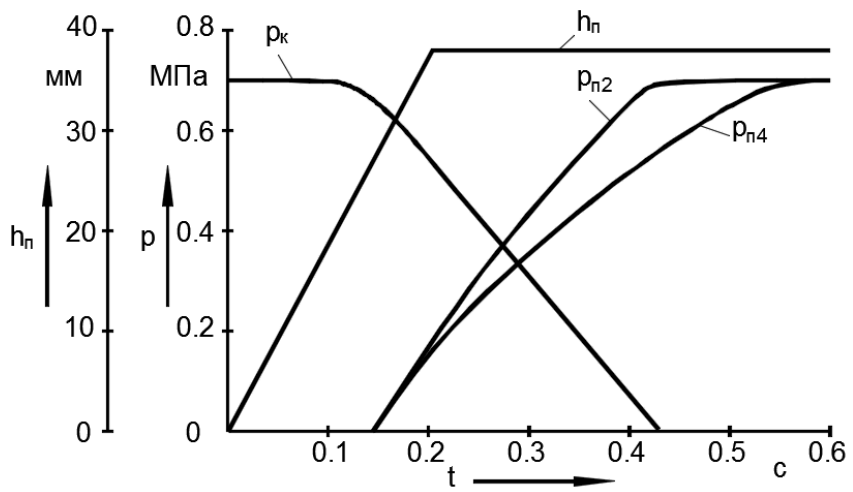


Рисунок 2 – Изменение давления в тормозных камерах прицепа при установке датчика включения в середине хода тормозной педали

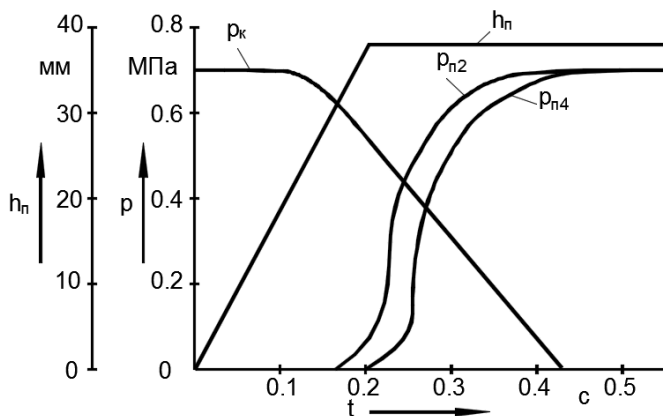


Рисунок 3 – Изменение давления в тормозных камерах прицепа при установке датчика включения в конце хода тормозной педали

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнительный анализ динамических характеристик обычного пневмопривода и пневмопривода с корректирующей электропневмоцепью показал, что время нарастания давления в тормозных камерах прицепа в случае применения ЭМК существенно сокращается на 0,22–0,48 с, что повышает быстродействие и снижает асинхронность срабатывания пневмопривода тормозов 1-го и 2-го прицепа до 0,1 с (у обычного пневмопривода до 0,3 с). Снижение асинхронности срабатывания пневмопривода тормозов прицепа в свою очередь влияет на величину усилий в тягово-сцепных устройствах тракторного поезда при торможении и уменьшает возможность складывания звеньев поезда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1990. – 231 с.
2. Рахлей А.И. Следящий электропневматический тормозной привод модульного типа тракторного поезда. Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1993. – 180 с.

Представлено 30.04.2020

УДК 629.114.2

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ
КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОБУСА
НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭРГОНОМИКИ И БЕЗОПАСНОСТИ**
EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF THE INFLUENCE
OF CURVED ELECTRIC BUS DRIVING CONDITIONS
ON ERGONOMICS AND SAFETY INDICATORS

К.О. Кругленя, магистр-инженер,
Г.А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
K. Kruglenya, Master of Engineering,
G.A. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Рассмотрен аппаратно-методический комплекс проведения натурной оценки показателей криволинейного движения электробусов различных компоновочных схем.

The hardware-methodical complex of carrying out a full-scale assessment of indicators of curvilinear movement of electric buses of various layout schemes is considered.

Ключевые слова: электробус, компоновка, криволинейное движение, ходовая система.

Key words: electric bus, layout, curvilinear movement, running system.

ВВЕДЕНИЕ

Создание перспективных многозвенных электробусов большой вместимости (от 250 пассажиров) для структуры магистральных линий транспортного пассажирского сообщения между отдаленными на расстояния до 10–15 км частями конгломерата мегаполиса на участках, где из-за рельефа местности колеевый транспорт экономически пока не выгоден, а сеть автодорог уже существует, характеризуется необходимостью изысканий рациональных экономически, функциональных, комфортных и безопасных ходовых систем таких машин с запасом автономного хода. Наиболее объективные

данные об оценках упомянутых эксплуатационных и потребительских свойств дают натурные испытания новых машин.

В работе на основе анализа, накопленного на кафедре «Тракторы» БНТУ опыта дорожных испытаний и возможностей современной измерительно-регистрирующей техники сформирована структура аппаратно-методического комплекса для приемлемого по затратам средств проведения сравнительной натурной оценки показателей криволинейного движения электробусов различных компоновочных схем.

РАССМАТРИВАЕМЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОБУСОВ

Проведенный анализ структурно-компоновочных схем ходовой системы многосвязных автобусов и существующих электробусов, а также патентов, относящихся к тематике работы, позволил разработать комбинационную многомерную матрицу структур трехзвенных электробусов, из которой путем предварительного анализа отобраны варианты, отличающиеся наибольшими преимуществами и наименьшей тяжестью устранимых недостатков: а) трехзвенный четырехосный с толкающе-тянущей средней секцией и подруливающими колесами задней, все колеса односкатные; б) трехзвенный пятиосный с передней секцией с управляемыми передними и также неприводными задними колесами, с толкающе-тянущей средней секцией, с балансирной колесной тележкой и электроуправлением частотой вращения ее колес по принципу бортового поворота и подруливающими неприводными колесами задней секции, все колеса односкатные; в) трехзвенный пятиосный с двухосной ведомой с передними управляемыми колесами первой секцией, с толкающе-тянущей средней двухосной секцией с электрогидроуправляемыми осями и с подруливающими колесами задней секции, все колеса односкатные.

ЗАДАЧИ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ

Современные трехмерные акселерометры и датчики перемещений с передачей сигнала на ноутбук с помощью системы Wi-Fi применены для оценки параметров низкочастотных случайных колебаний в выбранных характерных точках закрепления быстросъемными фиксаторами на раме и в пассажирском салоне, в том числе на теле стоящих и размещающихся на сиденьях пассажиров.

Для фиксации траектории криволинейного движения предложен новый авторский метод и использованы установленный на электробусе круговой маячок, на который автоматически, по направлению, с малой погрешностью, настраивается поворотный лазерный измеритель расстояния, установленный в выбранную точку на опорной поверхности, удобную для последующих вычислений углов Эйлера и полярных координат траекторий в привязке к начальной фиксации положения всех определяющих точек электробуса в плане.

Кроме того, беспроводные датчики углов поворота управляемых колес, осей и складывания секций, и автоматически включаемый хронометр отсчета времени от начала записи натурального опыта также входят в аппаратные компоненты испытательного комплекса.

Программная компонента аппаратно-методического комплекса натуральных исследований имеет иерархическую структуру и включает группы ПО: получения сигналов от датчиков и ввода в цифровом виде в переносную ПЭВМ; расчета положения характерных точек машины в плане в каждый момент времени; визуализации траекторий, скоростей и ускорений, кренов упомянутых точек на экранных диаграммах; спектрального анализа с использованием быстрого преобразования Фурье с окном Тьюки случайных вынужденных колебаний характерных точек машины и пассажиров и графического представления графиков спектральных плотностей, среднеквадратических ускорений в третьоктавных полосах частот колебаний; ПО имитационных моделей электробусов с выбранными структурно-компоновочными схемами ходовой системы.

Аппаратно-методический комплекс позволяет проводить натурные и симуляционные обширные исследования ряда важнейших эксплуатационных свойств создаваемых многосвязных электробусов по критериям маневренности, устойчивости, плавности хода и др., с целью выбора рациональных технических решений, отвечающих современным требованиям функциональности машины, конкурентоспособности и потребительских стандартов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбраны рациональные структурно-компоновочные схемы трехсвязного электробуса и описан аппаратно-методический комплекс

проведения натурной оценки показателей криволинейного движения электробусов различных компоновочных схем.

Представлено 30.04.2020

УДК 629.114

**ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ТРАНСМИССИЙ
СОВРЕМЕННЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ**
TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF TRANSMISSIONS
OF MODERN WHEELED TRACTORS

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
А.И. Рахлей, канд. техн. наук, доц., **С.Н. Андрукович**,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,
A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor, S. Andrukovich,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Технический уровень тракторов, эффективность их использования в значительной степени зависят от типа трансмиссии, числа передач, разницы в передаточных отношениях соседних передач, количества диапазонов, способа переключения передач, надежности и их стоимости.

В отличие от автомобильных тракторные трансмиссии должны обеспечивать не только хорошие динамические характеристики движения машины, но и выполнение большого числа технологических операций в широком диапазоне скоростей и тяговых усилий. Поэтому при создании новых тракторов необходимо корректно синтезировать структуру трансмиссии и выбрать ее рациональные конструктивные параметры, обеспечивающие высокую функциональность при низких затратах на изготовление и эксплуатацию.

The technical level of tractors and the efficiency of their use largely depend on the type of transmission, the number of gears, the difference in

the gear ratios of neighboring gears, the number of ranges, the method of switching gears, reliability and their cost.

In contrast to automotive tractor transmissions must provide not only the dynamic characteristics of the movement of the machine, but also the performance of a large number of technological operations in a wide range of speeds and traction forces. Therefore, when creating new tractors, it is necessary to correctly synthesize the transmission structure and choose its rational design parameters that ensure high functionality at low costs for production and operation.

Ключевые слова: трансмиссия, трактор, тенденции развития, конструктивные особенности.

Key words: transmission, tractor, development trends, design features.

ВВЕДЕНИЕ

Применяемые на тракторах дизельные двигатели имеют коэффициент приспособляемости 1,15–1,35. В то же время, при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ тяговое сопротивление агрегатируемого оборудования может изменяться в 10–12 раз.

Требуемый диапазон изменения реального сопротивления движению в случае механической трансмиссии перекрывается за счет диапазона передаточных отношений и коэффициента приспособляемости двигателя. В этом случае диапазон передаточных отношений должен лежать в пределах $d=7,5-10,5$. Для перекрытия диапазона скоростей диапазон трансмиссии должен находиться в пределах $d = 130-140$. Т.е., для перекрытия диапазона необходимых скоростей движения трактора диапазон трансмиссии должен быть более чем на порядок выше, чем диапазон для перекрытия возможных сопротивлений движению.

Это в значительной степени определяет сложность и особенности структуры трансмиссий тракторов различных тяговых классов и назначения.

В данной статье проанализированы конструктивные решения трансмиссий тракторов ведущих мировых производителей и выявлены основные тенденции их развития.

ОСОБЕННОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

В используемых в настоящее время конструкциях трансмиссии имеются, как правило три диапазона скоростей: пониженные, рабочие и транспортные.

Движение трактора в диапазоне пониженных скоростей определяется технологическими операциями, требующими малых скоростей движения в пределах 0,1–1 м/с. Передаточные отношения трансмиссии выбираются, исходя из заданных технологических скоростей движения. Двигатель при этом не загружен.

Диапазон рабочих скоростей движения в пределах 2,5–4,1 м/с является основным. Передаточные отношения ступенчатых трансмиссий подбираются по закону геометрической прогрессии. Двигатель при работе на этом диапазоне загружен максимально (оптимальный режим работы).

Диапазон транспортных скоростей движения трактора находится в пределах 4–11,5 м/с. Передаточные отношения этого диапазона также подчиняются закону геометрической прогрессии. Однако минимальный коэффициент нагрузки двигателя меньше, чем при движении на рабочих передачах.

При ступенчатой КП номинальное значение силы тяги реализуется при оптимальном режиме работы двигателя. При всех других значениях силы тяги двигатель работает с недогрузкой или с перегрузкой, что влечет снижение производительности и экономичности тракторного агрегата. Увеличение суммарного интервала сил тяги от $F_{k.min}$ до $F_{k.max}$, при котором должен работать трактор, неблагоприятно влияет на его производительность и экономичность. Увеличение числа рабочих передач оптимизирует эти показатели.

При бесступенчатой трансмиссии передаточные отношения автоматически устанавливаются в соответствии с силами сопротивления, вследствие чего производительность и экономичность тракторного агрегата практически достигают своих оптимальных значений.

АНАЛИЗ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ТРАНСМИССИЙ СОВРЕМЕННЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Анализ развития конструкций трансмиссий тракторов, как отечественного производства, так и ведущих зарубежных фирм (Carraro, Claas (Renault), Deutz-Fahr, Fendt, John Deere, Landini, Massey Ferguson, New Holland, Same, Steyr, Zetor) показывает, что преобладают

механические ступенчатые КП с зубчатыми муфтами, синхронизаторами и подвижными каретками. Далее следуют КП с переключением на ходу и бесступенчатые трансмиссии (гидродинамические, гидростатические, электрические). Создание фрикционных и инерционных передач остается на стадии экспериментальных исследований.

В результате исследований установлены следующие тенденции создания трансмиссий.

1. В типоразмерных рядах тракторов различных фирм одинаковые типы трансмиссии используются для тракторов следующих мощностных диапазонов: 35–60 л. с.; 50–95 л. с.; 75–125 л. с.; 105–180 л. с.; 170–260 л. с.

2. В большинстве тракторные коробки передач построены по диапазонному принципу. Наибольшее количество диапазонов и передач – на тракторах мощности 80–150 л. с.

3. Тракторные трансмиссии базовых комплектаций обеспечивают скорости движения трактора в основном ряду 2–40 км/ч (30 км/ч для стран с законодательным ограничением максимальной скорости движения трактора). Имеется тенденция отмены ограничения максимальной скорости движения трактора 30 км/ч, а также увеличения максимальной скорости движения трактора до 50 км/ч. Наличие такой ускоряющей передачи позволяет при принудительном ограничении оборотов двигателя получить экономичную транспортную скорость 40 км/ч.

4. Ходоуменьшители, как правило, встроенные, механические ступенчатые, несинхронизированные, обеспечивают минимальную скорость движения трактора 0,5 км/ч с тенденцией понижения до 0,3 км/ч. На отдельных моделях достигнуты скорости 0,11–0,14 км/ч, применено электрогидравлическое управление ходоуменьшителем. В большинстве случаев трансмиссии комплектуются ходоуменьшителями как дополнительным оборудованием.

5. Скоростные ряды тракторных трансмиссий характеризуются максимальной плотностью распределения скоростей в рабочем диапазоне (3–4)...(12–15) км/ч с коэффициентом геометрической прогрессии $q = 0,11–0,13$. Вне указанного диапазона q возрастает до 0,25–0,35. Наблюдается тенденция использования все более низких передач для построения транспортных рядов с целью улучшения разгонных качеств машинно-тракторного агрегата.

6. Классическая схема трансмиссии: двигатель – муфта сцепления – коробка передач – задний мост характерна для большинства ступенчатых трансмиссий. В коробке передач последовательно располагаются узел передач и диапазонный редуктор, при этом на входе коробки передач может дополнительно устанавливаться 2-3-4-ступенчатый делитель (сплиттер), а на выходе – выходной планетарный или цилиндрический редуктор.

7. На тракторах с многоскоростным (6–9 ступеней) узлом переключаемых под нагрузкой передач (PowerShift) и синхронизированным редуктором диапазонов наметилась тенденция установки главной муфты сцепления между узлом передач и редуктором диапазонов, что улучшает условия работы синхронизаторов и облегчает включение диапазонов.

8. Прослеживается тенденция увеличения вариантности конструкций трансмиссий, когда на основе базовой конструкции путем установки видоизмененных и дополнительных узлов (установка в базовую синхронизированную коробку узла передач PowerShift, сплиттера, ходоуменьшителя, синхрореверса, силового реверса и т.д. в различных сочетаниях) создается ряд конструкций разной сложности, стоимости и потребительских качеств.

9. Расширение многовариантности компоновочных схем тракторов, борьба с шумом и вибрациями на рабочем месте оператора обусловили тенденцию отказа от жестко связанных с корпусами трансмиссии приводов управления узлами трансмиссии и расширение доли эластичных приводов – тросовых, электрогидравлических, часто со средствами микропроцессорной техники.

10. В развитии конструкций задних мостов отмечается тенденция увеличения передаточного числа моста в целом и конечной передачи, связанная со стремлением разгрузить коробку передач. В конструкциях задних мостов преобладают планетарные конечные передачи. Увеличение передаточных чисел конечных передач связано с развитием конструкций планетарных передач – одно- и двухрядных – с одновенцовыми сателлитами; с двухвенцовыми сателлитами.

11. Развитие конструкций валов отбора мощности идет в направлении увеличения количества самих ВОМ, ступеней ВОМ и совершенствования систем управления ВОМ. Передний независимый и синхронный (для тракторов малой и средней мощности, на мощных тракторах отсутствует) ВОМы в большинстве случаев предлагаются

в качестве дополнительного оборудования. Ряд моделей оснащены боковым ВОМ. Все большее распространение получают задние независимые ВОМ со скоростями вращения 750 и 1400 об/мин, позволяющие на работах с невысокими энергозатратами обеспечить номинальный скоростной режим работы ВОМ на наиболее экономичном скоростном режиме работы двигателя. Передний ВОМ, как правило, односкоростной (1000 об/мин), редко – двухскоростной (540 и 1000 об/мин). Включение ВОМ осуществляется с помощью гидрорегулируемой фрикционной муфты с электрогидроуправлением, в том числе микропроцессорным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для отдельных мощностных диапазонов можно сделать следующие выводы по структуре трансмиссии.

Тракторы мощностью 60–100 л.с. оснащаются, как правило, однодисковыми МС сухого типа, коробками передач диапазонного типа с переключением 3^х, 4^х, 5^{ти}, 6^{ти} передач синхронизаторами, как более дешевые, или, по заказу, 2^х, 3^х, 4^х передач под нагрузкой (фрикционными муфтами) внутри каждого диапазона, количество передач при этом 8, 15, 16, 20, 21, 32. Задние мосты – с планетарными или цилиндрическими конечными передачами. ВОМ 2^х, 3^х, 4^х скоростной, синхронный ВОМ – как стандартное оборудование или по заказу.

На тракторах мощностью 110–200 л.с. применяются 1–2-х дисковые сухие или многодисковые мокрые МС, КП с переключением 3^х, 4^х, 6^{ти} передач синхронизаторами, или 3^х, 4^х, 6^{ти}, 9^{ти} передач с переключением под нагрузкой в каждом диапазоне, при этом, с увеличением мощности предпочтение отдается коробкам передач с переключением передач под нагрузкой. Переключение диапазонов осуществляется синхронизаторами. Общее количество передач вперед: 16, 20, 24, 32, 36, 72, 102, назад: 16, 20, 32, 36. Задние мосты – планетарно-цилиндрические или планетарные. ВОМ независимый – 2^х, 3^х, 4^х скоростной.

На тракторах мощностью 170 – 260 л.с. применяются в основном мокрые МС, КП с переключением 4^х, 6^{ти}, 9^{ти}, 16^{ти}, 18^{ти} передач под нагрузкой с количеством передач 16F+8R, 18F+8R, 24F+24R, 27F+27R. Две фирмы – Fendt и Steyr продолжают активную рекламу двухпоточных трансмиссий. Задние мосты – планетарные, одно- и двухрядные. ВОМ – независимый, 1- или 2-скоростной.

Представленные в работе результаты могут быть использованы при синтезе трансмиссий тракторов различного мощностного диапазона и тягового класса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Официальные сайты производителей тракторной техники.
2. Каталоги выпускаемой тракторостроительными фирмами продукции.

Представлено 20.04.2020

УДК 621.333

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО
ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОБУСА ПО ЗАКОНУ
СТАБИЛИЗАЦИИ ПОТОКОСЦЕПЛЕНИЯ РОТОРА**
DETERMINATION OF MECHANICAL CHARACTERISTICS
OF A FREQUENCY-CONTROLLED ASYNCHRONOUS MOTOR
OF AN ELECTRIC BUS ACCORDING TO THE LAW
OF STABILIZATION OF THE FLOW COUPLING OF THE ROTOR

Ю.Е. Атаманов, канд. техн. наук, доц.,

В.Н. Плищ, А.Д. Хилько

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

Yu. Atamanov, PhD in Engineering, Associate Professor,

V. Plishch, A. Khilko

Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

На основе расчетных данных получены характеристики асинхронного двигателя (АД) по закону стабилизации потокосцепления ротора $\psi_2 = \text{const}$. Выбран вид и установлены функциональные зависимости АД.

Based on the calculated data, the characteristics of the asynchronous motor (AD) according to the law of stabilization of the flow coupling of the rotor $\psi_2 = \text{const}$ are obtained. The AD type is selected and functional dependencies are set.

Ключевые слова: электробус, частотное управление, механическая характеристика, асинхронный электродвигатель.

Key words: electric bus, frequency control, mechanical characteristic, asynchronous electric motor.

ВВЕДЕНИЕ

Для эффективного управления электробусом необходимо более точно управлять моментом АД в режиме постоянной мощности. Данная задача эффективно решается путем использования системы частотного управления АД по закону стабилизации потокосцепления

ротора $\psi_2 = \text{const}$. В связи с этим целью исследований является выбор и установление функциональных зависимостей механических характеристик (МХ) АД. В качестве объекта исследований принят АД ТАД 155-04-БУ1 ТУ ВУ 700002725.142-2018.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АД

При частотном управлении АД по закону $\psi_2 = \text{const}$ уравнение механических характеристик определяется формулой [1]:

$$\omega = \alpha \cdot \omega_{0 \text{ ном}} - \frac{M}{\beta} \quad (1)$$

где α – относительная частота; $\omega_{0 \text{ ном}}$ – синхронная угловая скорость при номинальной частоте $f_{1 \text{ ном}}$; $\omega_{0 \text{ ном}} = (2 \cdot \pi \cdot f_{1 \text{ ном}}) / p_{\text{п}}$, где $p_{\text{п}}$ – число пар полюсов; β – модуль жесткости механических характеристик АД; $\beta = [3 \cdot (p_{\text{п}} \cdot \psi_{2 \text{ ном}})^2] / R'_2$, где R'_2 – приведенное активное сопротивление ротора; $\psi_{2 \text{ ном}}$ – номинальное потокосцепление ротора; $\psi_{2 \text{ ном}} = M_{\text{э.ном}} / (3 \cdot p_{\text{п}} \cdot I'_{2 \text{ ном}})$, где $M_{\text{э.ном}}$ – номинальный электромагнитный момент; $I'_{2 \text{ ном}}$ – номинальный ток ротора; $I'_{2 \text{ ном}} = I_{1 \text{ ном}} \cdot \sqrt{\cos \varphi_{\text{ном}}}$, где $I_{1 \text{ ном}}$ – номинальный ток фазы статора; $\cos \varphi_{\text{ном}}$ – номинальный коэффициент мощности.

При $\alpha = 0, 1 \dots 1$ МХ представляют собой уравнения прямых линий, поэтому для их построения достаточно знать две точки:

- 1) $M = 0$; $\omega = \alpha \cdot \omega_{0 \text{ ном}}$;
- 2) $M_i = M_{\text{э.}i} - M_0$; $\omega = \alpha \cdot \omega_{0 \text{ ном}} - M_i / \beta$,

где $M_{\text{э.}i} = M_{\text{э.ном.S1}}, M_{\text{э.ном.S3}}, M_{\text{э.мах}}$ – электромагнитные моменты АД при режимах работы S1, S3 и максимальном соответственно; M_0 – момент холостого хода АД (для ТАД 155-04-БУ1 согласно методике [1] $M_0 = 12,1$ Н·м, что составило 1,2% от $M_{\text{э.ном}}$).

При $\alpha = 1-2,7$ МХ представляют собой также уравнения прямых линий и для их построения необходимо знать две точки:

- 1) $M = 0$; $\omega = \alpha \cdot \omega_{0 \text{ ном}}$;
- 2) $M = \left(3 \cdot p_{\text{п}} \cdot \frac{\psi_{2 \text{ ном}}}{\alpha} \cdot I'_{2i} \right) - M_0$; $\omega = \alpha \cdot \omega_{0 \text{ ном}} - M / \beta$,

где I'_{2i} – ток ротора при соответствующем $M_{э,i}$, β – модуль жесткости механических характеристик АД при соответствующей α :

$$I'_{2i} = \frac{M_{э,i}}{3 \cdot p_{п} \cdot \Psi_{2НОМ}}; \beta = \frac{3 \cdot (p_{п} \cdot \Psi_{2НОМ})^2}{R'_{2,0}}$$

Используя (1), получены искусственные механические характеристики АД, которые представлены на рисунках 1–3.

В таблице 1 приведены максимальные значения искусственных механических характеристик согласно (1).

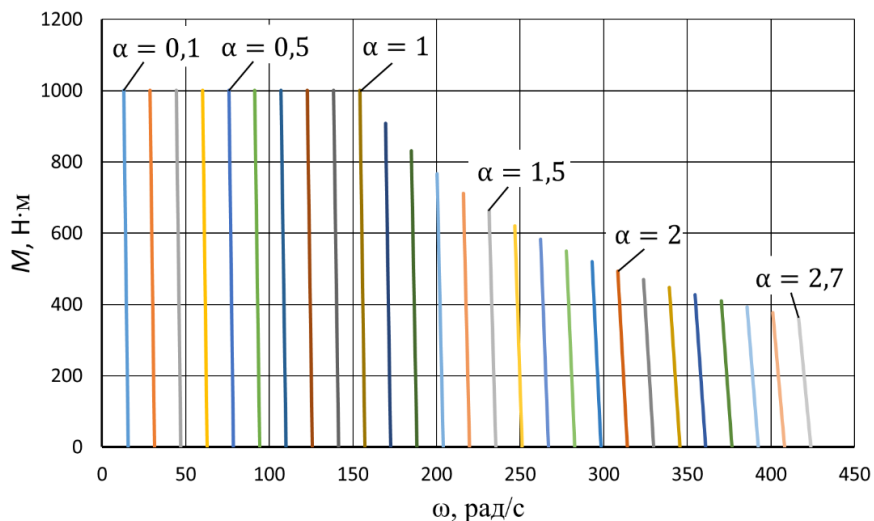


Рисунок 1 – Искусственные механические характеристики АД при режиме работы S1

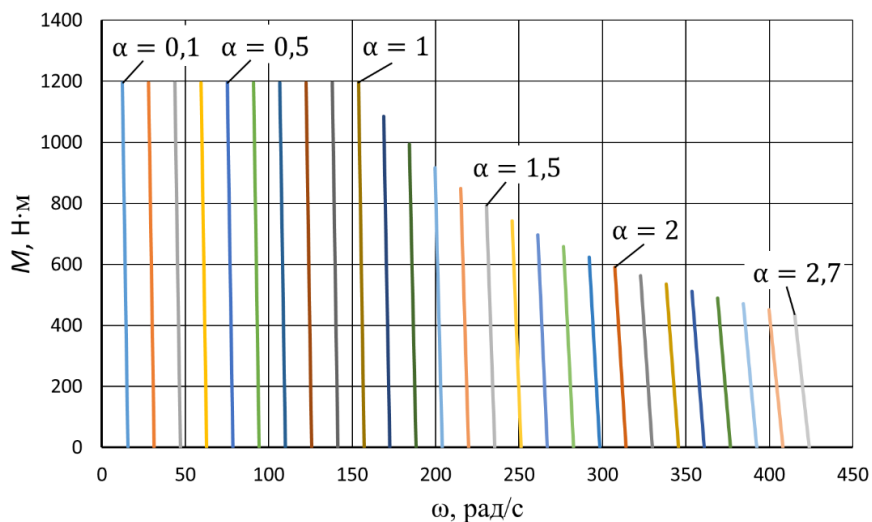


Рисунок 2 – Искусственные механические характеристики АД при режиме работы S3

Таблица 1 – Максимальные значения искусственных МХ

α	M_{max}		$M_{ном.S3}$		$M_{ном.S1}$	
	ω , рад/с	М, Н·м	ω , рад/с	М, Н·м	ω , рад/с	М, Н·м
0,1	8,40	2601,57	12,35	1194,27	12,89	1000,60
0,2	24,10	2601,57	28,05	1194,27	28,59	1000,60
0,3	39,80	2601,57	43,75	1194,27	44,29	1000,60
0,4	55,50	2601,57	59,45	1194,27	59,99	1000,60
0,5	71,20	2601,57	75,15	1194,27	75,69	1000,60
0,6	86,90	2601,57	90,85	1194,27	91,39	1000,60
0,7	102,60	2601,57	106,55	1194,27	107,09	1000,60
0,8	118,30	2601,57	122,25	1194,27	122,79	1000,60
0,9	134,00	2601,57	137,95	1194,27	138,49	1000,60
1	149,70	2601,57	153,65	1194,27	154,19	1000,60
1,1	164,67	2363,96	169,02	1084,60	169,62	908,54
1,2	179,65	2165,96	184,39	993,21	185,04	831,82
1,3	194,62	1998,42	199,76	915,88	200,46	766,91
1,4	209,60	1854,81	215,13	849,60	215,89	711,27
1,5	224,58	1730,36	230,50	792,16	231,31	663,05
1,6	239,55	1621,45	245,87	741,89	246,74	620,85
1,7	254,53	1525,36	261,24	697,54	262,17	583,62
1,8	269,51	1439,95	276,62	658,12	277,60	550,53

Продолжение таблицы 1

1,9	284,49	1363,53	291,99	622,85			293,02	520,92
2	299,47	1294,75	307,37	591,10			308,45	494,27
2,1	314,45	1232,52	322,74	562,38			323,88	470,16
2,2	329,43	1175,95	338,12	536,27			339,31	448,24
2,3	344,41	1124,30	353,49	512,43			354,74	428,22
2,4	359,39	1076,95	368,87	490,57			370,18	409,88
2,5	374,38	1033,39	384,25	470,47			385,61	393,00
2,6	389,36	993,18	399,63	451,91			401,04	377,42
2,7	404,35	955,95	415,01	434,72			416,47	363,00

Для выбора аппроксимирующей зависимости проведена оценка функций вида: $M = a \cdot \omega^b$; $M = a_2 \cdot \omega^2 + a_1 \cdot \omega + a_0$; $M = a \cdot \ln(\omega) + b$; $M = a \cdot e^{b \cdot \omega}$. Результаты анализа в среде MS Excel для различных режимов даны на рисунках 4 – 6 и в таблице 2.

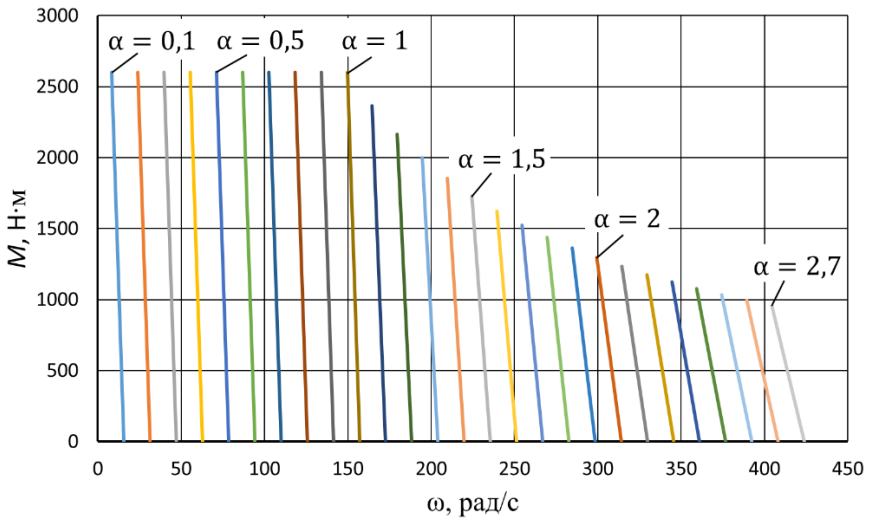


Рисунок 3 – Искусственные механические характеристики АД при максимальном режиме работы M_{\max}

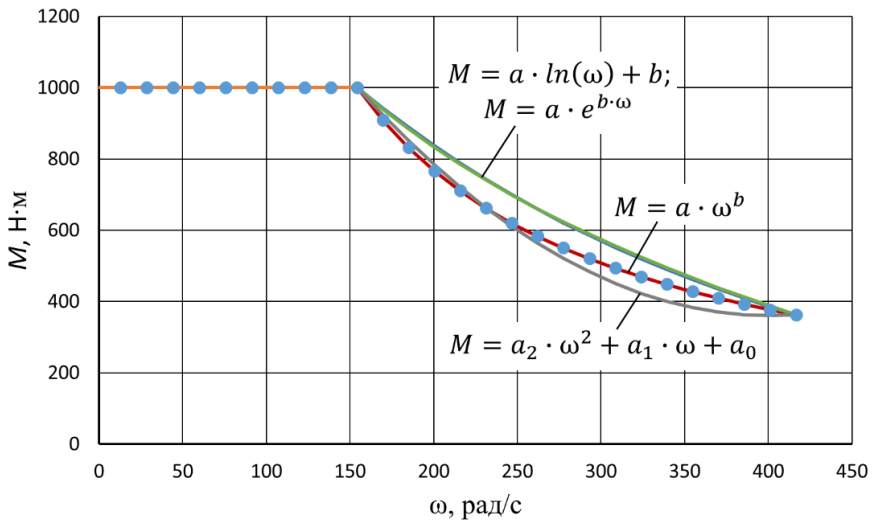


Рисунок 4 – Функциональный анализ характеристик для режима работы S1

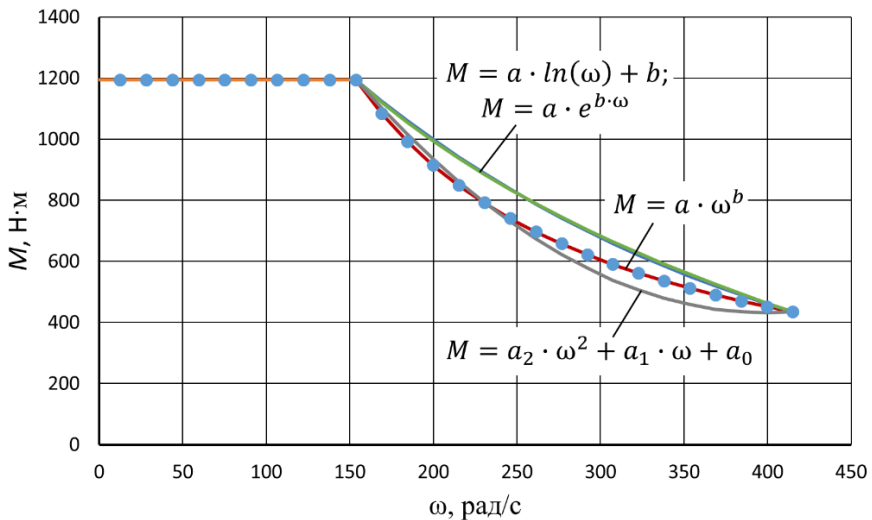


Рисунок 5 – Функциональный анализ характеристик для режима работы S3

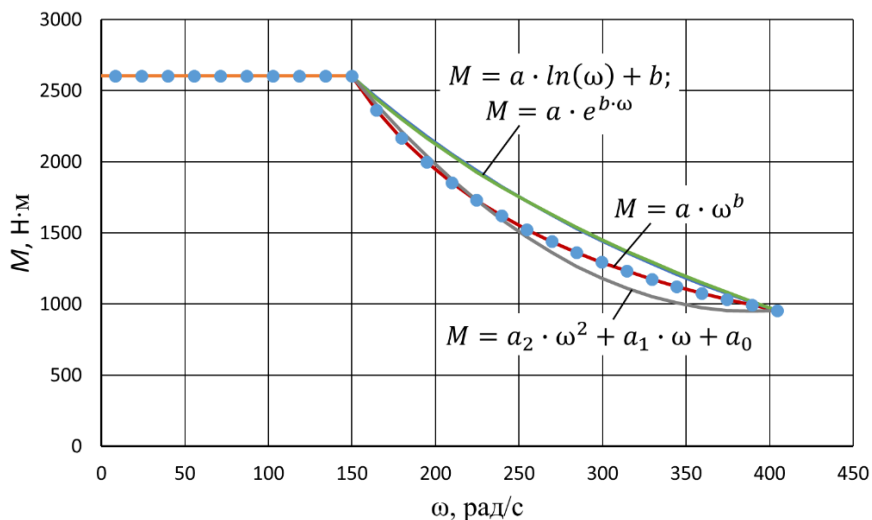


Рисунок 6 – Функциональный анализ характеристик для максимального режима работы M_{\max}

Таблица 2 – Результаты проверки адекватности модели

Вид функциональной зависимости	Максимальное отклонение %, для соответствующего режима АД		
	M_{\max}	$M_{\text{ном},S3}$	$M_{\text{ном},S1}$
$M = a \cdot \omega^b$	0,093	0,211	0,254
$M = a_2 \cdot \omega^2 + a_1 \cdot \omega + a_0$	10,49	10,61	10,67
$M = a \cdot \ln(\omega) + b$	11,54	11,64	11,68
$M = a \cdot e^{b \cdot \omega}$	11,45	11,45	11,46

Установлено, что целесообразно использовать зависимость вида $M = a \cdot \omega^b$, где a и b – коэффициенты аппроксимации. На участке $\alpha=0,1-1$ функциональную зависимость представим в виде прямой линии:

$$M(\omega) = M_i. \quad (2)$$

В диапазоне $\alpha=1-2,7$ – по двум точкам, т. к. использование более двух точек приводит к разрыву функции в точке $\alpha=1$.

Тогда для интервала $\alpha=1-2,7$ примем функцию вида:

$$M(\omega) = a \cdot \omega^b. \quad (3)$$

Используя (2) и (3) и определив a и b по методу наименьших квадратов, функциональные зависимости для режимов $M_{\text{НОМ.S1}}$, $M_{\text{НОМ.S3}}$, M_{max} МХ АД представим в виде таблицы 3.

Таблица 3 – Функциональные данные для режимов работы АД

	$\alpha=0,1-1$	$\alpha=1-2,7$
$M=f(\omega)$	$M(\omega) = M_i$	$M(\omega) = a \cdot \omega^b$
M_{max} , Н·м	2601,567	$a = 404524,985; b = -1,008$
$M_{\text{НОМ.S3}}$, Н·м	1194,268	$a = 199955,253; b = -1,017$
$M_{\text{НОМ.S1}}$, Н·м	1000,603	$a = 171047,407; b = -1,020$

По данным таблицы 3 построены характеристики АД. Результаты приведены на рисунке 7 сплошными линиями.

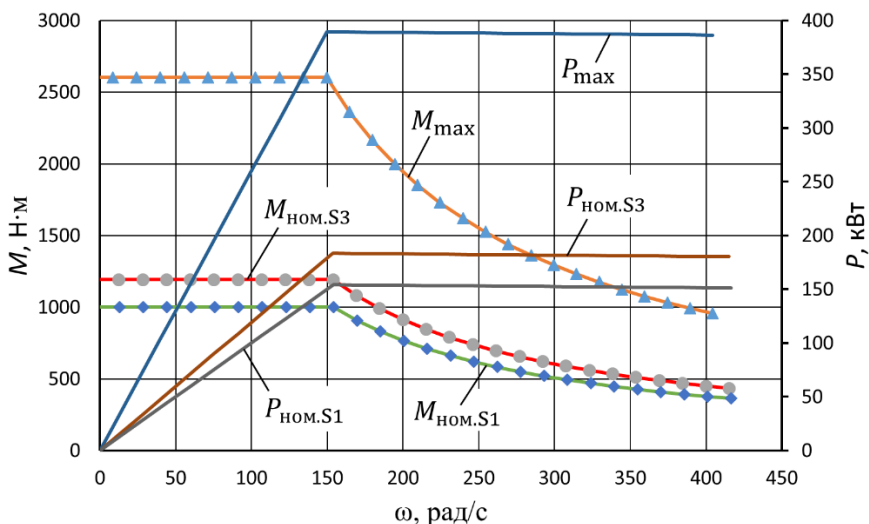


Рисунок 7 – Механическая характеристика АД

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Установлено, что МХ АД при законе $\psi_2 = \text{const}$ можно представить в виде: при $\alpha=0,1-1$ зависимостью $M(\omega) = M_i$, при $\alpha=1-2,7$ – $M(\omega) = a \cdot \omega^b$. Коэффициенты a и b даны в таблице 3. Данное пред-

ставление МХ позволит более эффективно исследовать тягово-скоростные свойства электробуса. Также установлено, что на участке $\alpha = 1-2,7$ мощность не постоянна и изменяется при режиме работы S1 с 154,3 по 151,2 кВт, при режиме работы S3 – с 183,5 по 180,4 кВт и при M_{max} с 389,5 по 386,5 кВт. При этом относительная величина моментов АД $M(\alpha=2,7)/M(\alpha=1)$ составила: при S1 – 36,28 %; при S3 – 36,4 %; при M_{max} – 36,75 %. Если принять $M_0 = 0$, на участке $\alpha=1...2,7$ мощность будет постоянна и составит: при S1 – 154,3 кВт, S3 – 183,5 кВт и M_{max} – 389,5 кВт; $M(\alpha=2,7)/M(\alpha=1)$ при всех режимах работы АД примет значение 37,04 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Мн.: Техноперспектива, 2006. – 363 с.

Представлено 20.05.2020

**ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ
СИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»**
WAYS TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF THE BRAKING
SYSTEM OF TRACTORS " BELARUS»

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
С.Н. Андрукович,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

S. Andrukovich,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Повышение активной безопасности работы тракторов в условиях роста скоростей и интенсивности движения связано с дальнейшим совершенствованием их тормозных систем.

Отсутствие надежных и эффективных тормозных систем тракторов не только сдерживает рост их производительности за счет снижения скоростей движения, но и зачастую приводит к тяжёлым дорожно-транспортным происшествиям. В связи с этим данная работа, связанная с анализом эффективности функционирования тормозной системы трактора с двигателем мощностью 250 л.с. и разработкой рекомендаций по ее совершенствованию, является весьма актуальной.

Increasing the active safety of tractors in conditions of increasing speeds and traffic intensity is associated with further improvement of their braking systems.

The lack of reliable and efficient tractor braking systems not only hinders productivity growth by reducing driving speeds, but also often leads to serious road accidents. In this regard, this work, related to the analysis of the effectiveness of the brake system of a tractor with a 250 HP engine and the development of recommendations for its improvement, is very relevant.

Ключевые слова: трактор, тормозной механизм, эффективность торможения, тормозной момент.

Key words: tractor, brake mechanism, braking efficiency, braking torque.

ВВЕДЕНИЕ

Важным вопросом при проектировании тормозных систем, от которого зависит эффективность торможения и устойчивость движения, является выбор рационального соотношения тормозных сил на осях транспортных средств.

С точки зрения безопасности дорожного движения наилучшим является режим торможения, при котором достигается максимальная эффективность и обеспечивается устойчивость движения. В этом случае должно производиться распределение тормозных сил между мостами с учетом изменяющихся нормальных реакций на колесах и дорожных условий, оцениваемых сцепными качествами колес с дорогой.

Для универсально-пропашных тракторов характерным схемным решением тормозной системы является установка тормозных механизмов только на заднем мосту. В полноприводных тракторах средней мощности для обеспечения максимального использования сцепного веса обеспечивается передача тормозного момента к колесам переднего моста за счет блокирования межосевого привода. В качестве блокирующего устройства применяется гидрорегулируемая фрикционная муфта.

В данной работе рассматривается проектный расчет тормозной системы для определения требуемой эффективности тормозных механизмов (ТМ) и предлагаются решения по их конструктивному исполнению. В качестве ТМ рассматриваются тормозные механизмы с самоусилием с шариковым механизмом сжатия дисков.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Обеспечение рационального использования сцепного веса на мостах трактора можно достичь различными способами.

1. Изменением выходных характеристик ТМ (реализуемый тормозной момент). Данный подход требует значительных затрат, связанных с разработкой новых ТМ, и, возможно, конструкции мостов машины.

2. Подбор исполнительных элементов тормозного привода (усилителей, гидравлических цилиндров, пневматических камер), изменяющих приводное усилие ТМ, если это возможно по условиям силовой и тепловой нагруженности последних.

3. Регулирование давления в тормозном приводе по величине и времени.

Регулирование давления по величине обеспечивается ограничителями, компенсаторами с постоянным и переменным моментами срабатывания, инерционными регуляторами, статическими регуляторами с ручным и автоматическим управлением, электронными системами регулирования (регуляторы и АБС).

Регулирование давления по времени обеспечивается за счет изменения быстродействия и асинхронности срабатывания тормозных механизмов переднего и заднего мостов трактора.

Для оценки идеального распределения тормозных сил F_{T1} и F_{T2} по мостам трактора в установившемся режиме торможения при полном использовании сцепного веса можно записать

$$F_{T1} = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_2 + h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}; F_{T2} = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_1 - h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}. \quad (1)$$

где m – масса трактора, кг; l_1 , l_2 , h – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс, м; φ – коэффициент сцепления.

По зависимостям (1) построены графики идеального распределения тормозных сил между мостами машины для различной загрузки и разных значений вертикальной координаты центра масс (рисунок 1). Штриховые линии соответствуют различным значениям коэффициента сцепления колес с дорогой.

Если на данные графики нанести реальные, полученные в результате экспериментальных исследований характеристики, можно оценить недотормаживание или перетормаживание колес мостов, т.е. возможность потери устойчивости или управляемости трактора при торможении.

Для $\varphi = 0,6$ (наиболее характерный фон для эксплуатации трактора) и $h = 1,016$ м (координата центра масс базовой модели). В этом случае имеем $F_{T1} = 43,32$ кН·м и $F_{T2} = 27,31$ кН·м. Таким образом, при оборудовании переднего и заднего мостов трактора ТМ последние должны обеспечивать реализацию моментов $M_{T1} = 1,28$ кН·м и $M_{T2} = 1,14$ кН·м соответственно.

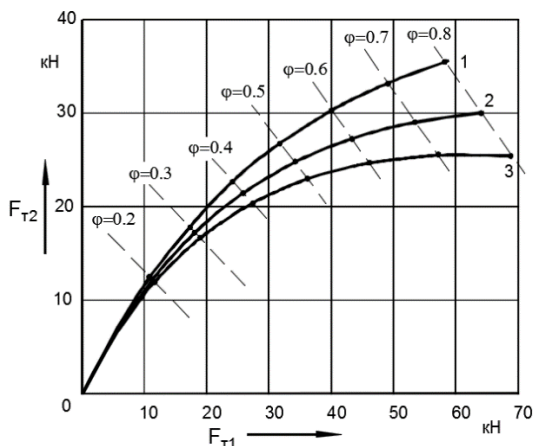


Рисунок 1 – Распределение тормозных сил по мостам трактора при полном использовании сцепного веса для различных значений коэффициента сцепления и вертикальной координаты центра тяжести:
 1 – $h=0,8$ м; 2 – $h=1,016$ м; 3 – $h=1,2$ м

В случае использования тормозной системы, состоящей из ТМ заднего моста и системы блокирования межосевого привода при торможении эффективность ТМ заднего моста должна составлять $M_{T2} = 2,89$ кН·м. При этом муфта подключения ПВМ должна передавать момент $M_{ПВМ} = 1,28$ кН·м.

В базовом варианте тормозной системы используются дисковые ТМ с самоусилением (рисунок 2).

Расчеты по определению эффективности торможения трактора мощностью 250 л. с. показали, что в случае использования базового варианта ТМ с гидравлическим приводом величина тормозного момента существенно ниже требуемых по условиям обеспечения нормативной эффективности торможения значений. При этом величина удельного давления в парах трения $q=0,36$ МПа получилась также существенно ниже допустимых для спеченных материалов значений $[q]=3,0$ МПа, что говорит о наличии резерва увеличения тормозного момента ТМ за счет повышения усилия сжатия пакета дисков.

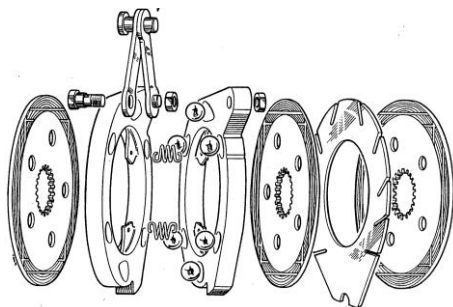


Рисунок 2 – Дисковый ТМ, работающий в масле

Анализ сложившейся ситуации показал, что возможны следующие направления повышения эффективности ТМ.

1. Установка в гидравлическом приводе гидроусилителя с передаточным отношением 4:1 вместо главного тормозного цилиндра при сохранении остальных кинематических характеристик привода позволяет получить суммарный тормозной момент – 1294,9 Н м при удельном давлении в парах трения – 0,67 МПа. Распределение общего момента по парам трения аналогично базовому варианту.

Проведенные расчеты свидетельствуют, что в этом случае эффективность ТМ практически соответствует требованиям ГОСТ по эффективности торможения, но они практически не имеют запаса по тормозному моменту. При изменении коэффициента трения, увеличении зазора между парами трения и их износа возможно снижение эффективности торможения ниже нормативных показателей.

2. Второй вариант связан с увеличением числа пар трения путем добавления с каждой стороны нажимных дисков по одному фрикционному диску (общее количество пар трения 12). Максимальное удельное давление в парах трения: 0,67 МПа Суммарный тормозной момент: 1918,2 Н м.

3. Наряду с увеличением числа фрикционных дисков повышение эффективности тормозного механизма можно достичь, увеличив коэффициент самоусиления ТМ за счет следующего конструктивного решения.

Если связать с нажимными дисками по одному промежуточному диску, расположенному со стороны соответствующего нажимного диска, то увеличение суммарного тормозного момента происходит за счет повышения сервоэффекта. Если пренебречь потерями на трение

в направляющих корпуса и шлицах тормозного вала можно определить степень увеличения тормозного момента по выражению:

$$k = \frac{r_{ш} \cdot \operatorname{tg} \theta - \mu \cdot R_{тр}}{r_{ш} \cdot \operatorname{tg} \theta - z \cdot \mu \cdot R_{тр}}$$

где $r_{ш}$ – радиус расположения шариков разжимного механизма, м; θ – угол наклона лунок, град; μ – коэффициент трения фрикционных пар; $R_{тр}$ – средний радиус трения, м; z – число пар трения, участвующих в создании сервоэффекта.

Подставляя конструктивные параметры ТМ получаем $k = 2.305$. Таким образом, указанное конструктивное решение позволяет примерно в 2,3 раза повысить эффективность тормозного механизма и получить суммарный тормозной момент 2442 Н·м при удельном давлении на поверхностях трения – 0,851 МПа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов расчета динамики торможения трактора Беларусь мощностью 250 л. с. показал, что базовый вариант тормозной системы при установке в приводе гидроусилителя с коэффициентом усиления 4:1 не позволяет получить значительный запас по тормозному моменту. В связи с этим предложены два варианта решения указанной проблемы:

- установка в приводе гидроусилителя с одновременным увеличением числа пар трения до 12;
- использование безусилительной схемы привода при увеличении пар трения до 12 и изменении конструкции нажимного устройства, а именно, обеспечение связи одного из промежуточных дисков с соответствующим нажимным диском, что позволяет увеличить сервоэффект.

Проведенные исследования показали, что оба предложенных варианта примерно одинаковы по своему эффекту и могут быть рекомендованы для создания опытных образцов тормозной системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поварехо А.С. Нагруженность тормозных механизмов полноприводного универсально-пропашного трактора кл. 1,4 и повышение их долговечности. – Дис. ... канд.техн.наук. – Мн.: БПИ, 1993. – 216 с.
2. Шувалов Е.А. Повышение работоспособности трансмиссий тракторов. Л., Машиностроение, 1986. – 126 с.
3. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М. :Машиностроение, 1984. –280 с.

Представлено 20.05.2020

УДК 629.366

ДИФФЕРЕНЦИАЛ ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ В МЕЖОСЕВОМ ПРИВОДЕ ТРАКТОРА INCREASED FRICTION DIFFERENTIAL IN THE INTERAXEL DRIVE OF THE TRACTOR

В.С. Баев, канд. техн. наук
Белорусский национальный технический университет,
г.Минск, Республика Беларусь
V. Baev, Ph.D. in Engineering,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье анализируется возможность повышения тягово-сцепных свойств тракторов и машинно-тракторных агрегатов путем использования дифференциалов повышенного трения в межосевом приводе.

The article analyzes the possibility of increasing the traction-coupling properties of tractors and machine-tractor units by using limited slip differentials in the interaxle drive.

Ключевые слова: дифференциал, межосевой привод, буксование.
Keywords: differential, interaxle drive, slip.

ВВЕДЕНИЕ

Применение широко распространенного в автостроении межосевого дифференциального привода на тракторах сдерживается опасениями возможной потерей тягово-сцепных свойств трактора при больших крюковых нагрузках либо при значительной разгрузке одного из мостов в случае движения с поднятыми навесными орудиями. Отключение одного из мостов при заблокированном межосевом приводе приводит к необходимости введения кинематического несоответствия в межосевой привод и к снижению тягово-сцепных свойств трактора. Таким образом недостатки обоих приводов приводят к необходимости поиска конструкции привода, с наилучшими показателями в различных условиях эксплуатации.

ДИФФЕРЕНЦИАЛ ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ

Анализ результатов теоретических исследований тягово-сцепных свойств тракторов с различными типами межосевого привода показывает, что наилучшие показатели (минимальные потери мощности на буксование) достигаются, когда межосевой привод обеспечивает равенство буксований мостов в различных условиях эксплуатации [1]. Следовательно, при различных крюковых нагрузках и распределениях вертикальных нагрузок по мостам при работе с навесными орудиями межосевой привод должен обеспечивать соответствующее перераспределение крутящего момента по мостам трактора.

Возможным решением данной проблемы является использование в межосевом приводе дифференциала повышенного трения, сочетающего в себе свойства одновременно заблокированного и дифференциального приводов.

В качестве объекта исследований был выбран трактор классической компоновки класса 2.0 при использовании в межосевом приводе несимметричного дифференциала повышенного трения с передаточным числом 2.

Для выбора оптимального коэффициента блокировки $K_{\sigma l}$ дифференциала исследовалась его зависимость от тяговой нагрузки $P_{кр}$ и коэффициента распределения вертикальных нагрузок по мостам λ , равного отношению вертикальной нагрузки переднего моста к вертикальной нагрузке заднего. Оптимальным считался коэффициент, обеспечивающий получение равных буксований σ колес обоих мостов.

Полученные данные (рисунок 1), показывают, что оптимальное распределение сил тяги по мостам достигается при линейном увеличении $K_{\text{бл}}$ с ростом крюковой нагрузки от значения 1.25 при $P_{\text{кр}} = 0$ до 1.45 при $P_{\text{кр}} = 20$ кН. Поскольку поворот трактора при наличии дифференциального эффекта в межосевом приводе сопровождается незначительным увеличением касательных сил тяги колес и крутящего момента на корпусе дифференциала, приведенные зависимости остаются справедливыми и при движении на повороте.

При движении трактора с навесными орудиями в поднятом положении для достижения минимальных потерь мощности на буксование момент трения и коэффициент блокировки дифференциала в зависимости от коэффициента распределения вертикальных нагрузок по мостам λ , должны изменяться по параболическому закону (рисунок 2). С увеличением λ момент трения сначала уменьшается до нуля, а затем увеличивается. Поскольку межосевой дифференциал должен обеспечивать оптимальное распределение сил тяги по мостам в разных режимах эксплуатации, его характеристика должна соответствовать обоим приведенным на рисунках 1 и 2 характеристикам и, следовательно, сочетать в себе свойства двух типов дифференциалов: с убывающим и возрастающим моментами трения. Конструкция такого дифференциала разработана [2].

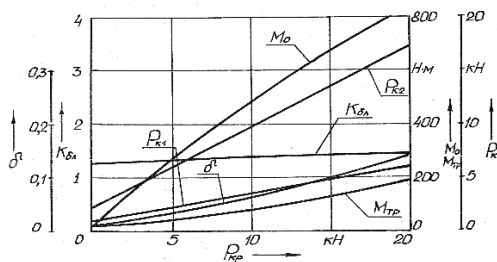


Рисунок 1 – Распределение касательных сил тяги мостов $P_{к1}$ и $P_{к2}$, коэффициента блокировки $K_{\text{бл}}$, крутящего момента на корпусе $M_{\text{бл}}$ и момента трения $M_{\text{тр}}$ дифференциала при равном буксовании мостов σ в зависимости от крюковой нагрузки $P_{\text{кр}}$

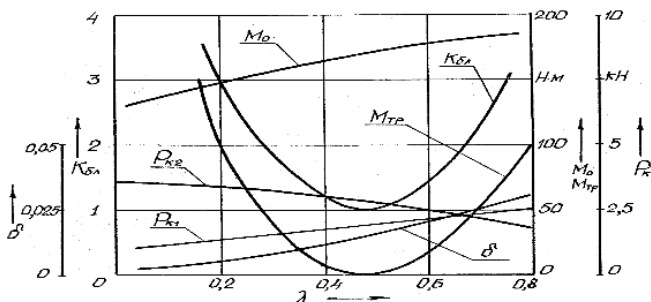


Рисунок 2 – Распределение касательных сил тяги мостов P_{k1} и P_{k2} , коэффициента блокировки $K_{\text{бл}}$, крутящего момента на корпусе M_0 и момента трения $M_{\text{тр}}$ дифференциала при равном буксовании мостов σ в зависимости от коэффициента распределения весовых нагрузок по мостам λ

Характеристики трактора с таким дифференциалом приведены на рисунках 3 и 4. Сравнивая эти характеристики с оптимальными, видим, что параметры предложенного дифференциала, хотя и не обеспечивают полного совпадения тяговых свойств с оптимальными, но значительно их к ним приближают, особенно в зоне больших крюковых нагрузок, при которых начинают проявляться негативные свойства простого несимметричного дифференциала.

При движении трактора с навесными орудиями в поднятом положении данный дифференциальный привод не приводит к потере тягово-сцепных свойств за счет наличия падающей характеристики.

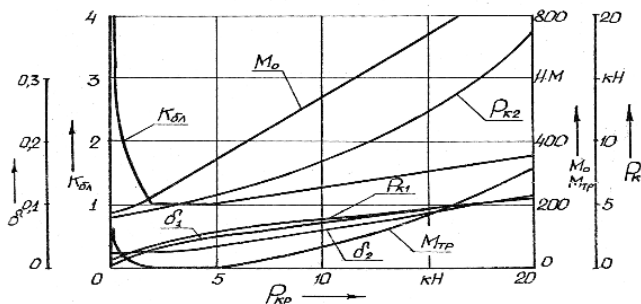


Рисунок 3 – Распределение касательных сил тяги мостов P_{k1} и P_{k2} , буксований мостов σ_1 и σ_2 , коэффициента блокировки $K_{\text{бл}}$, крутящего момента на корпусе M_0 и момента трения $M_{\text{тр}}$ дифференциала повышенного трения в зависимости от P_{kp}

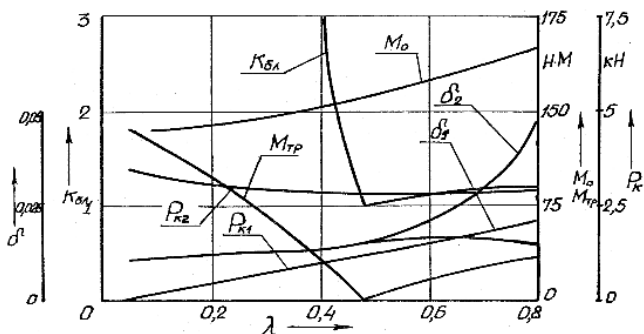


Рисунок 4 – Распределение касательных сил тяги мостов $P_{к1}$ и $P_{к2}$, буксовых мостов σ_1 и σ_2 , коэффициента блокировки $K_{бл}$, крутящего момента на корпусе M_o и момента трения $M_{тр}$ дифференциала повышенного трения в зависимости от коэффициента распределения весовых нагрузок по мостам λ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование дифференциалов повышенного трения в межосевых приводах тракторов позволяют достичь высоких тягово-сцепных свойств в различных условиях эксплуатации при работе как с прицепными, так и с навесными орудиями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А.Ф. и др. Дифференциалы колесных машин. /А.Ф.Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х.Лефаров. Под общ. ред. А.Х.Лефарова.-М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
2. Авторское свидетельство 1207830. Межосевой дифференциал повышенного трения транспортного средства / Баев В.С., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. – Опубл. в Б.И., №4, 1986.

Представлено 16.09.2020

УДК 621.333

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АСИНХРОННОГО
ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОБУСА
ПО ПРОПОРЦИОНАЛЬНОМУ ЗАКОНУ**
DETERMINATION OF MECHANICAL CHARACTERISTICS
OF A FREQUENCY-CONTROLLED ASYNCHRONOUS MOTOR OF
AN ELECTRIC BUS ACCORDING TO THE PROPORTIONAL LAW

Ю.Е. Атаманов, канд. техн. наук, доц.,
В.Н. Плищ, А.Д. Хилько

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
Yu. Atamanov, PhD in Engineering, Associate Professor,
V. Plishch, A. Khilko
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

На основе расчетных данных получены значения для построения механических характеристик асинхронного двигателя (АД). На их основе установлены функциональные зависимости для частотно-регулируемого АД по пропорциональному закону $U_1/f_1 = \text{const}$.

Abstract. Based on the calculated data, the values for constructing the mechanical characteristics of an asynchronous motor (AD) are obtained. Based on them, functional dependencies for frequency-controlled AD are established according to the proportional law $U_1/f_1 = \text{const}$.

Ключевые слова: электробус, частотное управление, механическая характеристика, асинхронный электродвигатель.

Key words: electric bus, frequency control, mechanical characteristic, asynchronous electric motor.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время для перевозки пассажиров применяются электробусы, на которых используются АД. При выборе и анализе эксплуатационных режимов работы АД определяют механические характеристики. В связи с этим целью исследований является установление механических характеристик АД в виде функциональных зависимостей. В качестве объекта исследований принят АД ТАД 155-

04-БУ1 ТУ ВУ 700002725.142-2018 двухзвенного электробуса пассажироместимостью 153 человека.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО АД

Современные системы частотного управления обычно предусматривают две зоны регулирования частоты (и, следовательно, скорости): 1) вниз от номинальной при соблюдении принятого закона частотного управления; 2) вверх от номинальной при неизменной величине напряжения на статоре $U_1 = U_{1\text{ном}}$ и $f_1 > f_{1\text{ном}}$ [1].

Механические характеристики АД при регулировании вниз от номинальной скорости строятся в диапазоне регулирования частоты ($f = 0,1-50$ Гц; $\alpha = 0,1-1$). При постоянных значениях $M_{к,\alpha}$, $S_{а,к}$ и $R_1 = 0$ механическая характеристика АД, выражаемая формулой Клосса, имеет вид [1]:

$$M = \frac{2 \cdot M_{к,\alpha} (1 + a \cdot S_{а,к})}{\frac{S_a}{S_{а,к}} + \frac{S_{а,к}}{S_a} + 2 \cdot a \cdot S_{а,к}} - M_0, \quad (1)$$

где $M_{к,\alpha}$ – критический электромагнитный момент; $S_{а,к}$ – абсолютное критическое скольжение; $S_a = S \cdot \alpha$ – абсолютное скольжение; S – текущее скольжение; α – относительная частота; a – отношение активных сопротивлений; M_0 – момент холостого хода.

Угловая скорость ротора ω при переменной частоте

$$\omega = \omega_{0\text{ном}}(\alpha - S_a), \quad (2)$$

где $\omega_{0\text{ном}}$ – синхронная скорость АД при номинальной частоте $f_{1\text{ном}}$. При регулировании вверх от номинальной скорости механические характеристики АД строятся при постоянной величине напряжения статора $U_1 = U_{1\text{ном}}$ и переменной частоте f_1 изменения этого напряжения в диапазоне частот $f_{1\text{ном}} \leq f_1 \leq f_{1\text{max}}$ ($f = 50-135$ Гц; $\alpha = 1...2,7$). При работе в этом диапазоне частот критический момент $M_{к,\alpha}$

$$M_{\kappa,\alpha} = \frac{3 \cdot U_{1\text{ном}}^2}{2 \cdot \alpha \cdot \omega_{0\text{ном}} \left[R_1 + \sqrt{R_1^2 + (\alpha \cdot X_{\kappa,\text{ном}})^2} \right]} \quad (3)$$

и абсолютное критическое скольжение $S_{a,\kappa}$

$$S_{a,\kappa} = \frac{\alpha \cdot R_2'}{\sqrt{R_1^2 + (\alpha \cdot X_{\kappa,\text{ном}})^2}} \quad (4)$$

являются функциями относительной частоты α

$$\alpha = \frac{f_1}{f_{1\text{ном}}} = \frac{\omega_0}{\omega_{0\text{ном}}} \quad (5)$$

где $U_{1\text{ном}}$ – номинальное фазное напряжение статора; R_1 – активное сопротивление фазы статора; $X_{\kappa,\text{ном}}$ – индуктивное сопротивление короткого замыкания при номинальной частоте; R_2' – приведенное активное сопротивление ротора.

Механические характеристики АД в рассматриваемом частотном диапазоне определяются уравнениями (1)–(2). Технические характеристики объекта исследования приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики двигателя ТАД 155-04-БУ1

Наименование параметра	Значение
Полезная мощность, кВт	155
Максимальная 30 мин мощность, кВт	185
Коэффициент мощности при номинальном напряжении и частоте тока статора	0,79
КПД при номинальном напряжении и частоте тока статора, %	90,0
Номинальное напряжение	420
Номинальная частота вращения, об/мин	1480
Максимальная частота вращения, об/мин	4000
Номинальный вращающий момент, Н·м	1000
Максимальный тяговый вращающий момент, Н·м	2600
Номинальный линейный ток статора, А	300

Номинальный момент на валу АД в продолжительном режиме работы (S1) при $\alpha = 0,1-1$:

$$M_{\text{ном.S1}} = \frac{P_{\text{ном.S1}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{155 \cdot 10^3}{154,907} = 1000,603 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номинальный момент на валу АД в повторно-кратковременном режиме работы (S3) при $\alpha = 0,1-1$:

$$M_{\text{ном.S3}} = \frac{P_{\text{ном.S3}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{185 \cdot 10^3}{154,907} = 1194,268 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный момент на валу АД при $\alpha = 0,1-1$:

$$M_{\text{max}} = M_{\text{ном.S1}} \cdot \lambda_m = 1000,603 \cdot 2,6 = 2601,567 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обозначим $M_i = M_{\text{ном.S1}}, M_{\text{ном.S3}}, M_{\text{max}}$.

Используя (1)–(5) получены расчетные значения механических характеристик, максимальные значения которых приведены в таблице 2 и на рисунке 1 в виде точечной зависимости.

Таблица 2 – Максимальные значения характеристик АД по (1) – (5)

α	M_{max}		$M_{\text{ном.S3}}$		$M_{\text{ном.S1}}$	
	ω , рад/с	M, Н·м	ω , рад/с	M, Н·м	ω , рад/с	M, Н·м
0,1	4,15	2601,57	13,14	1194,27	13,61	1000,60
0,2	19,85	2601,57	28,84	1194,27	29,31	1000,60
0,3	35,55	2601,57	44,54	1194,27	45,01	1000,60
0,4	51,25	2601,57	60,24	1194,27	60,71	1000,60
0,5	66,95	2601,57	75,94	1194,27	76,41	1000,60
0,6	82,65	2601,57	91,64	1194,27	92,11	1000,60
0,7	98,35	2601,57	107,34	1194,27	107,81	1000,60
0,8	114,05	2601,57	123,04	1194,27	123,51	1000,60
0,9	129,75	2601,57	138,74	1194,27	139,21	1000,60
1	145,45	2601,57	154,44	1194,27	154,91	1000,60
1,1	161,15	2181,49	170,14	998,45	170,61	836,16
1,2	176,85	1854,98	185,84	846,78	186,31	708,82
1,3	192,55	1596,22	201,54	726,91	202,01	608,18
1,4	208,25	1387,70	217,24	630,52	217,71	527,26

Продолжение таблицы 2

1,5	223,95	1217,22	232,94	551,85	233,41	461,21
1,6	239,65	1076,07	248,64	486,80	249,11	406,61
1,7	255,35	957,88	264,34	432,40	264,81	360,95
1,8	271,05	857,94	280,04	386,44	280,51	322,37
1,9	286,75	772,68	295,74	347,26	296,21	289,49
2	302,45	699,36	311,44	313,59	311,91	261,23
2,1	318,15	635,85	327,14	284,44	327,61	236,76
2,2	333,85	580,48	342,84	259,04	343,31	215,44
2,3	349,55	531,91	358,54	236,77	359,01	196,75
2,4	365,25	489,07	374,24	217,13	374,71	180,28
2,5	380,95	451,10	389,94	199,74	390,41	165,67
2,6	396,65	417,29	405,64	184,25	406,11	152,68
2,7	412,35	387,05	421,34	170,40	421,81	141,05

Для установления функциональной зависимости проведем аппроксимацию результатов расчета, представленных в таблице 1. На участке $\alpha=0,1-1$ функцию представим в виде прямой линии:

$$M(\omega) = M_i. \quad)$$

В диапазоне $\alpha=1-2,7$ аппроксимацию необходимо проводить по двум крайним точкам, т. к. использование более двух точек приводит к разрыву функции в точке $\alpha=1$. В результате исследований установлено, что наиболее целесообразно в виде аппроксимирующей зависимости применять степенную функцию вида:

$$M(\omega) = a \cdot \omega^b, \quad (7)$$

где a и b – коэффициенты.

Для нахождения коэффициентов a и b можно использовать метод наименьших квадратов либо инструментарий MS Excel.

Применив (6) и (7), характеристику двигателя можем представить в виде функций, приведенных в таблице 3.

Используя данные таблицы 3, построены характеристики двигателя, которые представлены на рисунке 1 в виде сплошных линий. Установлено, что ошибка для режима S1 не превышает 2,87 %, для режима S3 – 2,64 % и для M_{max} – 2,98 %.

Таблица 3 – Функциональные данные для режимов работы АД

	$\alpha=0,1-1$	$\alpha=1-2,7$
$M=f(\omega)$	$M(\omega) = M_i$	$M(\omega) = a \cdot \omega^b$
M_{max} , Н·м	2601,567	$a = 23428561,288$ $b = -1,828$
$M_{ном.S3}$, Н·м	1194,268	$a = 21060718,27$ $b = -1,94$
$M_{ном.S1}$, Н·м	1000,603	$a = 19218534,663$ $b = -1,956$

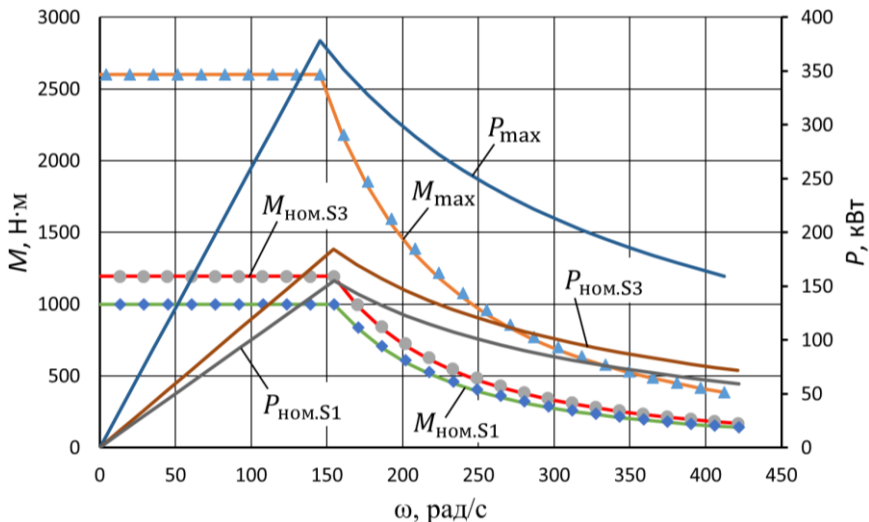


Рисунок 1 – Механическая характеристика АД

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследований установлено что, механическую характеристику АД можно представить в виде двух функциональных составляющих: в диапазоне $\alpha=0,1-1$ зависимостью $M(\omega) = M_i$, а в диапазоне $\alpha=1-2,7$ — $M(\omega) = a \cdot \omega^b$. Коэффициенты a и b для полученных зависимостей даны в таблице 3. Это позволит более эффективно исследовать тягово-скоростные свойства электробуса. Также установлено, что на участке $\alpha=1-2,7$ мощность не постоянна и изменяется при режиме работы S1 с 155 по 59,5 кВт, при режиме работы S3 — с 184,4 по 71,8 кВт и при M_{max} с 378,4 по 159,6 кВт. При этом относительная величина моментов АД $M(\alpha=2,7)/M(\alpha=1)$ составила: при S1 — 14,1 %; при S3 — 14,27 %; при M_{max} — 14,88 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Мн.: Техноперспектива, 2006. – 363 с.

Представлено 20.05.2020

УДК 615.83

РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ПОВЫШЕНИЯ МОБИЛЬНОСТИ ЛЮДЕЙ С ОГРАНИЧЕННЫМИ ВОЗМОЖНОСТЯМИ

**DEVELOPMENT OF A DEVICE FOR INCREASING
THE MOBILITY OF PEOPLE WITH DISABILITIES**

Т.О. Ларионова, магистр-инженер, мл. научн. сотр.,
Д.М. Малинов, техник, **С.Н. Янкевич**, магистр-инженер, нач. НИО,
ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» г. Минск, Беларусь
T. Larionava, Master of Engineering sciences, Junior Researcher,
D. Malinov, technician, S. Yankevich, Master of Engineering sciences,
the Head of the Research Department,
JSC «Instrument-Making Plant OPTRON», Minsk, Belarus

В данной статье рассматривается проблема реабилитации и мобильности людей с ограниченными возможностями, а также анализ устройств, способствующих улучшению качества их жизни.

This article discusses the problem of rehabilitation and mobility of people with disabilities, as well as an analysis of devices that improve their quality of life.

Ключевые слова: инвалид, инвалидное кресло, электропривод.

Key words: disabled person, wheelchair, electric.

ВВЕДЕНИЕ

Количество инвалидов-колясочников составляет более 20 000 и растет с каждым годом. Городская среда становится все доступнее для инвалидов, однако перемещаться на инвалидном кресле при по-

мощи рук крайне сложно. Электрические инвалидные кресла слишком тяжелы для того, чтобы без помощи выезжать на них из квартиры в город, они дороги и недоступны большинству людей, нуждающихся в них. По социальным показаниям не все инвалиды-колясочники могут получить электрическую коляску бесплатно.

Согласно Национальному плану действий по реализации в Республике Беларусь положений конвенции о правах инвалидов на 2017-2025 годы, одним из приоритетных направлений государственной социальной политики Республики Беларусь является обеспечение инвалидов современными техническими средствами социальной реабилитации, необходимыми для свободного передвижения и дальнейшей их интеграции в общество.[1] Одним из таких средств реабилитации может стать универсальный портативный электропривод для инвалидной коляски.

Существует множество конструкций электроприводов, однако, представленные на рынке устройства обладают многими недостатками. Среди них высокая цена, масса, габариты в отсоединенном состоянии, несовершенство конструкции устройства крепления. Характеристики некоторых устройств представлены в таблице 1.

Поэтому, цель данной работы: разработать конструкцию, лишенную этих недостатков и полностью удовлетворяющую требования пользователей стран СНГ.

Таблица 1. Характеристики устройств

Название	Характеристики	Фото
SUNNY 0285	Максимальная скорость, км/ч: 15 Пробег: до 35 км Вес : 12,2 кг Мощность: 250W Цена: 1910 бел.руб.	

WISKING MINI	Максимальная скорость, км/ч: 20 Пробег: до 35 км Вес : 15 кг Мощность: 400W Цена: 2038 бел.руб	
UNAWHEEL V.1	Максимальная скорость, км/ч: 23 Пробег: до 30 км Вес : 15 кг Мощность: 300W Цена: 2551 бел.руб	

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ

При разработке конструкции портативного электропривода для инвалидной коляски основополагающими становятся следующие пользовательские качества:

- Удобство эксплуатации. С целью реализации данного атрибута был разработан механизм, который позволяет присоединять и отсоединять электропривод без особых усилий и энергозатрат.
- Компактность. Складной механизм рулевой стойки и руля, позволяет поместить электропривод в рюкзак и перевозить его с собой в случае необходимости.
- Мобильность. Реализованный в конструкции механизм регулирования угла наклона и вылета вилки способствует удобству разворотов и маневрированию в узком пространстве

На рисунке 1 представлен общий вид электропривода. Для установки на инвалидную коляску присоединяется система профильных кронштейнов. Затем, электропривод подводится к инвалидной коляске и входит в зацепление с кронштейном, штатные передние колеса инвалидной коляски приподнимаются, и она преобразовывается в трехколесную.

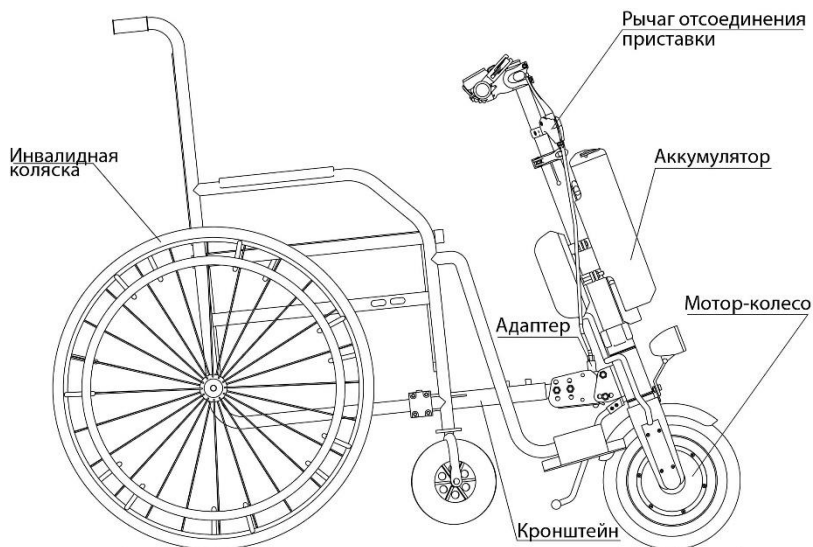


Рисунок 1 – Общий вид сборки электропривода

Характеристики устройства:

- Максимальная скорость: 20 км/ч
- Пробег: до 40 км
- Вес : 10 кг
- Мощность: 350 W
- Цена: 1800 бел/руб.

Мотор-колесо получает питание от съемной литий ионной аккумуляторной батареи, закреплённой на рулевой стойке. На руле электропривода располагается пульт управления, им можно включить или выключить устройство, а также выбрать оптимальную скорость движения. Набор скорости осуществляется путем нажатия курка газа, торможение – с помощью рукоятки тормоза, расположенной на руле и приводящей в действие механизм дискового тормоза, установленный на мотор-колесе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Электропривод для инвалидной коляски значительно расширяет возможности людей с инвалидностью, которым тяжело передвигаться на дальние расстояния с ручным приводом. Стоит отметить и

моральный аспект применения предложенной конструкции: человек, давно лишенный возможности передвигаться на велосипеде или мотоцикле вновь может ощутить это чувство. Однако, ослабленным пациентам со съемным электроприводом справиться будет сложно, для них подойдут инвалидные коляски со встроенным приводом и пультом управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постановление Совета Министров Республики Беларусь 13 июня 2017 г. n 451. об утверждении национального плана действий по реализации в республике Беларусь положений конвенции о правах инвалидов на 2017 - 2025 годы: (в ред. постановления Совмина от 27.12.2019 N 922) [Электронный ресурс]. – URL: <http://mintrud.gov.by/>.

Представлено 20.05.2020

УДК 629.021

**ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВНЕДРЕНИЯ
ТЕХНОЛОГИИ 3D-ПЕЧАТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ
ПЕРСОНАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ**

**ECONOMIC SUBSTANTIATION OF THE INTRODUCTION OF 3D
PRINTING TECHNOLOGY IN THE PRODUCTION OF PERSONAL
ELECTRIC VEHICLES**

С.Н. Янкевич, магистр-инженер, нач. НИО,

А.В. Романович, инж.,

С.М. Дядюк, зам. ген. директора по экономике и финансам
ОАО «Приборостроительный завод Оптрон», г. Минск, Беларусь
S. Yankevich, Master of Engineering sciences, the Head of the Research
Department, A. Romanovich, engineer,
S. Dyadyuk, Deputy General Director for Economics and Finance,
JSC « Instrument-Making Plant OPTRON», Minsk, Belarus

Цель данной статьи заключается в определении экономической целесообразности аддитивного производства и перспектив его использования в производстве. Выполнен анализ способов применения 3D-печати, его преимущества и барьеры использования. На основе выполненного экономического обоснования изготовления обода колеса персонального электрического транспортного средства наглядно представлен экономический эффект применения 3D-печати для легких персональных транспортных средств.

The purpose of this article is to determine the importance of additive manufacturing and the prospects for its use. The analysis of the methods of using 3D printing, its advantages and barriers to use. The analysis of the ways of using 3D-printing was performed, its advantages and barriers of use. On the basis of the economic feasibility study for the manufacture of the wheel rim of a personal electric vehicle, the economic effect of using 3D printing for light personal vehicles.

Ключевые слова: аддитивное производство, 3D-печать, прототипирование, аддитивные технологии

Key words: additive manufacturing, 3D printing, prototyping, additive technologies

ВВЕДЕНИЕ

3D-печать прошла долгий путь с момента ее разработки в 1980-х годах. Не смотря на то, что она возникла как инструмент для быстрого прототипирования в машиностроении и приборостроении, в настоящее время она развилась для охвата ряда различных отраслей.

Эволюция данной технологии привела к быстрому росту числа компаний, внедряющих ее. Приложения и варианты использования различаются в разных отраслях, но в целом включают вспомогательные средства, визуальные и функциональные прототипы - и даже конечные детали [1].

По мере увеличения потенциальных применений для 3D-печати компании начинают находить способы создания новых бизнес-моделей и возможностей с помощью этой технологии.

АДДИТИВНОЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПРОИЗВОДСТВЕ

Обычные технологии производства способны производить широкий спектр форм и конструкций, но аддитивное производство (АП) выводит его на новый уровень.

Одним из главных преимуществ этой более современной технологии является широкий диапазон как внешних форм, так и внутреннего заполнения изделия. Проекты, которые не могут быть изготовлены как единое целое с использованием традиционных способов, могут быть выполнены с помощью АП [2]. Например, формы с полым центром могут быть изготовлены как единое целое без необходимости сварки или соединения отдельных компонентов вместе. Немаловажным преимуществом для почти 50 % предприятий Европы и США, у которых больше всего развито аддитивное производство, является возможность быстрого повторения и сокращение времени изготовления (рисунок 1). Используя АТ, дизайнерские перспективные идеи в виду их нетехнологичности ранее, могут быть реализованы.

В связи с широким внедрением персональных электрических транспортных средств (ПЭТС) в трафик современных городов остро становится вопрос оптимизации потребительских качеств вновь разрабатываемой техники с целью привлечения потенциальных покупателей. Этими качествами являются – удельные весовые характеристики, дизайн, прочностные характеристики.

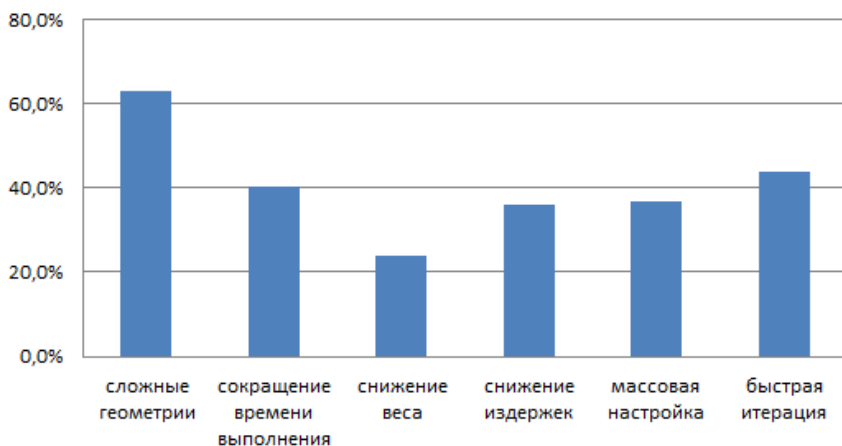


Рисунок 1 – Основные преимущества использования 3D-печати

Наряду с динамическими характеристиками двигателя, вес персонального электрического транспорта является одним из наиболее важных факторов, которые необходимо учитывать при проектировании. Уменьшение веса может значительно снизить расход энергии и полезную нагрузку, тем самым увеличить запас хода.

Технология 3D-печати является идеальным решением для создания легких деталей, что приводит к значительной экономии энергии. В сочетании с такими инструментами оптимизации дизайна, как программное обеспечение для генеративного проектирования, потенциал увеличения сложности детали практически безграничен.

АТ относится к подрывным технологическим инновациям, так как они заменяют традиционные технологии обработки резанием, основанным на последовательном съеме стружки (принцип «вычитания») за несколько разнородных операций, например, токарная, фрезерная, сверлильная, протяжная, шлифовальная операции, начиная с черновой заготовки и заканчивая готовой деталью. На данном этапе преимущество аддитивных технологий заключается в отсутствии необходимости большой площади для требуемого оборудования, нет надобности перемещать предмет труда, что в свою очередь значительно снижает материалоемкость и потребляемую энергию, снижая время и затраты на переналадку оборудования и время конструкторско-технологической подготовки нового изделия.

Одной из проблем, с которой организация сталкивается, нужно ли инвестировать в 3D-печать, является наличие на рынке множества различных типов систем печати. Такие факторы, как стоимость, материалы, разрешение, размер детали и механические свойства, сильно различаются в зависимости от типа используемой машины.

3D-принтер предлагает недорогой способ изготовления небольших объемов деталей, которые можно использовать для проверки соответствия, формы и функционирования.

Для почти 50% предприятий контроль качества является главной проблемой при использовании 3D-принтеров. Для 33 % предприятий проблемой использования их является подготовка файла для печати, 26 % – котировки и поддержание принтеров в рабочем состоянии, 24 % – настройка 3D-принтера, 23 % – подготовка работников и др.

Барьером при внедрении 3D-печати в масштабе для предприятий является 70 % бюджет, почти 30 % наличие физического пространства, 10 % программное обеспечение, 16 % набор персонала с необходимой квалификацией [3].

Изготовление элемента ПЭТС можно выполнить путем штучного ручного производства, с использованием механической обработки на ЧПУ и используя аддитивные технологии – 3D-печать. Самым затратным способом является ручное из-за больших расходов на изготовление, связанное с затраченным временем, самым эффективным с экономической точки зрения является 3D-производство: меньше материала, изготовление детали любой формы и сложности, минимальное участие живого труда.

Для наглядного представления эффективности использования 3D-печати произведен расчет обода колеса (рисунок 2) персонального электрического транспортного средства из одного и того же материала (ABS пластик) двумя способами: 1-ый – классическим способ – путем фрезерно-токарной обработки на ЧПУ; 2-ой – использование аддитивных технологий, 3D-печать.



Рисунок 2 – Модель обод колеса и внутренняя структура колеса

Таблица 1 – Затраты на изготовление обода колеса ПЭТС

<i>3D-печать</i>	Виды затрат	<i>Фрезерно-токарная обработка</i>
9,32	Сырье и материалы, руб.	241,8
0,1	Расходы на спецодежду, руб.	10,5
4,2	Основная заработная плата, руб.	25,8
0,3	Дополнительная заработная плата, руб.	2,1
1,53	Отчисления в ФСЗН, руб.	9,5
0,03	Отчисления в Белгосстрах, руб.	0,17
6,3	Общепроизводственные расходы, руб.	38,7
21,68	Производственная себестоимость, руб.	328,57

Расходы на спецодежду включают амортизацию сопла на 3D-принтер и необходимого инструмента (державки, диски и сверла) для механической обработки. Отчисления в ФСЗН 34 % и в Белгосстрах 0,6 % от заработной платы (основная вместе с дополнительной). Общепроизводственные расходы – 150 % от основной заработной платы и включают в себя затраты на содержание, организацию и управление производствами (основным, вспомогательным, обслуживающим).

Для 3D-печати использовался ABS пластик в виде нити и заполнение происходило «сотами» (рисунок 2) для снижения расхода материала, следовательно и себестоимости, не ухудшая прочностных характеристик. При механической обработке применялась болванка со сплошным заполнением.

Время изготовления при использовании 3D-печати – 22 ч, при фрезерно-токарной обработке – 6 ч.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что, несмотря на барьеры, с которыми сталкиваются компании при внедрении аддитивных технологий, трудности при использовании 3D-принтеров, рост применения АП позволяет экономить время, а, следовательно, и деньги при создании прототипов. Расчет детали обода колеса ПЭТС продемонстрировал, что производственная себестоимость детали отличается в 15 раз. Благодаря автономности работы 3D-принтера, участие человека минимизируется, тем самым уменьшая затраты на выплату заработной платы. Аддитивные технологии позволяют значительно сократить использование количество материала при производстве, благодаря наслоению, а не срезания излишков. АТ являются предпочтительным вариантом при мелкосерийном производстве, при отсутствии больших площадей для размещения станков, при недостатке средств на дорогостоящее оборудование, а также при разноплановом штучном производстве. Тем самым представленные данные дают основание прогнозировать что использование аддитивных технологий является неизбежным и перспективным.

ЛИТЕРАТУРА

1. What is 3D Printing?: [Электронный ресурс]. URL: <https://3dprinting.com/what-is-3d-printing/> (дата доступа 03.03.2020).
2. Additive Manufacturing – a definition: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.spilasers.com/application-additive-manufacturing/additive-manufacturing-a-definition/> (дата доступа: 06.03.2020).
3. Louis Columbus. The State Of 3D Printing, 2019 [Электронный ресурс]. URL: <https://www.forbes.com/sites/louiscolombus/2019/05/27/the-state-of-3d-printing-2019/#1f201dd546c2> (дата доступа 16.03.2020).
4. Mike Vasquez. Embracing 3D printing : [Электронный ресурс] // Mechanical Engineering Magazine - August 2015. Электрон. версия печат. публ. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/memagazine/select/article-pdf/137/08/42/6359439/me-2015-aug3.pdf> (дата доступа: 09.03.2020).

Представлено 20.05.2020

**КОНЦЕПЦИЯ СЕМЕЙСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
АГРЕГАТОВ НА БАЗЕ БЕСПИЛОТНОГО ШАССИ
С ВЕРХНЕЙ ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМОЙ**
CONCEPT OF A FAMILY OF TECHNOLOGICAL UNITS BASED
ON AN UNMANNED CHASSIS WITH AN UPPER
TURNING PLATFORM

В.В. Родиванков, магистр-инженер,
Г.А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
V. Rodivankov, magister of Technical Sciences,
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выбрана концепция и изложены результаты изысканий семейства технологических агрегатов на базе малогабаритного беспилотного гусеничного шасси с верхним поворотным строением.

The concept was selected and the results of the research of a family of technological units based on a small-sized unmanned crawler chassis with an upper rotary structure are presented.

Ключевые слова: концепция, компоновка, технологический агрегат.

Key words: concept, layout, process unit.

ВВЕДЕНИЕ

Блочно-модульное построение современных наземных мобильных машин привело к появлению новых концепций компоновочных схем машин, предназначенных для специфики различных сфер применения, особенно с быстрым проникновением электропривода от малых по весу и больших по электроемкости накопителей электроэнергии.

В работе приведены результаты изысканий семейства технологических агрегатов на базе малогабаритного беспилотного электроприводного автономного гусеничного шасси с верхним поворотным строением.

КОНЦЕПЦИЯ СЕМЕЙСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

Появление беспилотных мобильных машинных технологических агрегатов обусловлено как успехами развития систем автоматического вождения и управления движением рабочих органов, так и возможностью оградить операторов машин от неблагоприятных воздействий на организм человека в процессе работы в весьма тяжелых условиях с разнопеременной нагрузкой, тряской, вибрацией, шумом, ударами, большой запыленностью, повышенной влажностью, при больших диапазонах изменений температуры окружающей среды. Причем оператор, который выполняет работу в очень сложных условиях, может совершать недопустимо грубые или частые ошибки. Применение беспилотных экскаваторов уменьшает риск ошибочного управления машиной и технологически теперь не является неоправданно дорогим или опасным.

В процессе изысканий по теме работы выполнен анализ выпускаемой техники с поворотной платформой на основе машин малого мощностного ряда. Разработана классификация и комбинационная матрица структурно-компоновочных схем семейства технологических агрегатов на базе одного беспилотного экскаватора без кабины и с приводом гусеничного хода от электронакопителей, например, литий-ионных батарей.

В качестве главных конструктивных принципов создания новых агрегатов приняты: принцип агрегатирования (к универсальному беспилотному шасси с верхним поворотным строением) и блочно-модульное построение каждого из машинных технологических агрегатов на основе элементарно-модульной базы, выпускаемой передовыми агрегатными предприятиями, чтобы свести к минимуму производственно-сборочную инфраструктуру.

Чтобы предварительно оценить рассматриваемые варианты машин по важнейшим свойствам, выполнены процедуры внешнего проектирования по выбору схем и определению рациональных параметров общей компоновки (см. рисунки 1 и 2).

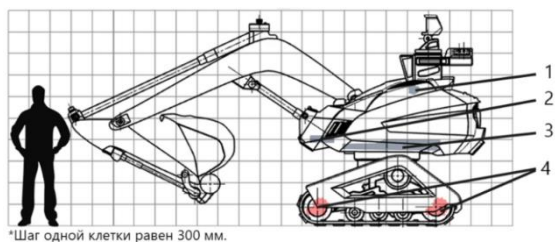


Рисунок 1 – Масштабная схема экскаватора при работе с обратной лопатой (на основе анализа аналогов)

Рассмотрены агрегаты с наборами пассивных рабочих орудий, а также с активными рабочими органами, при выполнении штатных технологических операций в различных отраслях народного хозяйства (см. рисунки 2–3), а также сформулированы требования к составу инфраструктуры для зарядки электроаккумуляторов беспилотного агрегата различных по энергоемкости и обеспечиваемому периоду работы между подзарядками.

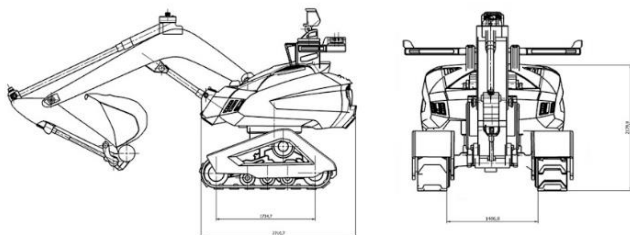


Рисунок 2 – Общая компоновка беспилотного экскаватора, принятого за прототип

Отличительной чертой экскаватора является то, что он беспилотный, поэтому в данном экскаваторе отсутствует кабина оператора – следствием этого является нахождение стрелового механизма посередине машины, что позволяет существенно повысить универсальность базового шасси. На рисунках 1 и 2 приведена схема и общая компоновка возможного варианта беспилотного экскаватора.

Далее на эскизах показан набор рабочих органов, возможных при реализации исследуемого объекта конкретного назначения и связанных с гидрофицированным стреловым механизмом, которые и составляют разрабатываемое семейство на базе предлагаемого шасси.

Кроме того, дополнительные возможности агрегатирования с рабочим инструментом имеются спереди и сзади ходовой части шасси, а также при смене типа стрелового механизма, что существенно расширяет состав семейства машин, а общее число агрегатов превышает два десятка.



Рисунок 3 – Рабочее оборудование беспилотного экскаватора типа: зуб-рыхлитель, грейфер, вибротрамбовка, гидромолот, гидножицы, вибропогрузатель

Разработаны расчетные схемы, математические модели для анализа устойчивости агрегата при работе, для анализа стрелового механизма. Выполнены исследования, определены массо-геометрические параметры шасси, гусеничного хода, а также кинематики характерных точек стрелового механизма, с целью выбора рациональных по критериям функциональности и безопасности параметров ходовой системы, механизма стрелы, расчета и подбора гидромашин его привода (рисунки 4 и 5).

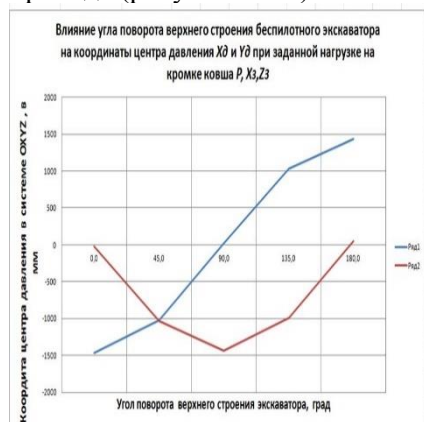


Рисунок 4

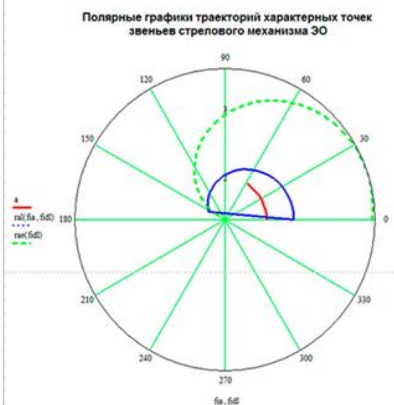


Рисунок 5

По результатам исследования описаны конкурентоспособные промышленный образец шасси и семейство агрегатов на его базе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана концепция и проведена проектная расчетно-теоретическая и конструкторская графическая проработка общей компоновки и дизайна семейства технологических агрегатов на базе малогабаритного беспилотного электроприводного гусеничного шасси с верхним поворотным строением, предназначенного для народного хозяйства и отличающегося высоким техническим уровнем, большим разнообразием агрегируемых пассивных и активных рабочих органов, требуемой устойчивостью и низкими давлениями на опорную поверхность.

Представлено 25.05.2020

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАНЕВРЕННОСТИ СКИДЦЕРОВ
EVALUATION OF SKIDDER MANEUVERABILITY INDICATORS

Д. В. Клоков¹, канд. техн. наук, доц.,

Е. А. Леонов², канд. техн. наук, доц.,

А. А. Гарабажу², канд. техн. наук, доц.

¹Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

²Белорусский государственный технологический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

D. Klokov¹, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

Leonov², Ph.D. in Engineering, Associate professor,

A. Harabazhyu², Ph.D. in Engineering, Associate professor

¹Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

²Belarusian state technological University, Minsk, Republic of Belarus

Для оценки показателей маневренности лесных машин рассмотрен такой фактор, как необходимая ширина полосы движения, зависящая от таких параметров машин, как габариты, ширина колеи, радиус поворота, расстояние «передняя ось - шарнирное сочленение» и «шарнирное сочленение – задняя ось», а также принятая технология разработки лесосеки.

To assess the maneuverability indicators of forestry machines, we consider a factor such as the necessary lane width, which depends on machine parameters such as dimensions, track width, turning radius, distance “front axle – articulation” and “articulation - rear axle”, as well as adopted forestry technology.

Ключевые слова: лесная машина, маневренность, лесосечные работы.

Key words: forest machine, maneuverability, cutting operations.

ВВЕДЕНИЕ

Машины, используемые сегодня на лесозаготовках в Республике Беларусь, предназначены для различных видов рубок. При этом радиусы поворота машин влияют на ширину полосы поворота, оказывают большее значение, практически на весь комплекс технико-эксплуатационных показателей [1, 2, 3].

ОЦЕНКА МАНЕВРЕННОСТИ ЛЕСНЫХ МАШИН

Маневренность машин зависит от густоты древостоя, а также определяется опережением или отставанием колес при их вращении, типа блокировки дифференциала.

У машин с шарнирно-сочлененными рамами при одном и том же угле складывания секций расположение оси шарнира по отношению к осям в наибольшей степени влияет на радиус поворота и ширину полосы движения.

На рис. 1 представлена номограмма радиусов поворота и ширина волока при следующих переменных величинах: отношение a/b , угол складывания полурам, колесная база ($a+b$) и ширина (b) машины [4].

Приведенные зависимости построены для машины с колесной базой от 3 до 5,4 м и углами относительного поворота полурам от 34° до 46° . Расположение шарнирного сочленения варьировалось в пределах от его размещения точно по центру между двумя осями до места, отстоящего от передней оси на 0,44 м.

При большем отношении a/b угол разворота имеет меньшее значение для возрастания ширины волока, в то время как при $a/b = 0,1$ она увеличивается на 0,2 м, когда угол складывания полурам машины возрастает с 40° до 45° . При одном и том же угле складывания ширина волока значительно увеличивается, если a/b уменьшается. Для машины с колесной базой в 4,8 м эта величина увеличивается от 0 при $a/b = 1$ до 1,5 м при $a/b = 0,1$.

Подобным образом изменяются радиусы поворота при этих же углах и отношении a/b .

Увеличение угла складывания с 40° до 45° дает уменьшение радиуса поворота на величину около 0,7 м. При наиболее неблагоприятном отношении $a/b = 0,1$ возрастание ширины волока с 1,43 м при 40° до 1,63 м при 45° . Для лесной шарнирно-сочлененной машины, предназначенной для рубок прореживания, с целью уменьшения необходимой ширины волока и обеспечения минимального радиуса поворота, отношение a/b должно стремиться к 1.

Для определения габаритной полосы движения при повороте трелевочного трактора с пачкой хлыстов (дереьев) воспользуемся графоаналитическим методом. Запишем дифференциальное уравнение движения:

$$\varphi \cdot \left(1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right)^{3/2} + L_n \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} + L_n \cdot \left(1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right) \frac{d\varphi}{dx} = 0,$$

где φ – угол складывания пачки хлыстов (деревьев); $y = f(x)$ – уравнение траектории поворота; $L_n = 18$ м – длина трелюемой пачки хлыстов (деревьев).

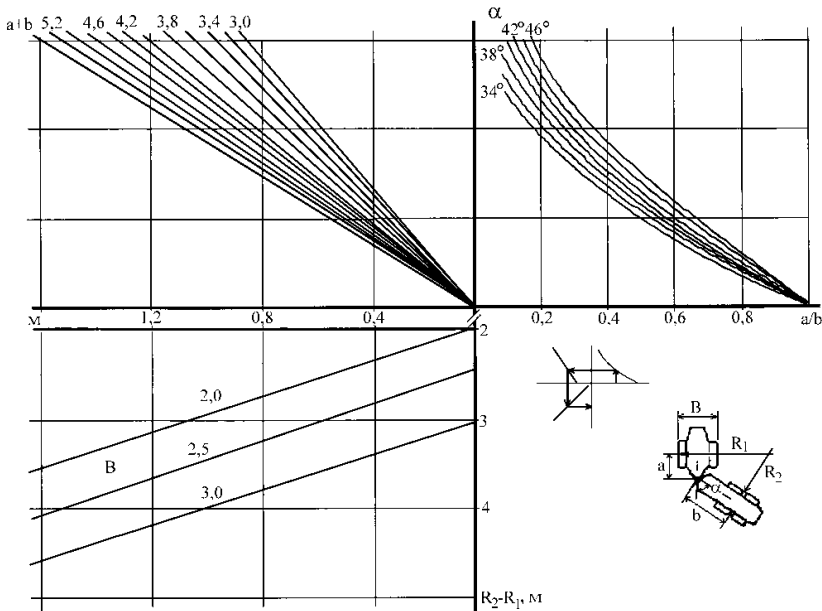


Рисунок 1 – Ширина коридора для машины с шарнирным сочленением рамы

При расчетах приняты следующие основные допущения: отсутствие бокового увода шин, траектория трактора – окружность радиуса $R_2 = 3,5$ м.

Рассматривается случай, когда габаритная полоса движения будет наибольшей, при $R > R_2$ ее величина будет уменьшаться.

Уравнение траектории поворота трактора запишем в виде:

$$y = \sqrt{R_2^2 + x_2^2} + R_2.$$

Тогда решением дифференциального уравнения будет являться зависимость угла складывания от продольной координаты x :

$$\varphi = \frac{L_{\Pi}}{R_2} \left(1 - e^{-\frac{R_2}{L_{\Pi}} \arcsin \frac{\sqrt{R_2^2 - (x-R_2)^2}}{R_2}} \right).$$

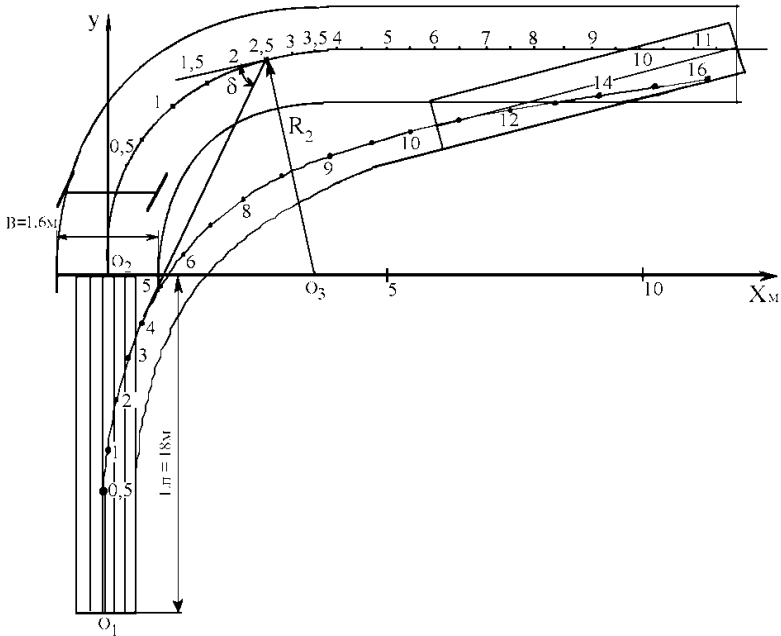


Рисунок 2 – Траектория движения трактора и пачки деревьев при повороте на 90°

При выходе из поворота уравнением траектории трактора является константа вида $y=R_2$. Решение дифференциального уравнения при этом запишется в виде:

$$\varphi = \varphi_0 e^{\frac{x_0 - x}{L_{\Pi}}},$$

где φ_0, x_0 – угол складывания и продольная координата при выходе из поворота.

Построение по полученным значениям габаритной полосы движения трелевочного трактора с пачкой хлыстов при повороте под прямым углом показано на рис. 2.

Согласно проведенному расчету при повороте трелевочного трактора без пачки ширина габаритной полосы движения $B_r = 1,57$ м, при повороте трактора с пачкой $B_r = 3,2$ м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С использованием изложенных результатов исследований и методических материалов для лесных машин, применительно к создаваемым на форвардерам и скидерам было проведено обоснование параметров систем на повороте.

Для трелевочных систем при движении их с пачкой хлыстов радиус поворота увеличивается и для рассматриваемых машин составляет по круговым кривым 10-12 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клоков, Д. В. Оборудование лесопромышленных предприятий. Лабораторный практикум: учеб.-метод. пособие [Текст] / Д. В. Клоков, И. В. Турлай, Е. А. Леонов. – Минск: БГТУ, 2015. – 200 с.

2. Леонов, Е. А. Технология лесозаготовок и переработки древесины: учеб.-метод. пособие [Текст] / Е. А. Леонов, Д. В. Клоков. – Минск: БГТУ, 2018. – 231 с.

3. Клоков Д. В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01: защищена 27.12.2001 / Д. В. Клоков. – Минск, 2001. – 166 с.

4. Клоков, Д.В. Особенности оценки эксплуатационных свойств прицепного форвардера «БЕЛАРУС» при проведении лесозаготовительных работ / Д.В. Клоков, Е.А. Леонов, А.А. Гарабажиу, В.Г. Шостаков // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы международной научно-практической конференции, Воронеж, 06-07 июня 2019 г. / . – Ч. II. – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», 2019. – С. 107-112.

Представлено 18.05.2020

**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ
ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 3
С ПРИЦЕПОМ ПРИ ПРЕОДОЛЕНИИ ПРЕПЯТСТВИЙ
SIMULATION MODEL OF TRANSMISSION OF A DRAWBAR
CATEGORY 3 ALL-WHEEL DRIVE TRACTOR WITH TRAILER
WHEN CROSSING OF OBSTACLES**

И.А. Дрозд, О.А. Сонич, С.А. Сидоров, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь,
I. Drozd, O. Sonich,
S. Sidarau, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Предложена модель трансмиссии полноприводного трактора в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim, являющаяся основой для изучения взаимосвязей между динамикой колесной машины, сцеплением на мягкой почве и трансмиссией. Органы управления трансмиссией имеют обратную связь.

The transmission model of an all-wheel drive tractor is designed in the LMS Imagine.Lab AMESim software package, is to starting point for exploring the interactions between wheel vehicle dynamics, traction on soft soil and the transmission. The transmission controls have partial information.

Ключевые слова: колесная машина, трансмиссия, нагруженность, моделирование.

Keywords: wheel vehicle, transmission, load, modeling.

ВВЕДЕНИЕ

Исследование нагрузок, возникающих в деталях трансмиссии, в частности механическом редукторе, дифференциале и полуосях, являются актуальной задачей в связи с повышением энергонасыщенности и технологического уровня колесных тракторов. Проведение таких исследований затруднительно без использования пакетов компьютерного моделирования, позволяющих в достаточно короткий срок провести все необходимые расчеты.

Имитационное моделирование – метод исследования, заключающийся в имитации на ЭВМ с помощью комплекса программ процесса функционирования системы или отдельных ее элементов. Сущность метода имитационного моделирования заключается в разработке таких алгоритмов и программ, которые имитируют поведение системы, ее свойства и характеристики в необходимом для исследования системы составе, объеме и области изменения ее параметров.

Решение такой задачи позволяет получить адекватные данные по нагруженности трансмиссии, в том числе при работе с машинотракторным агрегатом и, в перспективе, позволит повысить качество выпускаемой продукции и трансмиссии в частности.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Работниками научно-исследовательской и испытательной лаборатории транспортных средств и кафедры «Автомобили» БНГУ разработана имитационная модель трансмиссии полноприводного колесного трактора с прицепом (рисунок 1).

Модель отражает взаимодействия между двигателем, трансмиссией, шасси и шинами, которые возможно зафиксировать с помощью встроенных библиотек и решений программного пакета LMS Imagine.Lab AMESim. В качестве примера показан трактор, тянущий прицеп по поверхности с неровностями высотой от +5 см до -5 см и длиной волны примерно вдвое превышающей колесную базу. Такая модель является основой для изучения взаимосвязей между динамикой трактора, сцеплением на мягкой почве и трансмиссией.

Органы управления трансмиссией имеют обратную связь (например, оптимальное вращение колеса зависит от поверхности) и должны сбалансировать противоречивые цели (мобильность, расход топлива, дорожные условия, маневренность и т.д.).

При наличии бокового наклона или центробежного ускорения в поворотах распределение веса влево или вправо зависит от высоты и колеи. Точное распределение между осями зависит от подвески, включая реакцию шины. Здесь передняя ось качения обеспечивает примерно одинаковую нагрузку на передние колеса, поэтому задняя ось принимает большую часть изменения веса. На неровной поверхности величина переноса веса зависит от сложного набора параметров, таких как скорость трактора, вертикальная характеристика шины, настройки подвески и инерции.

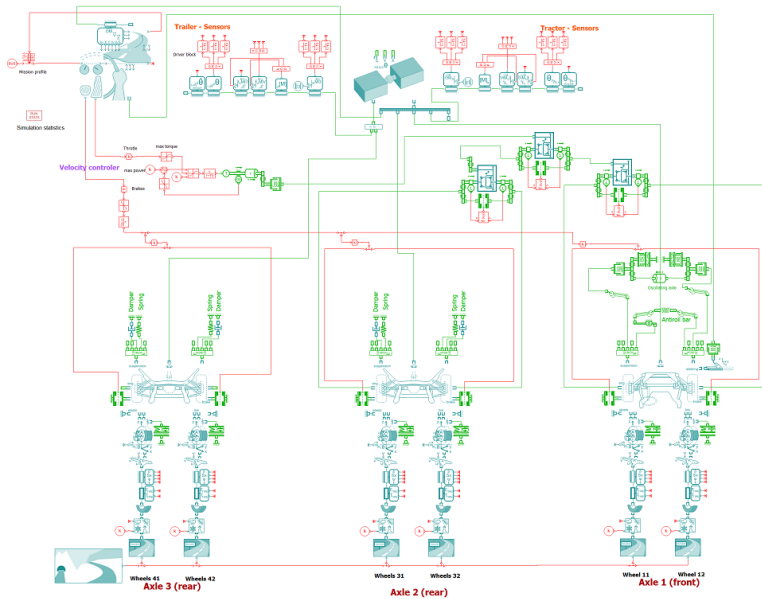


Рисунок 1 – Модель трансмиссии трактора с прицепом

Для прогнозирования продольных сил модель шины использует вертикальную силу, продольное скольжение, а также радиальную жесткость шины (рисунок 2).



Рисунок 2 – Вертикальные нагрузки

Благодаря последней зависимости учитывается влияние давления накачки на проходимость. Это означает, что для получения хороших результатов необходимо использовать реалистичные значения радиальной жесткости шины. Уравнения для продольного отклика шины основаны на модели Vrixius.

Пока существует потенциал для обеспечения равного крутящего момента для колес, вращающихся на разных скоростях, что требуется для крутых поворотов на грунте с высоким сцеплением, существует возможность направлять всю мощность двигателя на колесо, которое не обеспечивает должного сцепления и, таким образом, резко снизить производительность трактора. Привод должен быть спроектирован так, чтобы избежать этой ситуации. Это может быть достигнуто с помощью дифференциала с ограниченным проскальзыванием, регулируемых клапанов в гидравлической трансмиссии, выборочного режима торможения (рисунок 3).

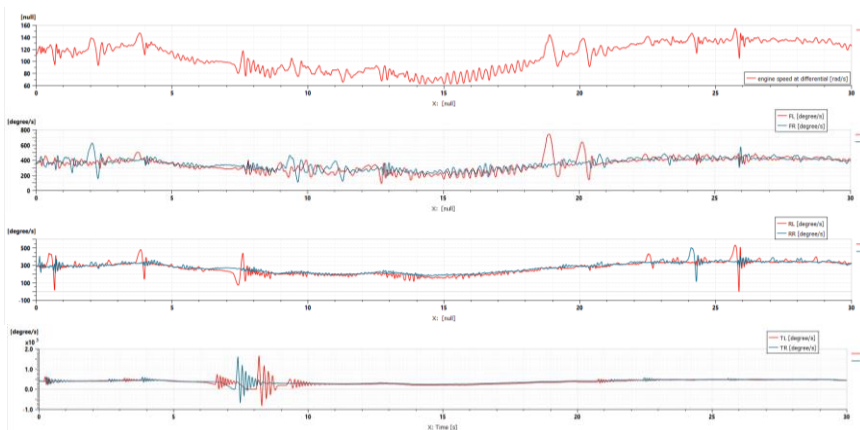


Рисунок 3 – Скоростные показатели

С помощью представленной модели возможно исследовать различные геометрии и массовые пределы. Нагрузка, поддерживаемая задними колесами трактора, зависит от положения прицепа и его оси. Перемещение оси прицепа будет влиять на траекторию движения. Возможно построить траекторию с помощью стандартных датчиков положения Amesim.

Простая (упрощенная) модель силового агрегата является отправной точкой. В ней есть особенность, чтобы увидеть влияние изменения на мобильность, а именно ограничение мощности. Чтобы наблюдать эффект, который имеет дифференциал ограниченного скольжения, должна быть силовая установка, которая обеспечивает меньший крутящий момент при достижении высоких оборотов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С помощью имитационной модели возможно получить графики зависимости вертикальных нагрузок на шины во время симуляции из которого отчётливо видно, что наибольшую нагрузку принимают задние колёса трактор. Скоростные показатели отражают как скорость вращения колёс во время прохождения симуляции, так и скорость вращения двигателя во время преодоления препятствий. Траектория колёс показывает на сколько отклоняется каждое из колёс от заданной траектории во время прохождения симуляции и реакций на неровности. При всём этом имеется возможность изменить имеющиеся параметры и посмотреть каковы эффекты для того или иного класса трактора или агрегируемой машины. Разработанная модель может быть модифицирована и доработана с учетом конкретных задач и использована при расчете и конструировании различных колёсных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Двигатели Д260.1, Д260.2, Д260.4, Д260.7, Д260.9, Д260.14. Руководство по эксплуатации 260-0000100РЭ – Минск: ОАО ММЗ, 2011. – 82 с.
3. Сазонов, И.С. Динамика колесных машин / И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. Ун-т, 2006. – 462 с.

Представлено 22.05.2020

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОКА СТАТОРА ТЯГОВОГО
АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА
CALCULATION OF THE STATOR CURRENT OF A TRACTOR
PROPULSION INDUCTION MOTOR**

Ч.И. Жданович¹, канд. техн. наук, доц., **Н.В. Калинин²**,

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

²Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси
Ch. Zhdanovich¹, Ph.D. in Engineering, Associate professor, N. Kalinin,

¹ Belarusian national technical University, Minsk, Belarus,

² United Institute of mechanical engineering of NAS of Belarus

В статье выведены зависимости для определения тока статора тягового асинхронного электродвигателя трактора с электромеханической трансмиссией для заданных значений частоты, напряжения, скольжения, параметров схемы замещения и при известном значении номинального намагничивающего тока.

The article shows the dependences for determining the stator current of a traction induction electric motor of a tractor equipped with an electromechanical power train for given values of frequency, voltage, slip, equivalent circuit parameters and at a known value of the nominal magnetizing current.

Ключевые слова: ток статора, ток ротора, ток намагничивания.

Key words: stator current, rotor current, magnetizing current.

ВВЕДЕНИЕ

Для определения теоретической скорости движения трактора по [1] и момента ТАД (тягового асинхронного электродвигателя) по [2, 3], нужного для расчёта значения момента на колёсах трактора по [1], не было необходимости рассчитывать токи ТАД. Однако для определения потребляемой ТАД мощности, электрических потерь в статоре и роторе согласно [2] и допустимого скольжения исходя из ограничения по передаваемой ТАД мощности согласно [4] ток статора должен быть рассчитан. В [2, 4, 5] для этого были использованы формулы, полученные путём преобразования зависимостей [6, 7].

Как именно были получены нужные формулы для расчёта тока статора ТАД — покажем в данной статье.

ВЫВОД ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ РАСЧЁТА ТОКА СТАТОРА

Формула [6, с. 161, (12.25)] для расчёта приведённого тока ротора не учитывает то, что индуктивные сопротивления рассеяния пропорциональны частоте (т.е. не подходит для регулирования с отклонением частоты f_1 от номинального значения $f_{1,н}$). В формуле [7, с. 62, (3,9)] для расчёта приведённого тока ротора это учтено (индуктивные сопротивления умножены на k_f согласно [7, с. 30]), а также не принимается $c_1 \approx 1$ (коэффициент c_1 можно найти по [3]) в отличие от [6, с. 161, (12.25)], но расчёт ведётся для номинального скольжения s_n . Подставив в [7, с. 62, (3,9)] вместо s_n скольжение s аналогично [6, с. 161, (12.25)] (или изменив [6, с. 161, (12.25)] с учётом $c_1 \neq 1$ и k_f по [7, с. 30]) и представив напряжение U_1 как $U_{1,н} \cdot k_U$, получим формулу определения приведённого тока ротора:

$$I'_2 = U_{1,н} \cdot k_U / \sqrt{(r_1 + (c_1 \cdot r'_2) / s)^2 + k_f^2 \cdot (x_1 + c_1 \cdot x'_2)^2}, \quad (1)$$

где r_1 — сопротивление фазы статора в номинальном режиме; r'_2 — приведённое активное сопротивление ротора; x_1, x'_2 — индуктивное сопротивление фазы статора и приведённое индуктивное сопротивление ротора при номинальной частоте питающего напряжения $f_{1,н}$.

Коэффициент k_U равен отношению напряжения U_1 к номинальному напряжению $U_{1,н}$, а коэффициент k_f — отношению частоты f_1 напряжения к её номинальному значению $f_{1,н}$ [3].

Полный ток статора I_1 [7, с. 64, (3.19a)]:

$$I_1 = \sqrt{I_{1a}^2 + I_{1p}^2} = \sqrt{(I_0 \cdot \cos \varphi_0 + I'_2 \cdot \cos \varphi')^2 + (I_0 \cdot \sin \varphi_0 + I'_2 \cdot \sin \varphi')^2},$$

где I_{1a} и I_{1p} — его активная и реактивная составляющие.

А по [7, с. 64, (3.19б)], где учтено, что $\sin \varphi_0 \approx 1$ [7, с. 64]:

$$I_1 = \sqrt{(I'_2 \cdot \cos \varphi')^2 + (I_0 + I'_2 \cdot \sin \varphi')^2} \quad (2)$$

Т.е. выражение $I_0 \cdot \cos \varphi_0 + I'_2 \cdot \cos \varphi'$ превратилось в $I'_2 \cdot \cos \varphi'$, а выражение $I_0 \cdot \sin \varphi_0 + I'_2 \cdot \sin \varphi'$ — в $I_0 + I'_2 \cdot \sin \varphi'$ (φ' — фаза ротора). Значит, формулы [7, с. 64, (3.18)] для I_{1a} и I_{1p} примут вид:

$$I_{1a} = I'_2 \cdot \cos \varphi' \quad (3)$$

$$I_{1p} = I_0 + I'_2 \cdot \sin \varphi' \quad (4)$$

Определим $\sin \varphi'$ и $\cos \varphi'$ путём преобразований имеющейся формулы [7, с.10 (1.17)] расчёта $\operatorname{tg} \varphi'$. Чтобы формула [7, с.10, (1.17)] стала пригодной для определения $\operatorname{tg} \varphi'$ при отклонении от частоты f_1 от $f_{1,н}$, заменим в ней $x_1 + c_1 x_2'$ на $k_f \cdot (x_1 + c_1 x_2')$ согласно [7, с. 30]:

$$\operatorname{tg} \varphi' = k_f (x_1 + c_1 \cdot x_2') / (r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s), \quad (5)$$

Используя тригонометрическое соотношение $\operatorname{tg}^2 \alpha + 1 = 1 / \cos^2 \alpha$, преобразованное к виду $\cos^2 \alpha = 1 / (\operatorname{tg}^2 \alpha + 1)$, найдём из (5) $\cos \varphi'$:

$$\cos \varphi' = (r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s) / \sqrt{k_f^2 (x_1 + c_1 \cdot x_2')^2 + (r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s)^2} \quad (6)$$

Используя соотношение $\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha = 1$, откуда $\sin^2 \alpha = 1 - \cos^2 \alpha$, найдём $\sin^2 \varphi'$ и затем $\sin \varphi'$ из формулы (6):

$$\sin \varphi' = k_f (x_1 + c_1 \cdot x_2') / \sqrt{k_f^2 (x_1 + c_1 \cdot x_2')^2 + (r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s)^2} \quad (7)$$

Подставим (6) и (1) в (3), а (7) и (1) — в (4), получим (8) и (9):

$$I_{1a} = \frac{U_{1н} \cdot k_U \cdot (r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s)}{(r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s)^2 + k_f^2 \cdot (x_1 + c_1 \cdot x_2')^2}, \quad (8)$$

$$I_{1p} = I_0 + \frac{U_{1н} \cdot k_U \cdot k_f \cdot (x_1 + c_1 \cdot x_2')}{(r_1 + (c_1 \cdot r_2') / s)^2 + k_f^2 \cdot (x_1 + c_1 \cdot x_2')^2}, \quad (9)$$

Полный ток тогда можно найти по формуле [7, с. 64, (3.19а)]:

$$I_{1a} = \sqrt{I_{1a}^2 + I_{1p}^2} \quad (10)$$

Для определения тока I_0 используем кривую намагничивания [7, с. 62] (рисунок 1 [7, с. 62, рисунок 3.1]), на горизонтальной оси кривой намагничивания отложено отношение намагничивающего тока I_0 к номинальному намагничивающему току $I_{0,н}$. Обозначим это отношение как i_0 , т.е. $i_0 = I_0 / I_{0,н}$. Тогда:

$$I_0 = I_{0,н} \cdot i_0 \quad (11)$$

На вертикальной оси отложено отношение магнитного потока Φ к номинальному магнитному потоку Φ_n , которому согласно [7, с. 62] приближённо равно отношение k_U / k_f . Определяем I_0 так: находим отношение k_U / k_f , откладываем его по вертикальной оси графика кривой намагничивания и далее по горизонтальной оси находим значение i_0 , после по формуле (11) рассчитываем I_0 .

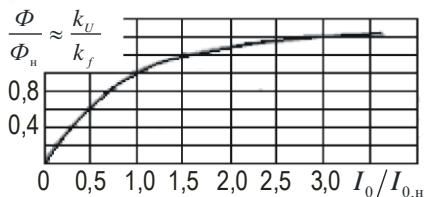


Рисунок 1 — Кривая намагничивания

Для определения значений намагничивающего тока при помощи ЭВМ можно задать кривую намагничивания таблицей $i_0(k_U / k_f)$ и определять промежуточные значения i_0 интерполяцией.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОКА СТАТОРА

Перед расчётом задаются значения параметров схемы замещения $x_1, x_2', r_1, r_2', x_0$ (x_0 — индуктивное сопротивление магнитной цепи) и номинальный намагничивающий ток $I_{0,н}$, определяется коэффициент c_1 по формуле [7, с.10] или [3].

Далее для каждого расчётного значения напряжения и частоты:

- 1) считаются коэффициенты k_f, k_U по [3] и их отношение k_U / k_f ;

2) определяется $i_0=I_0/I_{0,n}$ по кривой намагничивания (рисунок 1) исходя из отношения k_U/k_f и намагничивающий ток I_0 по (11);

3) рассчитываются значения активного I_{1a} и реактивного I_{1p} тока статора по формулам (8), (9);

4) рассчитывается полный ток статора I_1 по формуле (10).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Путём преобразования зависимостей, приведённых в [6, 7], были получены формулы для расчёта тока статора ТАД для заданных значений частоты, напряжения, скольжения, номинального намагничивающего тока и параметров схемы замещения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. Определение максимального момента на колёсах трактора с электромеханической трансмиссией / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта: материалы Международной научно-технической конференции, посвящённой 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 ноября 2013 / Белорусский национальный технический университет; редкол.: В.П. Бойков, Ч.И. Жданович. — Минск, 2013. — с. 54–59.

2. Жданович Ч.И., Калинин Н.В. 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 Международной научно-технической конференции, посвящённой 60-летию кафедры «Тракторы» БНТУ, Минск, 23–24 ноября 2013 / Белорусский национальный технический университет; редкол.: В.П. Бойков, Ч.И. Жданович. — Минск, 2013. — с. 60–67.

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

4. Калинин, Н.В. Определение ограничения потребляемой мощности тягового электродвигателя исходя из максимальной мощности

применяемого ДВС / Н.В. Калинин // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 16-й Международной научно-технической конференции. – Минск : БНТУ, 2018. – Т. 2. – С. 9.

5. Жданович, Ч.И., Калинин Н.В. Анализ эффективности использования накопителей энергии на тракторе с электромеханической трансмиссией / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Наука и техника. – 2017. – № 1. – С. 73–82.

6. Кацман М.М. Электрические машины: учеб. для студентов средн. проф. учебных заведений – 3 изд., испр. – М.М. Кацман. – Москва, Высшая школа, 2000. – 463с.

7. Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И.А. Сыромятников; под ред. Л.Г. Мамиконянца – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 240с.

Представлено 15.05.2020

УДК 630*37.72:519.86

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ
МАШИНЫ ДЛЯ СБОРА ЛЕСОСЕЧНЫХ ОТХОДОВ
НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**
RESEARCH OF THE TRACTION-CHAIN PROPERTIES
OF THE MACHINE FOR COLLECTING FORESTRY WASTE
BASED ON MATHEMATICAL MODELING

Д.А. Кононович, асс., **С.Е. Арико**, канд. техн. наук, доц.,
Р.А. Карсюк, студ., **А.А. Беляков**,
Белорусский государственный технологический университет,
Минск, Беларусь
D. Kononovich, Assistant Lecturer,
S. Ariko, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
R. Karsyuk, student, A. Belyakov, student,
Belarusian state technological University, Minsk, Belarus

Разработана математическая модель, позволяющая определять распределение опорных реакций между осями базовой машины в зависимости от места установки технологического оборудования. Авторами рассматриваются вопросы компоновки технологического оборудования с базовым шасси машины для сбора лесосечных отходов. Определены силы сопротивления движения машины для сбора лесосечных отходов на различных типах грунтов.

A mathematical model has been developed that allows one to determine the distribution of support reactions between the axles of the base machine, depending on the installation site of technological equipment. The authors consider the layout of technological equipment with the base chassis of the machine for collecting logging waste. The resistance forces of movement of a machine for collecting logging waste on various types of soils are determined.

Ключевые слова: машина для сбора лесосечных отходов, технологическое оборудование, навесная система, компоновка, реакции.

Key words: machines for collecting logging waste, technological equipment, hinged system, layout, reactions.

ВВЕДЕНИЕ

Заготовка древесины сопровождается образованием лесосечных отходов в виде сучьев, ветвей, обломков стволов, которые могут быть дополнительно вовлечены в лесозаготовительное производство. Для повышения концентрации лесосечных отходов на лесосеке (формирование валов) применяется машина для сбора лесосечных отходов, совместно разработанная Белорусским государственным технологический университетом и ОАО «Минский тракторный завод».

Машина для сбора лесосечных отходов представляет технологическое оборудование агрегируемое на переднем бруске или задней гидравлической навесной системе лесохозяйственных тракторов Л82.2 или Л1221. При этом условия эксплуатации лесных машин в ряде случаев ограничиваются не мощностью двигателя, а силами сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Машина должна развивать силу тяги равную и выше действующей суммарной силе сопротивления движения и обеспечить ее реализацию без буксования [1]. В связи с этим важной задачей является оценка тягово-сцепных свойств машин для сбора лесосечных отходов, создаваемых на различном базовом шасси.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для оценки компоновки базового трактора с размещенным на нем технологическим оборудованием разработана математическая модель, позволяющая рассматривать динамику машины для сбора лесосечных отходов в зависимости от внешних воздействий на технологическое оборудование при выполнении технологических операций, оценивать общую компоновку базового трактора с технологическим оборудованием на основании распределения опорных реакций. Расчетная схема динамической системы представлена на рис. 1.

Согласно экспериментальным и теоретическим исследованиям распределение опорных реакций между колесами базовых шасси Л82.2 и Л1221 представлены в таблице 1.

Для определения наиболее рационального варианта установки технологического оборудования на базовые шасси выполнялась оценка тягово-сцепных свойств.

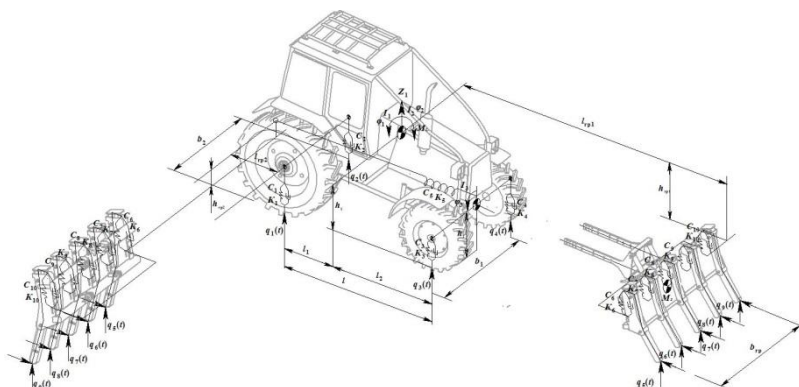
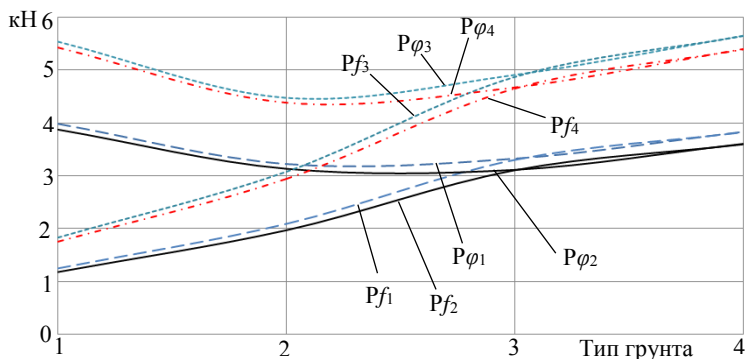


Рисунок 1 – Расчетная схема динамической системы машины для сбора лесосечных отходов

Таблица 1 – Распределение веса по колесам шасси

Опорная реакция под колесом, кН	Базовое шасси							
	Л82.2				Л1221			
	Место установки оборудования							
	спереди		сзади		спереди		сзади	
R ₁	11,72	46,7%	16,41	67,4%	16,7	48,1%	20,94	61,6%
R ₂	11,72		16,41		16,7		20,94	
R ₃	13,36	53,3%	7,94	32,6%	18,03	51,9%	13,05	38,4%
R ₄	13,36		7,94		18,03		13,05	

На рисунке 2 представлены зависимости сил тяги по сцеплению и сопротивлений движению машины для сбора лесосечных отходов в зависимости от различных типов местности. Исследованиями установлено, что агрегатирование технологического оборудования на передней или на задней навесной системе трактора незначительно влияет на тягово-сцепные свойства. При этом переднее расположение: повышается удобство работы, обеспечивается реализация больших сцепных свойств за счет увеличения сцепного веса и оптимизации распределения опорных реакций между передним и задним ведущими мостами.



P_{f1} , P_{f2} , $P_{\varphi 1}$, $P_{\varphi 2}$ – суммарные силы сопротивления и силы тяги по сцеплению с установленным технологическим оборудованием спереди и сзади на базовое шасси Л82.2 соответственно; P_{f3} , P_{f4} , $P_{\varphi 3}$, $P_{\varphi 4}$ – суммарные силы сопротивления и силы тяги по сцеплению с установленным технологическим оборудованием спереди и сзади на базовое шасси Л1221 соответственно

Рисунок 2 – Силы сопротивления движения и силы тяги по сцеплению машины для сбора лесосечных отходов в зависимости от типа грунта

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований показали, что условия эксплуатации базовых тракторов Л82.2 и Л1221 не имеет существенных отличий и ограничиваются применением на 1 и 2 типах грунтов. Дальнейшая оценка компоновки и тягово-сцепных свойств будет производиться по удельному давлению на грунт, так как опорные реакции под колесами базовых тракторов отличаются при различной установке технологического оборудования. Выбор базового шасси должен осуществляться на основе комплексной оценки тягово-сцепных свойств и эксплуатационных затрат на единицу выполненной работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А. В. Теория лесных машин. Минск: БГТУ, 2001. 640 с.
2. Оценка тягово-сцепных свойств погрузочно-транспортной машины в реальных условиях эксплуатации / Коробкин В. А. [и др.] // Труды БГТУ. 2016. № 2: Лесная и деревообработ. пром-сть. С. 36–39.

Представлено 14.05.2020

УДК 629.114. 2

РАСПРЕДЕЛЕННАЯ СТРУКТУРА СИСТЕМЫ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ С.-Х. МОБИЛЬНЫХ МАШИН
DISTRIBUTED STRUCTURE OF THE SYSTEM OF MANAGEMENT ALGORITHMS FOR STEPS TRANSMISSION OF AGRICULTURAL MOBILE MACHINES

Г.А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрена вариативность существующих систем алгоритмов управления ступенчатыми трансмиссиями сельскохозяйственных машин с переключением передач с помощью гидropоджимных фрикционных муфт бустерного типа и принципиальная схема варианта структуры алгоритма переключения.

Variation of existing systems of algorithms of control of stepped transmissions of agricultural machines with shift of gears with the help of hydraulic compression friction couplings of booster type is considered, as well as a schematic diagram of a variant of the shift algorithm structure.

Ключевые слова: мобильные машины, ступенчатые трансмиссии, структура алгоритмов переключения передач.

Key words: mobile machines, step-by-step transmissions, structure of the gearshift algorithms.

ВВЕДЕНИЕ

Описание электронной системы управления (ЭСУ) ступенчатыми трансмиссиями с.-х. машин включает характеристики ее аппаратной и алгоритмической структуры.

Цель данной статьи – на основе анализа упомянутых структур у ведущих производителей с.-х. техники выделить типовые их элементы и для распределенной структуры системы автоматизированного управления с.-х. машиной описать блок-схему рационального алгоритма управления переключением передач КП с.-х. машины с

CAN-сетью и с каналами с широтно-импульсной модуляцией сигналов.

СТРУКТУРА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИИ С.-Х. МАШИНЫ

Структура аппаратного обеспечения управления объектами – современными тракторами и комбайнами минимально включает, как правило, пять модулей-блоков, объединенных последовательной CAN-шиной для связи цифровыми кодами по специальному протоколу. Это модули, которые у разных производителей называют по-разному, но по функциональному признаку их можно условно обозначить как: модуль датчиков, модуль исполнительных элементов, модуль отображения информации, модуль выбора режимов управления, модуль генерирования команд управления. Для упрощения, удешевления и повышения быстродействия и надежности модули параллельно подключены к источнику питания, а в систему CAN-сети соединены электропроводкой в виде витой пары. ЭСУ использует сигналы от датчиков на двигателе, сцеплении, КП, мостах, ВОМ.

CAN-сеть работает путем реализации алгоритмического обеспечения, которое делится на несколько иерархических уровней, чаще всего на два: а) алгоритмы выбора, либо по виду рабочей операции, либо по критериям стабилизации, диапазона передач КП, на которых выбранный аспект будет осуществляться во время работы; б) алгоритмы управления гидropоджимными фрикционными муфтами (ГПФМ) фрикционов КП в переходных процессах переключения передач без разрыва потока мощности, без рывков остова машины, с минимально возможной тепловой и динамической нагруженностью трансмиссии и учетом выполнения других требований [1].

В системах автоматики, как правило, во всех микроконтроллерах встроены один или несколько формирователей каналов с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ-каналы), которые при передаче сигналов по линиям связи используют способ кодирования аналогового сигнала изменением ширины (длительности) прямоугольных импульсов несущей частоты. При передаче нескольких сигналов в CAN-шине они различаются принимающими модулями по двоичным кодам-меткам.

До начала работы мобильной с.-х. машины водитель задает с помощью модуля выбора вид рабочей технологической операции. Из

анализа зарубежных систем автоматического управления (САУ) моторно-трансмиссионно-двигательной установкой (МТДУ) следует, что различные алгоритмы управления используют для 3–4-х групп операций. Это обычно следующие группы операций: 1) транспорт; 2) пахота; 3) уборка корне-клубнеплодов и пропашные работы; 4) обеспечение наибольшей проходимости.

Для обеспечения рациональности перечисленных задаваемых видов работ машины с ними, как правило, коррелируют и целесообразные критерии стабилизации, которые также выбираются в ЭСУ. При этом большинство критериев оптимизации, для которых предлагаются алгоритмы управления, можно отнести к обеспечению режимов стабилизации: а) мощности в заданных пределах; б) загрузки двигательной установки (ДУ) по крутящему моменту; в) скорости движения без изменения положения педали и рычага «газа» ДУ; г) нахождения ДУ в зоне наиболее экономичного расходования энергии по многопараметровой характеристике; е) частоты вращения вала отбора мощности и др.

РАЦИОНАЛЬНЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ С.-Х. МАШИНЫ

Обзор используемых в мире алгоритмов управления переключением передач показывает их разнообразие, что определяется во многом выбранными разработчиками логикой и признаками достижения наилучших показателей качества переключения передач. Так как у разных разработчиков свои отличающиеся представления о номенклатуре и удовлетворяющих значениях измерителей качества, то это находит отражение в многообразии патентов на способы управления ступенчатыми трансмиссиями.

Применительно к динамике с.-х. трактора в режим стабилизации загрузки двигателя по крутящему моменту, при использовании в ЭСУ переключением передач КП только информационных переменных: сигнала от датчика частоты вращения, сигналов от датчиков положения педали «газа» и рычага ручной установки подачи топлива в ДУ, возможная блок-схема алгоритма управления переключением передач представлена далее на рисунке. Этот алгоритм реализован как программное приложение (ПП), моделирующее динамические

Программа с помощью экранного иерархического интерфейса позволяет задать все параметры динамической системы трактора, видов технологических операций, базовых законов изменения давления во включаемой и выключаемой ГПФМ фрикционов КП, параметры агрегируемой с.-х. машины и крюкового усилия, параметры дизельного двигателя и его скоростную внешнюю характеристику, позволяет выбрать номера базовых законов включения и выключения муфт, номера диапазона и передачи, с которых начинается трогание и разгон тракторного агрегата, задать времена перекрытия и запаздывания в работе фрикционных муфт, длительности процесса переключения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнен анализ распределенных структур аппаратного и программного обеспечений СУ трансмиссиями с.-х. машин. Разработана блок-схема рационального алгоритма автоматизированного управления переключением передач с ГПФМ в трансмиссии с.-х. машины и реализована в математической модели трактора с ЭСУ на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Tayanovsky G.A. Imitating model of the agricultural unit for research of dynamic loading in transmission and smoothness of motion / G.A. Tayanovsky, Y.E.Atamanov, W.Tanas//Commission of motorization and power industry in agriculture: Teka.V.VII. –Lublin, 2007. – p. 225–236.

Представлено 15.05.2020

УДК.629.114.2.001.2.

**МЕХАНИЗМ РАБОТЫ ЗАДНЕГО НАВЕСНОГО
УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА**
MECHANISM OF OPERATION OF THE TRACTOR'S
REAR ATTACHMENT

Р.С. Рахимов, У.Р. Азаматов,
Ташкентский государственный технический университет
им. И.Каримова, Ташкент, Республика Узбекистан
R. Rakhimov, U. Azamatov,
Tashkent state technical University I. Karimov,
Tashkent, Republic of Uzbekistan

Навесные системы получили наибольшее распространение в работе с навесными машинами. Однако у выпускаемых современных тракторов имеющийся навесной механизм, как переднего, так и заднего пространства уменьшает комфортабельность рабочих с трактором. В работе рассматривается задний навесной устройства трактора, который является основным технологическим оборудованием, расширяющим его функциональные возможности для осуществления технологических процессов сельскохозяйственного производства.

Mounted systems are most widely used in working with mounted machines. However, the available attachments for both the front and rear spaces of modern tractors reduce the comfort of workers with the tractor. The paper considers the rear mounted device of a tractor, which is the main technological equipment that expands its functional capabilities for carrying out technological processes of agricultural production.

Ключевые слова: трактор, навесная система, устройство, структурная схема.

Key words: tractor, attachment system, device, block diagram.

ВВЕДЕНИЕ

Задние навесные устройства трактора, является основным технологическим оборудованием, расширяющим его функциональные возможности для осуществления технологических процессов сель-

скохозийственного производства, поэтому схема конструкции навесок значительно влияет на работу агрегатов, что подтверждается созданием множества разработок.

Отечественные трактора оснащают механизмами навески, расположенными сзади трактора. Для бокового и фронтального навешивания орудий предусматривают специальные крепежные площадки. Для соединения орудий с трактором применяют одноточечное, двухточечное, трехточечное и четырёхточечное (используется для погрузчиков и бульдозеров) устройства площадки [1].

Исходя из представленных данных, практический и научный интерес представляет проектирование задней навесной механизма тракторов для уточнения основных эксплуатационных характеристик.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Наибольшее распространение на тракторах имеют трехточечные системы навески, присоединительные размеры которых определяются классом трактора. Задние универсальные трехточечные механизмы навески применяют для всех тракторов тяговых классов 0,6; 0,9; 1,4; 2, а механизмы навески трехточечные с возможностью их перенастройки на двухточечные – для тракторов тяговых классов 3; 4; 5; 6; 8. В этом случае нижние тяги подсоединяются к трактору не в двух разнесенных точках, а в одной общей (посредине), либо в двух максимально сближенных [2].

При проектировании навесного устройства необходимо обеспечить возможность копирования орудием рельефа местности и регулирования глубины обработки почвы. Для этого применяют высотный, силовой и позиционный способы.

На рисунке 1 представлена схема высотного способа регулирования глубины обработки почвы при помощи опорного колеса 1 и регулировочного винта 2. Гидроцилиндр 3 служит только для подъема орудия в транспортное положение. Необходимо, чтобы навесное устройство обеспечило возможность самостоятельного заглубления орудия в почву, что определяется положением мгновенного центра O вращения орудия. Сумма моментов от веса орудия и реакции почвы $M = R_c c$ на его рабочие органы должна быть положительной. При силовом способе регулирования рисунок 1, б должно быть обеспе-

чено заданное усилие в верхней и нижних тягах навесного устройства. Для этого жесткую опору верхней тяги заменяют пружиной. Под действием усилия P пружина деформируется, перемещая шток распределителя 4 гидросистемы. Необходимое усилие задается рукояткой 5. Когда усилие достигает заданного значения, гидроцилиндр 6 замыкается. Силовое регулирование улучшает сцепление ведущих колес с почвой и уменьшает тяговое усилие машин, но его применение требует относительно однородного состава почвы.

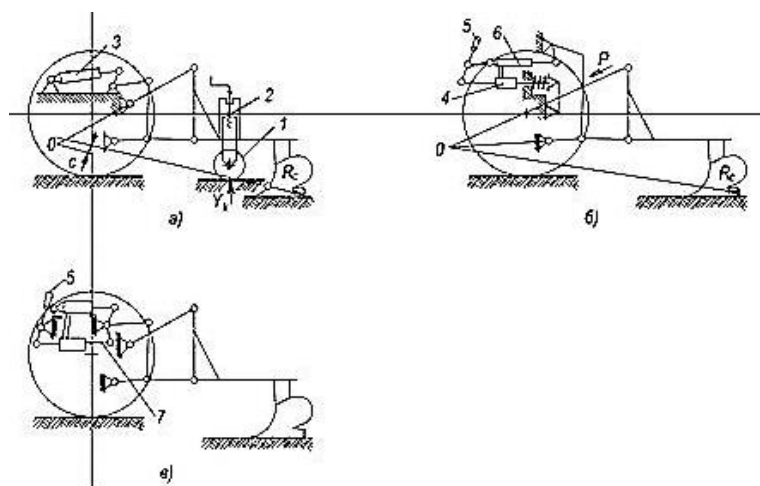


Рисунок 1 – Способ регулирования глубины обработки почвы:
 а – высотной; б – силовой; в – позиционный

При позиционном способе регулирования (рисунок 2) вводится следящее устройство 7, которое при перемещении рукоятки управления 5 возвращает систему в нейтральное положение. При неподвижной рукоятке 5 навесное устройство не может изменить своего положения относительно остова трактора. Возможна комбинация методов регулирования: высотного и силового или позиционного и силового.

Для всех вновь проектируемых универсальных тракторов необходимо выявить кинематическую зависимость параметров ее элементов: скорость и высоту подъема элементов системы в зависимости от перемещения поршня в гидроцилиндре.

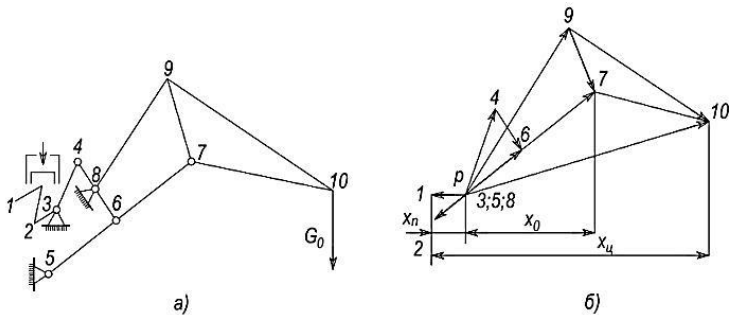


Рисунок 2 – Схемы для определения кинематических параметров навесной системы:
а – схема навесной системы; *б* – план скоростей

Изобразив плоскостную схему навесного устройства (рисунок 2) строят планы скоростей по элементам схемы (рисунок 2, б). Вначале строят план скоростей кривошипного механизма, состоящего из поршня с шатуном (звено 1-2) и рычага (звено 2-3). Задавая скорость ϑ_n движения поршня рабочем цилиндре (вектор $p-1$) находят скорость точки 2 (вектор-2). На схеме векторы скоростей условно повернуты на 90° относительно их действительных направлений.

Затем строят план скоростей механизма составленного звеньями 3-4-6-5. Направление движения и скорость точки 4 этого четырехзвенника известны (вектор $p-4$ параллелен звену 3-4). План скоростей четырехзвенника 5-7-9-8 строят на основании того, что вектор скорости точки 7 (вектор $p-7$) совпадает с направлением вектора скорости точки 6 (вектор $p-6$). Скорость точки 7 больше скорости точки 6 во столько раз, во сколько отрезок 5-7 больше отрезка 5-6. Скорость движения оси орудия (точка 10) находят из треугольнику 9-7-10, который строят подобным треугольнику 9-7-10, изображённом на рисунке 2.

Изложим последовательность составления обобщенной математической модели рассматриваемой структурной схемы механизма (рисунок 3) на основе метода векторной алгебры со своеобразным подходом и описанием математических выражений, представляя отыскиваемые переменные в виде функции, аргументом которой является обобщенная координата механизма (например, sB или qK) [3,4].

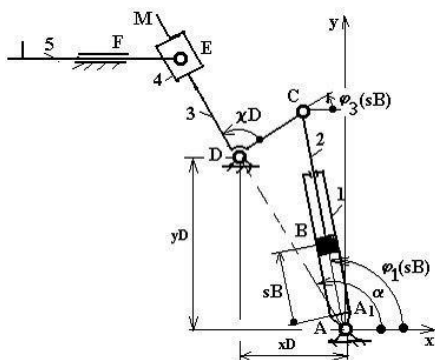


Рисунок 3 – Структурная модель механизма подачи заготовок в зону обработки

На основании разработок определяем, что для обеспечения достаточной продольной устойчивости трактора с орудием находящимся в транспортном положении, вылет орудия должен быть минимальным. Используемые данные при проектировании заднего навесного механизма трактора показывает, что функции положения центра тяжести сказывается положительно и одновременно обеспечивает равномерного движению трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И.В. Конструирование и расчет тракторов. Учебник. – Москва: Машиностроение, 1980. – 335 с.
2. Анилович, В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с.
3. Туранов Ш.Х.(мл.). Моделирование кулисных механизмов различных технологических назначений // Доклады Академии наук Республики Узбекистан: Математика, технические науки и естествознание. 2001. № 6–7. С. 27–31.
4. K. Turanov, M. Shaumarova, Incorrect application of the epicycloid equation to the planetary mechanism of the cotton harvester. E3S Web of Conferences, Vol. 164, 06034 (2020). TPACEE-2019. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016406034>

Представлено 20.05.2020

УДК 621.869.4: 658

**МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЖАТКИ
КОСИЛКИ КПП-4,2**
MODERNIZATION OF THE MECHANISM OF HEADER LIFTING
OF THE MOWER KPP-4,2

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

Представлена методика выбора параметров рабочего гидроцилиндра механизма подъема жатки. Она опирается на разработанную функциональную математическую модель процесса подъема жатки.

The technique of choosing the parameters of the working hydraulic cylinder of the header lifting mechanism is presented. It is based on the developed functional mathematical model of the header lifting process.

Ключевые слова: автоматизированное проектирование, косилка, жатка, механизм подъема, гидроцилиндр, передаточное число, приведенная нагрузка.

Keywords: computer-aided design, mower, header, lifting mechanism, hydraulic cylinder, gear ratio, reduced load.

ВВЕДЕНИЕ

Необходимым компонентом автоматизированного проектирования мобильных сельскохозяйственных машин (МСХМ) являются функциональные математические модели (ФММ). Они характеризуют режимы работы, входящих в состав МСХМ механизмов, обеспечивают выбор их рациональных параметров.

Цель работы – анализ процесса подъема жатки на основе сформированной ФММ и формулировка рекомендаций относительно выбора соответствующих параметров гидроцилиндров.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЖАТКИ

Проектирование механизма подъема жатки (МПЖ) КПП-4,2 связано, в том числе, с выбором рациональных параметров его звеньев и рабочего гидроцилиндра (ГЦ) гидропривода. Геометрическая модель МПЖ представляет пространственный шарнирно-рычажный механизм, симметричный относительно продольной плоскости симметрии жатки. Проецируя МПЖ на продольную плоскость симметрии, получаем плоский аналог пространственного механизма, который по классификации Асура-Артоболевского идентифицируется как одноподвижный шестизвенный (рисунок 1). При этом положение его выходной координаты - центра тяжести жатки – S_6 однозначно связано с изменением обобщенной координаты – S_5 , расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока ГЦ ($\Pi_{01} - \Pi_{23}$).

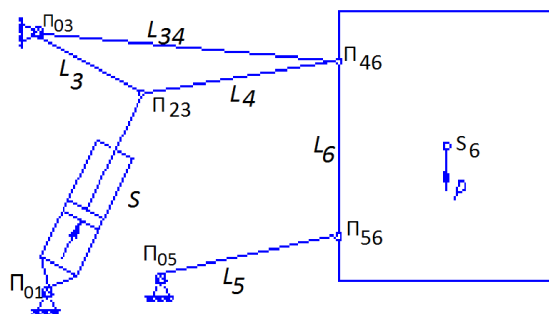


Рисунок 1 – Схема плоского аналога механизма подъема жатки косилки КПП-4,2

Особенностями рассматриваемых механизмов являются тихоходность и относительно высокая внешняя нагрузка. Геометрический и кинематический анализ МПЖ выполнялись по известной методике [1].

Полагая звенья МПЖ несжимаемыми, последовательно выполняем геометрический и кинематический анализ механизма. В его основе лежит метод замкнутых векторных контуров, предложенный Зиновьевым [1]. В результате анализа определяются координаты центра тяжести жатки и передаточное число $I(S)$ МПЖ.

$$I(S) = \dot{\varphi}_3(S) \cdot U_{53}(S) \cdot [L_5 \cdot \cos \varphi_5(S) + U_{65}(S) \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_6(S) + \varphi_{56})], \quad (1)$$

где $\dot{\varphi}_3(S)$ – аналог угловой скорости; $U_{53}(S), U_{65}(S)$ – передаточные отношения; L_5, L_{56} – модули векторов (длины звеньев МПЖ); $\varphi_5(S), \varphi_6(S)$ – углы, образуемые звеньями МПЖ в правой декартовой системе координат.

Аналитическое выражение для передаточного числа МПЖ позволяет определить пропорциональную ему полезную нагрузку $F(S)$ на гидроцилиндре:

$$F(S) = P \cdot I(S), \quad (2)$$

Передаточное число также существенно влияет на грузоподъемность G_S механизма:

$$G_S = \frac{P_{ци}^{\max} \cdot F_c - [F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S)]}{I(S)_{\max}}, \quad (3)$$

где $P_{ци}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ; F_c – площадь поршня ГЦ; $F_{ин}^{np}(S)$ – приведенная сила инерции и $F_{тр}^{np}(S)$ – приведенная сила трения [1], определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимальной величине передаточного числа.

Приведенная к штоку ГЦ сила инерции определяется по выражению:

$$F_{ин}^{np}(S) = m_6 \cdot a_{S6}(S) \cdot I(S) + J_6 \cdot \varepsilon_6(S) \cdot \dot{\varphi}_6(S), \quad (4)$$

где $a_{S6}(S), \varepsilon_6(S)$ – соответственно линейное и угловое ускорение жатки; m_6, J_6 – соответственно масса и момент инерции жатки; $\dot{\varphi}_6(S)$ – аналог угловой скорости жатки.

Для тихоходных механизмов, к которым относится МПЖ, учет силы инерции актуален только в случае, когда максимальная величина полезной нагрузки и приведенной силы трения приближается к максимальной движущей силе, развиваемой гидроцилиндрами.

На рисунке 2 приведен процент загрузки ГЦ в зависимости от их типоразмера в процессе подъема жатки.

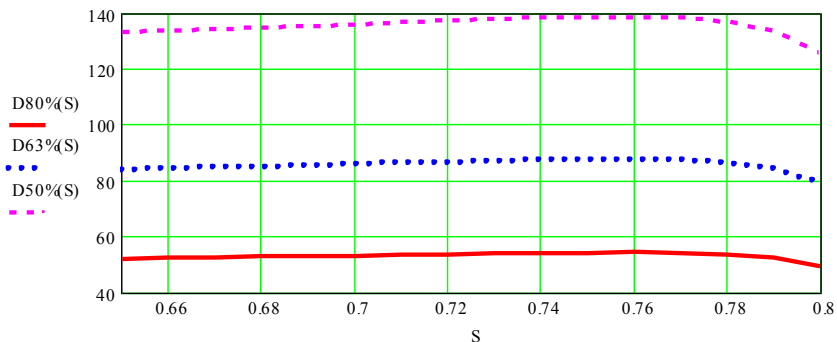


Рисунок 2 – Нагрузка на гидроцилиндрах МПЖ в процессе подъема жатки в процентах от максимально развиваемых на штоках ГЦ сил ($D = 80$, $D = 63$, $D = 50$)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчет нагруженности гидроцилиндров в процессе подъема жатки позволяет сделать вывод о том, что более экономичным и рациональным будет использование в МПЖ гидроцилиндров с диаметром поршней 63 мм. Использование этих ГЦ при установившемся режиме подъема жатки загружает их до 80–84 %, в то время как применяемые в серийных КПП-4,2 гидроцилиндры с диаметром поршней 80мм загружены не более чем на 55 %.

Предлагаемая здесь методика сравнительного анализа нагруженности ГЦ МПЖ распространяется на автоматизированное проектирование других механизмов МСХМ, например, представляемых их четырехзвенными и восьмизвенными аналогами. При соответствующей доработке методика может быть также использована при автоматизированном проектировании идентичных по структуре механизмов строительного-дорожного и землеройного машин [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов, В.Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В.Б. Попов. – Гомель. ГГТУ им. П.О. Сухого, 2016. – 251с.: ил.

2. Попов, В. Б. Математическое моделирование функционирования механизмов подъема и поворота траверсы фронтального погрузчика / В. Б. Попов, П.В. Авраменко // Сборник тезисов докладов МНПК “Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра” НТЦК, 2017, С 104–105.

Представлено 20.05.2020

УДК 621.869.4: 658

**ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ВЕРХНЕЙ И НИЖНЕЙ
ТЯГ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ТРАКТОРА СО СТОРОНЫ
АГРЕГАТИРУЕМОГО НАВЕСНОГО ПЛУГА
DETERMINATION OF THE LOAD OF THE UPPER AND LOWER
LINKS OF THE TRACTOR LINKAGE MECHANISM
FROM THE SIDE OF THE MOUNTED PLOW**

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

Представлена методика расчета нагрузки тяг механизма навески трактора общего назначения со стороны навесного плуга. Она включает схему действующих сил, исходную систему уравнений и результат её решения в виде аналитических выражений для расчета действующих в тягах сил.

The method of calculating the load of the linkage of a general-purpose tractor from the side of the mounted plow is presented. It includes a scheme of acting forces, the original system of equations and the result of

its solution in the form of analytical expressions for calculating the forces acting in the links.

Ключевые слова: автоматизированное проектирование, трактор общего назначения, плуг навесной, механизм навески, верхняя тяга, нижняя тяга, внешняя нагрузка.

Keywords: computer aided design, general purpose tractor, mounted plow, linkage mechanism, upper link, lower link, external load.

ВВЕДЕНИЕ

Необходимой составляющей в математическом обеспечении автоматизированного проектирования машинно-тракторных агрегатов (МТА) являются функциональные математические модели (ФММ). Они описывают режимы работы компонентов МТА, в том числе, механизма навески (МН) трактора [1], обеспечивая выбор его рациональных параметров. Нагрузка на МН со стороны плуга определяется графоаналитически [2,3], что затягивает проектирование.

Цель работы – Получить аналитические выражения для определения сил, действующих в тягах МН на основе формализованного описания внешних сил, действующих на навесной плуг.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ТЯГ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ

Проектирование механизма навески (МН) трактора общего назначения связано, в том числе, с выбором рациональных параметров его звеньев. Геометрическая модель МН и агрегируемого с ним навесного плуга представляется пространственной (3d) моделью. Проецируя 3d модель на продольную плоскость симметрии трактора, получим её плоский аналог в виде кинематической цепи (рисунок1).

Взаимодействие плуга и почвы характеризуется действием следующих сосредоточенных сил: силы сопротивления почвы $\vec{R}' = \vec{R}'_x + \vec{R}'_z$, силы тяжести плуга \vec{G} , силы трения полевых досок о стенку борозды \vec{F}_x . Взаимодействие почвы и опорного колоса плуга формирует реакцию \vec{N} на ободу опорного колеса. Точки приложения суммарной нагрузки от лемехов плуга и его полевых досок, а также от веса плуга и реакции на колесе предварительно рассчитываются и располагаются, как показано на рисунке 1.

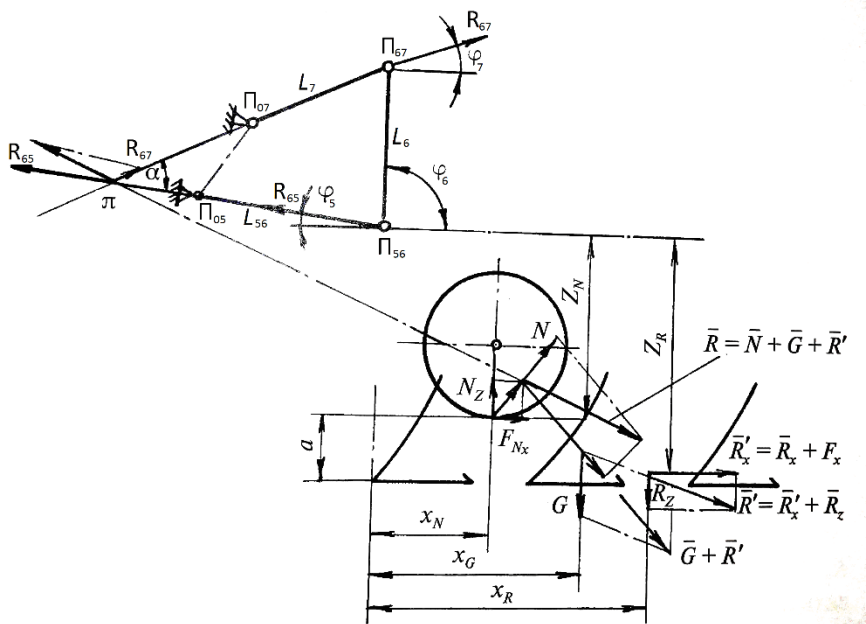


Рисунок 1 – Схема силового воздействия на плоский аналог внешнего четырехзвенника механизма навески трактора со стороны навесного плуга

Действующие в звеньях МН силы – L_{56} и L_7 раскладываются по компонентам, связанным с осями координат (XOZ):

$$\begin{cases} R_{67}^x = R_{67} \cdot \cos \varphi_7 \\ R_{67}^z = R_{67} \cdot \sin \varphi_7 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} R_{65}^x = R_{65} \cdot \cos \varphi_5 \\ R_{65}^z = R_{65} \cdot \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (2)$$

Условия равновесия сил, действующих в продольно-вертикальной плоскости, определяются уравнениями проекций на оси OX и OZ и моментом сил, действующим относительно точки Π_{05} (оси подвеса МН). Они представлены системой из трех уравнений (3)

$$\begin{cases} R_{67} \cdot \cos \varphi_7 - R_{65} \cdot \cos \varphi_5 + R'_x + F_{Nx} = 0 \\ R_{67} \cdot \sin \varphi_7 + R_{65} \cdot \sin \varphi_5 - G + R_z + N_z = 0 \\ R_{67} \cdot \cos \varphi_7 \cdot L_6 + G \cdot X_G + R_z \cdot X_R - N_z \cdot X_N - F_{Nx} \cdot Z_N - R'_x \cdot Z_R = 0 \end{cases} \quad (3)$$

где F_{Nx} – сила трения опорного колеса $F_{Nx} = N_z \cdot f$; φ_5 и φ_7 , углы образуемые звеньями МН определяемые по методу замкнутого векторного контура [1].

Для решения системы (3) имеющей три уравнения и три неизвестных, используем метод, подстановки. Решая систему уравнений определяем аналитические выражения для N_z , R_{65} , R_{67} :

$$N_z = \frac{R'_x \cdot [L_6 \cdot \operatorname{tg} \varphi_7 \cdot \cos \varphi_5 - (L_6 + Z_R) \cdot a] - (G \cdot X_G + R_z \cdot X_R) \cdot a}{(X_N + Z_N \cdot f + L_6 \cdot f) \cdot a - f \cdot \operatorname{tg} \varphi_7 + 1} \quad (4)$$

где $a = \cos \varphi_5 \cdot \operatorname{tg} \varphi_7 + \sin \varphi_5$; f – коэффициент трения опорного колеса.

Реакция на опорном колесе определяется с учетом трения:

$$N = N_z \cdot \sqrt{1 + f^2}.$$

Проанализировав выражение (4) заключаем, что реакция на опорном колесе плуга функционально связана с действующими на плуг силами, координатами точек их приложения, а также параметрами внешнего четырехзвенника МН: углами наклона тяг и высотой присоединенного треугольника.

$$N = \operatorname{func}(R'_x, f, G, R_z; X_N, Z_N, Z_R, X_R, X_G; L_6, \varphi_5, \varphi_7)$$

Сила, действующие в нижних тягах определяются по выражению:

$$R_{65} = \frac{N_z (f \cdot \sin \varphi_7 - \cos \varphi_7) + R'_x \cdot \sin \varphi_7 + (G + R_z) \cdot \cos \varphi_7}{2 \sin \alpha} \quad (5)$$

где $\alpha = \varphi_5 + \varphi_7$.

Сила, действующая в верхней (центральной) тяге определяются по выражению:

$$R_{67} = \frac{G + R_z - N_z + R_{65} \cdot \sin \varphi_5}{\sin \varphi_7} \quad (6)$$

Силы, действующие в тягах МН, также как и реакция на опорном колесе плуга, функционально связаны с действующими на плуг силами, координатами точек их приложения, и параметрами внешнего четырехзвенника МН. Например, для силы, действующей в нижней тяге – L_{56} очевидна зависимость от параметров представленных ниже:

$$R_{65} = f(R'_x, N_z, G, R_z, f; \varphi_5, \varphi_7)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные аналитические выражения позволяют продолжить формализованное описание передачи нагрузки далее по группам Асура вплоть до рабочих гидроцилиндров МН.

Предлагаемая здесь методика анализа нагруженности звеньев внешнего четырехзвенника МН распространяется на решение аналогичной задачи при автоматизированном проектировании МН различных МТА, не только на пахоте, но и при обработке почвы другими орудиями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов, В.Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В.Б. Попов. – Гомель. ГГТУ ми. П.О. Сухого, 2016. – 251с.: ил.
2. Синеоков, Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с. : ил.
3. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. пособие / Д. А. Чудаков. – М. : Колос, 1975. – 384 с.

Представлено 20.05.2020

ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 629.114.4

**ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ
ТОРМОЗНОГО ГИДРОПРИВОДА АБС/ПБС
С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ КЛАПАНОМ ПРИ НАЛИЧИИ
ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА**

**PECULIARITIES OF MODELING THE DYNAMICS
OF THE ABS/PBS BRAKE HYDRAULIC DRIVE WITH
A PROPORTIONAL VALVE WHEN THE AIR-CHARGED
ACCUMULATOR IS AVAILABLE**

М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доц., **С.В. Ермилов**, ст. преп.,
Д.Г. Скворцов, студ.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

M. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
S. Ermilov, Senior Lecturer, D. Skvartsov, student,

Belarusian national technical university, Minsk, Republic of Belarus

Предложены методика и порядок составления расчётной схемы для исследования внутренних динамических процессов в тормозном гидроприводе мобильной машины с пропорциональным электрогидроклапаном в качестве модулятора давления и пневмогидроаккумулятором в качестве источника энергии.

A methodology and procedure for compiling a design scheme for studying internal dynamic processes in the brake hydraulic drive of a mobile machine with a proportional electrohydraulic valve as a pressure modulator and an air-charged accumulator as an energy source are proposed.

Ключевые слова: гидропривод, динамика, моделирование, пневмогидроаккумулятор, пропорциональный клапан, расчётная схема, тормозная система.

Key words: hydraulic drive, dynamics, modeling, air-charged accumulator, proportional valve, design diagram, brake system.

ВВЕДЕНИЕ

Важным элементом тормозного гидропривода (ГП) мобильных машин является пневмогидроаккумулятор (ПГА), обеспечивающий качество и надёжность работы тормозной системы, безопасность её работы в экстремальных условиях. От энергоэффективности ПГА,

интенсивности его разрядки зависит в целом безопасность эксплуатации автомобиля, особенно в условиях циклического торможения-растормаживания с высокой частотой срабатывания модулятора в режиме функционирования АБС/ПБС.

РАСЧЁТНАЯ СХЕМА ТОРМОЗНОГО ГП АБС/ПБС С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ КЛАПАНОМ И ПГА

Начальным и достаточно важным в процессе моделирования динамических процессов в ГП является этап формирования расчетной схемы, которая составляется на основе принципиальной схемы ГП с учетом ряда принимаемых допущений, от чего будет зависеть структура расчетной схемы и, как следствие, сложность и точность математической модели, глубина исследований, которые можно провести с помощью этой модели.

Делаем допущение, что ГП – система с сосредоточенными параметрами, т.е. рабочая жидкость (РЖ), заполняющая участки ГП, концентрируется в нескольких объемах малой протяженности (узлах). Полагаем, что свойства РЖ не изменяются во время переходного процесса, РЖ является однородной, кавитация и утечки исключаются, нестационарность потока РЖ не оказывает влияние на величину потерь давления. На расчетной схеме участок ГП изображаем условным трубопроводом с эквивалентным сопротивлением R и сосредоточенной массой РЖ m , для изображения податливости в узлах вводится дополнительная емкость, имитирующая изменение расхода РЖ при ее сжатии (расширении), каналам клапанов ставится в соответствие дроссель.

На рисунке 1 представлена расчетная схема контура тормозного ГП АБС/ПБС с пропорциональным электрогидравлическим клапаном (ЭГК) в качестве элемента управления и пневмогидроаккумулятором в качестве источника энергии. В качестве узлов приняты: У0 – место подсоединения ПГА; У1 – вход в пропорциональный ЭГК, У2 – выход из ЭГК, У3 – место подсоединения исполнительных гидроцилиндров. Участок У0-У1 моделирует трубопровод от ПГА до ЭГК; У1-У2 - напорный канал пропорционального ЭГК, У2-У4 – сливной, У2-У3 – трубопровод от ЭГК к колесным цилиндрам. В узлах У1, У2 и У3 учитывается сжимаемость РЖ, что изображается на

расчётной схеме введением дополнительных ёмкостей с коэффициентами податливости $\psi(p_i)$.

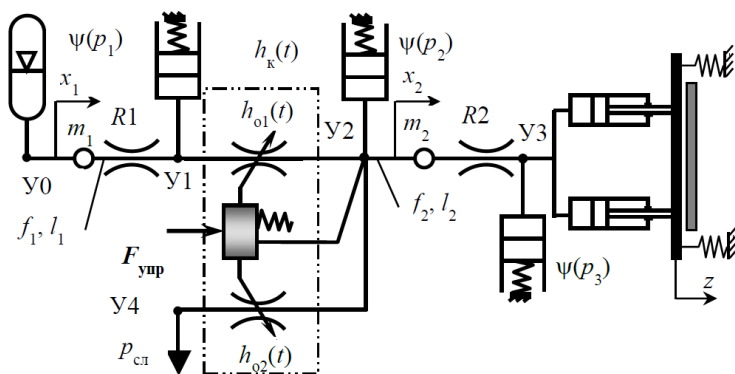


Рисунок 1 – Расчетная схема контура тормозного ГПАБС/ПБС с пропорциональным клапаном и пневмогидроаккумулятором

Отличительной особенностью расчетной схемы является наличие ПГА в качестве источника энергии и трубопровода, соединяющего ПГА и ЭГК.

На схеме используются следующие обозначения: $h_{o1}(t)$ – величина открытия напорного окна распределителя (пропорционального ЭГК); $h_{o2}(t)$ – величина открытия окна на сливе; x_1, x_2 – соответственно перемещение столба РЖ на участках трубопроводов У0-У1 и У2-У3; m, m_2 – приведенная масса РЖ в трубопроводах на участках; R_1, R_2 – эквивалентное сопротивление трубопроводов на участках; f_1, l_1, f_2, l_2 – соответственно площадь поперечного сечения и длина трубопроводов на участках У0-У1 и У2-У3; z – перемещение поршня исполнительного гидроцилиндра. Величина рабочего окна в пропорциональном ЭГК будет зависеть от величины электрического управляющего сигнала $F_{упр}(t)$ с учётом обратной связи (давления в узле У2). Для получения математической модели тормозного ГП в соответствии с приведённой расчётной схемой необходимо составить уравнения движения РЖ в трубопроводах, поршней исполнительных гидроцилиндров, золотника пропорционального ЭГК, а также уравнения баланса расходов РЖ в узлах, причем давление и расход на входе

узла У0 будут должны быть рассчитаны с учетом характера протекания внутренних процессов в ПГА (в частности, при его разрядке в процессе циклического торможения).

Следует отметить, что при формировании предложенной расчетной схемы не учитывался процесс подзарядки ПГА, т.е. рассматривался наилучший вариант использования его энергетического запаса. Для увеличения глубины исследования и расширения функциональных возможностей динамической модели тормозного ГП можно рекомендовать учесть в расчетной схеме характеристики насосной установки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена расчётная схема для исследования внутренних динамических процессов в тормозном ГП мобильной машины с пропорциональным электрогидравлическим клапаном в качестве модулятора давления и пневмогидроаккумулятором, на основании которой можно сформировать систему нелинейных дифференциальных уравнений, позволяющую выполнить анализ влияния параметров модулятора и гидропривода на характер протекания динамических процессов в ГП, его быстрдействие и энергоэффективность ПГА.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Киев: ДП "ФЕСТО". – 2002 г. – 124 с.
2. Богдан Н.В. Моделирование и расчет динамики гидроприводов / Н.В. Богдан, В.П. Автушко, М.И. Жилевич // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2003. – №3. – С. 87–94.
3. Автушко, В.П. Обоснование расчетной схемы для автоматизированного моделирования динамики разветвленного гидропривода / В.П. Автушко, М.И. Жилевич // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. – № 3. – С.17–22.

Представлено 24.05.2020

УДК 629.114.4

**РАСЧЁТНАЯ СХЕМА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АБС/ПБС
С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ КЛАПАНОМ
В КАЧЕСТВЕ МОДУЛЯТОРА**

**DESIGN DIAGRAM FOR STUDYING THE DYNAMICS
OF A HYDRAULIC BRAKE DRIVE ABS / PBS WITH
A PROPORTIONAL VALVE AS A MODULATOR**

М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доц., **П.Н.Кишкевич**, канд. техн. наук, доц., **С.В. Ермилов**, ст. преп., **Т.С. Здрок**, студент
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,
T. Zdrok, student

Belarusian national technical university, Minsk, Republic of Belarus

Предложены методика и порядок составления расчётной схемы для исследования внутренних динамических процессов в тормозном гидроприводе мобильной машины с пропорциональным электрогидроклапаном в качестве модулятора давления.

A methodology and procedure for compiling a design scheme for studying internal dynamic processes in the brake hydraulic drive of a mobile machine with a proportional electrohydraulic valve as a pressure modulator are proposed.

Ключевые слова: гидропривод, динамика, мобильная машина, моделирование, пропорциональный электрогидроклапан, расчётная схема, тормозная система.

Key words: hydraulic drive, dynamics, mobile machine, modeling, proportional electrohydrovalve, design diagram, brake system.

ВВЕДЕНИЕ

В современных гидравлических системах управления различного назначения большое распространение получают пропорциональные электрогидравлические аппараты. Электрогидравлическое пропорциональное управление модулирует гидравлические параметры в соответствии с электронными опорными сигналами и обеспечивает

плавное перемещение исполнительных элементов с высокой точностью. Одно из возможных направлений применения пропорциональных клапанов – системы управления безопасностью автомобиля, в частности тормозные АБС и ПБС.

МЕТОДИКА И ПОРЯДОК СОСТАВЛЕНИЯ РАСЧЁТНОЙ СХЕМЫ

Динамический расчет гидропривода (ГП) проводится для анализа влияния параметров его элементов на качество переходного процесса, определения рациональных значений этих параметров, обеспечивающих наилучшее быстродействие привода без значительного перегулирования.

При разработке математической модели на основе принципиальной схемы ГП составляется его расчётная (динамическая) схема. Сложность и адекватность математической модели определяются принимаемыми допущениями, что отражается на структуре расчётной схемы. В процессе формирования расчетной схемы можно рассматривать гидравлическую цепь, как систему с сосредоточенными параметрами. При этом предполагается, что жидкость, заполняющая отдельные участки (элементы) ГП, концентрируется в нескольких объемах малой протяженности, называемых узлами.

Общими преимущественно для всех динамических схем ГП являются следующие допущения: свойства жидкости (плотность, вязкость, количество нерастворимого в ней воздуха) не изменяются во время переходного процесса, жидкость является однородной, кавитация и утечки исключаются, нестационарность потока жидкости не оказывает влияние на величину потерь давления.

На расчетной схеме участок ГП изображается условным трубопроводом с эквивалентным сопротивлением R и сосредоточенной массой m , для изображения податливости в узлах вводится дополнительная емкость, имитирующая увеличение или уменьшение расхода рабочей жидкости при ее сжатии-расширении, гидроаппарату ставится в соответствие изображение в виде постоянного или переменного дросселя.

На рисунке 1 представлена расчетная схема контура гидравлического тормозного привода АБС/ПБС, в которой в качестве исполнительного элемента (модулятора) используется пропорциональный электрогидравлический клапан. В качестве узлов на расчётной схеме приняты: У1 – вход рабочей жидкости в пропорциональный клапан,

У2 – выход из клапана, У3 – точка подсоединения исполнительных гидроцилиндров. Участок У1-У2 моделирует напорный канал пропорционального электрогидравлического клапана, У2-У43 – сливной, участок У2-У3 – трубопровод от клапана к колесным цилиндрам. В узлах У2 и У3 учитывается сжимаемость рабочей жидкости, что изображается на расчётной схеме введением дополнительных ёмкостей с коэффициентами податливости $\psi(p_2)$ и $\psi(p_3)$.

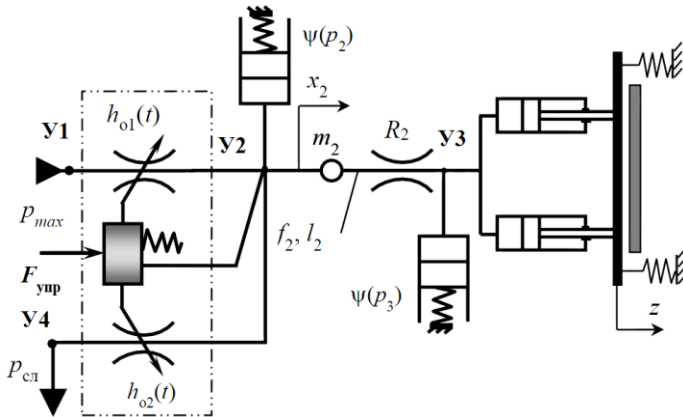


Рисунок 1 – Расчётная схема гидравлического тормозного контура АБС/ПБС с пропорциональным клапаном

На схеме используются следующие обозначения: $h_{o1}(t)$ – величина открытия напорного окна распределителя (пропорционального клапана); $h_{o2}(t)$ – величина открытия окна на сливе; $\psi(p_2)$, $\psi(p_3)$ – сжимаемость жидкости в узлах У2 и У3; x_2 – перемещение столба рабочей жидкости на участке трубопровода У2-У3; m_2 – приведенная масса жидкости в трубопроводе; R_2 – эквивалентное сопротивление трубопровода; f_2 , l_2 – соответственно площадь поперечного сечения и длина трубопровода; z – перемещение поршня исполнительного гидроцилиндра.

Величина рабочего окна в пропорциональном клапане будет зависеть от величины электрического управляющего сигнала $F_{упр}(t)$ с учётом обратной связи (давления в узле У2).

Для получения математической модели тормозного привода в соответствии с приведённой расчётной схемой необходимо составить уравнение движения жидкости в трубопроводе, уравнение движения

поршней исполнительных гидроцилиндров, уравнения движения золотника пропорционального клапана, а также уравнения баланса расходов в узлах расчётной схемы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана расчётная схема для исследования внутренних динамических процессов в тормозном гидроприводе мобильной машины с пропорциональным электрогидравлическим клапаном в качестве модулятора давления, на основании которой можно сформировать систему нелинейных дифференциальных уравнений, позволяющую оценить быстродействие гидропривода и выполнить анализ влияния параметров модулятора и гидропривода на характер протекания происходящих в нём динамических процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автушко, В.П. Обоснование расчетной схемы для автоматизированного моделирования динамики разветвленного гидропривода / В.П. Автушко, М.И. Жилевич // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. – № 3. – С. 17–22.
2. Богдан Н.В. Моделирование и расчет динамики гидроприводов / Н.В. Богдан, В.П. Автушко, М.И. Жилевич // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2003. – № 3. – С. 87–94.
3. Исследование характеристик электрогидравлических пропорциональных клапанов / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, В.С. Савицкий // Вестник Белорусско-Российского университета. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2014. – №1(42). – С. 52–65.
4. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Киев: ДП "ФЕСТО". – 2002 г. – 124 с.

Представлено 24.05.2020

**К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА
И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТОВ
С ВТЯЖНЫМ ЯКОРЕМ**
ON THE ISSUE OF CALCULATION AND DESIGN
OF ELECTROMAGNETS WITH A RETRACTED ANCHOR

П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доц.; **С.В. Джежора**, ст. преп.,
Л.Г. Филипова, ст. преп., **Я.А. Чикилевский**, студ.,
А.А. Шабунько, студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
S. Dzhezhora, senior lecturer, L. Filipova, senior lecturer,
Y. Chikilevsky, student; A. Shabunko, student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Автоматизация промышленного производства повсеместно потребовала применения компактных энергоэффективных устройств управления. Таковыми в области пневматики являются распределители с электромагнитным управлением. Одним из вопросов проектирования, которых является, собственно, выбор электромагнита.

Automation of industrial production everywhere required the use of compact, energy-efficient control devices. Such in the field of Pneumatics are distributors with electromagnetic control. One of the design issues is, in fact, the choice of an electromagnet.

Ключевые слова :электронневматический распределитель, электромагнит,якорь, конструкция, методика, расчет.

Key words: electropneumatic distributor, electromagnet, anchor, design, method, calculation.

ВВЕДЕНИЕ

В составе конструкционных элементов электропневматических распределителей (ЭПР) в качестве приводных электромагнитов (ЭМ) получили применение ЭМ с втяжным якорем и плоским стопом. Якорь и стоп снабжаются запорными элементами (уплотнениями) для перекрытия входных и выходных сопел подачи сжатого воздуха. Эта особенность конструктивного исполнения приводит к отказу от

использования конических стопов, которые в ряде случаев более предпочтительны, чем плоские стопы, так как обеспечивают при одних и тех же габаритах ЭМ большие по величине тяговые усилия.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТОВ С ВТЯЖНЫМ ЯКОРЕМ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ИХ РАСЧЕТА

ЭМ с втяжным якорем состоят из неподвижной части магнитопровода (корпуса, фланца, стопа), подвижной (якоря), катушки, каркаса и направляющей якоря.

Корпус может быть выполнен цельным или составным. Фирма «ФЕСТО» разработала конструкцию приводного ЭМ (рисунок 1, а) включающую в себя цельный штампованный корпус 4 в виде чашки, внутри которой размещены обмотка 5 с каркасом 7, стоп (сердечник) 6 с ферромагнитным шунтом (ФМШ) в виде воротничка высотой $h_{ш}$, направляющая 1 с якорем 3 и пружиной возврата 2. Шунт способствует увеличению тягового усилия в начале хода якоря. После установки внутрь корпуса, катушка заливается специальным компаундом. Направляющая 1 и стоп 6 выполнены в виде одной детали, но из разных материалов: первая – из немагнитного, второй – из магнитного. В качестве соединения используется мелко модульное резьбовое соединение с последующей механической обработкой. Якорь снабжен по концам запорными элементами.

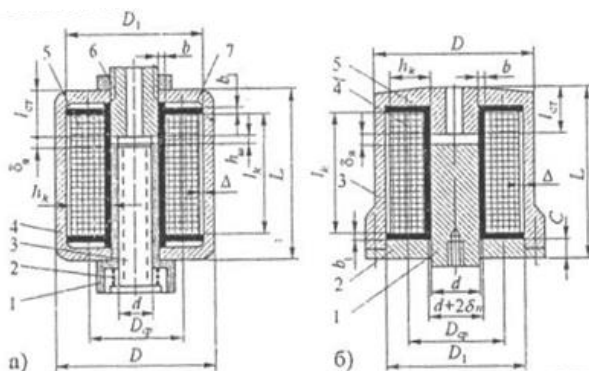


Рисунок 1

Другое исполнение ЭМ (рисунок 1, б) предусматривает наличие точеного корпуса 3, выполненного совместно со стопом, и фланца 2.

Внутри корпуса размещена с радиальным зазором Δ катушка 4 с кар-
касом 5, который является направляющей для якоря 1.

Для расчета втяжного электромагнита с плоским стопом в каче-
стве исходных данных должны быть известны следующие пара-
метры: F_T – тяговой силы в начале хода якоря, $\delta_{я}$ – ход якоря, U –
расчетного напряжения питания и $\theta_{доп}$ – допустимого превышения
температуры при продолжительном включении. Методика расчета
втяжного ЭМ с плоским стопом сводится к определению следующих
параметров [1]:

- диаметр якоря;
- длина электромагнита;
- внутренний диаметр магнитопровода;
- толщина фланца (торцевой части корпуса);
- средний диаметр, высота, длина, число витков, сопротивление катушки.

Соответствие полученных параметров ЭМ исходным данным
проверяется с помощью выражения для расчета тягового усилия:

$$F_T = \mu_0^2 \varphi^2 F_M^2 s / (\delta + \delta_n)^2, \text{ Н.}$$

где $F_M = \omega U / R_0$ – полная МДС катушки, А; $s = \pi d^2 / 4$ – сечение
якоря; $\mu_0 = 1,257 \cdot 10^{-6} \text{ В} \cdot \text{с} / (\text{А} \cdot \text{м})$ – магнитная постоянная.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Погрешность расчета основных размеров и параметров ЭМ по
данной методике не превышает 10–15 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Казаков Л.А. Электромагнитные устройства РЭА: Справоч-
ник/Л.А.Казаков. – М.: Радио и связь, 1991. – 352 с.
2. Пашков Е.В. Электропневмоавтоматика в производственных
процессах: – Учеб. пособие/Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский, А.А. Чет-
веркин; Под ред. Е.В. Пашкова. – 2-е изд., перераб. И доп. – Севасто-
поль: Изд-во СевНТУ, 2003. – 496 с., ил.

Представлено 24.05.2020

ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ НАГРУЖАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО
PNEUMATIC LOADING DEVICE

П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доц.; **С.В. Джежора**, ст. преп.,
Л.Г. Филипова, ст. преп., **Я.А. Чикилевский**, студ.,
А.А. Шабунько, студ.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
S. Dzhezhora, senior lecturer, L. Filipova, senior lecturer,
Y. Chikilevsky, student; A. Shabunko, student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Пневматические устройства в настоящее время все более и более широко применяются в различных областях производственной деятельности, в спорте, а также в медицине. Одно из таких устройств предлагается для применения в медицинской реабилитации больных и травмированных для разработки и увеличения силы мышц, прежде всего, рук, а также для проведения тренировок спортсменов.

Pneumatic devices are now more and more widely used in various fields of industrial activity, in sports, as well as in medicine. One of these devices is offered for use in the medical rehabilitation of patients and injured to develop and increase the strength of the muscles, primarily the hands, as well as for training athletes.

Ключевые слова: пневматическое устройство, тренажер, нагружение, реабилитация, пневмоцилиндр.

Key words: pneumatic device, simulator, loading, rehabilitation, pneumatic cylinder.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие науки и техники позволило получить большое количество механических, электрических, гидравлических и пневматических приводов и систем. Все они содержат различные исполнительные устройства, предназначенные для преобразования электрической, гидравлической и пневматической энергии в механическую энергию движения рабочих органов машин, выполняющих какую-то заданную технологическую операцию или другие силовые функции.

Значительная часть из них совершает поступательное движение выходного звена. В частности, очень широкое распространение получили двухпозиционные приводы, являющиеся важнейшим средством при механизации и автоматизации производственных процессов.

ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ НАГРУЖАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

При совершенствовании, доводке и проектировании таких приводов проводятся многие испытания и экспериментальные исследования. В процессе проведения таких работ, как правило, требуется создавать на исполнительных устройствах и приводах в целом различные нагрузки, т.е. применять нагружающие устройства. Задачей таких устройств часто является создавать не только какую-то постоянную нагрузку, но и создавать её изменяющейся по заданному закону с требуемой точностью. Обычно сложно это осуществить с помощью механических устройств. При использовании других типов нагружающих устройств необходимо оценить их преимущества и недостатки.

Основными свойствами пневматических приводов, благодаря которым они получили широкое применение при создании новой техники и автоматизации осуществляемых процессов, являются надежность их работы, простота конструкции и управления, сравнительная легкость их эксплуатации и обслуживания, невысокая стоимость, гибкость при автоматизации.

Несмотря на недостаток пневмоприводов, заключающийся в меньшей скорости срабатывания по сравнению с электрическими и гидравлическими, во многих случаях быстроедействие таких приводов является достаточным, или не оказывает какое-то отрицательное влияние на работу агрегата или машины. Поэтому пневматические приводы и устройства получили широкое применение в общем машиностроении, станкостроении, на различных видах транспорта, горной промышленности, литейном и кузнечном производстве и т.д. На рисунке 1 приведена расчетная схема пневматического нагружающего устройства, которое можно применять при испытании двухпозиционных приводов. Его можно использовать не только при испытании каких-то промышленных технологических приводов, но, в частности, в тренажерах для спортивных залов и реабилитационных центров, т.к. рынок фитнеса продолжает стремительно развиваться.

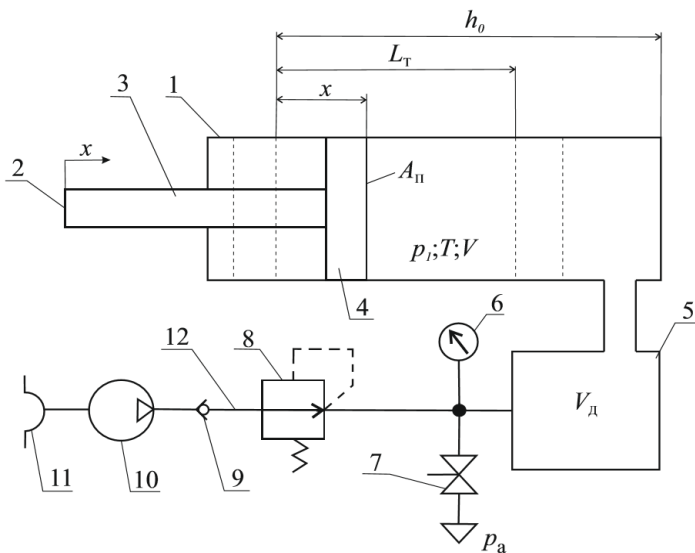


Рисунок 1 – Расчетная схема пневматического нагружающего устройства

Например, финская компания HUR одной из первых начала применять пневмоблоки и цилиндры немецкой фирмы FESTO в тренажерах.

Пневмотренажеры могут подстраиваться под силу мышц человеческого тела. Они позволяют обеспечивать различные движения и «мягкое» сопротивление. Нарастает все большая популярность и особая востребованность в реабилитации после аварий и операций. Такие системы легко настраиваются и моделируют естественное движение мышц при работе в упор. Важны в них легкость движения и отсутствие эффекта и нагрузки инерции в отличие от механических устройств. Использование сжатого воздуха в данном случае означает, что оборудование всегда может идеально подстроиться под силу мышц, в том числе, независимо от скорости движения. Таким образом, пневматические нагружающие устройства можно, в частности, применять в тренажерах, используемых в физиотерапии в реабилитационных центрах, домах престарелых, в фитнес-студиях, отелях, спортивных залах.

Нагружающее устройство (рисунок 1) содержит пневмоцилиндр 1, в котором торец 2 штока 3 соединен с подвижным элементом исполнительного двигателя привода, совершающего поступательное движение под нагрузкой, создаваемой этим устройством. Это осуществляется в том случае, если проводятся испытания какого-то привода.

При использовании такого устройства в тренажере торец 2 штока 3 соединяется с рычагом или педалью. При этом конструкция этого соединения с торца 2 (на рисунке не показано) может осуществлять возвратно-поступательные или поворотные движения (усилия). Сжатие воздуха в цилиндре производится с помощью поршня 4. В пневмоустройстве имеется дополнительная емкость 5, сообщающаяся с внутренней полостью пневмоцилиндра 1. Заполнение сжатым воздухом аппаратов 1 и 5 объемом V , осуществляется через воздухозаборник 11, компрессор 10, обратный клапан 9, регулятор давления 8, т.е. через магистраль 12. Давление воздуха контролируется с помощью манометра 6. Для сброса сжатого воздуха в атмосферу предусмотрен кран 7. При заполнении сжатым воздухом внутренних полостей цилиндра 1 и емкости 5 компрессор выключается.

На рисунке 1 приведены следующие обозначения: x – ход поршня; L_T – максимальное перемещение поршня; h_0 – максимальная длина цилиндра для перемещения поршня; V_D – объем пневмоемкости 5; V – рабочий объем цилиндра 1.

Заметим, что если возникает необходимость задания сложных видов нагрузок, то V_D можно сделать переменным путем использования, например, пневмоемкости 5 в виде цилиндра с фиксированным перемещением поршня.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе проектирования таких нагружающих устройств необходимо правильно выбрать объем V_D , а также параметры напорной магистрали 12, чтобы обеспечить требуемую работоспособность, а также оптимальное время подготовки к работе устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Филипов И.Б., Тормозные устройства пневмоприводов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 145 с.: ил
2. Бартош П.Р. Исследование пневматического тормозного привода с корректирующим устройством / В.П. Автушко, Н.Ф. Метлюк и др. РЖ «Автомобильный и городской транспорт». НИИ Навтопром, 1976. – № 12.

Представлено 24.05.2020

УДК 621

ПУТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ПНЕВМОСИСТЕМАХ WAYS TO SAVE ENERGY IN PNEUMATIC SYSTEMS

Л.Г. Филипова, ст. преп., **Я.А. Чикилевский**, студ.,
Ю.А. Казеко, студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
L. Filipova, senior lecturer; Y. Chikilevsky, student;
Y. Kazeko, student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Сжатый воздух, используемый в пневмосистемах, является одним из самых дорогостоящих энергоносителей. В связи с этим многие современные компании, работающие в области поставки и эксплуатации пневматического оборудования, ищут пути определения скрытого потенциала возможной экономии в этом направлении.

Compressed air used in pneumatic systems is one of the most expensive energy carriers. In this regard, many modern companies working in the field of supply and operation of pneumatic equipment are looking for ways to determine the hidden potential of possible savings in this direction.

Ключевые слова: *электронепневматическая система, сжатый воздух, загрязнение, воздухопровод.*

Key words: *electropneumatic system, compressed air, pollution, airduct.*

ВВЕДЕНИЕ

Пневматика благодаря своим преимуществам находит очень широкое применение, которое, соответственно, сопровождается значительными затратами энергии на производство сжатого воздуха. В связи с этим развитие энергосберегающих технологий в пневматике является одной из важных составляющих в решении экономических проблем производства и глобальных экологических задач.

ПУТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ПНЕВМОСИСТЕМАХ

Обязательным критерием надежного функционирования электропневматических систем (ЭПС) является качество очистки сжатого воздуха от загрязнений, которые, оказывая физическое, химическое и электролитическое воздействие на элементы электропневмоавтоматики, снижают их долговечность в несколько раз.

По данным «Takis» (EUK 9701/M/12/4), производство сжатого воздуха является неэффективным и дорогостоящим процессом, поскольку только 10 % полезной энергии расходуется на получение воздуха (остальные 90 % преобразуются в тепло), а его цена в 15 раз превышает цену на электричество.

К тому моменту, когда сжатый воздух достигает конечного потребителя, общие затраты на количество эффективной работы могут стать еще выше из-за потерь на трение, утечки и затрат впустую.

Сжатый воздух содержит пять основных видов загрязнений: вода – в жидком и парообразном виде, капли масла, масляный туман, твердые частицы.

Загрязнения в сжатом воздухе содержатся в виде аэрозолей, т.е. дисперсных образований, состоящих из твердых или жидких частиц, взвешенных в воздушной среде.

Содержащаяся в сжатом воздухе вода вызывает коррозию детали ЭПС. Водяные пары, содержащиеся в сжатом воздухе, в случае их конденсации. Также приводят к появлению коррозии.

Масло, поступающее в магистраль после компрессора, в результате необратимых изменений, происходящих с ним под воздействием высоких температур во время сжатия воздуха, теряет свои смазывающие свойства. Выделяющиеся из масла смолистые вещества, забивая зазоры и тонкие отверстия электропневмоавтоматов, приводят к выходу из строя последних. Твердые частицы засоряют

каналы ЭПС и их элементов, вызывают повреждения сопряженных поверхностей в опорах направляющих и подшипниках.

Пыль, вода, масло создают на поверхностях пневмоопор пленку, которая может препятствовать нормальному запуску ЭПС и т.д.

В связи с тем, что воздухоочистные устройства рассчитаны на работу в определенном технологическом режиме и их оптимальные параметры лежат в довольно узком диапазоне. Для обеспечения эффективной очистки сжатого воздуха необходимо в каждом конкретном случае произвести подготовку подлежащего очистке сжатого воздуха таким образом, чтобы его технологические параметры соответствовали оптимальным характеристикам воздухоочистных устройств, в которых он будет подвергаться очистке.

Чем чище должен быть сжатый воздух, тем больше будут расходы. Это должно приниматься во внимание при проектировании систем сжатого воздуха.

На рисунке 1 представлена схема распределения сжатого воздуха с разветвленным трубопроводом. Воздухосборники и ресиверы обычно устанавливаются в линии нагнетания за компрессором. Они служат для сглаживания пульсаций потока воздуха, поступающего из компрессора, создания запаса сжатого воздуха для использования при возникновении пиковых расходов в пневмосистеме, а также для охлаждения сжатого воздуха, отделения конденсата, воды и масла, содержащихся в сжатом воздухе, поступающем от компрессора. Воздухосборники особенно необходимы для поршневых компрессоров, у которых выходной поток имеет большую пульсацию. На крупных компрессорных станциях между компрессором и воздухосборником устанавливаются концевые охладители и влагоотделители, что позволяет избавиться от части конденсата. Так, например, для компрессора, создающего давление около 0,7 МПа, размер воздухосборника в литрах должен быть приблизительно в 30 раз больше подачи атмосферного воздуха в компрессор, то есть для компрессора, потребляющего $50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ атмосферного воздуха, требуется воздухосборник емкостью около 1500 литров ($1 \text{ м}^3 = 10^3 \text{ дм}^3 = 1000 \text{ литров}$).

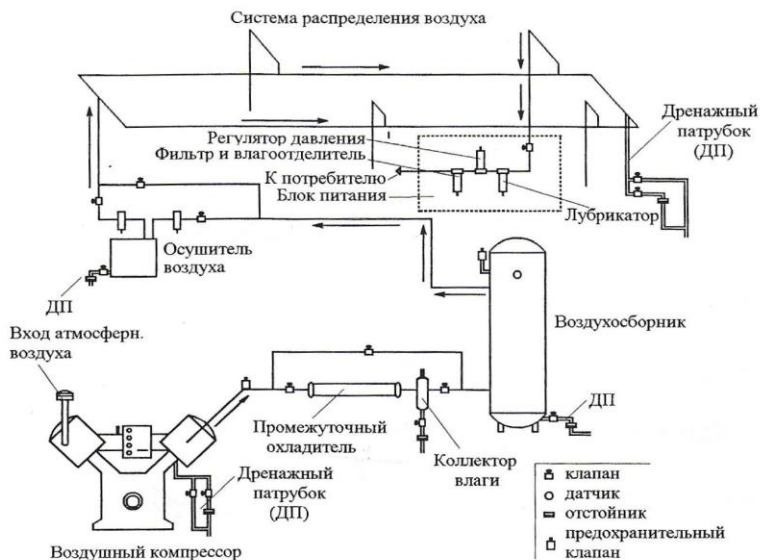


Рисунок 1 – Схема распределения сжатого воздуха с разветвленным трубопроводом

Поскольку дальнейшее охлаждение воздуха может происходить в самих распределительных воздухопроводах, их следует монтировать с наклоном в направлении потока воздуха (уклон 1–2 %), чтобы сила тяжести и поток воздуха могли переносить воду к дренажным патрубкам, расположенным через соответствующие промежутки и снабженным автоматическими конденсатоотводчиками (дренажными клапанами или кранами) для предотвращения их переполнения.

В распределительных воздухопроводах следует избегать расположенных внизу обводных трубопроводов, а если это невозможно, в нижней точке байпасов следует устанавливать дренажные патрубки.

Исключая дренажные патрубки, все точки отбора из распределительных воздухопроводов должны быть расположены в их верхней части для предотвращения попадания конденсата в линии отбора. Все распределительные воздухопроводы и ответвления для отбора воздуха должны быть одного размера, чтобы предотвратить чрезмерные потери давления, возникающие при прохождении воздушного

потока в трубопроводах. Грубные соединения также вызывают потери давления. Из-за возможности охлаждения воздуха во время его прохождения по распределительным воздухопроводам, предпочтительнее устанавливать блоки подготовки сжатого воздуха как можно ближе к месту использования воздуха, чем один мощный блок, прилегающий к воздухоборнику.

Для гашения колебаний давления в распределительных трубопроводах и обеспечения одинаковой величины давления для всего оборудования, потребляющего сжатый воздух, используются промежуточные ресиверы и ресиверы потребителя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбор размеров устройств подготовки воздуха определяется требуемым расходом. Выбор меньших размеров ведет к колебаниям давления на выходе регулятора и к сокращению срока службы фильтра.

Для удовлетворения потребностей потребителей в обеспечении требуемых параметров воздуха, ведущими разработчиками в данной области предлагаются модульные ряды устройств подготовки сжатого воздуха, что в значительной степени приведет к существенной экономии на его производство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков С.П. Проектирование автоматизированных систем управления производственным оборудованием / С.П. Волков, Ю.К. Сопин, В.А. Тараненко. – Севастополь: КМУ СевГТУ, 1994. – 85 с.
2. Антонов В.А., Дыба Э.В., Филипова Л.Г. Энергосберегающие инновации в пневматике// Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве – 2017: Сборник научных статей МНПК. – Минск, – 355-357.
3. Пашков Е.В. Электропневмоавтоматика в производственных процессах: Учеб.пособие/Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский, А.А. Четверкин; Под ред. Е.В. Пашкова. – 2-е изд., перераб. И доп. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2003. – 496 с., ил.

Представлено 24.05.2020

УДК629.114

**ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ФУНКЦИИ СИСТЕМЫ
ОБЕСПЕЧЕНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ**
ADDITIONAL FUNCTIONS OF THE ELECTRONIC
STABILIZATION PROGRAM FOR MOBILE MACHINES
WITH HYDRAULIC AND PNEUMATIC DRIVES

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

Рассмотрены расширенные возможности системы курсовой устойчивости автомобиля, а также их общий принцип работы совместно с гидравлическим (пневматическим) приводом.

The advanced capabilities of the vehicle electronic stabilization program are considered, as well as their general principle of operation in conjunction with a hydraulic (pneumatic) drive.

Ключевые слова: автомобиль, колесо, привод, коэффициент сцепления, алгоритм.

Key words: vehicle, wheel, system, friction coefficient, algorithm.

ВВЕДЕНИЕ

На современных автомобилях устанавливают различные электронные системы для повышения безопасности и упрощения управления транспортным средством. Наиболее развитой является система поддержания курсовой устойчивости (*ESP*), построенная на элементной базе антиблокировочной (*ABS*) и противобуксовочной (*ASR*) систем. В её состав входят датчики, блок управления (БУ) с программным обеспечением и гидравлический (пневматический) блок для регулирования давления в тормозах.

Алгоритмы работы *ESP* основаны на распознавании критической ситуации путем сравнения параметров движения, задаваемых водителем (направление движения, скорость, замедление) и фактических параметров движения автомобиля (ускорение; замедление; рыскание, или скорость поворота; продольное и поперечное и поперечное ускорение).

Для определения этих параметров задействуют две группы датчиков. Требования водителя распознаются по датчикам угла поворота рулевого колеса, давления в тормозной системе, сигналам с блока управления двигателем, педали тормоза, стоп-сигнала. Параметры движения автомобиля определяются по датчикам давления в тормозной системе, угловой скорости, продольного и поперечного ускорения, скорости поворота вокруг вертикальной оси, сигналам с блока управления коробки передач.

По данным, свидетельствующим о намерениях водителя, БУ вычисляет желаемые параметры движения и сравнивает их с фактическими параметрами движения, что позволяет *ESP* распознать приближение критической ситуации и предпринять корректирующее воздействие для её предотвращения.

РАСШИРЕНИЯ СИСТЕМЫ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

ESP включает в себя комплекс систем-компонентов, способных работать как самостоятельно, так и в связке с другими системами. С помощью расширения программного обеспечения и без установки дополнительных узлов и компонентов *ESP* позволяет реализовать ряд дополнительных функций:

- гидравлический тормозной ассистент (*Hydraulic Braking Assistance, HBA*);
- компенсация падения эффективности тормозов при их нагреве (*Fading Brake Support, FBS*);
- замедление задних колёс (*Hinterachsvoll- verzögerung, HVV*);
- стабилизация автопоезда;
- предотвращение опрокидывания (*Roll Over Prevention, ROP*).

Необходимость подключения функции *HBA* анализируется системой *ESP* по информации от стоп-сигнала о начале торможения водителем. Далее анализируется информация от датчиков текущей угловой и линейной скорости автомобиля, давления в тормозной системе для оценки усилия нажатия на педаль тормоза и его интенсивности.

В БУ управления происходит сравнение полученных данных со значениями, заложенными в память *HBA*.

Если фиксируются признаки экстренного торможения при недостаточном давлении в приводе, БУ *ABS/ESP* включает *HBA* и подаёт сигнал в гидравлический блок на повышение давления.

Регулирование давления осуществляется в три этапа: на первом - активным повышением давления достигается порог срабатывания *ABS*, на втором - при срабатывании *ABS* удерживается давление несколько ниже порога блокирования колёс, на завершающем этапе, когда водитель уменьшает силу нажатия на педаль тормоза или когда скорость автомобиля становится меньше определённого значения, условия срабатывания *HBA* перестают выполняться.

Функция *FBS* помогает водителю обеспечить максимальное замедление автомобиля при экстренном торможении в случае приложенного чрезмерного усилия на педаль. При благоприятных дорожных условиях (при хорошем сцеплении колёс с дорогой) *ABS* может не сработать, что идентифицируется датчиками *ESP*. Тогда включается функция *FBS*, и увеличивает давление в тормозах до тех пор, пока не наступит срабатывание *ABS* на всех колёсах.

При торможении груженого автомобиля вследствие его большой массы и инерции необходимы большие тормозные усилия. Цель системы *HVV* состоит в том, чтобы обеспечить оптимальное использование всего потенциала сцепления колёс с дорогой. Такое торможение достигается в режиме *ABS*. Когда водитель нажимает педаль тормоза, в режиме *ABS* срабатывают передние колёса, в то время как задние колёса всё ещё находятся вне зоны действия *ABS*.

Применение системы замедления задних колёс обусловлено тем, что при полной загрузке автомобиля задние колёса позже начинают проявлять склонность к блокированию вследствие того, что большая нагрузка на заднюю ось, где максимальная сила сцепления колёс с дорогой увеличивается, позволяет реализовать большие тормозные силы. Для полной реализации тормозных сил функция *HVV* повышает давление в тормозных цилиндрах задних колёс до уровня срабатывания *ABS*.

Необходимость подключения функции стабилизации автопоезда возникает в случае сильного бокового ветра, резкого движения рулём при объезде препятствий на высокой скорости.

Раскачивание прицепа передаётся на тягач и проявляется в виде поперечных ускорений и рыскания, что фиксируется датчиками и передаётся в БУ *ESP*. При превышении граничных значений включается функция стабилизации автопоезда, гасящая колебания и компенсирующая рыскание попеременным подтормаживанием передних колёс тягача, что препятствует возникновению резонанса и увеличению амплитуды колебаний.

Назначение *ROP* – своевременное реагирование на силы и моменты сил, которые могут привести к опрокидыванию или развороту автомобиля. В памяти *ROP* заложены характеристики, сравнение с которыми позволяет *ESP* распознать в поступающих от датчиков сигналах признаки приближающейся опасности опрокидывания автомобиля. На некоторых моделях предельные значения для *ROP* задаются как функция от массы автомобиля, так как опасность опрокидывания с увеличением загрузки возрастает. *ESP* через *ROP* подтормаживает переднее внешнее по отношению к повороту колесо путем повышения давления в тормозном контуре колеса. В результате возникает момент сил, противостоящий направленным во внешнюю сторону боковым силам.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнен обзор программных расширений электронной системы курсовой устойчивости автомобиля, проанализированы условия их подключения, общие алгоритмы работы, что позволяет определить перспективные направления в области электронных систем отечественных автомобилей с гидравлическим и пневматическим тормозным приводом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильный справочник / Robert Bosh GmbH ; Пер с англ. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: За рулем, 2004. – 992 с.: с ил.
2. 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.
3. Системы контроля сцепления с дорогой и поддержки водителя: устройство и принцип действия: Wolfsburg: Volkswagen AG, 2007. – 87 с.

Представлено 24.05.2020

УДК 629-113

**ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ МАСЛЯНОЙ ПЛЁНКИ
ТРАНСМИССИОННЫХ МАСЕЛ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ
ТЕМПЕРАТУРАХ С ПОМОЩЬЮ ЧЕТЫРЁХШАРИКОВОЙ
МАШИНЫ ТРЕНИЯ**

**STRENGTH ASSESSMENT OF THE GEAR OILS OIL FILM
AT ELEVATED TEMPERATURES USING A FOUR-BALL
FRICTION MACHINE**

Д.Л. Жилинин, С.В. Джежора, А.Д. Леонов, К.А. Сливец,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

D. Zhilyanin, S. Dzhezhora, A. Leonov, K. Slivetz.
Belarusian National Technical University,
Minsk, Republic of Belarus Belarus

Рассмотрен метод охлаждения узла трения четырёхшариковой машины трения при испытании смазочных материалов при повышенных температурах.

The method of cooling the friction unit of a four-ball friction machine when testing lubricants at elevated temperatures is considered.

Ключевые слова: четырёхшариковая машина трения, узел трения, смазочный материал, масляная плёнка.

Key words: four-ball friction machine, friction unit, lubrication material, oil film.

ВВЕДЕНИЕ

Доля оценки противоизносных и противозадирных свойств смазочных материалов широко используется стандартный метод испытания на четырёхшариковой машине трения. Для обеспечения точности температура испытания нормируется в достаточно узких пределах: (20 ± 5) °С. В то же время в процессе испытания происходит выделение тепла из-за возникающего трения и получается саморазогрев узла трения и смазочного материала выше заданного диапазона.

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ МАСЛЯНОЙ ПЛЁНКИ

Для трансмиссионных масел прочность масляной плёнки в паре трения является основным свойством, определяющим область его

применения. Существующая классификация трансмиссионных масел [1] основана на уровне противоизносных и противозадирных свойств, определяемых с помощью стандартного метода [2].

В то же время качество масел различных производителей может отличаться в достаточно широких пределах, так же часто требуется проводить исследования работы масел в условиях повышенных температур [3].



Рисунок 1 – Стандартный нагревательный элемент

Данный способ хорошо работает при испытаниях продукции высокого качества (ТМ- 5) и температурах выше 70 °С, что требуется достаточно редко. В большинстве реальных испытаний происходит саморазогрев узла трения, особенно усиливающийся к концу испытания.

Для удержания температуры в заданных пределах была доработана проставка, рисунок 2. Проставка подключается к термостату, имеет размеры, аналогичные нагревательному элементу и штуцера для подвода охлаждающей среды. Контроль температуры ведётся оператором по штатному датчику, регулировка производится в ручном режиме изменением объёма подающейся в проставку охлаждающей жидкости (применяемый термостат имеет возможность изменения режима работы насоса).

Имеющаяся в распоряжении научно-исследовательской лаборатории «Гидропневмосистем и нефтепродуктов» установка типа ЧМТ-1 (изготовитель: ОАО «Рязанское научно-техническое предприятие «Нефтехиммашсистемы») [4] оснащена встроенным датчиком температуры узла трения «ОВЕН», и имеет в составе дополнительного оборудования нагревательный элемент (рисунок 1). Работа установки с нагревателем не автоматизирована – оператор включает нагрев, по датчику контролирует температуру и ручным включением/выключением тумблера осуществляет регулировку.



Рисунок 2 – Доработанная проставка для охлаждения

Как показали проведённые с применением доработанной проставки испытания температура узла трения постоянно удерживалась с точностью $\pm 5^{\circ}\text{C}$ для всех испытанных трансмиссионных масел (ТМ-3, ТМ-4, ТМ-5) и для диапазона температур $(20\div 50)^{\circ}\text{C}$. В качестве теплоносителя использовалась смесь воды со льдом. Предварительный разогрев узла трения осуществлялся с помощью штатного нагревателя до температуры, превышающей требуемую на $(5\div 10)^{\circ}\text{C}$. После чего оператор заменял нагреватель на проставку и включал машину трения. Включение насоса термостата производится после начала возрастания температуры с последующей регулировкой подачи охлаждающей жидкости.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Осуществлённая собственными силами доработка четырёхшариковой машины трения позволяет испытывать трансмиссионные масла в заданном диапазоне температур независимо от их качества.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 17479.2-2015 Масла трансмиссионные. Классификация и обозначение.
2. ГОСТ 9490-75 Материалы смазочные жидкие и пластичные. Метод определения трибологических характеристик на четырёхшариковой машине.
3. <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-temperaturnogo-rezhimamasa-na-iznos-elementov-transmissii-transportnyh-mashin> электронный ресурс.
4. Машина трения четырёхшариковая типа ЧМТ-1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. ОАО «Рязанское научно-техническое предприятие «Нефтехиммашсистемы». Рязань, 2002. – 74 с.

Представлено 26.05.2020

УДК 629-113

**МАЛОГАБАРИТНАЯ ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ СМАЗОЧНОГО
МАСЛА**

**SMALL-SIZED LABORATORY SETUP FOR DETERMINING
AT VARIOUS TEMPERATURES THE FRICTION COEFFICIENT
OF LUBRICATING OIL**

Л.А. Глазков, канд. техн. наук, **Д.Л. Жилинин**,
А.А. Табулин, **А.С. Гуленков**,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

L. Glazkov, Ph.D. in Engineering, D. Zhilyanin,
A. Tabulin, A. Gulenkov
Belarusian National Technical University,
Minsk, Republic of Belarus

Рассмотрены варианты создания лабораторной установки для определения коэффициента трения с возможностью термостатирования испытуемого смазочного масла.

The options for creating a laboratory setup for determining the friction coefficient with the possibility of temperature control of the test lubricating oil are considered.

Ключевые слова: коэффициент трения, трансмиссионное масло, смазочный материал, эксплуатационные свойства.

Key words: friction coefficient, gear oil, lubrication material, exploitation properties.

ВВЕДЕНИЕ

Основной целью работы является возможность определения в лабораторных условиях коэффициента трения при использовании смазочного материала.

МАЛОГАБАРИТНАЯ ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ

Оценка качества смазочного материала и возможности его применения в конкретном узле или механизме включает в себя определение ряда конкретных параметров для обеспечения долговечности работы при заданных нагрузках и климатических условиях, а также сравнения характеристик с материалами аналогичного назначения при производстве, хранении и эксплуатации.

При этом оценка эксплуатационных свойств сопряжена с большими затратами: получение допусков о применении от изготовителей техники позволяют себе только крупные производители смазочных материалов. Небольшие производящие технику фирмы не имеют технической возможности разрабатывать и поддерживать соответствующие допуски, что приводит к маркетинговым и техническим потерям в эксплуатации. Поэтому использование простых лабораторных установок для определения эксплуатационных свойств смазочного материала является выходом из данной ситуации.

В зависимости от сложности могут быть применены следующие методы оценки функциональных свойств смазочного материала:

- испытания в аналоге узла трения (например, подшипник ступицы, цилиндр двигателя, насос, шестерни и т.п.);
- испытания по методике с использованием упрощённой пары трения (на четырёхшариковой машине трения, имитатор износа, имитатор прокрутки коленчатого вала и т.п.);
- определение физико-химических свойств (вязкости при различных температурах, пенетрации, температур фазового перехода и прочие параметры).

При этом многие методы стандартизированы, но заданные параметры (температуры, нагрузки, времена воздействия) зачастую не охватывают диапазон применения, интересующий изготовителей техники. Так, например, для моторных и трансмиссионных масел очень важным является определение противоизносных и противозадирных свойств при различных температурах [1].

Существующий метод определения коэффициента трения для моторных масел [2] является очень перспективным и для оценки работоспособности трансмиссионных масел в средне- и малонагруженных агрегатах. Поскольку обычно задание нагрузок для моторного

масла не зависит от изменения температуры – рабочий диапазон температуры масла в ДВС стабилен, период прогрева – кратковременен, то и оценка коэффициента трения производится при одной температуре – установка не имеет возможности термостатировать испытываемое масло. В то же время трансмиссионные масла имеют низкий индекс вязкости, агрегаты трансмиссии, как правило, не имеют теплообменников, прогрев производится в движении под нагрузкой, а температура эксплуатации сильно зависит от режима движения и окружающей среды. Малогабаритная упрощённая установка для определения коэффициента трения изображена на рисунке 1.

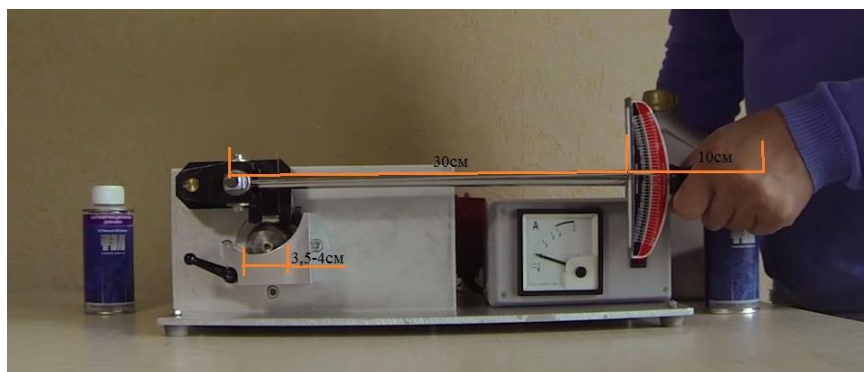


Рисунок 1 – Малогабаритная упрощённая установка для определения коэффициента трения

В качестве пары трения может быть использована как стандартная имитирующая работу коленчатого вала пара шейка – ролик, так и аналогичные пары иных размеров и из иных материалов – для учёта особенностей работы в иных узлах трения. При этом может потребоваться терпирование испытываемой жидкости – как для охлаждения из-за выделения тепла при трении, так и для поддержания повышенной температуры испытания. Измерение температуры может производиться как контрактным способом – погружением термодпары в масло, так и бесконтактным. В данном случае может быть проанализирована как температура испытываемой жидкости, так и температура ролика либо цилиндра. При этом меньшая точность измерения может быть скорректирована периодической калибровкой оборудования.

Если проблема разогрева может быть решена простым путём увеличения объёма испытуемой жидкости или увеличением поверхности теплообмена, то для поддержания повышенной по сравнению с окружающей средой температуры потребуется установка нагревателя с соответствующим реле.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, создание малогабаритной лабораторной установки для определения коэффициента трения смазочных масел с возможностью термостатирования вполне реально на основе метода Тимкен и при соответствующей стоимости будет востребовано на территории ЕАЭС.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 9490-75 Материалы смазочные жидкие и пластичные. Метод определения трибологических характеристик на четырёхшариковой машине.
2. ASTM D 2782-01 Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubrication fluids (Timken Method).

УДК 621.892(076.5)

**УСТАНОВЛЕНИЕ РЕСУРСА ФИЛЬТРУЮЩЕГО
ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ СМАЗКИ
СТАНДАРТИЗИРОВАННОЙ МЕТОДИКОЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ЧИСТОТЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

**ESTABLISHING THE RESOURCE OF THE FILTER ELEMENT OF
THE LUBRICATION SYSTEM BY A STANDARDIZED METHOD
FOR DETERMINING THE PURITY OF THE WORKING FLUID**

А.А. Табулин, Д.Л. Жилиянин, И.А. Шуст

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Tabulin, D. Zhilyanin, I. Shust

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Проведены исследования фильтрующего элемента масляного фильтра с применением стандартизированной методики по определению характеристик фильтрования, а также физико-химических методов, используя стандартизированный загрязнитель, совмещенный с реальным загрязненным в процессе эксплуатации маслом, а также воспроизведения процесса образования сильной кислоты в масле для определения реального ресурса применяемого масляного фильтра.

The filter element of the oil filter was studied using a standardized method for determining the characteristics of the filter, as well as physicochemical methods using a standardized pollutant combined with real oil contaminated during operation, as well as reproducing the formation of a strong acid in the oil to determine the real life of the used oil filter.

Ключевые слова: элемент фильтрующий, ресурс, методика испытаний, узел трения, смазочный материал, продукты износа.

Key words: filter element, resource, test procedure, friction unit, lubricant, wear products.

ВВЕДЕНИЕ

В системах смазки технологического оборудования, такого как газопоршневые агрегаты (ГПА), компрессоры, двигатели внутреннего сгорания одной из функций применяемого масла является смазывание пар трения и разделение подвижных деталей компонентов. В

процессе работы технологического оборудования в масло попадают продукты износа и твердые частицы загрязнителя, ухудшающие работу смазочного материала. Это влияет на срок службы подвижных деталей оборудования и безопасность работы смазочной системы.

Для удаления продуктов износа и твердых частиц из смазочной жидкости в систему смазки оборудования устанавливают масляный фильтр. Масляный фильтр в смазочной системе обеспечивает поддержание числа частиц загрязнителя, находящихся в рабочей жидкости в количестве допустимом для работы пар трения и уровня надежности, установленного производителем оборудования.

Для обеспечения сравнения относительных характеристик фильтров, на основе которого выбирают подходящий фильтр, разработана стандартизированная методика ISO 16889:2008 «Гидропривод объемный. Фильтры. Метод многократного пропускания жидкости через фильтроэлемент для определения характеристик фильтрования» (ISO 16889:2008 «Hydraulic fluid power-Filters-Multi-pass method for evaluating filtration performance of a filter element»). Согласно стандарта, устанавливаются характеристики фильтра, определенные свойствами фильтроэлемента (фильтрующего материала и конструкцией фильтроэлемента) и корпуса фильтра (его общей конструкцией и свойствами уплотнительного материала). Суть испытания заключается в пропускании через фильтр непрерывного потока гидравлической жидкости, содержащей загрязнитель, пока не будет достигнуто заданное конечное значение перепада давлений (разрывное давление предохранительного клапана или давление, установленное на индикаторе перепада давлений).

Испытание предназначено для выбора фильтроэлементов в соответствии с их функциональными характеристиками, но не для того, чтобы воспроизводить характеристики фильтроэлементов в реальных условиях применения. [1]

Однако используя методику ГОСТ Р ИСО 16889-2011 (стандарт идентичен международному стандарту ISO 16889:2008) в совокупности с методикой определения класса чистоты рабочей жидкости и физико-химическими методами, позволяющими определять стадии загрязнения, можно определять ресурс работы фильтрующего элемента.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ФИЛЬТРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Разработка методики велась на основе определения ресурса масляного фильтра используемого в ГПА фирмы GE Jenbacher участка теплоэлектроцентрали Белорусского газоперерабатывающего завода РУП «Производственное объединение «Белоруснефть».

Технические параметры применяемого фильтра: максимальное дифференциальное давление 1 МПа; номинальный расход масла 1000 л/мин; тип фильтрации – глубинное фильтрование; фильтрующий материал – мат из рубленного стекловолокна; максимальное рабочее давление 3,2 МПа; грязеемкость фильтра 409 г.

Необходимость в изучении ресурса масляного фильтра связано с особенностью работы ГПА. Применяемый топливный газ, поступающий с Осташкинского и Речицкого нефтяных месторождений, может иметь повышенное содержание серы или их производных продуктов (тиолов). В случае превышения нормируемых показателей содержания серы в топливе (суммарное содержание серы в газе около 50 мг/10кВт·ч) через прорыв газов в масляный картер ГПА в масло попадут продукты загрязнения кислотами, образующиеся при сгорании топлива. Это приведет к снижению ресурса, как смазочного материала, так и фильтрующего элемента.

Применяемый на фильтре фильтрующий материал в виде мата из рубленного стекловолокна может противостоять воздействию сильных кислот, однако всё равно подвержен их воздействию. На рисунке 1 показан образец изученного под микроскопом фильтрующего элемента, снятого с ГПА-3.

На рисунке 1 видны следы в виде белых точек воздействия сильных кислот. Фильтрующий элемент, имея неоднородную структуру стекловолокна, в реальных условиях эксплуатации под воздействием сильных кислот может пропускать твердые частицы загрязнений и при этом перепад давления до фильтра и после может находиться в пределах допустимого значения.

Для определения реального ресурса эксплуатации фильтрующего элемента на гидравлическом стенде Научно-исследовательской испытательной лаборатории «Гидропневмосистем и нефтепродуктов» была смоделирована смазочная система ГПА для имитации работы фильтрующего элемента.

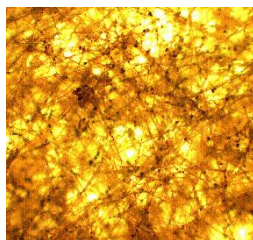


Рисунок 1 Фильтрующий элемент при наработке на фильтре 2433 моточасов и при перепаде давления 0,12 МПа, снятый с ГПА-3

Суть метода испытаний заключалась в применении масла слитого с ГПА-3 с использованием фильтра, снятого с ГПА-3 при очередной замене масла, но не использовавшего свой полный ресурс. Смазочное масло, находившееся в эксплуатации, было подвергнуто испытаниям по показателям щелочное и кислотное числа по ГОСТ 11362-96 «Нефтепродукты и смазочные материалы. Число нейтрализации. Метод потенциометрического титрования» (полный аутентичный текст международного стандарта ISO 6619-88 «Нефтепродукты и смазочные материалы. Число нейтрализации. Метод потенциометрического титрования»). Полученные значения приведены в таблице 1.

Таблица 1

Информация по отобранном масле слитой с ГПА-3	Щелочное число	Кислотное число
Свежее масло	5,54	0,05
Наработка масла 3503 м/ч; наработка фильтра 1526 м/ч	2,63	0,72

Полученные значения свидетельствуют о протекании окислительных процессов в масле, связанных с воздействием образовавшихся кислот.

Используя методику ГОСТ Р ИСО 16889-2011 в масло применяемое на стенде вводили стандартный тестовый загрязнитель и проводили замеры по перепаду давления. При каждом новом вводе загрязнителя проводили определение количество загрязняющих частиц с использование прибора для контроля чистоты рабочей жидкости ПКЖ-902 до ввода и после ввода тестового загрязнителя, а также исследовалась отобранная проба после фильтрующего элемента. [2] Испытания проводили до того момента, когда значения количества

загрязняющих частиц приближалось к одинаковому значению до фильтра и после. При этом перепад давления на фильтре оставался в допустимом изготовителем масляного фильтра значении.

Для имитации воздействия кислот в масло на стенде добавили 0,1 % серной кислоты и провели испытания отобранных масел до ввода кислоты и после, а также взятой пробы до фильтра и после на инфракрасном Фурье спектрометре Nicolet модель 6700. На рисунке 2 показаны полученные спектрограммы.

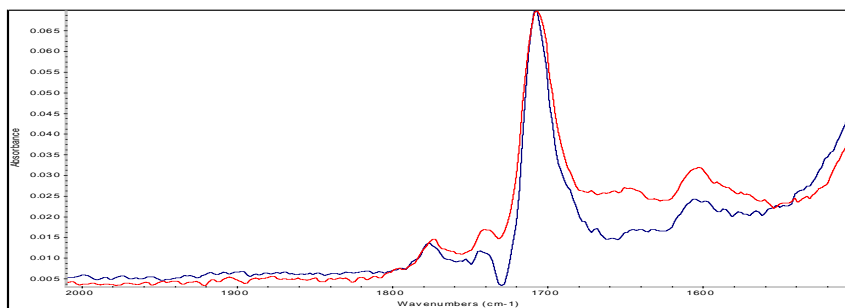


Рисунок 2 Масло до ввода серной кислоты на фильтрующем элементе (синий цвет) и масло после ввода серной кислоты прошедшей фильтрующий элемент (красный цвет)

На основании полученной спекторграммы можно наблюдать увеличение окислительных процессов в масле.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение стандартизованной методики по определению характеристик фильтрования, а также физико-химических методов (определение щелочного числа, кислотного число, увеличение окислительных процессов в масла определенного по пикам ИК-спектрометрии) позволили, используя стандартизованный загрязнитель, совмещенный с реальным загрязненным в процессе эксплуатации маслом, а также введенной серной кислоты имитирующей процесс образования сильной кислоты в масле определить, что ресурс применяемого масляного фильтра на ГПА не может быть объективно оценен только значениями, полученными по перепаду давления.

Для получения более точных значений по наработке масляного фильтра по пропусканию твердых частиц и отработке методики по

определению ресурса фильтрующего элемента следует продолжить изучение этого процесса с установкой на испытательном стенде фильтра не прошедшего эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. ISO 16889:2008 «Гидропривод объемный. Фильтры. Метод многократного пропускания жидкости через фильтроэлемент для определения характеристик фильтрования».

2. ГОСТ 17216-2001 «Межгосударственный стандарт. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей».

СОДЕРЖАНИЕ

Конструирование, испытания и производство автомобилей.....	3
Тепловые двигатели.....	79
Тракторы, мобильные машины и комплексы.....	129
Гидравлика мобильных машин.....	236

Научное издание

**АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ
И АВТОМОБИЛЬНЫЙ
ТРАНСПОРТ**

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 03.11.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 15,98. Уч.-изд. л. 12,50. Тираж 60. Заказ 673.

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.