

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

20'2012

Харків

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць Тематичний випуск

20'2012

«Транспортне машинобудування»

Видання засновано Національним технічним університетом «Харківський політехнічний інститут» в 2001 році

Держвидання Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

КООРДИНАЦІЙНА РАДА:

Голова

Л.Л.Товажнянський, д-р техн. наук, проф. Секретар координаційної ради

К.О. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

- А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.;
- €.І Сокол, д-р техн. наук, проф.;
- €.€. Александров, д-р техн. наук, проф.;
- А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
- М.Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
- А.І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;
- В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
- В.Д. Дмитрієнко, д-р техн. наук, проф.;
- І.Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
- В.В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.;
- Ю.І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
- П.О. Качанов, д-р техн. наук, проф.;
- В.Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
- С.І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;
- В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
- В.І. Кравченко, д-р техн. наук. проф.:
- Г.В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.:
- В.С. Лупіков, д-р техн. наук, проф.:
- О.К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.;
- В.І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.;
- В.А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;
- В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
- Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
- Ю.В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;
- М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Відповідальний редактор:

В.В. Спіфанов, канд. техн. наук, проф.

Відповідальний секретар:

А.І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

€.€. Александров, д-р техн. наук, проф.;

Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, доц.;

В.І. Омельяненко, д-р техн. наук, проф.;

І.В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;

М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ», Деканат факультету транспортного машинобудування Тел. (057)-707-63-81

Харків 2012

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – 2020. – 144 с.

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для студентів, викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий.

Для студентов, преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ» протокол №4 від 17 квітня 2012 р.

ISSN 2079-0066

© Національний технічний університет «ХПІ»

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 629.3:621.331

С.Г. БУРЯКОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»; *Р.О. БОРОДІНОВ*, студент НТУ «ХПІ»

МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВЕНТИЛЬНО ІНДУКТОРНОГО ДВИГУНА У ЯКОСТІ СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОРНОГО ПРИСТРОЮ З ФУНКЦІЄЮ ЄЛЕКТРИЧНОГО ДВИГУНА

У статті розглянуто існуючі конструкції з використанням стартер-генератору, приведено варіанти встановлення електричної машини, досліджено ефективність встановлення на імітаційній моделі.

В статье рассмотрены существующие конструкции с использованием стартер-генератора, приведены варианты установки электрической машины, исследована эффективность установки на имитационной моделе.

The article deals the existing construction with starter-generator, given electric machine variants of installing, shown the efficiency of setting by simulation model.

Вступ. Для сучасного автомобіля характерна тенденція об'єднання функціональних систем. Розвиток електроніки, а також зростання необхідної потужності генератора дозволяє об'єднати елементи системи пуску та електропостачання в єдиному пристрої - стартер-генераторі (СГ). Це електрична машина, яка при пуску виконує функції електродвигуна, а в нормальному робочому режимі - генератора. Таке поєднання дозволяє відмовитися від ряду пристроїв, що встановлюються на двигуні автомобіля (привід стартеру, шків ремінної передачі на генератор). Також розширити функції, що їх зазвичай виконують генератор і стартер, наприклад, спільно з гальмівною системою здійснювати гальмування автомобіля з рекуперацією енергії, працювати в режимі «стоп-старт» (при зупинці автомобіля вимикати двигун внутрішнього згоряння і здійснювати безшумний і швидкий новий пуск), у певних ситуаціях можливий рух автомобіля на електричній тязі за рахунок енергії електричної батареї. Останнім часом особливо важливим є питання екології. Збільшення потужності стартер-генератора в комбінованій енергетичній установці малого гібриду дозволяє знизити токсичні викиди в атмосферу за рахунок руху автомобіля на електричній тязі і забезпечення економічного режиму роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) під час пуску. У зв'язку з цим актуальними є задачі проектування електричної машини стартер-генератор-двигун (СГД) та дослідження її режимів роботи з автомобілем.

Мета роботи. Визначити доцільність встановлення системи СГД на автомобіль. Забезпечити встановлення електричного пристрою з найменшими змінами в конструкції.

Постановка задачі

- дослідити існуючі конструкції;
- визначити основні параметри електричної машини;
- побудувати математичну модель автомобіля з СГД;
- проаналізувати результати моделювання.

На мотоциклах СГ приєднується через вінець маховика і знаходиться в постійно замкнутому стані, зчеплення працює в масляній ванні, відповідно передача змащується. На турбінах літаків, наприклад, літака Ан-24, Ан-26, Ан-30 та їх модифікацій, встановлений газотурбінний двигун АИ-24 оснащений стартером-генератором СТГ-18ТМО [1]. Основна перевага від встановлення СГ це зменшення габаритних та вагових показників, з такими самими перевагами СГ встановлюють і на танки, наприклад, Т-64, Т-72 укомплектовані стартер-генератором СГ-10. Крім того СГ встановлюють на локомотиви (ТЭ114, ТЭМ7, для живлення ланцюга управління)[3].

Варіанти встановлення СГД на прототип автомобіля Chevrole Niva:

- на місце штатного стартеру;
- через зубчате зчеплення на первинний вал коробки швидкостей;
- на місце маховика використовуючи ротор машини замість махової маси;
- через обгінну муфту одним краєм приєднати до маховика а іншим до коробки швидкостей що дозволить більшою мірою рекупурувати енергію і наблизиться до оптимальних обертів в генераторному і стартерному режимах.

Для надійного пуску двигуна необхідно подолати інерцію рухомих частин та компресію у поршнях, момент який необхідно подолати 20-50 Нм в залежності від мастила та температури двигуна. Для надійності пуску обираємо двигун з крутним моментом 100 Нм. Крім того можна застосовувати електричний двигун СГД для руху на електричній тязі на швидкості 60 км/год, необхідна потужність 8.15 кВт

$$N_k = \frac{G_a \cdot f_v \cdot v_{\text{max}}}{1000},\tag{1}$$

$$N_B = \frac{K_B \cdot v^3_{\text{max}} \cdot F}{1000},\tag{2}$$

$$N_{v} = (N_{\kappa} + N_{B})/\eta_{mp}. \qquad (3)$$

Але двигун потужністю 8 кВт не забезпечує необхідної динаміки, крім того потужності двигуна повинно вистачити на режим додаткового моменту на швидкості. Обираємо двигун Siemens 1PV5 105 WS12 [4] з характеристиками: номінальна потужність –18 КВт; номінальний крутний

момент – 69 Нм; максимальна потужність – 78,4 КВт; максимальний крутний момент – 125 Нм; швидкість обертання шпинделя – 10000 об/хв; маса – 49 кг.

При побудові математичної моделі були використані методи моделювання систем за допомогою програмного пакету МАТНLAB, теорія автомобіля, теорія електричних машин та основні залежності з роботи Голланцева [5].

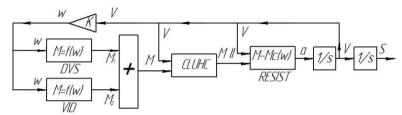


Рисунок 1 – Функціональна схема математичної моделі

Передбачається підключення додаткового моменту від СГД за наступними параметрами:

- при ручному увімкненні водієм;
- за похідною задатчика обертів двигуна (коли водій йде на обгін він більш різко натиска на педаль газу);
- при досягненні низьких обертів двигуна за умови ненульового положення педалі газу (попереджається заглухнення ДВЗ).

Режими роботи СГД:

- пуску двигуна;
- генерації електричної енергії для бортової мережі;
- додаткового моменту на швидкості, або при старті;
 - додаткового прискорення на швидкості (рисунок 2)
 - додаткового моменту при загрозі зупинки автомобіля (рисунок 3)

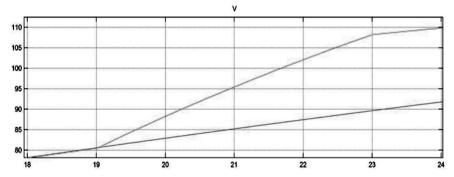


Рисунок 2 – Результат моделювання режиму додаткового прискорення на швидкості

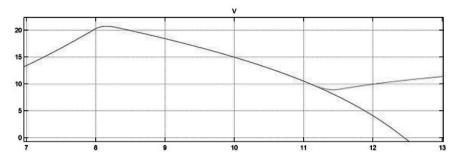


Рисунок 3 — Результат моделювання режиму додаткового моменту при загрозі зупинки автомобіля

За результатами моделювання використання гібридної тяги дозволяє:

- короткочасно збільшити максимальну швидкість до 165км/год;
- покращити динаміку автомобіля:
 - досягнення швидкості 100 км/год за 16с. замість 24с. при використанні лише двигуна внутрішнього згоряння;
 - збільшене прискорення на швидкості 80 км/год приріст 26 км/год за 4 с. замість 9 км/год на ДВЗ.
- забезпечити швидкий пуск двигуна (на обертах холостого ходу) і використання системи «стоп-старт»;
- збільшити електричну енергію яка виробляється генератором;
- покращити прохідність при русі у важких дорожніх умовах;
- зменшити шкідливі викиди;
- реалізувати режим пересування на електричному двигуні;
- забезпечити економію палива

Висновки

Двигунобудівна промисловість в даний період переживає черговий технологічний підйом, що пов'язано з необхідністю переходу на новий технологічний рівень, що задовольнить різко зростаючі вимоги з економії палива, покращення екології, підвищення безпеки і комфорту. Система пуску двигунів ϵ однією з головних яка підлягає модернізації на сучасному транспортному засобі.

Список літератури: 1."Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-24 2-й серии. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Москва "Машиностроение", 1977 г. 2. http://army.lv/ru/t-72/631/17 3. http://foto-transporta.ru/main.php?g2_itemId=92365. 4. http://electromobiles.com/electro-mobiles/elektromobili-katalogi/details/56/6/elektrodvigateli-dlya-elektromobiley/elektrodvigatel-siemens-1 pv5105-ws12-induction. **5.** Вентильные индукторно-реактивные двигатели / *Ю.А.Голланцев.*-СПб.: ГНЦ РФ — ЦНИИ «Электроприбор», 2003 — 148 с.

С.Г. БУРЯКОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»; *О.Ю. ТКАЧЕВ*, студент НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ НА БАЗЕ DAEWOO LANOS

Проведено исследование динамических свойств электромобиля Daewoo Lanos на математической модели с применением вентильно-индукторного реактивного двигателя с редуктором. Исследовано целесообразность и эффективность применения электрической тяги, как альтернативного источника механической энергии. Получены скоростные характеристики электромобиля при использовании электрического привода.

Проведено дослідження динамічних властивостей електромобіля Daewoo Lanos на математичній моделі із застосуванням вентильно-індукторного реактивного двигуна з редуктором. Досліджено доцільність та ефективність застосування електричної тяги, як альтернативного джерела механічної енергії. Отримані швидкісні характеристики електромобіля при використанні електричного приводу.

Research of dynamic properties of electric car of Daewoo Lanos is conducted on a mathematical model with the use of valve-inductor ramjet with a reducing gear. Expedience and efficiency of application of electric traction is investigational, as an alternative mechanical energy source. Speed descriptions of electric car are got at the use of electric drive.

Постановка проблемы. Экологическая ситуация в больших городах мира в последние годы значительно ухудшается. В ряде стран вводятся жесткие нормы выбросов вредных веществ автомобилей. Это в первую очередь касается США, стран Западной Европы, Японии. Из года в год ухудшается экологическая обстановка и в Украине. Например, ежегодный прирост выбросов вредных веществ от автомобилей, эксплуатируемых в г. Харькове, за последние 5-6 лет составил около 9%, а их валовой вклад в загрязнение окружающей среды превышает 87%. Кроме этого автомобильный транспорт является основным источником шума и создает 80% всех зон акустического дискомфорта.

Электромобили в значительной мере могут решить указанные выше проблемы. Однако на пути их создания возникают большие технические и экономические трудности. Успех в решении этой задачи зависит от правильного выбора критерия эффективности работы электромобиля. Исследования могут быть осуществлены как на основе экспериментальных данных, так и с помощью математического моделирования, что наиболее рационально и экономически целесообразно.

Цель статьи – разработка математической модели и исследование на ней скоростных характеристик электромобиля на базе Daewoo Lanos с использованием ВИРД.

Исследование применения вентильно-индукторных реактивных двигателей в электроприводах электромобилей является актуальной задачей.

Практически все ведущие автомобилестроительные компании мира ведут работы по созданию электромобиля. Наибольшие успехи достигнуты в области энергетических систем электромобилей. Это стало возможным благодаря улучшению характеристик, как емкостных накопителей энергии, так и импульсных аккумуляторных батарей, позволяющих осуществлять быстрый заряд и разряд при высоком к.п.д.

Наиболее рациональным для привода электромобиля есть вариант электромеханического преобразователя реактивного типа (без обмотки на роторе). Вентильно-индукторный реактивный двигатель - это мехатронная система, которая состоит минимум из электромеханического преобразователя (ЭМП), датчика положения ротора (ДПР) произвольного типа и электронного коммутатора (ЭК). Преимущественно, ЭК используют для регулировки вращения вала и момента. Поэтому в базовой структурной схеме ВИРД целесообразно включить и систему управления (СУ) (рис.1). Силовой полупроводниковый преобразователь состоит из группы электронных ключей, в данном случае тиристоров, открытое или закрытое состояние которых определяется положением пассивного ротора, фиксированного специальным бесконтактным датчиком положения ротора, и сигналами блока управления, благодаря чему формируются необходимые токи в обмотках двигателя.

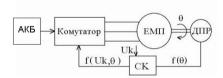


Рисунок 1 – Структурная схема ВИРД

Для создания математической модели электромобиля были использованы следующие дифференциальные уравнения:

- дифференциальные уравнения вентильного коммутатора:

$$\begin{split} &U_1 = \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2}\gamma\right) + \frac{U_n}{4} \cos\left(\pi\gamma\right), \\ &U_2 = \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2}\gamma\right) - \frac{U_n}{4} \cos\left(\pi\gamma\right), \\ &U_3 = \frac{U_n}{4} - \frac{U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2}\gamma\right) + \frac{U_n}{4} \cos\left(\pi\gamma\right), \\ &U_4 = \frac{U_n}{4} - \frac{U_n}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2}\gamma\right) - \frac{U_n}{4} \cos\left(\pi\gamma\right), \end{split}$$

- дифференциальные уравнения фазных токов:

$$\begin{split} \frac{di_1}{dt} &= \frac{U_1 + z_2 \omega L_M \sin(z_2 \Theta) i_1 - R_1 i_1}{L_0 + L_M \cos(z_2 \Theta)}, \\ \frac{di_2}{dt} &= \frac{U_2 - z_2 \omega L_M \cos(z_2 \Theta) i_2 - R_2 i_2}{L_0 + L_M \sin(z_2 \Theta)}, \\ \frac{di_3}{dt} &= \frac{U_3 - z_2 \omega L_M \sin(z_2 \Theta) i_3 - R_3 i_3}{L_0 - L_M \cos(z_2 \Theta)}, \\ \frac{di_4}{dt} &= \frac{U_4 + z_2 \omega L_M \cos(z_2 \Theta) i_4 - R_4 i_4}{L_0 - L_M \sin(z_2 \Theta)}, \end{split}$$

- уравнение момента:

$$M = -\frac{z_2}{2} L_M [(i_1^2 - i_3^2) \sin(z_2 \Theta) - (i_2^2 - i_4^2) \cos(z_2 \Theta)]$$

- дифференциальные уравнения частоты вращения и угла поворота:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J}(M - M_{on}),$$
$$\frac{d\Theta}{dt} = \omega.$$

Приведенные выше уравнения ВИРД является основой для построения модели в программном пакете Matlab Simulink.

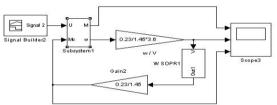


Рисунок 2 – Математическая модель электрического привода электромобиля с ВИРД

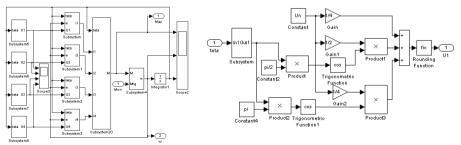


Рисунок 3 – Модель ВИРД

Рисунок 4 — Модель блока, реализующего фазное напряжение U_1

Результаты моделирования приведены ниже.

Для определения наиболее пригодных для городского цикла динамических показателей электромобиля были проведены исследования

математической модели, с применением различных сигналов питающего напряжения.

Таблица – Применяемые сигналы

Обозначение сигнала	U, B	Время нарастания
питания		напряжения, сек
Сигнал №1		8
Сигнал №2	270	9
Сигнал №3		10

Построим три графика с применением вышеуказанных сигналов.

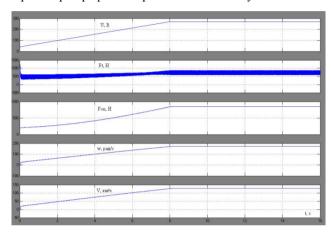


Рисунок 5 – Результаты расчетов при сигнале питания №1

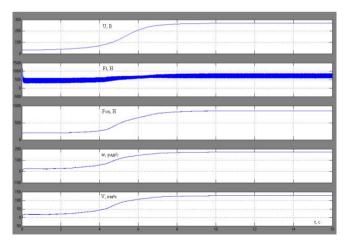


Рисунок 6 – Результаты расчетов при сигнале питания №2

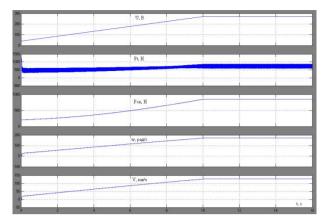


Рисунок 7 – Результаты расчетов при сигнале питания №3

Рис.5, рис.6 — линейно нарастающие сигналы, рис.7 — s-образная задача сигнала.

Проведя анализ вышеуказанных результатов расчетов, было определено, что при применении сигнала питания №3 электромобиль будет иметь наиболее оптимальные динамические характеристики для городского цикла движения. Самая главная проблема электромобиля — это трогание с места, так как при нем возникает буксование. Для того чтобы его предотвратить сознательно затягиваем процесс трогания, зато ускоряемся в середине и потом в конце плавно выходим на линейный участок, т.е. для трогания убираем эффект буксования и трогаемся с минимизацией потерь по аккумулятору и по буксованию.

На рис.8 приведены дополнительные координаты, которые небыли приведены на рис.7, характеризующие динамику электромобиля.

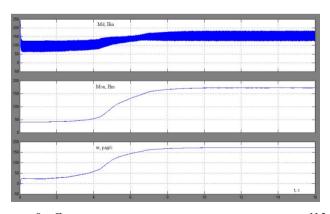


Рисунок 8 – Динамические показатели двигателя при сигнале №3

Также была разработана в среде SolidWorks 3D модель электромобиля на базе Daewoo Lanos с ВИРД и редуктором.



Рисунок 9 – 3D визуализация электромобиля на базе Daewoo Lanos

Результаты. Было проведено исследование на математической модели режимов разгона с применением вышеописанных сигналов питающего напряжения электромобиля на базе Daewoo Lanos с ВИРД. Получены графики разгона электромобиля.

Выводы. Проведенное исследование показало, что электромобиль с ВИРД при использовании характеристик сигнала питания №2 разгоняется до скорости в 100 км/ч за 5,8 сек. Интенсивность разгона можно регулировать в широком диапазоне и она ограничивается лишь условиями срыва в буксование и глубиной разряда АКБ.

Список литературы: 1. Вентильные индукторно-реактивные двигатели / Ю.А. Голландцев. – СПб.: ГНЦ РФ – ЦНИИ «Электроприбор», 2003.-148с. 2. Чиликин М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода: Учебник для вузов. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с., ил. 3. Свириденко П.А. и Шмелев А.Н. Основы автоматизированного электропривода. Учеб. пособие для вузов по спец. «Автоматизация и комплексная механизация процессов легкой и текстильной промышленности». М., «Высш. школа», 1970. 392 с. с илл. 4. Москаленко В.В. Электрический привод. М., «Высш. школа», 1991. 423 с.

Поступила в редколлегию 03.04.2012

А.И. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц ХНАДУ, Харьков;

Н.Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, доц НТУ «ХПИ»;

И.А. НАЗАРОВ, студент НТУ «ХПИ»;

В.В. ВОЛОЩУК, канд. техн. наук, ст. научн. сотрудн. УкрНИИгаз, Харьков

ОЦЕНКА ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В статье рекомендуется закон распределения тормозных сил выбирать таким, что кроме задач оптимизации процесса торможения обеспечивалась также приблизительно одинаковая энергонагрузка передних и задних тормозных механизмов.

В статті рекомендується закон розподілу гальмівних сил вибирати таким, що крім задач оптимізації процесу гальмування забезпечувалось також приблизно однакове енергонавантаження передніх і задніх гальмівних механізмів.

Proceeding from it, is recommended in the article to choose the law of regulation so that besides the optimization of braking process approximately the same power congestion of forward and back brake mechanisms should be provided.

Введение. Существующие способы и законы регулирования тормозных сил легковых автомобилей предполагают их изменение в соответствии с динамическим перераспределением нагрузки между осями автомобиля, а также с учетом изменения его массы [1].

В обоих случаях этот эффект достигается ограничением или изменением темпа роста максимального значения тормозной силы на передних или задних колесах. Причем во всех случаях регулирования должно происходить опережающее блокирование передних колес автомобиля [2], поскольку в противном случае потеря курсовой устойчивости автомобиля неизбежна. В реальных тормозных системах коэффициент распределения тормозных сил выбирается в пределах 0,6-0,75.

Постановка проблемы. Исходя из выше изложенного, в работе рекомендуется закон регулирования выбирать таким образом, чтобы кроме решения задач оптимизации процесса торможения обеспечивалось также примерно одинаковая энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов. На этот же факт обращается внимание в работах [3, 4]. При рассмотрении влияния эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регулятором тормозных сил, предлагается учитывать то, что рациональность выбора способа регулирования тормозных сил следует оценивать не только по эффективности и сохранению устойчивости автомобиля при торможении, но и по расширению зоны допустимых пределов неравномерного снижения эффективности действия тормозных механизмов.

последних исследований и публикаций. Необходимо отметить, что процесс распределения тормозных сил между осями автомобиля носит не постоянный характер, так как может существенно меняться в режиме служебных торможений [5]. Так в работе [6] указывается. что при испытаниях автомобилей, использующих смешанную тормозную систему и оборудованных регуляторами тормозных сил, позволяющими осуществлять ИΧ четкое динамическое регулирование, значительное запаздывание срабатывания привода задних тормозов по сравнению с приводом передних. Это приводит к тому, что служебные торможения осуществляются в основном перелними тормозами. что естественно и без того увеличивает их энергонагруженность и ухудшает тепловой режим работы.

Произведем оценку энергонагруженности тормозов автомобилей семейства LANOS SENS при существующем постоянном и предлагаемом распределении тормозных сил между осями.

Изложение основного материала исследования. Соотношение удельной энергонагруженности передних и задних тормозов легкового автомобиля при служебных торможениях, а, следовательно, и стабильность их характеристик, определяется коэффициентом распределения тормозных сил:

$$\beta = \frac{T_1}{T_1 + T_2},\tag{1}$$

где T_1 и T_2 - тормозные силы на передней и задней осях автомобиля, H.

Оценку будем производить при режимах предварительного нагрева тормозов, соответствующих испытаниям Тип I и Тип II [7].

Суммарная кинетическая энергия, кДж, поглощаемая тормозами легкового автомобиля с полной массой за i-ое торможение предварительного этапа испытаний Тип I, равна:

$$E_{T_i} = 0.12 \cdot 10^{-3} \cdot 9_{\text{max}}^2 \cdot G/g,$$
 (2)

где $9_{max} = 37.5$ $^{\rm M}/_{\rm c}$ - максимальная скорость движения автомобиля; G = 15950 H - вес автомобиля с полной загрузкой; g = 9.81 $^{\rm M}/_{\rm c}^2$ - ускорение свободного падения.

Суммарная работа трения, кДж, совершаемая тормозами при последовательных торможениях предварительного этапа испытаний Тип I:

$$A_{mun1} = \sum_{i=1}^{n} E_{Ti} \,, \tag{3}$$

где n = 15 - число торможений за цикл.

Средняя мощность трения, кВт, за цикл торможений:

$$\overline{N}_{mun1} = \frac{A_{mun1}}{\tau_n},\tag{4}$$

где τ_u – время одного цикла торможений, с.

Суммарная работа трения, кДж, совершаемая тормозами автомобиля на предварительном этапе испытаний Тип II:

$$A_{mun2} = G \cdot l \cdot 10^{-3} \cdot \sin \alpha, \tag{5}$$

где l - длина спуска, м;

 α - угол продольного уклона, град.

Средняя мощность трения, кВт, при этом:

$$\overline{N}_{mun2} = \frac{A_{mun2} \cdot \mathcal{G}}{I},\tag{6}$$

где \mathcal{G} - скорость затормаживаемого автомобиля на спуске, $^{\text{M}}\!/_{\text{c}}$.

Предварительный этап испытаний Тип I и Тип II легковых автомобилей проводят методом последовательных торможений, режим которых задан в табл.1 [7]. Нагрев тормозов автомобиля при испытаниях Тип I осуществляется серией периодических торможений на ровной дороге с начальной скоростью торможения до конечной, а при Тип II — на спуске при поддержании постоянной скорости движения.

Таблица 1- Режимы предварительного этапа испытаний Тип I и Тип II

Тип 1						Тип II		
Начальная	Конечная	Установив-	Длительность	Число	Длина	Угол	Ско-	
скорость	скорость	шееся	одного цикла,	торможе-	спуска	наклона	рость	
торможения	торможения	замедление,	τ_u , c	ний,	<i>l</i> , м	спуска,	на	
𝔑 _θ , ^м / _c	M/c	j , $^{\rm M}/_{\rm c}^2$		n		lpha , град	спуске,	
							9, ^м / _c	
0.89_{max}	$0,5\theta_0$	3,0	45	15	6000	3,4	8,3	

Работа, кДж, и средняя мощность трения, кВт, развиваемые передними дисковыми тормозами автомобиля:

$$A_{Tp1} = \beta \cdot A_{mun1}, \tag{7}$$

$$\overline{N}_{Tn1} = \beta \cdot \overline{N}_{mun1}, \tag{8}$$

а работа и средняя мощность трения, совершаемая задними барабанными тормозными механизмами, соответственно определяются как:

$$A_{Tp2} = (1 - \beta) \cdot A_{mun1}, \tag{9}$$

$$\overline{N}_{T_{p}2} = (1 - \beta) \cdot \overline{N}_{mun1}, \tag{10}$$

где β = 0,78 - действительный коэффициент постоянного распределения тормозных сил автомобиля LANOS SENS.

Результаты расчетов параметров для оценки энергонагруженности тормозов автомобиля приведены в табл.2.

Таблица 2 – Оценка энергонагруженности тормозов LANOS SENS

Оценочный параметр		Значение оценочного параметра при				
		испытании				
		тип І	тип II			
A	I_i , кДж	4115,5	5676			
\overline{N}_i , к B т		91,5	7,85			
	A_{TpI} , кДж	3210	4427			
a a = a	A_{TpI} , кДж $\overline{\overline{N}}_{Tp1}$, кВт	71,37	6,12			
$\beta = 0.78$	A_{Tp2} , кДж	905,5	1249			
	$\overline{N}_{\mathit{Tp}2}$, кВт	20,13	1,7			
	A_{TpI} , кДж	3004	4143,5			
0 - 0.72	$\overline{\overline{N}}_{\mathit{Tp1}}$, к $_{BT}$	66,8	5,7			
$\beta = 0.73$	A_{Tp2} , кДж	1111	1532,5			
	$rac{A_{\mathit{Tp2}}, \kappa \mathcal{eta}_{x}}{\overline{N}_{\mathit{Tp2}}, \kappa B_{T}}$	24,7	2,1			
	A_{Tpl} , кДж	2510	3462,4			
0 0 (1	$\overline{N}_{\mathit{Tp}1}$, к $_{BT}$	55,8	4,8			
$\beta = 0.61$	A_{Tp2} , кДж	1605	2213,6 3,1			
	$\overline{N}_{\mathit{Tp}2}$, кВт	35,7	3,1			
	A_{TpI} , кДж	2057,75	2838			
0 - 0 5	$\overline{\overline{N}}_{Tp1}$, к B т	45,7	3,9			
$\beta = 0.5$		2057,75	2838			
	A_{Tp2} , кДж $\overline{N}_{\mathit{Tp2}}$, кВт	45,7	3,9			

Примечание. Индекс 1 относится к тормозам передней оси, индекс 2 – к тормозам задней оси.

Анализ расчетных данных табл. 2 показывает, что с уменьшением коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля, мощность трения в тормозных механизмах передней оси увеличивается, а мощность трения в тормозных механизмах задней оси уменьшается. Следовательно, снизить энергонагруженность тормозов передней оси можно за счет уменьшения коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля (увеличив угол наклона прямой 6 существующего постоянного распределения от оси абсцисс см. рис.).

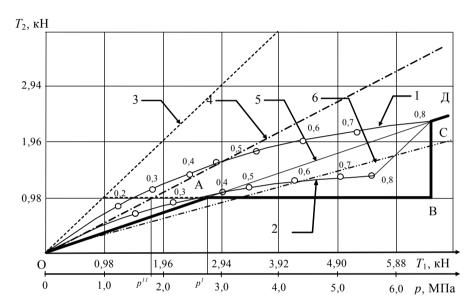


Рисунок — Характеристики регулирования тормозных сил автомобиля LANOS SENS: 1 и 2 — кривые идеального распределения тормозных сил для автомобиля со снаряженной и полной массой; 3 — постоянное распределение при β =0,5; 4 — постоянное распределение при β = 0,73; 6 — постоянное распределение при β = 0,73; 0ABCД — регулируемое распределение по предлагаемому способу.

Определим β_p коэффициент регулируемого распределения тормозных сил между осями автомобиля LANOS SENS (участок AB, точка A – первая точка срабатывания регулятора, точка B - вторая точка срабатывания регулятора, см. рис.).

При использовании выражения (1) получим:

$$\beta_P = \frac{K_1 \cdot p}{K_1 \cdot p + K_2 \cdot p_2} = \frac{1}{1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{p_2}{p_1}},\tag{11}$$

где $p_2 = 1,0\,$ МПа - давление в приводе, при котором ограничивается нарастание тормозной силы на задней оси автомобиля (см. рис.);

 p_1 – давление в главном тормозном цилиндре, МПа;

 $K_I = 939 \text{ мм}^2$ - конструктивный параметр дискового тормоза LANOS SENS, являющийся коэффициентом пропорциональности между значением тормозной силы на передних колесах и величиной приводного давления (определяется расчетом);

 K_2 = 864 мм² - конструктивный параметр барабанного тормоза LANOS SENS, являющийся коэффициентом пропорциональности между значением тормозной силы на задних колесах и величиной приводного давления (определяется расчетом).

Расчетные значения β_P в зависимости от давления в тормозном приводе приведены в табл. 3.

Таблица 3 — Расчетные значения коэффициента регулируемого распределения тормозных сил

pathpagation in representation										
p_1 , МПа	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$oldsymbol{eta}_p$	0,52	0,68	0,77	0,81	0,84	0,87	0,88	0,89	0,91	0,92

Давление в тормозном приводе, при котором будут происходить торможение передними и задними тормозами на предварительном этапе испытаний Тип I находим из равенства:

$$\frac{G}{g} \cdot j = K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 \cdot \tag{12}$$

С учетом выражения (12) определим величину давления для ограничения тормозной силы на задних колесах ($p_1=p_2=p$, первая точка A срабатывания регулятора, см. рис.):

$$p = \frac{G \cdot j}{g \cdot \left(K_1 + K_2\right)},\tag{13}$$

$$p = \frac{15950 \cdot 3}{9,81 \cdot (939 + 864)} = 2,7$$
 M Π a.

Такому давлению в переднем тормозном контуре соответствует точка А при $\varphi=0,36$ на кривой 1, см. рис. Это значит, что при переходе от прямой 6 к прямой 5, т.е. при снижении коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля до $\beta=0,73$ произойдет снижение нагруженности передних и увеличение нагруженности задних тормозных механизмов (см. табл. 2). В точке С при $\varphi=0,8$ колеса обеих осей заблокированы. Такое распределение тормозной силы между осями приводит к уменьшению энергонагруженности передних и увеличению энергонагруженности задних тормозов, не снижая эффективности торможения автомобиля.

Коэффициент регулируемого распределения тормозных сил в точке A (см. рис.) меньше, чем действительный коэффициент распределения β = 0,78, а это значит, что такой выбор точки срабатывания приводит к снижению энергонагруженности передних дисковых тормозов на величину:

$$\Delta A_{TP1} = \frac{\beta - \beta_P}{\beta} \cdot 100\% = \frac{0.78 - 0.73}{0.78} \cdot 100\% \approx 6.4\%$$

В точке А срабатывания регулятора тормозных сил прямая, ограничивающая тормозную силу на задней оси, проходит через точку $\varphi = 0.36$ на кривой 2 (см. рис.).

Очевидно, что для еще большего снижения энергонагруженности передних тормозов следует снижать значение коэффициента регулируемого распределения тормозных сил путем корректировки точки А срабатывания регулятора в сторону меньшего значения (смещением влево, см. рис., например, при $\beta = 0.61$ - прямая 4 до значения p' = 1.75 МПа), что приведет к снижению энергонагруженности передних дисковых тормозов на величину:

$$\Delta A_{TP1} = \frac{0.78 - 0.61}{0.78} \cdot 100\% \approx 21\%$$

и при $\beta = 0,5$ - прямая 3 до значения p'' = 1,0 МПа, что приводит к снижению энергонагруженности передних дисковых тормозов на величину

$$\Delta A_{TP1} = \frac{0.78 - 0.5}{0.78} \cdot 100\% \approx 36\%$$

Однако в последних двух случаях для автомобиля со снаряженной массой при торможении на скользких дорогах (интервал коэффициента

сцепления $0,15 \le \varphi \le 0,36$) не выполняется требование [2] по устойчивости движения.

Выводы

В результате теоретических исследований установлено, что в качестве оценочных показателей энергонагруженности тормозов легковых автомобилей может быть использованы коэффициенты постоянного и регулируемого распределения тормозных сил. Представленная выше методика расчета базируется на режимах предварительного этапа испытаний Тип I и Тип II ОСТ 37.001.067-86.

Для снижения энергонагруженности передних тормозов легкового автомобиля как при служебных, так и при экстренном торможении, следует обеспечить в начальный момент нарастания приводного давления одновременно увеличение его в контурах передних тормозов и ограничение в контурах задних тормозов (точка A на кривой 2 идеального распределения тормозных сил для автомобиля со снаряженной массой, см. рис.). При этом будет выполняться условие опережающего блокирования передних колес при $\phi \ge 0,15$, что соответствует выполнению требований международного стандарта [2] в отношении торможения транспортных средств.

При предлагаемом распределении тормозных сил между осями автомобиля LANOS SENS происходит снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов в сравнении с существующим распределением на 6,4%, а при обеспечении равного распределения тормозных сил - $\approx 36\%$, но имеет место не выполнение требований [2] по устойчивости движения.

1. Иларионов В.А. Торможение автомобиля при переменном Список литературы: коэффициенте сцепления: Сб. науч. тр. / Иларионов В.А. - М.: МАДИ, 1970. - Вып. 29. - 115c. 2. Предписание для механических транспортных средств // Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН №13 / Международ, комисс. при ООН: Пер. с англ. – Изд-во ООН, 1973. – с.59-61. 3. Демьянюк В.А. Регулирование тормозных сил автомобилей / Демьянюк В.А. - Львов: Высшая школа, 1978. - 79с. 4. Гредескул А.Б. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил / Гредескул А.Б., Федосов А.С, Скутнев В. М. // Автомобильная промышленность. - 1975. - №6. - с.24-26. 5. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А. -Львов: Высшая школа, 1974. - 234с. 6. Булавкин А.С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях; дис. канд .техн. наук; 05.22.02 / Александр Сергеевич Булавкин. - Харьков, 1984. - с. 23-25. 7. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний: ОСТ 37.001.067-86. - [Введ. 01.01.88]. - М.: Издво стандартов, 1988. - 61с.

Поступила в редколлегию 03.04.2012

А.Е. ОДНОЙКО, студент НТУ «ХПИ»

СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТЬЮ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2110

В статье рассмотрен один из способов улучшения управляемостью автомобилем ВАЗ-2110, суть которого заключается в нахождении таких параметров, которые снизили б вертикальные и поперечно-угловые колебания автомобиля при его движении по вертикальным неровностям.

У статті розглянуто один із способів поліпшення керованістю автомобілем ВАЗ-2110, суть якого полягає в знаходженні таких параметрів, які знизили б вертикальні і поперечно-кутові коливання автомобіля при русі його по вертикальним нерівностям.

This article describes one way to improve handling car VAZ-2110, whose essence is to find parameters such that reduced b vertical and transverse swinging the car as it moves along the vertical irregularities.

Наиболее частые причины ДТП, как известно,— недостаточная управляемость автомобилем при движении его на больших скоростях. Это обусловлено тем, что на таких скоростях любое колесное транспортное средство не совсем адекватно реагирует на управляющее действие водителя.

На управляемость автомобиля оказывают влияние различные конструктивные и эксплуатационные факторы. К ним относятся установка и стабилизация управляемых колес, подвеска и шины, техническое состояние рулевого управления, блокировка колес при торможении, колебания управляемых колес, усилители рулевого управления, кузов автомобиля, квалификация водителя и др.

В процессе движения управляемые колеса автомобиля могут совершать колебания вокруг шкворней (осей поворота) в горизонтальной плоскости. Такие колебания вызывают износ шин и рулевого привода, повышают сопротивление движению и увеличивают расход топлива. Они могут привести к потере управляемости автомобиля и снижению безопасности движения. Причинами, вызывающими эти колебания, гироскопическая связь управляемых колес, ИХ неуравновешенность (дисбаланс) и двойная связь колес с несущей системой (рама, кузов) через рулевой привод и подвеску.

Колебания управляемых колес вокруг шкворней совершаются с высокой и низкой частотой.

Колебания высокой частоты, превышающей 10Гц, с амплитудой не более 1,5...2° происходят в пределах упругости шин и рулевого привода. Эти колебания не передаются водителю и не приводят к нарушению управляемости автомобиля, так как поглощаются в рулевом управлении. Однако высокочастотные колебания вызывают дополнительный износ шин и деталей рулевого привода, повышают сопротивление движению автомобиля

и увеличивают расход топлива.

Колебания низкой частоты (менее 1Гц) с амплитудой 2...3" нарушают управляемость автомобиля и безопасность движения. Для их устранения необходимо снизить скорость автомобиля.

Полностью устранить колебания управляемых колес вокруг шкворней невозможно – их можно только уменьшить. Сделать это можно за счет нахождения соответствующих параметров подвески. Для этого необходимо составить теоретический эксперимент. Расчетная схема, для составления уравнений движения автомобиля, приведена на рис. 1 направлении, т.е. с двумя степенями свободы.

На рисунке обозначено:

та - неподрессоренная масса (колеса в сборе с полуосями), кг;

та - подрессоренная масса (рама, кузов), кг;

 C_1 и C_2 - жесткости шины и подвески автомобиля, кH/м;

 b_1 и b_2 - коэффициенты сопротивления шины и амортизаторов подвески автомобиля, кНс/м;

 Z_1 и Z_2 - обобщенные координаты системы;

h(t) и l_0 - характеристики микропрофиля дороги, м.

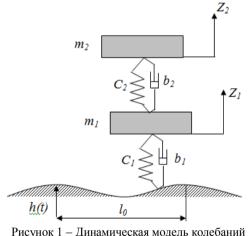


Рисунок 1 — Динамическая модель колебаний автомобиля

факторов, качестве которые влияют на движение подвески, и которыми будем варьировать, примем: Х1 коэффициент жесткости шины, Х₂ – коэффициент сопротивления шины, Х3 коэффициент жесткости рессоры, $X_4 - \kappa оэффициент$ сопротивления рессоры, Х5 скорость движения автомобиля.

В качестве параметра оптимизации «У» примем максимальное значение виброскорости кузова автомобиля.

В результате теоретического эксперимента получаем математическую модель объекта исследования, которая представлена в виде уравнения (1):

$$Y = 0.212 - 0.00075 \cdot X_1 - 0.00175 \cdot X_2 + 0.029 \cdot X_3 - 0.00125 \cdot X_4 - 0.0005 \cdot X_5.$$
 (1)

Судя по количественной оценке коэффициентов уравнения регрессии, наибольшее влияние на виброскорость кузова автомобиля оказывает коэффициент жесткости рессоры (фактор X_3). Для уменьшения виброскорости кузова автомобиля нужно уменьшать коэффициенты жесткости шины и рессоры и увеличивать скорость движения автомобиля и

коэффициенты сопротивления шины и подвески

Используем полученное уравнение (1) для определения оптимальных параметров рессоры, шины и скорости движения автомобиля. Использовав для оптимизации метод наискорейшего спуска (градиентный метод) получаем оптимальные параметры подвески автомобиля ВАЗ-2110.

Виброскорость кузова автомобиля 0,133 м/с получена при следующих параметрах:

- коэффициент жесткости шин 252,4 кН/м;
- коэффициент сопротивления шин 4,7 кНс/м;
- коэффициент жесткости ресссоры 48 кН/м;
- коэффициент сопротивления рессоры 5,7 кНс/м;
- скорость движения автомобиля 29,52 м/с.

Графики виброскорости кузова автомобиля ВАЗ-2110 до оптимизации и после представлен на рисунке 2 и 3 соответственно. По вертикальной оси – виброскорость(м/с), а по горизонтальной – время(с).

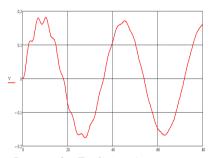


Рисунок 2 – График виброскорости до оптимизации

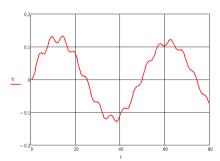


Рисунок 3 — График виброскорости после оптимизации

В результате составления теоретического эксперимента и его выполнения были получены оптимальные параметры, такие как коэффициент жесткости шин, коэффициент сопротивления шин, коэффициент жесткости рессоры, коэффициент сопротивления рессоры и скорость движения автомобиля

Список литературы: 1. *Ходес И.В., Дербенцев А.Н., Ригин О.Б.* Ходовая система как резерв управляемости колесной машины // Автомобильная промышленность. – 2010. - №1. – С. 30-31. 2. Эллис Д.Р. Механика подвески // Управляемость автомобиля. – 1975. – С.109-112.

Поступила в редколлегию 13.04.2012

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»; **О.В. ГРИГОРОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»; **А.І. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

АНАЛІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ: ВИБІР І ОБІ'РУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ СХЕМ

Систематизовано основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемами "диференціал на вході" та "диференціал на виході", вибрано та проаналізовано перспективні схеми.

Систематизированы основные закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схемам "дифференциал на входе" и "дифференциал на выходе", выбрано и проанализировано перспективные схемы.

Systematization of kinematics, power and energetic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, which work on a charts "differential on entrance" and "differential on exit" have been done, systematized, chosen and analysed perspective charts.

Вступ

Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості, спрощення конструкції трансмісій, підвищення керованості, призвело до необхідності обладнання гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ) серійно випускаємих колісних сільськогосподарських тракторів.

Щорічно такими всесвітньо відомими транснаціональними корпораціями як СNH, що об'єднує фірми Case IH, New Holland (США) і Steyr (Австрія); AGCO, що об'єднує фірми Fendt (Німеччина), Massey Ferguson, Challenger (США) і Valtra (Фінляндія); SDF, що об'єднує фірми Same, Lamborghini (Італія) і Deutz-Fahr (Німеччина), а також двома найбільшими компаніями John Deere (США) і Claas (Німеччина) поставляється на світовий ринок майже 400 000 тракторів, а це більше 80% всього світового випуску тракторної техніки, з них близько 18% оснащені ГОМТ

Не дивлячись на величезну різноманітність ГОМТ, якими обладнуються колісні трактори, на даний момент мало вивчений вплив місця розташування планетарного ряду (ПР), з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР на основні параметри ГОМТ (робочі об'єми гідромашин, кутові швидкості їх валів, значення тиску, об'ємний, механічний і загальний коефіцієнт корисної дії (ККД)).

Аналіз останніх досліджень і публікацій

ГОМТ підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двохпотокові (з диференціалами на вході, виході, зі змінною (різною) структурою), де менша частина потоку потужності (0-75%) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (зазвичай більша) – механічним шляхом [1].

Двохпотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається [2].

В роботі [3] відзначається, що схема "диференціал на вході" рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ зі змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання (трансмісія Fendt Vario) при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ (до 0,82) за рахунок збільшення об'ємів гідромашин.

У всіх ГОМТ, виконаних за схемою "диференціал на виході", як правило, використовується одна регульована і одна нерегульована гідромашини [3]. Перевагою таких ГОМТ ϵ мала встановлююча потужність гідромашин завдяки використанню декількох піддіапазонів. При цьому в ГОМТ S-Matic, CNH, Ессот встановлююча потужність кожної гідромашини склада ϵ половину потужності двигуна трактора. На початку кожного піддіапазону така ж потужність циркулю ϵ в замкнутому контурі трансмісії, спричиняючи зниження її ККД, в кінці діапазонів циркуляція відсутня.

Найбільш складною є ГОМТ зі змінною (різною) структурою, в якій весь діапазон регулювання розбивають на піддіапазони (ГОМТ John Deere Auto Powr 8345 R, MALI WSG 500), в кожному з яких, або в частині з них, використовується схема "диференціал на вході", "диференціал на виході" або ж складніша механічна частина (декілька диференціалів) [1, 3].

В зв'язку з тим, що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин, проаналізуємо схеми "диференціал на вході", "диференціал на виході", як такі, що найчастіше використовуються і ε складовою будь-якої ГОМТ.

Мета та постановка завдань

Метою даної роботи ϵ визначення основних параметрів ГОМТ, що працюють за схемою "диференціал на вході", "диференціал на виході" та вибір і аналіз перспективних схем ГОМТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: скласти кінематичні та структурні схеми ГОМТ з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом); визначити кінематичні, силові

та енергетичні параметри трансмісій, ККД трансмісії; вибрати перспективні схем ГОМТ; проаналізувати отримані результати.

Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем Лиференціал на вхолі

В якості початкових даних для аналізу вибрані наступні параметри: максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс r=0,85 м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху f=0,5 — від 0 до 10 км/год; робочий об'єм гідронасоса — 130 см³, робочий об'єм гідромотора — 130 см³; гідромашини виробництва "Sauer-Danfoss".

У ГОМТ колісних сільськогосподарських тракторів, що працюють за схемою "диференціал на вході", можливі 6 варіантів з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 1). Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході з однією регульованою і однією нерегульованою гідромашинами, двома регульованими гідромашинами наведені на рис. 2. Структурні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 3.

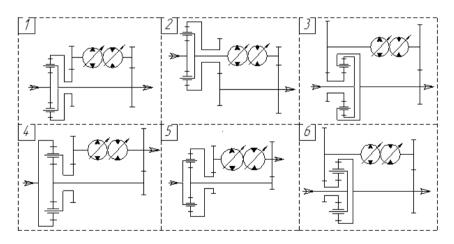
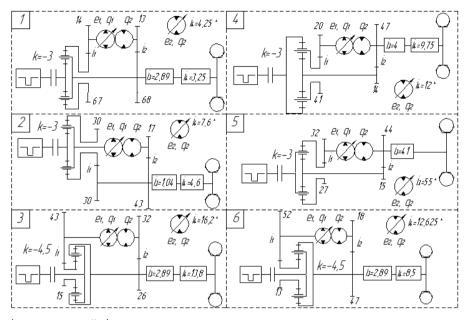


Рисунок 1 — Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

Позначення на рисунках та в подальших формулах: k — внутрішнє передавальне відношення ПР; e_1, e_2 — відносний параметр регулювання ГОП; q_1, q_2 — максимальна продуктивність гідромашин; i_i — передавальне число редуктора; ω_i — кутова швидкість ланки; M_{nm} — моменти на ланках ГОМТ;

m — індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n — індексибукви відповідають моментам на кінцях ланок.



^{* –} регульований гідромотор

Рисунок 2 — Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на вході було встановлено [4]:

- розглянуті ГОМТ з нерегульованим гідромотором по всіх параметрах (ККД трансмісії, потужності двигуна, перепаду тиску) поступаються аналогічними ГОМТ з регульованим гідромотором, тому подальший аналіз стосуватиметься тільки останніх схем;
- особливістю схеми № 2 є те, що вона працездатна лише при підвищених об'ємах гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП). При робочому об'ємі гідронасоса 130 см^3 , робочому об'ємі гідромотора 130 см^3 схема не придатна до використання;
- внутрішнє передавальне відношення ПР схем № 3, 6 в розрахунках прийнято k = -4,5, у зв'язку з тим, що кутові швидкості сателітів при k = -3 досягають 1000 рад/с при русі трактора з місця (допустимо не більше 600 рад/с), тому дані схеми не рекомендуються до використання;
- максимальне значення ККД серед схем трансмісій № 1, 4, 5 у ГОМТ № 4-0.862 при швидкостях 8.2-10.0 км/год, на другому місці схеми № 1, 5;

– потужність двигуна, що необхідна для виконання технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год є мінімальною у ГОМТ № 4 – 142,5 кВт, на другому місці схема № 1 – 145,8 кВт, на третьому № 5 – 150,0 кВт.

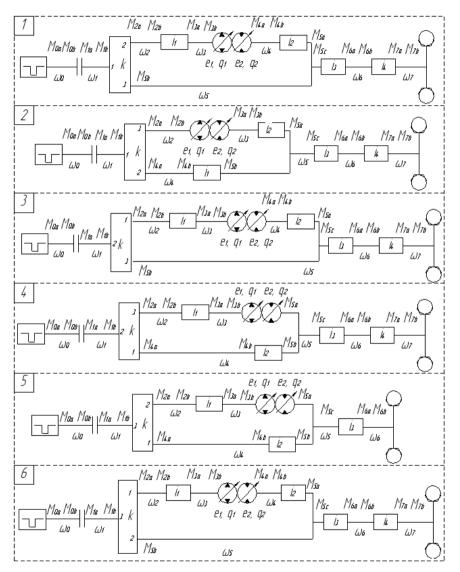


Рисунок 3 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

У розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом зі швидкістю до 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня — потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (рис. 4).

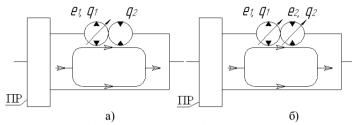


Рисунок 4 — Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на вході: а — ГОМТ з нерегульованим гідромотором; б — ГОМТ з регульованим гідромотором.

Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 2.3) при заданих початкових даних є схема № 4, на другому місці № 1, на третьому — схема № 5. Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується, № 2 — не працездатна. Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на колісних сільськогосподарських тракторів можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ходу, так і русі заднім ходом.

Як було відмічено раніше, схема "диференціал на вході" рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ із змінною структурою. Особливістю даної схеми ϵ те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ за рахунок збільшення об'ємів гідромашин.

Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході поступається за попередніми розрахункам тільки по значенню КПД (і, відповідно, потужності двигуна) схемам № 4 та № 1, проте має найменше значення кутової швидкості валу гідронасосу в порівнянні зі схемам № 4 та № 1. На теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Vario, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простотою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Саме тому схему № 5 ГОМТ з диференціалом на вході, а точніше трансмісію Fendt Vario, оберемо для подальшого дослідження.

Диференціал на виході

У ГОМТ колісних сільськогосподарських тракторів, що працюють за схемою "диференціал на виході", можливі 6 варіантів з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 5). Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході з однією регульованою і однією

нерегульованою гідромашинами, двома регульованими гідромашинами наведені на рис. 6. Структурні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 7.

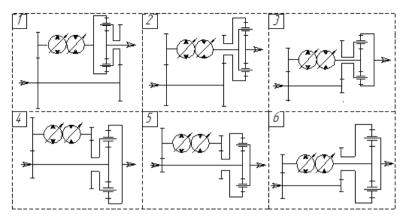
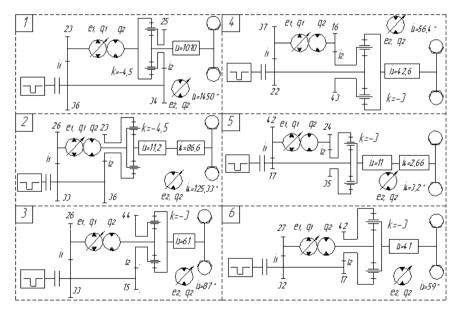


Рисунок 5 — Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР



* – регульований гідромотор

Рисунок 6 — Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ΠP

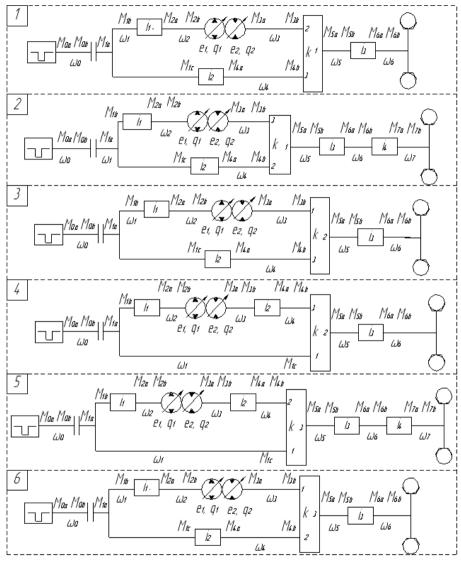


Рисунок 7 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на виході було встановлено [5]:

- не дивлячись на те, що внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду схем № 1, 2 в розрахунках прийнято k = -4.5, кутові швидкості сателітів досягають 1729,0 і -1673,0 рад/с (з нерегульованим гідромотором), 2500,0 і -2318,0 рад/с (з регульованим гідромотором) при швидкості 10 км/год (допустимо не більше 600 рад/с), що свідчить про непрацездатність даних трансмісій;
- оберти валу регульованого гідромотора схем № 1 3, 6 та перепад робочого тиску в ГОП схеми № 5 (з регульованим гідромотором) перевищують максимально допустимі значення, що свідчить про непрацездатність даних трансмісій. В подальшому ці схеми в аналізі не будуть використовуватися;
- максимальне значення ККД трансмісії у схеми № 4 складає 0,870 при швидкостях 6,2 10,0 км/год (з нерегульованим гідромотором) та 0,878 при швидкостях 4,0 8,0 км/год (з регульованим гідромотором). Решта схем має яскраво виражений максимум при швидкостях 5,0 6,0 км/год, подальше збільшення швидкості супроводжується зниженням ККД. Друге місці за значенням КПД ГОМТ має схема № 3 0,866 при швидкості 6,2 км/год, а при 10,0 км/год 0,824;
- потужність двигуна, необхідна для виконанні технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год є мінімальною у ГОМТ № 4 141,8 кВт (з нерегульованим гідромотором), на другому місці схема № 3 150,4 кВт.

У ГОМТ з диференціалом на виході з нерегульованим гідромотором, що розглядаються, при русі переднім ходом зі швидкістю 5,5 — 10 км/год (для схем № 1 — 4, 6), 6,0 — 10,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня — потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (значення кругового передавального відношенням замкнутого контуру $i_{dkbd} < 0$). При русі зі швидкістю 0 — 5,5 км/год (для схем № 1 — 4, 6), 0 — 6,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки ($i_{dkbd} > 0$, рис. 8).

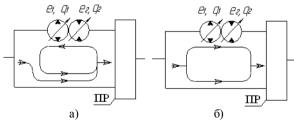


Рисунок 8 — Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на виході з регульованим та нерегульованим гідромотором:

a
$$-i_{dkbd} > 0$$
; $\delta - i_{dkbd} < 0$.

У ГОМТ № 4 з диференціалом на виході з регульованим гідромотором при русі переднім ходом зі швидкістю 4,0-10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня. При русі зі швидкістю 0-4,0 км/год в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки.

Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 2.18) є схема № 4 (можна використовувати її як з нерегульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 3, третє місце ділять схеми № 5, 6 (показники відрізняються за рахунок різного числа редукторів). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 – 3, 5, 6 (з регульованим гідромотором) – не працездатні.

Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ з диференціалом на виході на колісних сільськогосподарських тракторів можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ходу, так і русі заднім ходом.

Визначення основних параметрів ГОМТ тракторів серії Fendt 900 Vario (схема "диференціал на вході")

Особливістю ГОМТ тракторів Fendt серії 900 є використання одного регульованого гідронасоса і двох регульованих гідромоторів з максимальним відхиленням блоку циліндрів до 45°. Робочий і транспортний діапазони є двопотоковими, проте при русі з місця трансмісія працює як повнопотокова — через гідравлічну гілку передається 100% потужності двигуна. При подальшому збільшенні швидкості частка потужності, що проходить через гідравлічну гілку ГОМТ, зменшується, а через механічну, відповідно, збільшується. При максимальній швидкості (до 60 км/год) ГОМТ працює як ланцюг механічних редукторів, що передає 100% потужності двигуна.

Кінематична схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario приведена на рис. 9, структурна на рис. 10.

Позначення на рис. 10 та в подальших формулах: T_{ij} — параметр включення гальма ($T_{ij}=1$ — гальмо включене, $T_{ij}=0$ — вимкнене, i=r — правий борт, i=l — лівий борт, j=1 — передня вісь, j=2 — задня вісь).

Початкові данні: трактор Fendt 939 Vario з двигуном потужністю 287 кВт (максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2200 об/хв); радіус передніх коліс $r_{i1} = 0.8$ м, задніх коліс $r_{i2} = 0.98$ м; маса трактора 10830 кг; робочий об'єм гідронасоса — 130 см³ і робочий об'єм гідромоторів — по 160 см³ ("Sauer-Danfoss").

В результаті аналізу було встановлено [6], що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки складає 0,74, яке ϵ нижче декларованого в рекламі (максимальне — 0,82). Можливо, це зв'язано з використанням моделі Городецького К.І. для визначення ККД ГОП, яка може занижувати значення ККД гідромашин і трансмісії в цілому.

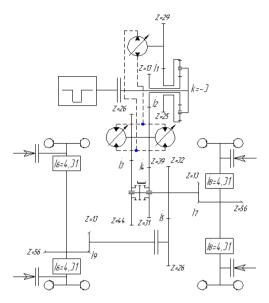


Рисунок 9 — Кінематична схема з ідентифікованими параметрами трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

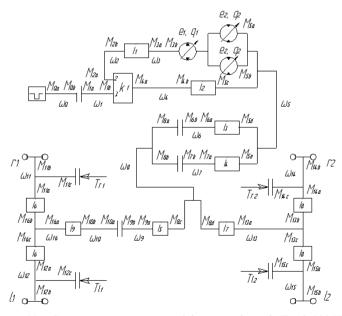


Рисунок 10 - Структурна схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

У замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario:

- відсутня циркуляція потужності при русі переднім ходом (рис. 11, a):
- на тяговому діапазоні (f = 0.5) при швидкостях 0.02...12 км/год;
- на тяговому діапазоні (f = 0.05) при швидкостях 0.02...27.5 км/год;
- на транспортному діапазоні (f = 0.05) при швидкостях 0.02...60 км/год;
 - виникає циркуляція потужності при русі заднім ходом (рис. 11, б):
 - на тяговому діапазоні (f = 0.5) при швидкостях 0.02...10 км/год;
 - на тяговому діапазоні (f = 0.05) при швидкостях 0.02...15 км/год;
- на транспортному діапазоні (f=0,05) при швидкостях 0,02...30 км/год.

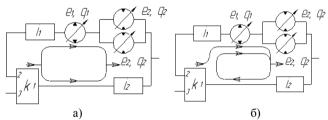


Рисунок 11 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario: а – рух переднім ходом; б – рух заднім ходом.

Особливістю трансмісії тракторів Fendt серії 800, 900 є наявність двох регульованих гідромоторів, що істотно зменшує робочий тиск в гідропередачі при русі вперед і, особливо, заднім ходом, коли в режимі циркуляції потужності перевантажена гідравлічна гілка.

Визначення основних параметрів ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" (схема "диференціал на виході")

Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) була виключена з аналізу із-за перевищення максимально допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП при робочому об'ємі гідронасоса — 130 см³, робочому об'ємі гідромотора — 130 см³ (з регульованим гідромотором та регульованим гідронасосом), вона мала друге місце за величиною значення максимального КПД після схеми № 4 та мінімальні значення кутових швидкостей сателітів та валів гідромашин з усіх ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядалися. Зниження перепаду робочого тиску в ГОП можливе за рахунок підвищення робочого об'єму гідромотора.

Саме тому схему № 5 ГОМТ (рис. 7), а точніше ГОМТ для тракторів "Беларус 3022 ДВ" з потужністю двигуна 300 – 350 к.с. з диференціалом на виході і двома керованими гідроагрегатами, що створена Індустріальною групою «Українська промислова енергетична компанія» в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісій і шасі» обрано для подальшого дослідження. Структурна схема трансмісії приведена на рис. 12 [7].

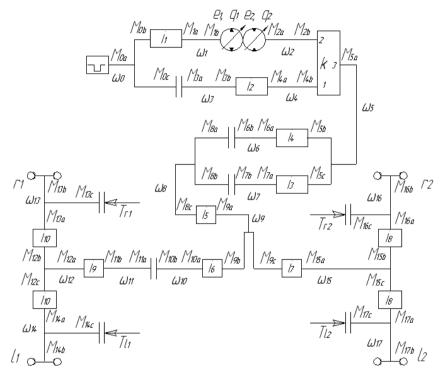


Рисунок 12 – Структурна схема трансмісії з диференціалом на виході

Запропонована ГОМТ забезпечує роботу трактора на двох швидкісних діапазонах, реалізує безступінчату зміну швидкості всередині кожного. Робота на першому тяговому діапазоні забезпечує рух трактора зі швидкостями від 0 до 24,5 км/год, на другому транспортному діапазоні — зі швидкостями від 0 до 60 км/год. Рух трактора заднім ходом здійснюється регулюванням блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса, що не вимагає застосування в конструкції додаткових механічних передач.

Кінематика трансмісії описується системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases} \omega_{0} - \omega_{d} = 0; & \omega_{0} - \omega_{3} = 0; \ \omega_{3} \cdot i_{2} - \omega_{4} = 0; \\ \omega_{0} \cdot i_{1} - \omega_{1} = 0; \ e_{1} \cdot q_{1} \cdot \omega_{1} - e_{2} \cdot q_{2} \cdot \omega_{2} = \gamma \cdot \Delta Q; \\ \omega_{4} - k \cdot \omega_{2} + (k - 1) \cdot \omega_{5} = 0; & \omega_{5} \cdot i_{4} - \omega_{6} = 0; \\ \omega_{5} \cdot i_{3} - \omega_{7} = 0; & \omega_{6} - \omega_{8} = 0, \Psi = 1; \\ \omega_{7} - \omega_{8} = 0, \Psi = 0; & \omega_{8} \cdot i_{5} - \omega_{9} = 0; \\ \omega_{9} \cdot i_{6} - \omega_{10} = 0; & \omega_{9} \cdot i_{7} + \omega_{15} = 0; \\ (\omega_{10} - \omega_{11}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{11} \cdot i_{9} - \omega_{12}) \cdot \Psi = 0; \\ (\omega_{12} \cdot i_{10} - \omega_{13}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{12} \cdot i_{10} - \omega_{14}) \cdot \Psi = 0; \\ \omega_{15} \cdot i_{8} - \omega_{16} = 0; & \omega_{15} \cdot i_{8} - \omega_{17} = 0, \end{cases}$$

$$(1)$$

де ω_d – кутова швидкість колінчастого валу двигуна;

 i_{j} – передавальне відношення редуктора [8];

 γ — коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ($\gamma = 1$ — прямий потік потужності; $\gamma = -1$ — зворотний потік потужності);

 ΔQ — втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знаку перепаду тиску в ГОП [9, 10];

 Ψ — коефіцієнт, що характеризує діапазон руху (при $\Psi = 0$ — транспортний, при $\Psi = 1$ — тяговий).

Сумарні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі визначаються з виразу:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e01}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e02}|) \right) \cdot \Delta p , \qquad (2)$$

де λ_1, λ_2 – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційний перепаду тиску для гідронасоса та гідромотора;

 Δp — перепад робочого тиску в ГОП;

 K_{iy} , C_{iy} — коефіцієнти втрат для гідронасоса (i = 1) і для гідромотора (i = 2);

 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

 ω_{e01} , ω_{e02} — кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0.

Силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta sign(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; & M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta sign(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\ M_{1b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot sign(\omega_{10}); & M_{2a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot sign(\omega_{20}); \\ M_{4b} \cdot \eta_{13}^{\Theta sign(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\Theta sign(M_{2b} \cdot \omega_2)} + M_{5a} = 0; \\ M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta sign(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\Theta sign(M_{2b} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{5b} \cdot \eta_1^{\Theta sign(N_{5b})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; & M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; & M_{6b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{5c} \cdot \eta_3^{\Theta sign(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; & M_{7b} = 0, \Psi = 1; & M_{8b} = 0, \Psi = 1; \\ M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; & M_{8c} \cdot \eta_5^{\Theta sign(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{9b} \cdot \eta_6^{\Theta sign(N_{9b})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; & M_{9c} \cdot \eta_7^{\Theta sign(N_{9c})} - i_7 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{10b} + M_{11a} \cdot \Psi = 0; & (M_{11b} \cdot \eta_9^{\Theta sign(N_{11b})} + i_9 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{12b} \cdot \eta_1^{\Theta sign(N_{12b})} + i_{10} \cdot M_{13a}) \cdot \Psi = 0; & (M_{12c} \cdot \eta_1^{\Theta sign(N_{12c})} + i_{10} \cdot M_{14a}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15b} \cdot \eta_8^{\Theta sign(N_{15b})} + i_8 \cdot M_{16a} = 0; & M_{15c} \cdot \eta_8^{\Theta sign(N_{15c})} + i_8 \cdot M_{17a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} = 0; & M_{1a} + M_{1b} = 0; & M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; & M_{6a} + M_{6b} = 0; & M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; & M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; & M_{10a} + M_{10b} = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; & (M_{12a} + M_{12b} + M_{12c}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} \cdot \tau_{71}) \cdot \Psi = 0; & (M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{71}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} = 0; & M_{16a} + M_{16b} + M_{16c} \cdot T_{72} = 0; \\ M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} \cdot T_{12} = 0; & (M_{13b} - M_{14b}) \cdot \Psi = 0; & M_{16b} - M_{17b} = 0; \end{cases}$$

де η_i – ККД редуктора;

 Θ — коефіцієнт урахування втрат в зубчатих зачепленнях (Θ = 0 — без урахування втрат, Θ = -1 з урахуванням втрат в зубчатих зачепленнях);

 N_{nm} — потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

 η_{13} , η_{13} – ККД в зубчатих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

 ΔM_1 , ΔM_2 — втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецкого [9, 10], як

функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску Δp ;

 R_{ZCTij} – статичне навантаження на колеса трактора;

 r_{ii} — радіус коліс.

Момент втрат в гідромашинах визначається з наступного виразу [10]:

$$\Delta M_{i} = q_{i} \cdot \begin{bmatrix} \overline{K}_{1} \cdot |\omega_{e0i^{*}}| \cdot (1 + \overline{K}_{2} \cdot \overline{e}_{i}^{2}) + \frac{\overline{K}_{5} \cdot (1 + \overline{K}_{4} \cdot |\overline{e}_{i}|)}{(1 + \overline{K}_{3} \cdot |\omega_{e0i^{*}}| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p_{0} \\ + \frac{\overline{K}_{8} \cdot (1 + \overline{K}_{7} \cdot |\overline{e}_{i}|)}{(1 + \overline{K}_{6} \cdot |\omega_{e0i^{*}}| \cdot D_{qi})} \end{bmatrix},$$
(4)

де $\overline{K}_1, \overline{K}_2, ... \overline{K}_8$ — коефіцієнти гідромеханічних втрат [10];

 Δp_0 – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації;

$$D_{qi}$$
 — характерний розмір гідромашини $\,D_{qi}=\sqrt[3]{2\cdot\pi\cdot q_i}\,$.

Значення кругового передавального відношенням i_{dkbd} замкнутого контуру трансмісії (рис. 12) визначається з виразу [11]:

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{4b}}{N_{2b}} = -\frac{M_{4b} \cdot \omega_4}{M_{2b} \cdot \omega_2}.$$
 (5)

Визначимо основні параметри трансмісії трактора (рис. 12) з двигуном потужністю 300-350 к.с. (максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2100 об/хв); радіусом передніх коліс $r_{i1}=0,703$ м, задніх коліс $r_{i2}=0,923$ м; масою трактора 16000 кг; робочим об'ємом гідронасоса -165,1 см³ і робочим об'ємом гідромотора -250 см³ для різних діапазонів руху: тяговий діапазон руху (передній і задній хід при f=0,5, f=0,05), транспортний діапазон руху (передній і задній хід при f=0,05).

Результати статичного аналізу на тяговому і транспортному діапазонах приведені на рис. 13-18.

Слід звернути увагу на розподіл потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" (табл., рис. 19).

В результаті аналізу було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки (швидкість 8 км/год) складає 0,8.

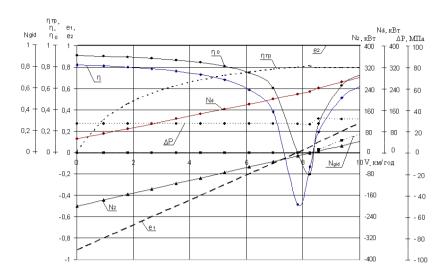


Рисунок 13 — Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху (f=0,5 , передній хід)

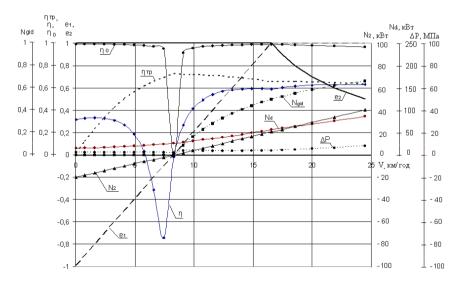


Рисунок 14 — Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху (f=0,05 , передній хід)

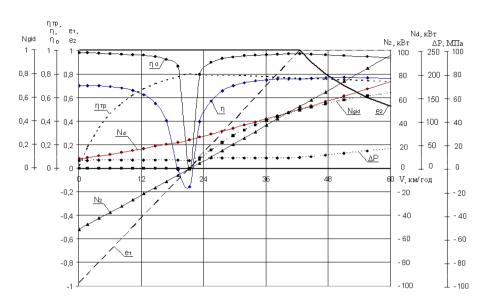


Рисунок 15 — Результати статичного аналізу трансмісії на транспортному діапазоні руху (f = 0.05 , передній хід)

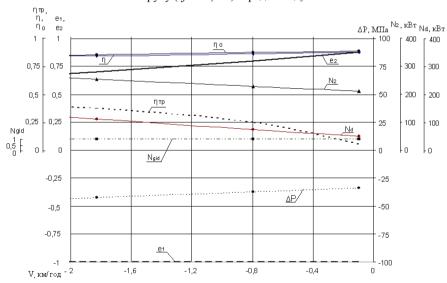


Рисунок 16 — Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху (f = 0.5 , задній хід)

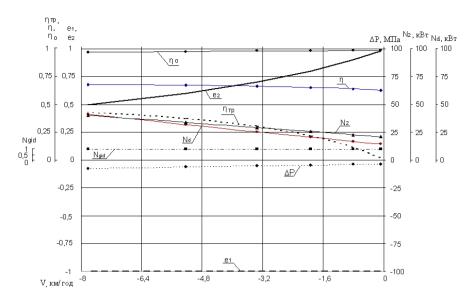


Рисунок 17 — Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху (f=0,05 , задній хід)

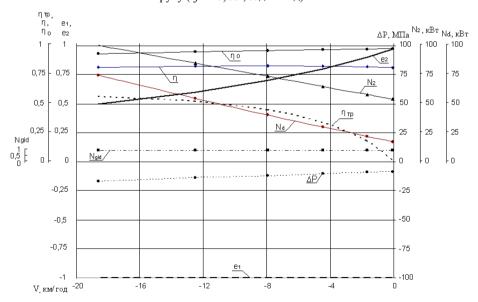


Рисунок 18 — Результати статичного аналізу трансмісії на транспортному діапазоні руху (f=0,05 , задній хід)

Таблиця — Значення кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ"

f	$e = e_1 / e_2$	i_{dkbd}	f	$e = e_1 / e_2$	i _{dkbd}		
Пер	едній хід, робочи	ій діапазон	Задній хід, робочий діапазон				
0,5	-1,0 - 0,05	1,04 – 103,3	0,5	-1,132,0	0,95 – 0,61		
	0,1-0,28	-36,75 – -4,91	0,5				
0,05	-1,0 - 0	1,04 – 270,38	0,05	-1,02,0	0,95 - 0,45		
	0,1-2,0	-10,95 – -0,51	0,02				
Переди	Передній хід, транспортний діапазон			Задній хід, транспортний діапазон			
0,05	- 1,0 – 0	1,04 – 74,33	0,05	-1,02,0	0,95 – 0,51		
	0,1-2,0	-12,530,53	-,00		-,, - 0,01		

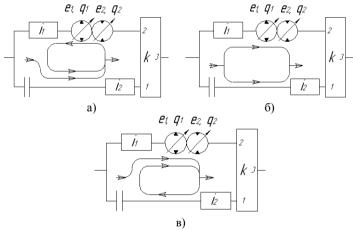


Рисунок 19 — Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ трактора - аналога "Беларус 3022 ДВ": а — рух переднім ходом, $i_{dkbd}>0$; б — рух переднім ходом, $i_{dkbd}<0$; в — рух заднім ходом.

У двопотоковій ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" з диференціалом на виході при русі переднім ходом на тяговому діапазоні зі швидкістю 8,5-10 км/год (f=0,5), 9,0-24,5 км/год (f=0,05); при русі переднім ходом на транспортному діапазоні зі швидкістю 23,0-60,0 км/год (f=0,05), в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня

– потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, в інших випадках при русі переднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки. При русі заднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

Особливістю ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" є наявність двох регульованих гідроагрегатів, що дозволяє забезпечити рух заднім ходом шляхом регулювання блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса та істотно спрощує конструкцію трансмісії.

Висновки.

- 1. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) при заданих початкових даних є схема № 4, на другому місці № 1, на третьому схема № 5. Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується, № 2 не працездатна. Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на ТЗ можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ходу, так і русі заднім ходом.
- 2. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) поступається за попередніми розрахункам тільки по значенню КПД (і, відповідно, потужності двигуна) схемам № 4 та № 1, проте має найменше значення кутової швидкості валу гідронасосу в порівнянні зі схемам № 4 та № 1. На теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Vario, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простотою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Саме тому схему № 5 ГОМТ з диференціалом на вході, а точніше трансмісію Fendt Vario, оберемо для подальшого дослідження.
- 3. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) є схема № 4 (можна використовувати її як з нерегульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 3 (з нерегульованим гідромотором), третє місце ділять схеми з нерегульованим гідромотором № 5, 6 (показники відрізняються за рахунок різного числа редукторів). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 3, 5, 6 (з регульованим гідромотором) не працездатні.
- 4. В результаті аналізу ГОМТ трактора Fendt 939 Vario було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки складає 0,74, яке є нижче декларованого в рекламі (максимальне 0,82). Можливо, це зв'язано з використанням моделі Городецького К.І. для визначення ККД ГОП, яка може занижувати значення ККД гідромашин і трансмісії в цілому.
- 5. У двопотоковій ГОМТ трактора Fendt 939 Vario з диференціалом на вході при русі переднім ходом в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії. При русі заднім ходом в замкнутому контурі

з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

- 6. Особливістю трансмісії тракторів Fendt серії 900 є наявність двох регульованих гідромоторів, що істотно зменшує робочий тиск в гідропередачі при русі вперед і, особливо, заднім ходом, коли в режимі циркуляції потужності перевантажена гідравлічна гілка.
- 7. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) була виключена з аналізу із-за перевищення максимально допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП при робочому об'ємі гідронасоса 130 см³, робочому об'ємі гідромотора 130 см³ (з регульованим гідромотором та регульованим гідронасосом), вона мала друге місце за величиною значення максимального КПД після схеми № 4 та мінімальні значення кутових швидкостей сателітів та валів гідромашин з усіх ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядалися. Зниження перепаду робочого тиску в ГОП можливе за рахунок підвищення робочого об'єму гідромотора.

Саме тому схему № 5 ГОМТ (рис. 7), а точніше ГОМТ для тракторів "Беларус 3022 ДВ" з потужністю двигуна 300 – 350 к.с. з диференціалом на виході і двома керованими гідроагрегатами, що створена Індустріальною групою «Українська промислова енергетична компанія» в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісій і шасі» обрано для подальшого дослідження.

- 8. В результаті аналізу ГОМТ для тракторів "Беларус 3022 ДВ" було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки (швидкість 8 км/год) складає 0,8.
- 9. У двопотоковій ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" з диференціалом на виході при русі переднім ходом на тяговому діапазоні зі швидкістю 8,5-10 км/год (f=0,5), 9,0-24,5 км/год (f=0,05); при русі переднім ходом на транспортному діапазоні зі швидкістю 23,0-60,0 км/год (f=0,05), в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, в інших випадках при русі переднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки. При русі заднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.
- 10. Особливістю ГОМТ трактора-аналога "Беларус 3022 ДВ" є наявність двох регульованих гідроагрегатів, що дозволяє забезпечити рух заднім ходом шляхом регулювання блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса та істотно спрощує конструкцію трансмісії.

Список літератури: 1. *Самородов В.Б.* Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / *В.Б. Самородов.*, *А.І. Бондаренко* // Автомобільний транспорт: зб. наук. праць. — 2012. — №30 (стаття в редакції

журналу). 2. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемномеханических трансмиссий / В.Б. Самородов., А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2003. – №4. – С. 3 – 19. 3. Шельшын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Іванов // Ежемесячный научно-"Тракторы- и сельхозмашины". - 2011. - № 11.- С. 18 - 26. журнал 4. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме "дифференциал на входе" / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56). – С. 25 – 35. **5.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме "дифференциал на выходе"/ В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – (стаття в редакції журналу, вихід – червень місяць). 6. Самородов В.Б. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Вестник НТУ "ХПИ": сб. науч. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". - 2011. - № 56. - С. 144 - 156. 7. Самородов В.Б. Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300-350 л.с. / В.Б. Самородов, С.А. Шуба, О.И. Деркач // Ежемесячный научно-практический журнал "Тракторы- и сельхозмашины". - 2012. - № 3. - С. 10 - 13. 8. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7 – Ч. 2. – С. 363 – 370. 9. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель - трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / Рогов Андрей Владимирович. - Харків, 2006. - 168 С. 10. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередач / К.И. Городеикий. А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1979. — №9. — С.9-14. 11. Красненьков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красненьков, А.Д. Вашец. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

Надійшла до редколегії 04.04.2012

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

В.К. ДОЛЯ, д-р. техн. наук, проф. ХНАГХ, Харьков;

А.О. ОСТРОВЕРХ, ассистент, НТУ «ХПИ»;

С.В. ИВАЩЕНКО, студент НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Предложена структурная, кинематическая схема и математическая модель бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин. на базе шасси автомобиля КРАЗ-63221-02.

Запропоновано структурна, кінематична схема і математична модель безступінчастої двопотокової гідрооб'ємно-механічної трансмісії автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, на базі шасі автомобіля КрАЗ-63221-02.

Structural, kinematics scheme and mathematical model of two-stream continuously variable hydraulic displacement mechanical transmission for the repair of oil and gas wells on the basis of chassis KrAZ-63221-02 is proposed.

Введение. Согласно «Энергетической стратегии Украины на период до 2030 года» (Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р), объемы добычи нефти и газа с собственных месторождений стабилизируются на уровне 5,4 млн. тонн/год, а за прогнозный период (2006 - 2030 гг) будет добыто 133,9 млн. тонн нефти с газовым конденсатом» [1]. В связи с этим практическая реализация стратегии потребует расширения и модернизации парка специализированных технических средств, как для добычи, так и для ремонта нефтегазовых скважин.

Анализ последних достижений и публикаций. Одним из основных разработчиков мобильных установок для ремонта, добычи нефти и газа на Украине является Харьковский завод транспортного оборудования (ХЗТО). На предприятии на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин, для ведения буровых работ забойными двигателями или роторным способом. Установка позволяет осуществлять подъем и опускание колонны из труб весом 80 тонн. Основные операции, выполняемые на базе шасси автомобиля, это трогание с места и подъем колонны из труб, а также процесс опускания, осуществляемый под действием собственного веса [2,3].

Цель и постановка задачи. Разработка и анализ использования предлагаемой авторами бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-

механической трансмиссии (ГОМТ) на машинах типа УПА как более перспективной и эффективной.

Механическая трансмиссия мобильной установки УПА имеет восемь скоростных диапазонов передач в транспортном режиме движения, и технологическом режиме работы, которые обеспечиваются ступенчатой механической трансмиссией.

В результате анализа механической трансмиссии мобильной установки УПА авторами предложено заменить механическую коробку шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 на гидрообъемно-механическую коробку передач (ГОМКП), отличительной особенностью которой является то, что мощность от двигателя отбирается двумя потоками по двум ветвям: частично через гидрообъемную передачу (гидравлическую ветвь) и частично через планетарную коробку передач (механическую ветвь), в которой происходит слияние потоков мощности [10]. Схема ГОМТ показана на рис. 1-2. Схема программной реализации для расчета кинематических и силовых параметров трансмиссии показана на рис. 3.

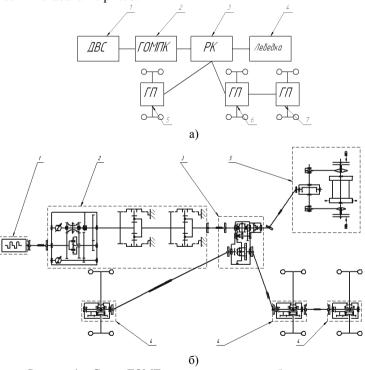


Рисунок 1 — Схема ГОМТ: а — принципиальная; б — структурная; 1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — ГОМПК; 3 — раздаточная коробка автомобиля КрАЗ; 4 — лебедка; 5 — передний мост автомобиля КрАЗ; 6 — средний мост автомобиля КрАЗ.

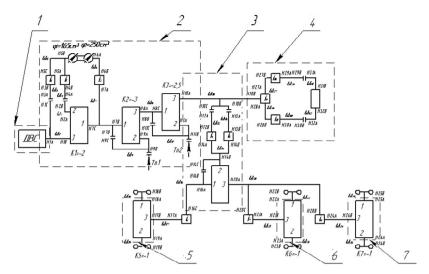


Рисунок 2 – Кинематическая схема ГОМТ:

1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМПК; 3 – раздаточная коробка автомобиля КрАЗ; 4 – лебедка; 5 – передний мост автомобиля КрАЗ; 6 – средний мост автомобиля КрАЗ.

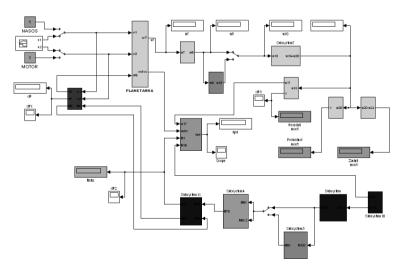


Рисунок 3 — Схема программной реализация для расчета кинематических и силовых параметров трансмиссии

Математическая модель, описывающая двухпоточную ГОМТ, представлена в следующем виде [4-9]:

Кинематические параметры ГОМТ:

$$\begin{cases} \omega_{7} - k_{1}\omega_{2} + (k_{1} - 1)\omega_{1} = 0; \\ S_{1_{1}}\omega_{7} - S_{1_{1}}\omega_{1} - \omega_{S1} = 0; \\ S_{1_{1}} = \left| \frac{\omega_{cm}}{\omega_{7}} \right| e^{i(\varphi - 0)}; \\ \varphi = 0; \\ \omega_{2} - \omega_{4} = 0; \\ \omega_{4}i_{1} - \omega_{5} = 0; \\ -e_{1}q_{1}\omega_{5} - e_{2}q_{2}\omega_{6} = (\lambda_{1} + \lambda_{2})\Delta P; \\ \omega_{6}i_{2} - \omega_{7} = 0; \\ \omega_{7} - k_{2}\omega_{9} + (k_{2} - 1)\omega_{8} = 0; \\ S_{1_{2}}\omega_{7} - S_{1_{2}}\omega_{8} - \omega_{52} = 0; \\ S_{1_{2}} = \left| \frac{\omega_{cm}}{\omega_{7}} \right| e^{i(\varphi - 0)}; \\ \omega_{9} = 0; \\ \omega_{8} - \omega_{11} = 0; \\ \omega_{11} - \omega_{10} = 0; \\ \omega_{12}i_{4} - \omega_{14} = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \omega_{16} - k_{4}\omega_{14} + (k_{4} - 1)\omega_{20} = 0; \\ S_{1_{4}}\omega_{16} - S_{1_{4}}\omega_{20} - \omega_{S4} = 0; \\ S_{1_{4}}\omega_{16} - S_{1_{4}}\omega_{20} - \omega_{S4} = 0; \\ S_{1_{4}}\omega_{16} - S_{1_{4}}\omega_{20} - \omega_{S4} = 0; \\ S_{1_{4}} = \left| \frac{\omega_{cm}}{\omega_{16}} \right| e^{i(\varphi - 0)}; \\ \omega_{16}i_{6} - \omega_{17} = 0; \\ \omega_{18} - k_{3}\omega_{17} - \omega_{55} = 0; \\ S_{1_{5}}\omega_{18} - S_{1_{5}}\omega_{17} - \omega_{55} = 0; \\ S_{1_{5}}\omega_{17} - \omega_{25} = 0; \\ S_{1_{5}}\omega_{17} - \omega_{21} = 0; \\ \omega_{22} - k_{6}\omega_{23} + (k_{6} - 1)\omega_{21} = 0; \\ S_{1_{6}}\omega_{22} - k_{6}\omega_{23} + (k_{6} - 1)\omega_{21} = 0; \\ S_{1_{6}}\omega_{22} - S_{1_{6}}\omega_{21} - \omega_{56} = 0; \\ S_{1_{6}}\omega_{22} - k_{7}\omega_{26} + (k_{7} - 1)\omega_{24} = 0; \\ S_{1}\omega_{25} - k_{7}\omega_{26} + (k_{7} - 1)\omega_{24} = 0; \\ S_{1}\omega_{25} - S_{1_{7}}\omega_{24} - \omega_{57} = 0; \end{cases}$$

где ω_i – угловая скорость звена, рад/с;

 $\omega_{\rm d}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

 ω_s – относительная угловая скорость сателлита, рад/с;

k — внутреннее передаточное отношение планетарного ряда $\left(\frac{\omega_1-\omega_3}{\omega_2-\omega_3}=k=\pm\frac{z_{crt}\cdot z_2}{z_{crz}\cdot z_1}\right);$

$$S_1-$$
 характерный параметр сателлитов ($S_1=rac{z_1}{z_{_{cm}}}=rac{2}{1-|\mathbf{k}|}, \ rac{\omega_{_{cm}}-\omega_{_3}}{\omega_{_1}-\omega_{_3}}=-rac{z_1}{z_{_{cm}}}=S_1$);

 \mathbf{i}_{j} – передаточное отношение редуктора;

 $e_1,\ e_2$ — относительные параметры регулирования гидронасоса и гидромотора;

 q_1 , q_2 — максимальная производительность гидромашин, м³/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно)

 λ_1 , λ_2 – коэффициент объемных потерь, пропорциональных перепаду давления в гидросистеме (гидронасоса и гидромотора соответственно);

Δр – перепад рабочего давления в ГОП, МПа.

Соотношение между силовыми параметрами ГОМТ:

$$\begin{cases} M_{7C}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{7C}\Theta^{*})} + M_{2A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + M_{1B} = 0; \\ M_{7C}k_{1}\eta_{3}^{\Theta i ign(M_{7C}\Theta^{*})} + M_{2A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{2B} + M_{4A} = 0; \\ M_{2B} + M_{4A} = 0; \\ M_{5B} - e_{1}q_{1}\Delta P = -\Delta M_{1}sign(\omega_{50}); \\ M_{6A} + e_{2}q_{2}\Delta P = -\Delta M_{2}sign(\omega_{50}); \\ M_{6A} + e_{2}q_{2}\Delta P = -\Delta M_{2}sign(\omega_{50}); \\ M_{6A}\eta_{2}^{\Theta i ign(M_{5B}\Theta^{*})} + i_{2}M_{7A} = 0; \\ M_{7B}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{5B}\Theta^{*})} + M_{9A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{9A}\Theta^{*})} + M_{8A} = 0; \\ M_{7B}k_{2}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{7B}\Theta^{*})} + M_{9A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{9A}\Theta^{*})} + M_{10A} = 0; \\ M_{8C}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{7B}\Theta^{*})} + M_{11A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11A}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{11C} + M_{8B} = 0; \\ M_{11C} + M_{8B} = 0; \\ M_{11C} + M_{12A} = 0; \\ M_{16A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{16A}\Theta^{*})} + M_{14B}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11B}\Theta^{*})} + M_{10A} = 0; \\ M_{16C}\eta_{6}^{\Theta i ign(M_{16A}\Theta^{*})} + M_{14B}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11B}\Theta^{*})} + M_{10B} = 0; \\ M_{16A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{16A}\Theta^{*})} + i_{4}M_{14A} = 0; \\ M_{16C}\eta_{6}^{\Theta i ign(M_{16A}\Theta^{*})} + i_{4}M_{14B}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11B}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{18A}s\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{16A}\Theta^{*})} + M_{19A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11B}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{16B}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{16A}\Theta^{*})} + M_{19A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11B}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{12A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + M_{19A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{16A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + M_{19A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{11B}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{16A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + M_{19A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{22A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + M_{23A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{22A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + M_{23A}\eta_{23}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} = 0; \\ M_{22A}\eta_{13}^{\Theta i ign(M_{2A}\Theta^{*})} + i_{4}M_{2A} = 0; \\ M_{$$

где M_d – момент двигателя $H \cdot M$;

 M_i – моменты на входе и выходе редукторов, Н·м;

 η_i – КПД редуктора;

 $\eta_{13},\,\eta_{23}$ – КПД в зубчатых зацеплениях солнце - сателлит и эпицикл - сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

 Θ – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях (Θ = 0 – без учета потерь, Θ = –1 с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

 $\Delta M_1, M_2$ — моменты потерь в гидромашинах, вычисляемые как функции параметров регулирования е, угловой скорости вала гидромашины ω , рабочего объема q и перепада давления Δp ;

 $T_{n1},\ T_{n2}$ — параметр описывающий тормоз (T=1 — тормоз включен, T=0 — тормоз выключен).

Результаты расчета системы уравнений 1 и 2 реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на рис. 4-5, для транспортного режима при коэффициенте сопротивлении движения: f=0,05 – асфальтобетон; f=0,25 – грунт; f=0,65 – преодоление уклона в 30° , и для технологического режима работы при подъеме колонны труб весом 100т.

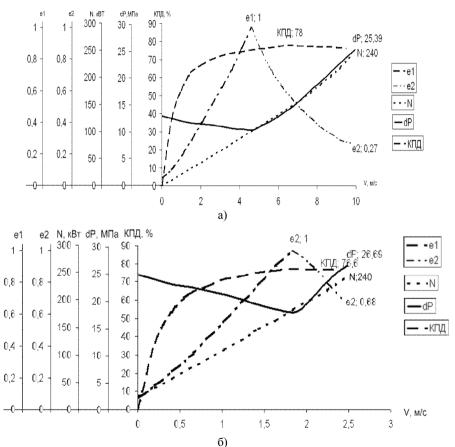


Рисунок 4 – Основные характеристики двухпоточной ГОМТ: а – транспортный режим f=0,05 – асфальтобетон; б – транспортный режим f=0,25 – грунт;

e₁, e₂ –параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора; КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии; N - мощность ДВС; dP – давление в гидросистеме.

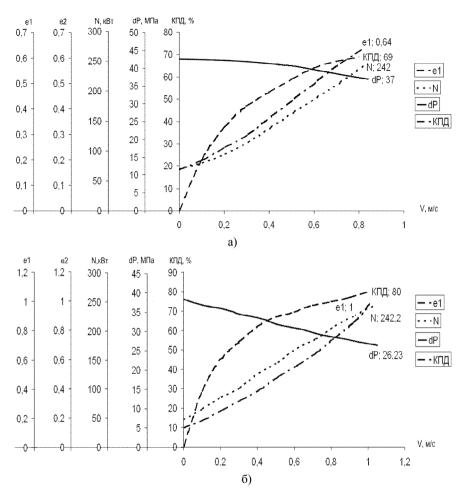


Рисунок 5 — Основные характеристики двухпоточной ГОМТ: а — транспортный режим f=0,65 — преодоление уклона в 30°; б — технологический режим: подъем груза m=100т; е₁, е₂ —параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора; КПД — коэффициент полезного действия трансмиссии; N - мощность ДВС; dP — давление в гидросистеме.

Выводы.

1. Предложена принципиальная структурная и кениматическая схемы бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии ГОМТ автомобиля на базе шасси КрАЗ-63221-02, которая обеспечивает как бесступенчатое регулирование скоростью движения автомобиля, так и

бесступенчатое управление подъемом и опусканием труб для нефтегазовых скважин с повышенной грузоподъемностью до100т.

- 2. Разработана адекватная математическая модель бесступенчатой ГОМТ, которая реализована в пакете MATLAB/SIMULINK для движения автомобиля с разными сопротивлениями и в технологическом режиме подъема груза (труб) массой 100т.
- 3. Предложенная бесступенчатая ГОМТ рекомендуется для использования на установках подъемных автомобильных типа УПА-80, УПА-100.

Список литературы: 1. Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. КМ Украины Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р 2. http://www.neftcom.ru/catalog?item=82. 3. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 4. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. - Харьков: ХГАДГУ. - 1999. - С.61-68. 5. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 2000. - №.47. - С.33-37. 6. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. - С.109-115. 7. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемномеханических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 1999. -№.46. С.51-54. 8. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. -Харьков, ХГПУ.-185 с. 9. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др.Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // - Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с. 10. Вестник НТУ "ХПИ" "Транспортное машиностроение". – 2010. – № 39. – 79-83 с. 11. Вісті Автомобільно-дорожнього інституту, 2009, № 2(9) c 141-148

Поступила в редакцию 06.04.2012

- **В.Б.** САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
- 3.3. ЗАБЕЛЫШИНСКИЙ, гл. инж. проекта АО «ХТЗ», Харьков;
- *С.А. ШУБА*, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
- *О.И. ДЕРКАЧ*, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
- **Е.А. РЯБИЧЕНКО,** ассистент НТУ «ХПИ»;
- *И.В. ЯЛОВОЛ*, ассистент НТУ «ХПИ»

ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ ТРАКТОРОВ С ДВИГАТЕЛЕМ МОЩНОСТЬЮ 220 – 240 л.с.

Представлено оригинальную бесступенчатую гидрообъемно-механическую трансмиссию для колесного трактора с ломающейся рамой с двигателем мощностью 220-240 л.с., которая обеспечивает роботу трактора на четырех скоростных диапазонах с бесступенчатым изменением скорости движения трактора в пределах каждого.

Представлено оригінальну безступінчасту двопоточну гідрооб'ємно-механичну трансмісію для колісного трактора з ламкою рамою із двигуном потужністю 220-240 к.с., що забезпечує роботу трактора на чотирьох швидкісних діапазонах з безступінчастою зміною швидкості руху трактора в межах кожного.

It is presented original continuously variable two-flow hydro-volumetric mechanical transmission for tractor with conking frame with engine by power 220-240 hp, which provides functioning the tractor on four speed ranges with continuously variable changing of velocities the tractor within each.

Введение. В настоящее время одним из главных направлений улучшения технико-экономических характеристик И кардинального повышения эргономичности сельскохозяйственных тракторов является применение бесступенчатых трансмиссий. Подавляющее число тракторов с бесступенчатыми трансмиссиями оснащены двухпоточными гидрообъемномеханическими трансмиссиями (ΓOMT) , основными преимуществами которых являются простота конструкции, высокая эргономичность, удобство управления, возможность выбора оптимальной скорости трактора и режима работы двигателя. В связи с активным развитием этого направления в Украине [1-4] актуальным становится вопрос выбора схем и разработки конструкций ГОМТ для тракторов различных мощностей.

Анализ последних достижений и публикаций. Фундаментальные основы моделирования работы бесступенчатых ГОМТ представлены в работах [1-4]. Критический обзор работ в этом направлении дан в статье [5], где также рассмотрены и проанализированы особенности схем и конструкций ГОМТ существующих западных образцов. В работе [6] предложен системный поэтапный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий, расчетнотеоретическая технология трансформации первоначальной кинематической

схемы ГОМТ в 2-D и 3-D эскизные проекты трансмиссии и техническую документацию для их изготовления. Об одном опытном образце бесступенчатой ГОМТ для тракторов мощностью 300-350 л.с. идет речь в работе [7]. Этот образец разработан индустриальной группой «Украинская промышленная энергетическая компания» совместно Национальным техническим университетом «Харьковский политехнический институт» и находится на стадии изготовления.

Большое количество работ посвящено разработке конкретных схем бесступенчатых трансмиссий, вопросам создания их математических моделей, анализу результатов моделирования работы тракторов, оснащенных такими трансмиссиями. Основными из них являются работы [8-11].

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является расчетнотеоретическое обоснование оригинальной авторской бесступенчатой ГОМТ [12-13] для применения в колесном сельскохозяйственном тракторе, обеспечивающей все преимущества ГОМТ, подробно описанные в [5].

В настоящей работе приводится описание разработанной конструкции ГОМТ, обоснование и анализ характеристик трактора с бесступенчатой трансмиссией, конструктивные параметры которой определены на основе системного поэтапного подхода к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий [4, 6].

Описание обоснование выбранной конструкции. И устанавливается В составе силового блока двигателем сельскохозяйственный колесный трактор с ломающейся рамой типа ХТЗ-220. ГОМТ применяется совместно с дизельным двигателем мощностью до N=176 кВт (240 л.с.) с номинальной частотой вращения коленчатого вала 2100...2300 об/мин и максимальным крутящим моментом до M_{max} =1100 Нм (110 кгм).

Входной вал ГОМТ (со стороны входного вала) вращается по часовой стрелке. Выходной вал (со стороны выходного вала) при включении диапазонов переднего хода вращается против часовой стрелки.

Конструкция ГОМТ обеспечивает:

- стабильную работу при углах продольной и поперечной устойчивости не менее 35°;
 - возможность замера уровня масла в баках;
- бесступенчатое управление движением трактора внутри 4 скоростных диапазонов;
- полный реверс в коробке переключения 4 скоростных диапазонов (зеркальное отражение 4 диапазонов переднего и заднего хода);
- возможность буксировки трактора без предварительной подготовки последнего;
 - постоянное включение переднего моста и подключение заднего;
 - возможность реализации режима торможения трактора двигателем;
 - диагностику и индикацию состояния элементов систем ГОМТ.

Структурная схема ГОМТ трактора представлена на рис. 1, где приняты следующие условные обозначения: Eng — двигатель, Red — редуктор, Ahs — гидрообъемная передача, Dif - дифференциальный механизм, Frc — фрикцион, Whl — колесо. Передача мощности двигателя в предлагаемой конструкции осуществляется двумя потоками — через гидравлическую и механическую ветви. Гидравлическая ветвь представляет собой аксиально-поршневые регулируемый насос и нерегулируемый мотор. Суммирование потоков мощности осуществляется планетарным механизмом. После планетарного механизма установлена коробка передач, содержащая цилиндрические шестерни постоянного зацепления, обеспечивающая четыре скоростных диапазона с бесступенчатым регулированием скорости движения в пределах каждого из них: на первом диапазоне от 0 до 10,5 км/ч, на втором — от 0 до 15,5 км/ч, на третьем — от 0 до 27 км/ч, на четвертом — от 0 до 41 км/ч. Включение передач осуществляется зубчатыми муфтами.

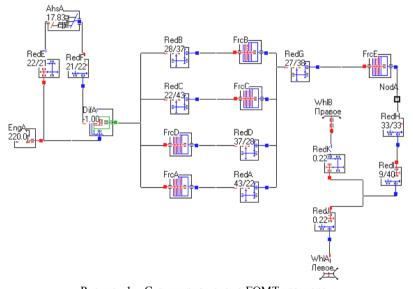


Рисунок 1 – Структурная схема ГОМТ трактора

Для эксплуатации ГОМТ характерны следующие специфические приемы и способы работы:

- 1. Педаль сцепления используется:
- при запуске двигателя;
- при переключении диапазонов;
- при прогреве двигателя в холодное время года;
- в режиме экстренного торможения.

Использование педали сцепления в процессе движения трактора запрещено.

- 2. При запуске двигателя орган переключения диапазонов должен находиться в нейтральном положении.
- 3. Для осуществления замедления трактора рекомендуется использование следующих способов торможения:
- комбинированный с помощью перемещения органа управления гидроагрегата ГОМТ в сторону уменьшения скорости движения трактора (система ДВС ГОП);
- экстренный с помощью перемещения органа управления гидроагрегата ГОМТ в сторону уменьшения скорости движения трактора с одновременным нажатием педалей тормоза и сцепления (система ДВС – ГОП – тормоз).
- 4. При осуществлении экстренного торможения необходимо как можно быстрее перевести орган управления гидроагрегата ГОМТ в начальное положение (соответствующее нулевой скорости движения трактора).

Анализ основных характеристик разработанной ГОМТ трактора. Вектор конструктивных параметров ГОМ КП определен на основании методологии, предложенной в работе [6] при удовлетворении основным скоростным и нагрузочным режимам работы ГОМТ в составе трактора массой 12 т во всем диапазоне возможных эксплуатационных технологий при работе трактора. Всей совокупности этих режимов вполне удовлетворяют производства гидроагрегаты ΓCT-112 ОАО завод «Гидросила», Кировоград, Украина (регулируемый гидронасос И нерегулируемый гидромотор объемом 111 см³ каждый). При этом производится численный и качественный мониторинг рабочей скорости трактора в зависимости от относительного параметра регулирования ГОП е, нагрузочной мощности двигателя N, перепада давления рабочей жидкости dP в магистралях высокого давления, общий КПД ГОМТ, КПД отдельных гидроагрегатов, мощностей, проходящих через них, тепловыделений в ГОП, ГОМ КП и других технических параметров.

На рис. 2-5 представлены основные результаты расчетов при работе трактора с полной массой 12 т и свободной мощностью двигателя 176 кВт (240 л.с.) с выбранной ГОМТ при коэффициенте сопротивления движению f=0,45 на первом рабочем (тяговом) диапазоне (рис. 2), с f=0,25 на втором рабочем (тяговом скоростном) диапазоне (рис. 3), с f=0,15 на третьем транспортном (тяговом) диапазоне (рис. 4) и с f=0,05 на четвертом транспортном (скоростном) диапазоне (рис. 5). Данные значения коэффициента f имитирует тяговую нагрузку соответственно 54, 30, 18, 6 кН.

Характеристики ГОМТ демонстрируют, что при работе трактора с динамическим фактором и скоростью, соответствующими основным тяговым технологиям типа вспашка (D=0,42...0,45; V=5,5...8,5 км/ч), культивация (D=0,2...0,25; V=8,5...15,5 км/ч), а также в транспортном режиме (D=0,05...0,1; V=17...41 км/ч) КПД находится в зоне максимальных значений (0,79...0,81).

В большинстве режимов работы ГОМТ перепад давления рабочей жидкости dP в магистралях высокого давления находится в диапазоне 17-23 МПа, что близко к ядру универсальных характеристик ГОП. Это является одним из факторов, обуславливающим высокий КПД ГОМТ.

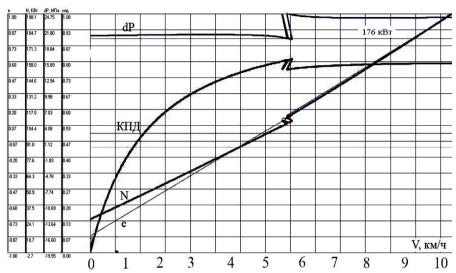


Рисунок 2 — Показатели работы трактора (240 л.с, 12 т) с выбранной ГОМТ на 1-м диапазоне при реализации тягового усилия 54 кН (f = 0,45)

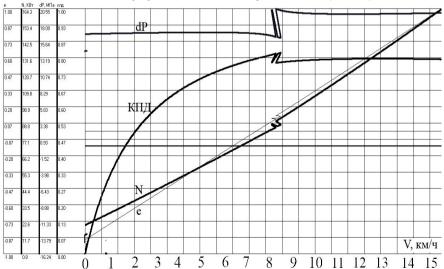


Рисунок 3 — Показатели работы трактора (240 л.с, 12 т) с выбранной ГОМТ на 2-м диапазоне при реализации тягового усилия 30 кH (f=0,25)

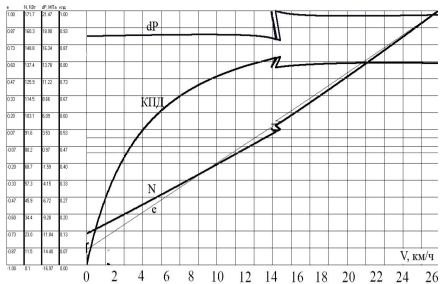


Рисунок 4 — Показатели работы трактора (240 л.с, 12 т) с выбранной ГОМТ на 3-м диапазоне при реализации тягового усилия 18 кH (f = 0,15)

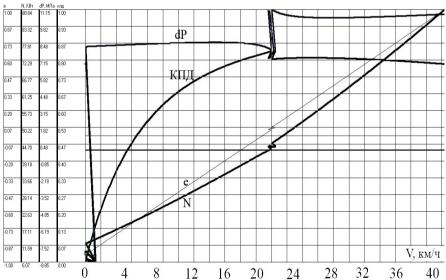


Рисунок 5 — Показатели работы трактора (240 л.с, 12 т) с выбранной ГОМТ на 4-м диапазоне при реализации тягового усилия 6 кH (f = 0.05)

Выволы

- 1. Разработана и теоретически обоснована оригинальная ГОМТ с регулируемым гидронасосом и нерегулируемым гидромотором для колесного трактора с двигателем мощностью 220-240 л.с., с четырьмя скоростными диапазонами: тяговым (0-10,5 км/ч), тяговым скоростным (0-15,5 км/ч), транспортным тяговым (0-27 км/ч) и транспортным (0-41 км/ч), вектор конструктивных параметров которой определен на основе системного подхода к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий [5].
- 2. Характеристики ГОМТ демонстрируют, что при работе трактора с динамическим фактором и скоростью, соответствующими основным тяговым технологиям типа вспашка (D=0,42...0,45; V=5,5...8,5 км/ч), культивация (D=0,2...0,25; V=8,5...15,5 км/ч), а также в транспортном режиме (D=0,05...0,1; V=17...41 км/ч) КПД находится в зоне максимальных значений (0,79...0,81).
- 3. Разработанная бесступенчатая ГОМТ рекомендуется для применения в колесных тракторах массой 10-12 т, с мощностью двигателя 220-240 л.с.

Список литературы: 1. Петров В.А. Гидрообъёмные трансмиссии самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1988. - 248 с. 2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.-Л.: Машиностроение, 1987.—256 с. 3. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. –Харьков, ХГПУ, 1997. –185с. 4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Самородов В.Б., Лебедев А.Т., и др. – Харьков: XГАДТУ, 2001.-642 с. **5.** Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. Самородов Б.В. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». 2003. —№ 4, с. 3-19. 6. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16. 7. *Самородов В.Б.*, Шуба С.А., Деркач О.И. Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300-350 л.с. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2012. – №3, с. 10-13. **8.** Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16. **9.** Самородов В.Б., Рогов А.В. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». -2010. -№ 1, с. 8-14. 10. Самородов В.Б., Шуба С.А. Двухпоточная тракторная гидрообъемномеханическая трансмиссия: математическое моделирование и эскиз конструкции // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2005. –№ 10, с. 18-24. 11. Самородов В.Б., Деркач О.И., Шуба С.А., Колодяжный А.В. Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4 // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2011. –№ 56, с. 3-8. **12.** Патент Украины на полезную модель №66540, МПК F16H 47/00 Гидрообъемно-механическая трансмиссия транспортного средства / Калинин С.В., Самородов В.Б., Деркач О.И., Забельшинский З.Э., Шуба С.А., Шаповалов Ю.К.; дата подачи заявки 06.06.2011; дата публикации 10.01.2012, Бюл. №1. 13. Патент Украины на полезную модель №66541, МПК F16H 47/00 Гидрообъемномеханическая трансмиссия транспортного средства / Калинин С.В., Самородов В.Б., Деркач О.И., Забелышинский З.Э., Шуба С.А., Аврунин Г.А.; дата подачи заявки 06.06.2011; дата публикации 10.01.2012, Бюл. №1.

- С.Г. СЕЛЕВИЧ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
- С.А. ПИСМЕНИЦКИЙ, студент НТУ «ХПИ»;
- **В.А. ЧАЛЫЙ**, студент НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ИНФОРМАЦИИ О СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ СИСТЕМОЙ АГРЕГАЦИИ ДАННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ GPS НАВИГАТОРОВ

В статье выполнен статистический анализ ошибки систем агрегации данных GPS навигаторов.

У статті виконаний статистичний аналіз помилки систем агрегації даних GPS навігаторів.

The statistical analysis of GPS-based systems accuracy was made.

Ввеление

Результаты измерения скоростей транспортного потока и оценки времени проезда находят все большее применение на практике. Так измерения в режиме реального времени являются основой для современных информационных систем поддержки водителя (ATIS), которые, в свою очередь, позволяют осуществлять осознанный выбор маршруга движения, времени выезда и др.

Наиболее распространенным подходом сбора исходных данных для AITS является установка локальных детекторов и видеокамер, выполняющих измерения на конкретном участке дорожной сети [1,2]. и стоимостных ограничений локальные детекторы инсталляционных устанавливаются дискретно на небольших участках сети и, как следствие, не способны предоставить большое покрытие. Альтернативным способом сбора данных о транспортных потоках является использование GPS навигаторов, специально установленных на коммерческом автотранспорте [3] или находящихся в составе мобильных телефонов [4]. Это позволяет, задействовав существующие сотовые сети ДЛЯ передачи существенно снизить инсталляционные затраты, обеспечить покрытия и исключить ошибки в измерении скорости и местонахождения. При этом достоверность таких данных зависит от целого ряда параметров, наиболее значимыми из которых являются: механизм агрегации и выдачи данных, количество активных GPS навигаторов на участке дорожной сети, погрешность определения координат GPS навигатором.

Цель работы и постановка задачи

Целью данной работы является получение статистических оценок, их доверительных интервалов, а также выбор функции распределения для

модуля ошибки скорости движения транспортного потока, предоставляемой общедоступной системой [4].

Порядок измерений и первичная обработка

В ходе выполнения эксперимента были получены скорости движения транспортного потока на 27 участках улично-дорожной сети одновременно двумя способами: путем непосредственной регистрации данных предоставляемых системой [4] χ_{yandso} и посредством косвенного измерения

скорости движения транспортного потока $\mathfrak{X}_{N=M}$ по методике [5]. Тогда величина рассогласования:

$$x_i = \left| x_{i,ux} - x_{i,yandsx} \right| \tag{1}$$

представляет собой модуль абсолютной ошибки измерения скорости движения транспортного потока на i-ом участке улично-дорожной сети.

В процессе первичной обработки были исключены результаты 13-го опыта, поскольку они соответствуют режиму движения «свободный поток», в то время как, методика вычисления $\kappa_{\text{изм}}$ рассчитана на режим «синхронизированный поток», когда водители теряют возможность маневрировать и вынуждены согласовывать свою скорость со скоростью потока [6].

Определение выборочных оценок и доверительных интервалов

Статистическая обработка полученных данных была выполнена по методике, представленной в [7]. Так выборочные математическое ожидание \widetilde{m}_x , дисперсия \widetilde{D}_x , среднеквадратичное отклонение $\widetilde{\sigma}_x$, асимметрия \widetilde{a}_x и эксцесс \mathfrak{F}_x были вычислены по формулам:

$$\tilde{m}_{w} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} x_{i} \tag{2}$$

$$\widetilde{D}_{x} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (x_{i} - i\widetilde{n}_{x})^{2}$$
(3)

$$\tilde{\mathbf{v}}_{x} = \sqrt{\tilde{\mathbf{D}}_{x}}$$
 (4)

$$\widetilde{\alpha}_x = \frac{1}{(n-1)\widetilde{\sigma}_x^2} \sum_{i=1}^n (x_i - \widetilde{m}_x)^2$$

$$\mathcal{E}_{x} = \frac{1}{(n-1)\tilde{\sigma}_{x}^{4}} \sum_{i=1}^{n} (x_{i} - \tilde{m}_{x})^{4} - 3$$
 6)

Результаты вычисления выборочных параметров распределения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Выборочные параметры распределения

Параметр	\widetilde{m}_x	\widetilde{D}_{x}	$\widetilde{\sigma}_{\scriptscriptstyle N}$	$ ilde{a}_x$	$ ilde{e}_{\kappa}$
Величина	9,31	59,26	7,70	0,76	-0,43

По выборочным параметрам были определены доверительные интервалы для генеральных параметров. Доверительный интервал для генерального математического ожидания m_x :

$$\widehat{m}_x - \frac{\widetilde{\sigma}_x t_{1-\frac{\sigma}{2}}(f)}{\sqrt{n}} \leq m_x \leq \widehat{m}_x + \frac{\widetilde{\sigma}_x t_{1-\frac{\sigma}{2}}(f)}{\sqrt{n}}$$

где $t_p(f)$ — квантиль t-распределения Стьюдента, соответствующий вероятности p, n — объём выборки, f = n - 1 — число степеней свободы выборки.

Доверительный интервал для генеральной дисперсии D_{∞} :

$$\frac{f\widetilde{D}_x}{\chi^2_{1+\frac{\sigma}{2}}(f)} \le D_x \le \frac{f\widetilde{D}_x}{\chi^2_{1-\frac{\sigma}{2}}(f)} \tag{8}$$

где $\chi_p^{\ 2}(f)$ — квантиль χ^2 -распределения Пирсона.

Формулы (7-8) имеют место, только если исходная величина X распределена по нормальному закону. Поэтому результаты, полученные по этим формулам, являются приближёнными.

Доверительный интервал для генеральных асимметрии a_x и эксцесса e_x , с использованием неравенства Чебышёва, вычислим по формулам:

$$\tilde{a}_x - \sqrt{\frac{D_a}{q}} \le a_x \le \tilde{a}_x + \sqrt{\frac{D_a}{q}},$$
(9)

$$\ddot{e}_x - \sqrt{\frac{n_e}{q}} \le e_x \le \ddot{e}_x + \sqrt{\frac{n_e}{q}},$$
 (1)

где q=1-p — уровень значимости, D_a , D_e — дисперсии выборочных асимметрии и эксцесса, которые определяются по формулам:

$$D_a = \frac{6(n-1)}{(n+1)(n+2)};\tag{11}$$

$$D_{e} = \frac{24n(n-2)(n-3)}{(n+1)^{2}(n+3)(n+5)}.$$
 (12)

Результаты вычисления доверительных интервалов для доверительной вероятности p=0.9, числа степеней свободы выборки f=25, дисперсии асимметрии $D_{\alpha}=0.9$ и дисперсии эксцесса $D_{s}=0.53$ представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Доверительные интервалы генеральных параметров

Параметр	$m_{_{\infty}}$	D_{x}	a_{∞}	e_{κ}
Доверительный интервал	[6,72 11,89]	[39,35 101,40]	[-0,62 2,15]	[-2.72 1,86]

Выбор функции распределения

Для выдвижения гипотезы о виде теоретического распределения построим гистограмму. Выбор числа интервалов k для построения гистограммы осуществим по формулы Стэрджесса:

$$k = [1 + 3.322 \ln (n)],$$
 (1)

На рис. 1 изображена гистограмма для k=6 и кривые некоторых двух- и однопараметрических законов распределения, полученные с использованием принципа максимального правдоподобия.

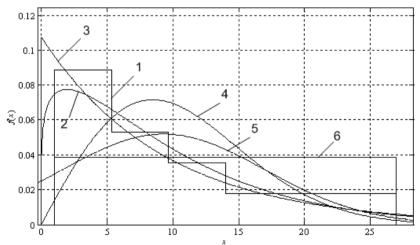


Рисунок 1 — Гистограмма и кривые теоретического распределения случайной величины X: 1 — гистограмма распределения случайной величины X; 2 — распределение Вейбулла с параметрами $\lambda = 9.31$ и k = 7.70; 3 — показательное распределение с параметрами

m = 9.31 и $\sigma = 7.70$; 5 – Рэлеевское распределение с параметром $\sigma = 8.47$; 6 – равномерное распределение с параметрами a = 1.00 и b = 27.00

Для обоснования выбора теоретического распределения использован критерий согласия Колмогорова. Так максимальное значение критического уровня значимости соответствует распределению Вейбулла и составляет q=0.94.

Вывол

Полученные в статье точечные оценки модуля ошибки и их доверительные интервалы позволяют говорить о достаточной для дальнейших исследований в составе макромоделей степени точности. Обоснование выбора функции распределения в виде распределения Вейбулла позволяет учесть ошибку при построении макромодели.

Список литературы: 1. S. Lämmer and D. Helbing (2010) Self-Stabilizing Decentralized Signal Control of Realistic, Saturated Network Traffic Santa Fe Working Paper Nr. 10-09-019. 2. «Видеопробки» [Электронный ресурс] //. http://videoprobki.ua/. 3. Reinhart, K., Schafer, R.P., jam detection by means of floating car data http://www.dlr.de/vf/forschung/projekte/taxi fcd> (accessed 12.11.06) 4. «Yandex.Пробки» [Электронный ресурс] // «Яндекс». http://company.yandex.ru/researches/reports/ya bottlenecks kiev 11.xml /. 5. Edie L., 1965. Discussion on traffic stream measurements and definitions. In: Proceedings of the Second International Symposium on the Theory of Traffic Flow, Paris, France, pp. 139-154. 6. Kerner B.S. Three-Phase Traffic Theory and Highway Capacity, Networks and Spatial Economics, 2000, v.2, p.46-56. 7. Иглин С.П. Математические расчеты на базе MATLAB. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 640c.: ил.

Поступила в редакцию 11.04.2012

А.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС И КПД ПАХОТНОГО МТА ПРИ РАБОТЕ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ

Рассмотрен баланс мощности пахотного машинно-тракторного агрегата (МТА) при реализации всей мощности двигателя через ведущие колеса трактора. На основе баланса мощности определен КПД пахотного МТА с учетом скоростных потерь мощности плуга.

Розглянутий баланс потужності орного машинно-тракторного агрегату (МТА) при реалізації всієї потужності двигуна через ведучі колеса трактора. На основі балансу потужності визначений КПД орного МТА з урахуванням швидкісних втрат потужності плуга.

It is consider the balance of power machine-tractor plow unit implementation for the entire capacity of the engine through the drive wheels of the tractor. On the basis of the balance of power efficiency is defined in the light of the arable speed power plow loss.

Введение. Рассмотрение составляющих баланса мощности пахотного МТА и его КПД позволяет определить пути совершенствования агрегатов с позиций снижения потерь мощности в процессе выполнения технологического процесса по обработке почвы и является актуальной задачей, которая связана с обоснованием рациональных параметров и режимов работы МТА.

Анализ последних исследований. Проблематике исследований мощностного и энергетического баланса МТА и его КПД в последнее время в литературе уделяется достаточно много внимания [1-5]. Ряд исследований посвящен определению КПД МТА при нескольких потоках мощности от двигателя к рабочей машине [4, 5], что позволяет определить рациональный способ передачи мощности рабочей машине.

Постановка задачи. Задачей данного исследования является построение мощностного баланса пахотного МТА и определение его КПД с учетом скоростных потерь плуга.

Математическая модель. Рассмотрим полный статический мощностной баланс трактора в агрегате с плугом при реализации мощности только через ведущие колеса и движении в установившемся режиме по горизонтальному участку поля, а также оценим КПД пахотного МТА. Структура реализации мощности тракторного двигателя при работе в тяговом режиме с плугом имеет следующий вид:

$$\begin{split} N_{\text{\tiny HOM}} & \xrightarrow{\varepsilon_N} N_e \xrightarrow{\eta_{\text{\tiny TP}}} N_{\text{\tiny K}} \xrightarrow{\eta_{\delta}} N_{\text{\tiny O}} \xrightarrow{\eta_f} N_{\text{\tiny KP}} \xrightarrow{\eta_{\text{\tiny fint}}} N_{\text{\tiny BCR}} \xrightarrow{\eta_{\mu}} N_{\text{\tiny arp}} \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow \\ N_{\text{\tiny HJ}} & N_{\text{\tiny TP}} & N_{\delta} & N_f & N_{\text{\tiny fint}} & N_{V_{\text{\tiny III}}} \end{split} \tag{1}$$

где $N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность двигателя;

 $N_{\rm HJ}$ — недоиспользованная мощность тракторного двигателя вследствие неполной его загрузки;

 N_e – эффективная мощность двигателя;

 N_{rp} – мощность, расходуемая на потери в трансмиссии;

 $N_{\rm K}$ – мощность, подводимая к колесам трактора со стороны трансмиссии;

 N_{δ} – мощность, расходуемая на процесс буксования движителя;

 $N_{\rm o}$ – мощность, передаваемая остову трактора при реализации касательной силы тяги и процесса буксования, толкающая остов по ходу движения;

 N_f – мощность, расходуемая на преодоление сопротивления качению;

 $N_{\rm kp}$ — мощность, развиваемая на крюке трактора;

 N_{fnn} — мощность, расходуемая на перемещение плуга вследствие потерь на качение ходовой системы и трение элементов корпусов о почву;

 $N_{\rm всп}$ — мощность, расходуемая непосредственно на процесс вспашки: перемещение, переворачивание и отбрасывание пласта;

 $N_{V_{\Pi\Pi}}$ — мощность, расходуемая на скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки;

 $N_{\rm arp}$ — полезная мощность, расходуемая на выполнение необходимой агротехнической работы по вспашке почвы;

 ε_{N} — коэффициент загрузки двигателя по мощности (коэффициент использования мощности);

 $\eta_{\text{тр}}$ – общий КПД трансмиссии трактора;

 η_{δ} – КПД, учитывающий потери на буксование;

 η_f – КПД, учитывающий потери на сопротивление качению;

 $\eta_{\text{/ii}}$ – КПД, учитывающий потери на сопротивление перемещению плуга вследствие потерь на качение ходовой системы и трение элементов корпусов о почву;

 η_{μ} – КПД, учитывающий скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки.

Рассмотрим подробнее составляющие мощностного баланса.

Недоиспользованная мощность двигателя из-за неполной его загрузки:

$$N_{_{\rm HJI}} = N_{_{\rm HOM}} \cdot (1 - \varepsilon_{_{N}}) = N_{_{e}} \cdot \frac{(1 - \varepsilon_{_{N}})}{\varepsilon_{_{N}}}. \tag{2}$$

Эффективная мощность двигателя определяется с учетом текущей загрузки двигателя по мощности, которая может изменяться в пределах от 0 до 1, причем, выполняя технологическую операцию вспашки с полной

подачей топлива, т.е. на внешней скоростной характеристике, необходимо также учитывать, что полная загрузка двигателя осуществляется только в номинальном режиме при $\varepsilon_N = 1$. Эффективная мощность равна:

$$N_e = N_{\text{\tiny HOM}} \cdot \varepsilon_N \,. \tag{3}$$

Мощность, расходуемая на потери в трансмиссии в общем случае равна:

$$N_{\rm rp} = N_e - N_{\kappa} = N_e \cdot (1 - \eta_{\rm rp}) = N_{\kappa} \cdot \frac{(1 - \eta_{\rm rp})}{\eta_{\rm rp}}.$$
 (4)

Мощность, подводимая к ведущим колесам трактора:

$$N_{\kappa} = N_e - N_{\rm rp} = N_e \cdot \eta_{\rm rp} = \frac{N_o}{\eta_{\scriptscriptstyle S}} \,. \tag{5}$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам, может быть выражена через момент и угловую скорость на ведущих колесах:

$$N_{\rm K} = M_{\rm K} \cdot \omega_{\rm K} = M_{\rm e} \cdot u_{\rm Tp} \cdot \eta_{\rm Tp} \cdot \frac{\omega}{u_{\rm TD}} = M_{\rm e} \cdot \omega \cdot \eta_{\rm Tp} = N_{\rm e} \cdot \eta_{\rm Tp} , \tag{6}$$

где $M_{\rm k}$ – активный крутящий момент на ведущем колесе;

 $\omega_{\rm k}$ – угловая скорость ведущего колеса.

Справедливо также определение мощности на ведущих колесах через касательную силу тяги и теоретическую скорость движения:

$$N_{\kappa} = P_{\kappa} \cdot V_{\tau} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\kappa}} \cdot \omega_{\kappa} \cdot r_{\kappa} = M_{\kappa} \cdot \omega_{\kappa}, \qquad (7)$$

где P_{κ} – касательная сила тяги на колесе;

 $V_{\scriptscriptstyle \mathrm{T}}$ – теоретическая скорость движения.

Мощность, передаваемая остову трактора при реализации касательной силы тяги и процесса буксования:

$$N_{o} = N_{\kappa} - N_{\delta} = N_{\kappa} \cdot (1 - \delta) = N_{\kappa} \cdot \eta_{\delta} = N_{\kappa p} / \eta_{f}. \tag{8}$$

Справедливо также определение мощности, передаваемой остову трактора, через касательную силу тяги и действительную скорость движения:

$$N_{o} = P_{v} \cdot V = P_{v} \cdot V_{\tau} \cdot (1 - \delta) = P_{v} \cdot V_{\tau} \cdot \eta_{\delta} = N_{v} \cdot \eta_{\delta}, \tag{9}$$

где V – действительная скорость движения.

Мощность, расходуемая на буксование колес:

$$N_{\delta} = N_{\kappa} \cdot \delta = N_{\kappa} \cdot (1 - \eta_{\delta}) = N_{o} \cdot \frac{(1 - \eta_{\delta})}{\eta_{\delta}} = N_{o} \cdot \frac{\delta}{\eta_{\delta}}. \tag{10}$$

Мощность, расходуемая на буксование колес, также может быть определена через кинематические и силовые составляющие, причем в рассматриваемом потоке мощности это единственные потери кинематической составляющей, а все остальные относятся к потерям силовых составляющих.

$$N_{\delta} = P_{\kappa} \cdot V_{\tau} \cdot \delta = P_{\kappa} \cdot V \cdot \frac{\delta}{(1 - \delta)} = P_{\kappa} \cdot V \cdot \frac{\delta}{\eta_{\delta}} = N_{o} \cdot \frac{\delta}{\eta_{\delta}}. \tag{11}$$

Мощность, расходуемая на сопротивление качению трактора:

$$N_f = N_o \cdot \left(1 - \eta_f\right) = N_{\text{sp}} \cdot \frac{\left(1 - \eta_f\right)}{\eta_f} \,. \tag{12}$$

Мощность, расходуемая на сопротивление перемещению плуга:

$$N_{fill} = N_{\text{kp}} \cdot \left(1 - \eta_{fill}\right) = N_{\text{BCII}} \cdot \frac{\left(1 - \eta_{fill}\right)}{\eta_{fill}}.$$
 (13)

Мощность, расходуемая на скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки:

$$N_{V_{\Pi\Pi}} = N_{\text{BCR}} \cdot \left(1 - \eta_{\mu}\right) = N_{\text{arp}} \cdot \frac{\left(1 - \eta_{\mu}\right)}{\eta_{\mu}}.$$
 (14)

В общем виде КПД определяются через соответствующие мощности с использованием зависимостей:

$$\eta_{\rm rp} = \frac{N_{\rm K}}{N_e} = \frac{N_{\rm K}}{N_{\rm K} + N_{\rm TD}} = \frac{N_e - N_{\rm rp}}{N_e} = 1 - \frac{N_{\rm rp}}{N_e}; \tag{15}$$

$$\eta_{\delta} = \frac{N_{o}}{N_{\kappa}} = \frac{N_{o}}{N_{o} + N_{\delta}} = \frac{N_{\kappa} - N_{\delta}}{N_{\kappa}} = 1 - \frac{N_{\delta}}{N_{\kappa}} = 1 - \delta = \frac{V_{\pi}}{V_{\tau}};$$
 (16)

$$\eta_f = \frac{N_{\text{kp}}}{N_{\text{o}}} = \frac{N_{\text{kp}}}{N_{\text{kp}} + N_f} = \frac{N_{\text{o}} - N_f}{N_{\text{o}}} = 1 - \frac{N_f}{N_{\text{o}}};$$
(17)

$$\eta_{f_{\text{III}}} = \frac{N_{\text{BCII}}}{N_{\text{kp}}} = \frac{N_{\text{BCII}}}{N_{\text{BCII}} + N_{f_{\text{IIII}}}} = \frac{N_{\text{kp}} - N_{f_{\text{IIII}}}}{N_{\text{kp}}} = 1 - \frac{N_{f_{\text{III}}}}{N_{\text{kp}}};$$
(18)

КПД, учитывающий скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки:

$$\eta_{\mu} = \frac{N_{\text{arp}}}{N_{\text{BCII}}} = \frac{N_{\text{arp}}}{N_{\text{am}} + N_{\text{VIII}}} = \frac{N_{\text{BCII}} - N_{\text{VIIII}}}{N_{\text{BCII}}} = 1 - \frac{N_{\text{VIII}}}{N_{\text{BCII}}}.$$
 (19)

Если преобразовать (19) с учетом формулы В.П. Горячкина получим:

$$\eta_{\mu} = \frac{N_{\text{arp}}}{N_{\text{BCII}}} = \frac{k \cdot B \cdot h \cdot V}{k \cdot B \cdot h \cdot V \cdot \left(1 + \varepsilon \cdot V^2\right)} = \frac{1}{1 + \varepsilon \cdot V^2} \; .$$

Рассматривая движитель или ходовую систему трактора, в частности колесного, ее совершенство описывается КПД, который показывает какая доля полезной мощности, подведенной к колесам, может быть использована в виде полезной крюковой мощности:

$$\eta_{xc} = \eta_{\delta} \cdot \eta_{f} = \frac{N_{o}}{N_{v}} \cdot \frac{N_{kp}}{N_{o}} = \frac{N_{kp}}{N_{v}} = \frac{N_{o}}{N_{v}} \cdot \frac{N_{o} - N_{f}}{N_{o}} = \frac{N_{o}}{N_{v}} - \frac{N_{f}}{N_{v}} = \eta_{\delta} - \frac{N_{f}}{N_{v}}. \quad (20)$$

Преобразовывая выражение (20) получаем:

$$\eta_{xc} = \eta_{\delta} - \frac{P_f \cdot V_{\pi}}{P_{\kappa} \cdot V_{\tau}} = \eta_{\delta} - \frac{P_f}{P_{\kappa}} \cdot \eta_{\delta} = \eta_{\delta} \cdot \left(1 - \frac{P_f}{P_{\kappa}}\right) = \eta_{\delta} \cdot \left(1 - \rho\right) = \eta_{\delta} \cdot \eta_{f}, \quad (21)$$

Еще Е.Д. Львов в своей книге «Теория трактора» ввел понятие потерь, вызванных передвижением самого трактора, и получил следующую зависимость:

$$\rho = \frac{P_f}{P_{\scriptscriptstyle K}} = \frac{f \cdot G}{N_{\scriptscriptstyle K} / V_{\scriptscriptstyle T}} = \frac{f \cdot G}{N_{\scriptscriptstyle e} \cdot \eta_{\scriptscriptstyle TD} \cdot (1 - \delta) / V} = \frac{f \cdot V}{\eta_{\scriptscriptstyle TD} \cdot \eta_{\delta} \cdot \varepsilon_{\scriptscriptstyle N}} \cdot \frac{G}{N_{\scriptscriptstyle HOM}} = \frac{f \cdot V}{\eta_{\scriptscriptstyle TD} \cdot \eta_{\delta} \cdot \varepsilon_{\scriptscriptstyle N}} \cdot \frac{1}{\vartheta_{\scriptscriptstyle T}} \,, \eqno(22)$$

где $Э_{\rm T}$ – энергонасыщенность трактора, которую Е.Д. Львов называл «удельной мощностью».

В «Теории трактора» Е.Д. Львова отмечено, что уменьшение потерь на самопередвижение трактора можно достичь, снижая коэффициент сопротивления качению f при помощи конструктивных мероприятий, снижая действительную скорость движения и, что самое главное, повышая энергонасыщенность трактора и загрузку двигателя.

Тяговый КПД определяется соотношением:

$$\eta_{\text{\tiny KD}} = N_{\text{\tiny KD}} / N_e = \eta_{\text{\tiny TD}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f . \tag{23}$$

Учитывая составляющие мощностного баланса, КПД пахотного МТА можно определить следующим образом:

$$\eta_{\text{MTA}} = \frac{N_{\text{arp}}}{N_{c}} = \eta_{\text{kp}} \cdot \eta_{\text{пл}} , \qquad (24)$$

где $\eta_{\rm пл}$ – общий КПД плуга:

$$\eta_{\text{nn}} = \frac{N_{\text{arp}}}{N_{\text{KD}}} = \eta_{f\text{nn}} \cdot \eta_{\mu}. \tag{25}$$

На рис. 1-2 приведены составляющие КПД МТА в зависимости от передаточного числа трансмиссии ($U_{тp}$) и ширины захвата плуга (B), а также поверхности тягового и условного тягового КПД трактора, имеющие общую линию, соответствующую номинальному режиму работы двигателя.

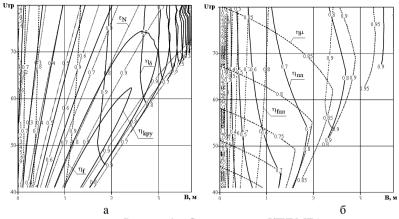
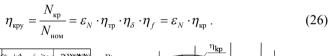


Рисунок 1 – Составляющие КПД МТА:

а – составляющие условного тягового КПД трактора; б – составляющие КПД плуга.

Необходимо отметить, что КПД МТА не только качественно соответствует производительности МТА (S), но также пропорционален ей (рис.2.a)

Условный тяговый КПД трактора [5]:



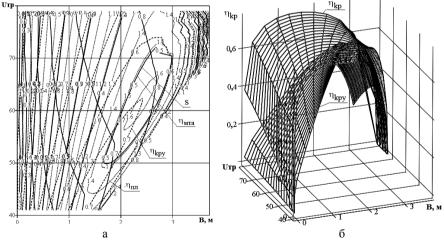


Рисунок 2 — Характеристики КПД МТА: а — составляющие КПД МТА; б — тяговый и условный тяговый КПД трактора.

Выводы. Рассмотренный баланс мощности тягового пахотного MTA подтвердил возможность использования полученного КПД MTA в качестве

критерия для оценки эффективности работы агрегата. Учет скоростных потерь плуга позволяет определить КПД пахотного МТА, который пропорционален его производительности.

Список литературы: 1. Смирнов В.И. Коэффициент полезного действия трактора // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2007. -№ 11. — С. 23-25. 2. Филькин Н.М. К проблеме обоснования понятия коэффициента полезного действия автотранспортного средства // Интеллектуальные системы в производстве. -2008. -№ 1(11). — С. 39-43. 3. Антощенков Р.В. // Енергетичний коефіцієнт корисної дії мобільного енергетичного засобу в складі комбінованого сільськогосподарського агрегату // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. — Харків: НТУ "ХПІ". — 2007. — № 12. — С. 28-33. 4. Подскребко М.Д. Определение коэффициента полезного действия пахотных агрегатов при различных способах передачи мощности от двигателя к рабочей машине // Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя аграрних навук. — 2007. — № 1. — С. 96—105. 5. Лебедев А.Т., Шевченко И.А., Кот А.В. Баланс мощности и КПД тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. -2011. Вип. 107. «Механізація сільського господарского виробництва». Том 2. —с.154-161.

Поступила в редакцию 12.04.2012

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 625.282:625.032

В.Г. МАСЛИЕВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»; **Ю.В. МАКАРЕНКО,** НТУ «ХПИ»; **А.О. МАСЛИЕВ,** студент НТУ «ХПИ»

ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА, ОБОРУДОВАННОГО ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ РЕСОРАМИ, ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

Приведены результаты исследования влияния на динамику транспортного средства силовых импульсов, которые возникают при пневматическом рессорном подвешивании во время процесса управления положением кузова по высоте, если регулятор положения кузова разработан с использованием компьютерных технологий.

Наведено результати дослідження впливу на динаміку транспортного засобу силових імпульсів, що виникають при пневматичному ресорному підвішуванні під час процесу керування положенням кузова по висоті, якщо регулятор положення кузова розроблено з використанням комп'ютерних технологій.

Results over of research of influence on dynamics of a vehicle of power impulses which arise at pneumatic spring suspension during managerial process by body position on height if the regulator of position of a body is developed with application computer technologies.

Проблема повышения комфорта пассажиров транспортных средств приобретает особую актуальность в святи с ростом скоростей движения и

сложностью достаточно быстрого переоборудования путевых структур под такое движение по причинам экономического характера.

Более реальным путем решения проблемы является применение на транспортных средствах рессорного подвешивания на основе пневматических рессор (ПР) [1]. Такое подвешивание обладает существенно большей энергоемкостью, что позволяет реализовать необходимую величину статического прогиба при ограниченных габаритах. Этим обеспечивается получение собственной частоты колебаний кузова около 1 Гц. При такой, наиболее комфортной для человека частоте колебаний, повышается производительность труда, снижается утомляемость.

Одним из элементов рессорного подвешивания на основе пневматических рессор является регулятор положения кузова (РПК), который в процессе регулирования осуществляет импульсную подачу или выпуск сжатого воздуха из пневморессор, что попутно создает возмущающие воздействия. Они добавляются к силовым воздействиям от путевой структуры и ухудшают динамические показатели транспортного средства.

Цель статьи состоит в освещении результатов исследования динамики транспортного средства, оборудованного ПР, при импульсных возмущениях, возникающих при работе РПК.

В качестве РПК в подвешивании применен индуктивный бесконтактный датчик и AVR микроконтроллер Atmega 8L фирмы Atmel с разработанным программным обеспечением [2].

На рис. 1 схематически изображено пневматическое рессорное подвешивание и регулятор положения кузова.

Между кузовом 1 и неподрессорной частью 2 транспортного средства установлена ПР 3 и РПК 4.

При изменении расстояния между кузовом 1 и неподрессоренной частью 2, например, вследствие снижения давления сжатого воздуха в пневморессоре 3, сердечник 5, жестко соединенный с кузовом 1, перемещается вниз до тех пор, пока якорь 9 замкнет магнитную цепь. образованную стержнями 38 и 39 и сердечником 5. Магнитный поток, создаваемый катушкой 6, существенно возрастает, в результате чего в обмотке 7 возникнет ЭДС индукции, пропорциональная изменению расстояния между кузовом 1 и неподрессоренной частью 2 (сигнал управленеия), которая создаст в цепи ток, поступающий через клемму 14 на коммутатор 18 к аналого-цифровому преобразователю 17, который произведет преобразование этой ЭДС из аналогового в дискретный (цифровой) тип. После этого сигнал поступает на микроконтроллер 19, где происходит усреднение результатов заданного программой количества измерений расстояния между кузовом 1 и неподрессоренной частью 2 и принятие программой решения о подаче сжатого воздуха в пневморессору 3. Это решение будет положительным, если результаты измерений дали усредненное значение величины сигнала большее нуля. В этом случае от микроконтроллера 19 поступит управляющий ток на базу транзистора 21, который при этом начнет пропускать ток от источника 37, выпрямленный диодом 23 на тяговую катушку 25, которая своим полем воздействует на якорь 30, который, перемещаясь вправо, переместит клапан 31. В результате этого открывается доступ сжатому воздуху из полости 32 в полость 33 корпуса 29 электропневматического вентиля и далее по трубопроводу 34 в пневморессору 3.

По мере повышения давления в пневморессоре 3 расстояние между кузовом 1 и необрессоренными частями увеличивается, сердечник 5 перемещается вверх относительно якоря 9. Длительность цикла подачи сжатого воздуха в пневморессору 3 задается алгоритмом, по которому микроконтроллер. После окончания этого пикла полачи новое измерение расстояния между кузовом неподрессоренной частью 2 и принятие следующего решения об очередной подаче сжатого воздуха в пневморессору 3. Если результаты измерений показали, что отклонение находится в заданных пределах, т.е. магнитная цепь, образованная стержнями 38 и 39 и якорем 9, разомкнута, ЭДС и ток в обмотке 7 обратились в ноль, а сигнал от микроконтроллера 19 поступающий на базу транзистора 21 также станет равным нулю. Цепь тяговой катушки 25 разомкнется, сердечник 30 вернется в исходное положение и закроет клапан 31, разобщая полости 32 и 33, а подача воздуха в пневморессору 3 прекращается. Надлежащий выбор длительности цикла подачи сжатого воздуха в пневморессору 3, задаваемая алгоритмом, позволяет получить заданное время задержки срабатывания клапана 27, что предотвращает срабатывание устройства, например, при колебаниях кузова пневморессоре 3.

При увеличении расстояния между кузовом 1 и необрессоренными частями 2 сердечник 5 перемещается вверх до замыкания якорем 9 магнитной цепи, образованной стержнями 39 и 40. При этом магнитный поток возрастает и в катушке 8 индуктируется ЭДС, пропорциональная изменению расстояния между кузовом 1 и неподрессоренной частью 2 (сигнал), которая создаст в цепи ток, поступающий через клемму 15 на коммутатор 18 к преобразователю 17, аналого-цифровому который преобразование этой ЭДС из аналогового в дискретный (цифровой) тип. После этого преобразования сигнал поступает на микроконтроллер 19, где происходит усреднение результатов заданного количества измерений расстояния между кузовом 1 и неподрессоренной частью 2 и принятие решения о выпуске сжатого воздуха из пневморессоры 3. Это решение будет положительным, если результаты измерений дали усредненное значение величины сигнала большее наперед заданной алгоритмом микроконтроллера 19 величины. В этом случае от микроконтроллера 19 поступит управляющий ток на базу транзистора 22, который при этом начнет пропускать ток от источника 37, выпрямленный диодом 24 на тяговую катушку 26, которая своим полем воздействует на ее якорь, который, перемещаясь вправо, перемещает клапан. Вследствие чего полость 35 соединяется с полостью 36 и воздух из пневморессоры 3 по трубопроводу 34, полостям 35 и 36 уходит в атмосферу.

По мере уменьшения давления в пневморессоре 3 расстояние между кузовом 1 и необрессоренными частями 2 уменьшается, сердечник 5 перемещается вниз относительно якоря 9. Длительность цикла выпуска сжатого воздуха из пневморессоры 3 задается алгоритмом, по которому микроконтроллер. После окончания этого пикла производится новое измерение между кузовом расстояния неподрессоренной частью 2 и принятие следующего решения об очередном выпуске сжатого воздуха из пневморессоры 3. Если результаты измерений показали, что отклонение находится в заданных пределах, т.е. магнитная цепь, образованная стержнями 39 и 40 и якорем 9, разомкнута, ЭДС и ток в обмотке 8 обратились в ноль, а сигнал от микроконтроллера 19 поступающий на базу транзистора 22 также станет равным нулю. Цепь тяговой катушки 26 разомкнется, ее сердечник вернется в исходное положение и закроет клапан разобщая полости 35 и 36, а выпуск воздуха из пневморессоры 3 в атмосферу прекращается. Надлежащий выбор длительности цикла выпуска сжатого воздуха из пневморессоры 3, задаваемая алгоритмом, позволяет получить необходимое время задержки срабатывания клапана, что предотвращает срабатывание устройства, например, при колебаниях кузова пневморессоре 3.

Пружина 11 компенсирует перекосы кузова 1 и необрессоренных частей 2, а кожух 41 служит направляющей для стержня 10 с якорем 9 и защищает датчик положения 4 от внешних воздействий.

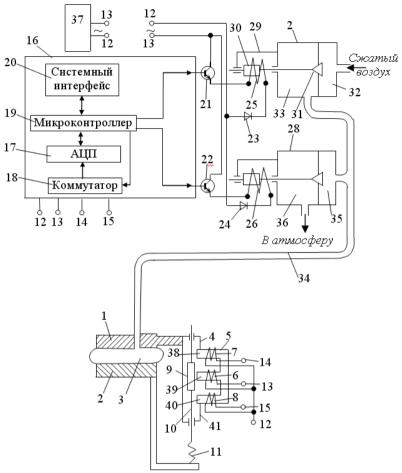


Рисунок 1 — Схема пневматического рессорного подвешивания и регулятора положения кузова

Динамика системы «пневморессора – РПК» исследована в среде MATLAB Simulink при импульсных возмущениях.

Нагрузка на пневморессору увеличивалась практически мгновенно так, что кузов опускался на некоторую величину. При этом через некоторое время РПК подавал порцию воздуха в пневморессору и высота кузова относительно рельсов восстанавливалась. Этот процесс показан на рис. 2. Здесь за положительное принято опускание кузова вниз.

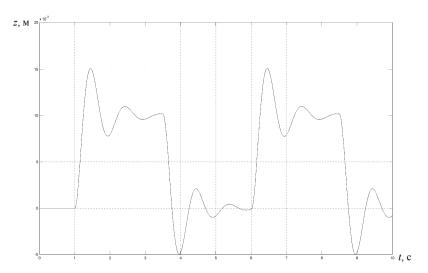


Рисунок 2 — Зависимость изменения высоты кузова относительно плоскости пути при импульсном изменении нагрузки на ПР и подачи сжатого воздуха в ПР от РПК

Как видно из рис. 2, при t=1 с произошло увеличение нагрузки на кузов, что должно было вызвать изменение высоты пневморессоры на величину z=0.01 м. Однако фактическое изменение ее высоты составило 0.016 м, что на 0.006 м превышает расчетное значение. Возникли собственные колебания.

При t=3,5 с сработал РПК на режим подачи воздуха в ПР и ее высота восстановилась до исходной (z=0 м) при t=6 с. При этом переходной процесс системы регулирования продолжался около 2,5 с.

Перерегулирование составило 0,005 м, колебательный процесс затухает достаточно быстро.

Если выбрать для транспортного средства следующие параметры системы: давление воздуха в пневморессоре $5,45\cdot10^5$ Па, эффективная площадь пневморессоры 0,3 м², показатель политропы сжатия воздуха 1,35, общий объем воздуха в пневмосистеме 0,1 м³, статическая нагрузка приходящаяся на пневморессору 137340 H, то эквивалентный статический прогиб ПР составит 0,207 м [3].

При выбранной величине импульса возмущения (0,01 м) и полученном перерегулировании (0,005 м) можно оценить коэффициент вертикальной динамики кузова как отношения суммы этих величин к эквивалентному статическому прогибу

$$K_{AB} = \frac{z_1 + \Delta z}{z_{CT}} = \frac{0.01 + 0.005}{0.207} = 0.07$$

Полученное значение коэффициента динамики при воздействии на систему заданных регулирующих импульсов значительно меньше допустимого коэффициента динамики, величина которого обычно не должна превышать 0,2.

Таким образом, с помощью MATLAB Simulink – моделировании можно достаточно адекватно отражать физические процессы, происходящие в рассматриваемой системе ПР – РПК. Модель может быть использована при исследовании воздействий импульсов возмущений и другой формы. При выбранных параметрах системы «ПР – РПК» регулирование устойчивое, автоколебаний в системе не наблюдается. Показана возможность производить оценку динамических показателей системы при различных возмущающих факторах.

Список литературы: 1. Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением / Макаренко Ю.В., Балев В.Н., Маслиев В.Г. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. — Харків: НТУ «ХПІ». — 2011. — № 18. — 69 — 74 с 2. Пат. 68457 на корис. мод., Україна МПК В61F 5/00 Пристрій для керування рівнем підресореної частини транспортного засобу при пневматичному ресорному підвішуванні / Маслієв В.Г., Макаренко Ю.В., Балев В.М., Маслієв А.О.; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т «Харків-й політехн. інт». — № и 2011 10824; Заявл. 09.09.2011; Опубл. 26.03.2012, Бюл. №6. 3. Л. Брюха. Пневматическое подвешивание и тележки. Ежемесячный бюллетень МАЖК, 1969.—№7 — 10.

Поступила в редакцию 12.04.2012

УДК 681.513:620.1

В.И. НОСКОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗЛА

Разработана математическая модель системы управления тяговым асинхронным электроприводом дизель-поезда, которая позволяет исследовать работу дизель-поезда в различных режимах, оценивать эффективность предлагаемых регуляторов и осуществлять поиск

их оптимальных параметров. Разработанные модели дают возможность с достаточной точностью воспроизводить статические и динамические характеристики тягового электропривода.

Розроблено математичну модель системи управління тяговим асинхронним електроприводом дизель-поїзду, яка дозволяє досліджувати роботу дизель-поїзду в різних режимах, оцінювати ефективність пропонованих регуляторів і здійснювати пошук їх оптимальних параметрів. Розроблені моделі дають можливість з достатньою точністю відтворювати статичні і динамічні характеристики тягового електроприводу.

The mathematical model of the traction control asynchronous electric diesel train, which allows to investigate the work of diesel train in various modes, evaluate the effectiveness of proposed controls and search their optimal parameters. The developed models allow with sufficient accuracy to reproduce the static and dynamic characteristics of electric traction.

Постановка проблемы. Проблемами математического моделирования и оптимизации с помощью средств вычислительной техники дизель- и электропоездов во всем мире занимаются уже около полувека, однако далеко не все задачи, сформулированные десятилетия назад, удалось решить с необходимой точностью даже для тяговых приводов постоянного тока. Проектирование и исследование перспективного подвижного состава, как правило, ставит новые, не менее сложные задачи, которые обычно предъявляют к характеристикам вычислительной техники чрезмерные Поэтому актуально разрабатывать рациональные математические модели и методы оптимизации, находить и использовать упрощающие предложения, позволяющие выделить наиболее существенную информацию для оптимизации тяговых, динамических и энергетических характеристик моторвагонного подвижного состава.

Анализ литературы. Технико-экономические и эксплуатационные характеристики дизель- и электропоездов зависят от типа электропривода, системы управления объектом, опыта машиниста, состояния пути, погодных условий и других факторов [1-10]. Известно, что наилучших технико-экономических и эксплуатационных показателей дизель- и электропоездов можно добиться путем оптимизации структур и параметров их систем управления.

В качестве оптимизируемого может быть принят либо некоторый комплекс энергетических показателей работы тягового электропривода подвижного состава, либо его отдельный важный показатель: коэффициент полезного действия (КПД) электропривода, величина тока статора двигателей, потери, коэффициент мощности, активная или полная потребляемая двигателями мощность и т.п. [1-10].

Цель статьи. При создании асинхронного тягового электропривода важно иметь точные математические модели регуляторов генератора и электропривода, поскольку их фазовые координаты формируют управляющие воздействия по каналам напряжения и частоты. В связи с этим целесообразна разработка математической модели системы управления

тяговым асинхронным электроприводом дизель-поезда, позволяющей исследовать его работу в различных режимах.

Основной раздел. Математическая модель системы автоматического управления электропередачей дизель-поезда состоит из моделей блоков генератора Г, преобразователей частоты ПЧ, тяговых электродвигателей ТЭД, каналов регулирования генератора и ТЭД и нагрузки. В данной работе рассматриваются вопросы моделирования устройств системы управления асинхронным тяговым электроприводом дизель-поезда.

Регулятор генератора РГ предназначен для формирования сигналов: управляющего воздействия по возбуждению тягового генератора $U_{\rm V\Gamma}$; напряжения, пропорционального мощности P_{Γ} генератора, активного и полного токов I_d , I_g ; сигналов задания напряжения генератора $U_{3\Gamma 2}$ и напряжения возбуждения $U_{3\rm B}$.

В качестве входных сигналов регулятора напряжения используются: напряжение $U_{J\Gamma}$, пропорциональное частоте напряжения тягового генератора; напряжение $U_{\rm B}$ обмотки возбуждения; ток $I_{\rm OT}$ мостов выпрямителей; напряжение задания $(U_{\rm 3Hg})$; активные $(I_{d1},\,I_{d2})$ и полные токи $(I_{g1},\,I_{g2})$ обоих тяговых двигателей; напряжение генератора $U_{\rm ЛI\Gamma}$.

Для обеспечения заданных динамических показателей объекта управления формирование управляющего сигнала $U_{\rm УГ}$ осуществляется с помощью специализированного устройства, обеспечивающего пропорциональный, интегральный, пропорционально-интегральный или иные более сложные законы управления.

В случае применения пропорционально-интегрального закона управления формирование значения $U_{\rm Y\Gamma}$ может быть осуществлено на основании соотношения:

$$U_{y\Gamma} = (U_{JI\Gamma} - U_{3\Gamma})(K_{y\Gamma} + \frac{1}{T_1 p}),$$
 (1)

где $K_{
m Y\Gamma}$ – коэффициент усиления пропорциональной составляющей;

 T_1 — постоянная времени интегрирования;

p — оператор Лапласа.

Величина $\hat{U}_{3\Gamma}$ формируется согласно соотношению:

$$U_{3\Gamma} = \min(U_{3\Gamma 1}, U_{3\Gamma 3}),$$

где $U_{3\Gamma 1}$ – выходной сигналы управления по каналу регулирования напряжения возбуждения генератора;

 $U_{3\Gamma 3}-$ сигнал управления по каналу регулирования напряжения возбуждения генератора в тормозном режиме.

Напряжение $U_{3\Gamma 1}$ формируется с использованием блока задатчика интенсивности, обеспечивающего темп нарастания соответствующего сигнала в переходном режиме:

$$U_{3\Gamma 1} = U_{3H} \frac{1}{T_2 p}, \tag{2}$$

где $U_{3H} = U_{3\Gamma 2} - U_{YTO} - U_{YB}$;

 $U_{3\Gamma 2}$ – сигнал задания напряжения генератора;

 $U_{
m YTO}$ — сигнал управления ограничением максимального тока выпрямительной установки отопления;

 $U_{
m YB}$ — сигнал рассогласования по каналу задания напряжения возбуждения;

$$T_2 \; = \; \begin{cases} T_{21} & \text{при} \;\; U_{3\text{r1}} \leq U_{3\text{r}}, \\ T_{22} & \text{при} \;\; U_{3\text{r1}} > U_{3\text{r}}, \end{cases}$$

где T_{21} , T_{22} — постоянные времени интегрирования, определяемые в процессе исследований.

Сигнал $U_{3\Gamma 2}$ осуществляет ограничение максимального тока выпрямительной установки, его величина определяется выражением:

$$U_{3\Gamma 2} = \min((0.98\bar{f}_{\Gamma} + 0.02), 1), \tag{3}$$

где \bar{f}_{Γ} — нормированный сигнал f_{Γ} .

Сигнал $U_{\text{УТО}}$ осуществляет ограничение максимального тока выпрямительной установки, его значение определяется выражением:

$$U_{\rm YTO} = 20(\bar{I}_{\rm OT} - U_{\rm 3OT}),$$
 (4)

где \bar{I}_{OT} – нормированный сигнал I_{OT} ;

 $I_{
m OT}$ — сигнал задания, пропорциональный току нагрузки выпрямительной установки отопления;

 $U_{
m 3OT}$ — сигнал задания по каналу управления ограничением максимального тока выпрямительной установки отопления; $U_{
m 3OT}$ = 1.

Сигнал $U_{\rm yB}$ обеспечивает ограничение максимального напряжения возбуждения генератора, его значение определяется выражением:

$$U_{\rm VR} = 10(\overline{U}_{\rm R} - U_{\rm 3R}), \tag{5}$$

где $\overline{U}_{\mathrm{B}}$ — нормированный сигнал U_{B} ;

 $U_{\rm B}$ – напряжение возбуждения генератора;

$$U_{3\mathrm{B}} = 0.43 \bar{f}_{\Gamma} + 0.57$$
 .

Сигнал $U_{3\Gamma 3}$ необходим для регулирования напряжения генератора в тормозном режиме, его величина определяется выражением:

$$U_{3\Gamma 3} = \max(0.33, \ 0.41(I_{d1} + I_{d2})). \tag{6}$$

Сигналы I_d , I_g , P_Γ , пропорциональные активному и полному токам и мощности генератора, формируются по законам:

$$I_d = \max(I_{d1}, I_{d2}), \tag{7}$$

$$I_g = \max(I_{g1}, I_{g2}, 1,02I_d),$$
 (8)

$$P_{\Gamma} = 1{,}17U_{\Pi\Gamma}I_{d},\tag{9}$$

где I_{d1} , I_{d2} — активные токи тяговых электродвигателей ТЭД в звене постоянного тока преобразователей частоты;

 $I_{\rm g1},\,I_{\rm g2}$ — полные линейные токи ТЭД.

Входными сигналами для регулятора генератора, являются напряжение возбуждения генератора $U_{\rm B}$, линейное напряжение тяговых обмоток генератора $U_{\rm Л1},\,U_{\rm Л2},\,U_{\rm Л3}$ и частота напряжения генератора $f_{\rm \Gamma}$.

В данном случае моделирование генератора можно выполнить по упрощенной схеме: в модели генератора напряжение возбуждения $U_{\rm B}$ при увеличении сигнала $U_{\rm Y\Gamma}$ может быть определено согласно выражения:

$$U_{\rm B} = \frac{U_{\rm JI\Gamma}}{3} \cos(0.833\pi U_{\rm Y\Gamma}),$$
 (10)

а при уменьшении $U_{\rm УГ}$ – зависимостью:

$$U_{\rm B} = \frac{U_{\rm JIT}}{3} \frac{1 + \cos\left(\frac{\pi}{6} + 0.833\pi U_{\rm YT}\right)}{\sqrt{3}} \,. \tag{11}$$

Формирование выпрямленного напряжения генератора U_d осуществляется на основе использования внешних характеристик генератора $U_d = f(I_d)$.

Для исследования электропередачи необходима и модель регулятора выходного напряжения инверторов электропривода, работающих в режиме широтно-импульсного регулирования. С целью определения его структуры и параметров, разработана модель регулятора, состоящая из моделей канала ограничения тока (выходной сигнал управления $U_{\rm YT}$) и канала поддержания постоянной мощности (выходной сигнал управления $U_{\rm PF}$). Эти каналы предназначены для формирования сигнала управляющего воздействия по выходному напряжению инверторов $U_{\rm VIII}$.

В режиме тяги без учета процессов буксования значение $U_{\text{УШ}}$ формируется согласно закону:

$$U_{\text{YIII}} = \frac{K_1 U_1}{T_1 p},\tag{12}$$

где K_1 и T_1 — соответственно коэффициент усиления и постоянная времени задатчика интенсивности;

$$U_1 = \frac{\min(U_{\rm YT}, U_{\rm P\Gamma})}{T_2 p + 1}, \tag{13}$$

где $U_{\rm YT}$ – выходной сигнал канала регулирования тока;

 $U_{\rm P\Gamma}$ – результирующий сигнал управления по каналу задания мощности;

 T_2 – постоянная времени.

Значение $U_{
m YT}$ формируется согласно пропорционально-интегральному закону управления:

$$U_{\rm YT} = K_3(U_{\rm 3T} - I_g)(K_4 + \frac{1}{T_3 p}), \qquad (14)$$

где U_{3T} – сигнал задания по каналу регулирования тока;

 K_3, K_4 – коэффициенты усиления;

 I_g – сигнал обратной связи канала регулирования тока;

 T_3 — постоянная времени.

При исследовании электропривода использовались и другие законы управления.

Формирование сигнала задания $U_{3\mathrm{T}}$ осуществляется на основе нормированного сигнала \bar{f}_{Γ} частоты напряжения тягового генератора и напряжения U_{KM} , пропорционального номеру позиции контроллера машиниста:

$$U_{3T} = \min(U_{3T1}, U_{3T2}, 1),$$
 (15)

где $U_{3\text{T}1} = K_5(\bar{f}_{\Gamma} + K_6)$;

 $U_{3T2} = U_{3T3} + K_7;$

$$U_{3\mathrm{T3}} = \frac{1}{T_4 p} U_{\mathrm{KM}};$$

 K_5, K_6, K_7 – коэффициенты усиления;

 T_4 – постоянная времени задатчика интенсивности.

Постоянная времени T_4 определяется соотношением:

$$T_4 = \begin{cases} T_4', & \text{при} \quad U_{3\text{T}3} \le U_{3\text{T}3}', \\ T_4'', & \text{при} \quad U_{3\text{T}3} > U_{3\text{T}3}', \end{cases}$$
 (16)

где $U'_{3T3} = K_8(U_{KM} - 1)/7 + K_9$;

 K_8 , K_9 — коэффициенты усиления.

Значение $U_{\text{P}\Gamma}$ формируется по закону:

$$U_{\rm P\Gamma} = K_{10} (U_{\rm 3M} - U_{\rm P}) (1 + \frac{1}{T_5 p}) , \qquad (17)$$

где
$$U_{3\mathrm{M}} = \min \left((K_{11} \bar{f}_{\Gamma} + K_{12} \frac{\bar{f}_{\Gamma} U_{PG}}{1.25} - K_{13}), (K_{14} (U_{\mathrm{KM}} - 1) / 7 + K_{15}) \right);$$

 K_{1j} ($j = \overline{0,5}$) – коэффициенты усиления;

 U_{PG} – сигнал управления от регулятора мощности дизеля.

Модель САР электропривода моторного вагона в виде уравнений (1) — (17) может быть использована для исследования регуляторов, формирующих управляющие воздействия по каналам ограничения тока и поддержания постоянства мощности, определения параметров регуляторов, исходя из требований к качественным показателям переходных процессов, а также для

проведения исследований объекта управления как в разомкнутой, так и в замкнутой системе автоматического регулирования.

Выводы. Разработана математическая модель системы управления тяговым асинхронным электроприводом дизель-поезда, которая позволяет исследовать работу дизель-поезда в различных режимах, оценивать эффективность предлагаемых регуляторов и осуществлять поиск их оптимальных параметров. Разработанные модели дают возможность с достаточной точностью воспроизводить статические и динамические характеристики тягового электропривода. Полученные результаты были использованы при создании первого украинского дизель-поезда ДЭЛ-02.

Список литературы: 1. Горин Н.Н. Проблемы применения бесколлекторных тяговых двигателей / Н.Н. Горин, В.Д. Кондратов // Железнодорожный транспорт. −1978. – № 6. – С. 42 – 47. 2. Будницкий А.А. Тягово-энергетические характеристики макетного тепловоза типа ТЭ120 с электропередачей переменного тока / А.А. Будницкий, В.С. Строков, П.Ш. Мельман // Труды ВНИИЖТ. - 1980. - № 51. - С. 23 - 32. 3. Петров Ю.П. Оптимальное управление электроприводом. / Ю.П. Петров // М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 216 с. 4. Сандлер А.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями / А.С. Сандлер, Р.С. Сарбатов // М.: Энергия, 1987. – 328 с. 5. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными двигателями / А.А. Булгаков // М.: Энергоиздат, 1982. – 216 с. 6. Сабинин Ю.А. Частотно-регулируемые асинхронные электроприводы / Ю.А. Сабинин, В.Л. Грузов // – М.: Энергоатомиздат, 1985. –128 с. 7. Петров Ю.П. Синтез устойчивых систем управления, оптимальных по среднеквадратичным критериям качества (обзор) / Ю.П. Петров // Автоматика и телемеханика. – 1983. – №7. – С. 15 – 24. 8. Коропец П.А. К вопросу оценки тяговых свойств привода локомотива // Повышение эффективности и качества работы электроподвижного состава / П.А. Коропец, Н.И. Горбунов // Межвузовский тематический сборник Ростовского института инженеров жел.-дор. тр-та., 1984. -Вып. 176. - С. 21 - 25. 9. Грапонов В.Г. О новом подходе к решению проблем тягового электропривода переменного тока тепловоза / В.Г. Грапонов, М.В. Мажинский, В.С. Марченко, В.И. Носков. А.А. Чернышев // Сб. научных трудов. – М.: МЭИ. – 1987. – Вып. 136. – С. 36 – 40. 10. Панасюк А.М. Оптимальное частотное управление асинхронным двигателем с учетом электромагнитных процессов в нормированных переменных / А.М. Панасюк, А.С. Шмаков // Автоматика и вычислительная техника. Выпуск 15. Респ. межвед. сборник. – Минск: Высшая школа. 1986. - C. 28-30.

Поступила в редакцию 04.04.2012

УДК 625.282:625.032.07

Л.В. ОВЕРЬЯНОВА, асп. НТУ «ХПИ»

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ИНЕРЦИОННОГО НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРИГОРОДНОГО СООБЩЕНИЯ

Рассматривается инерционный накопитель энергии на основе кольцевого маховика, который совмещен с электрической машиной с преобразователем мостового типа на IGBT -транзисторах. Предложен подход относительно выбора основных параметров.

Розглядається інерційний накопичувач енергії на основі кільцевого маховика, який суміщений з електричною машиною з перетворювачем мостового типу на IGBT -транзисторах. Запропоновано підхід щодо вибору основних параметрів.

The inertial energy storage flywheel based ring which is combined with an electric car with DC converter or bridge-type IGBT - transistors is considered. An approach to the selection of key parameters is proposed.

Введение

В области энергосбережения электрифицированных железных дорог лучшим по массогабаритным показателям и по степени согласованности процессов, протекающих в системе «тяговая сеть – подвижной состав», по нашему мнению, является применение инерционных электромеханических накопителей энергии (ИЭМНЭ).

Существует ряд примеров использования накопителей такого типа как в системе тягового электроснабжения — железная дорога Кейхан [1], метрополитен Гамбурга [2], концептуальный проект для Харьковского метрополитена [3], так и непосредственно на подвижном составе — дизельпоезд Lirex [4].

Следует отметить, что с точки зрения рационального использования пространства на подвижном составе, когда габариты, отводимые под накопительный комплекс, весьма ограничены, целесообразным является выполнение маховика совмещенным с электрической машиной: при такой конструкции ротор наряду со своим функциональным назначением в электромеханическом процессе выполняет роль аккумулятора кинетической энергии.

Конструкция электромеханического преобразователя

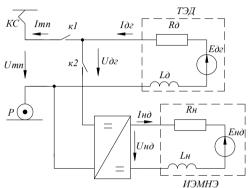
В качестве аккумулятора принят кольцевой маховик, совмещенный с ротором электрической машины [5]. На внутренней поверхности маховика размещаются высококоэрцитивные постоянные магниты, которые бандажируются композитным высокопрочным материалом. Коаксиально ротору располагается статор, насаженный на вал. На неподвижном статоре располагается обмотка. Вся конструкция помещается в вакуумный кожух.

Накопитель функционирует как совокупность электромеханического энергии И системы управления. Для преобразования электромеханического преобразования энергии предлагается электрическая машина с преобразователем мостового типа, который реализован на IGBTтранзисторах. Индуктор представляет магнитную систему, полюса которой образованы постоянными магнитами. Обмотка якоря состоит из отдельных секций – катушек, шаг которых равен полюсному делению т. Катушки, соединяясь последовательно, образуют п фаз. Фазы смещаются по окружности статора относительно друг друга с шагом τ/n и каждая фаза включается в нагрузку однофазных инверторов тока, которые, в свою очередь, соединены последовательно.

Подход к выбору основных параметров ИЭМНЭ

При проектировании ИЭМНЭ, который будет функционировать в системе «тяговая сеть – подвижной состав», следует определить зоны его работы и разделить их во времени.

Возможны три режима работы: накопление (рис. 1) — накопитель получает энергию от тяговых двигателей, работающих в режиме электродинамического торможения; выдача энергии в систему тягового привода — накопитель отдает энергию тяговым двигателям в режиме тяги; режим хранения энергии — тяговые двигатели получают питание только от контактной сети, при этом накопитель не обменивается энергий с тяговыми лвигателями.



При выборе основных параметров накопителя считаем целесообразным пренебречь режимом хранения энергии и зонами совместной работы ИЭМНЭ с тяговой сетью и руководствоваться лишь режимом накопления на этапе остановочного торможения ЭПС. Для приведенной на рис. 1 блок-схемы тягового привода в двигательном режиме работы ИЭМНЭ может быть записана следующая система алгебро-дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{di_{\partial_{\mathcal{C}}}}{dt} = \frac{e_{\partial_{\mathcal{C}}} - u_{\partial_{\mathcal{C}}} - i_{\partial_{\mathcal{C}}} \cdot R_{\partial}}{L_{\partial}}; \\ \frac{dV_n}{dt} = \frac{i_{\partial_{\mathcal{C}}} \cdot e_{\partial_{\mathcal{C}}}}{30 \cdot m_n \cdot V_n} \left(\frac{C_{M\partial}}{C_{e\partial}} \right) \cdot \pi \cdot \eta_{nep}; \\ \frac{di_{n\partial}}{dt} = \frac{u_{n\partial} - e_{n\partial} - i_{n\partial} \cdot R_n}{L_n}; \\ \frac{d\omega_{n\partial}}{dt} = \frac{i_{n\partial} \cdot e_{n\partial}}{30 \cdot J_n \cdot \omega_{n\partial}} \left(\frac{C_{Mn}}{C_{en}} \right) \cdot \pi; \\ u_{\partial_{\mathcal{C}}} \cdot i_{\partial_{\mathcal{C}}} \cdot \eta_{nep} = u_{n\partial} \cdot i_{n\partial} \end{cases}$$

с функциями связи

$$\begin{aligned} e_{\partial c} &= f(C_{e\theta}, \Phi_{\partial c}, V_n); \\ e_{H\theta} &= f(C_{eH}, \omega_{H\theta}); \\ i_{H\theta} &= f(u_{\partial c}, i_{\partial c}, \beta), \end{aligned} \tag{2}$$

где V_n – скорость подвижного состава, m_n – масса подвижного состава, $C_{M\partial}$, $C_{e\partial}$ – машинные постоянные ТЭД, η_{nep} – коэффициент полезного действия тракта передачи мощности, $\omega_{H\partial}$ – угловая скорость маховика, J – момент инерции маховика ИЭМНЭ, C_{MR} , C_{en} –постоянные электрической машины ИЭМНЭ, $\Phi_{\partial e}$ – магнитный поток ТЭД, β – коэффициент DC-DC преобразователя, определяющий отношение выходного напряжения $u_{H\partial}$ к входному $u_{\partial e}$ в текущий момент времени.

Активное сопротивление $R_{\scriptscriptstyle H}$ и индуктивность обмотки якоря $L_{\scriptscriptstyle H}$ ИЭМНЭ могут быть определены из выражения

$$R_{H} = \frac{1.78 \cdot 10^{-8} K_{f} N_{kc} w^{2} 2(l_{a} + \tau)}{K_{ea}^{2}},$$
(3)

$$L_{H} = N_{kc} (L_{ka} - M_{12} w^{2}), \qquad (4)$$

где K_{sa} — размер поперечного сечения катушки якоря, w — количество витков в катушке, N_{ks} — число катушек в обмотке якоря, l_a — активная длина якоря, τ — полюсное деление, L_{ka} — индуктивность катушки обмотки якоря, M_{12} — взаимная индуктивность двух смежных катушек якоря, принадлежащих разным фазам.

Параметры K_{sa} , L_{ka} , M_{12} могут быть найдены следующим образом

$$K_{sa} = \sqrt{\frac{\tau \cdot G}{2(\tau + l_a)}},\tag{5}$$

$$M_{12} = \frac{\mu_0}{\pi} \left\{ \tau \cdot \ln \left(\frac{\Delta_1}{\Delta_3} \cdot \frac{\Delta_3 + \sqrt{{\Delta_3}^2 + 4{l_a}^2}}{\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}} \right) \right\} + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)\left(\Delta_3 + \sqrt{{\Delta_3}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)\left(\Delta_3 + \sqrt{{\Delta_3}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_1}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_1 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2}\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_1 \cdot \Delta_3}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_2 \cdot \Delta_2}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_2 \cdot \Delta_2}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)^2}{\left(\Delta_2 + \sqrt{\Delta_2} + 4{l_a}^2\right)} \right) + \frac{\tau}{2} \ln \left(\frac{\Delta_2 \cdot \Delta_2}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\Delta_2 \cdot \Delta_2}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \cdot \frac{\Delta_2 \cdot \Delta_2}{\Delta_2^2 + 4{l_a}^2} \right) + \frac{\tau}{$$

$$+ {I_a} \cdot \ln \left(\frac{{{{\left({2{I_a} + \sqrt {\Delta _2^2 + 4{I_a^2}} \right)}^2 }}}{{{{\left({2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} \right)} \left({2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} \right)} \right)}} + \sqrt {{\Delta _1}^2 + 4{I_a}^2 } - {\Delta _1} + 2{\Delta _2} + {\Delta _3} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} \right)}}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}} - \frac{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}{{2{I_a} + \sqrt {\Delta _1^2 + 4{I_a^2}} }}$$

$$-2\sqrt{{\Delta_2}^2 + 4{l_a}^2} + \sqrt{{\Delta_3}^2 + 4{l_a}^2}[6]; ag{6}$$

$$L_{ka} = \frac{l_0}{\pi} w^2 (\tau + l_a) \left[\ln \frac{2d_a}{K_{sa}} - \frac{l_a}{\tau + l_a} \ln Q_a + \sqrt{\tau^2 + l_a^2} \right] - \frac{\tau}{\tau + l_a} \ln (\tau + \sqrt{\tau^2 + l_a^2}) + \frac{2\sqrt{\tau^2 + l_a^2}}{\tau + l_a} - \frac{1}{2} + 0.447 \frac{K_{sa}}{\tau + l_a} \right], \quad (7)$$

где G – расход активного материала на обмотку якоря,

$$\Delta_1 = \tau + l_a; \ \Delta_2 = \tau; \ \Delta_3 = \tau - 2l_a, \tag{8}$$

Для такого электромеханического преобразователя, ротор которого вращается с угловой скоростью $\omega_{\scriptscriptstyle H}$, ЭДС и вращающий момент равны

$$e_{\scriptscriptstyle H} = C_{\scriptscriptstyle eH} B_{\scriptscriptstyle CD} \omega_{\scriptscriptstyle H} \,, \tag{9}$$

$$M_{\mu} = C_{\mu\mu} B_{c\rho} i_{\mu} \tag{10}$$

Здесь C_e и $C_{\scriptscriptstyle M}$ – машинные постоянные, которые определяются согласно выражениям:

$$C_{eH} = 2N_{kc}wl_a \frac{\tau \cdot p}{\pi}, \quad C_{MH} = N_{kc}wl_aD_a, \qquad (11)$$

где B_{cp} — среднее значение индукции в воздушном зазоре, p — число пар полюсов, D_q — диаметр якоря.

Энергия обмена, габаритные размеры маховика и электрической машины устанавливаются исходя из энергии, отдаваемой тяговым двигателем в процессе остановочного торможения:

$$W_{H} = W_{m\partial} \cdot \eta_{nep} , \qquad (12)$$

$$W_{_{H}} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot m_{_{y\dot{0}}} \cdot R_{_{Hp}}^{2} \cdot h \cdot V_{_{Hp}}^{2} \cdot (1 - \frac{R_{_{\theta H}}^{4}}{R_{_{UU}}^{4}}), \qquad (13)$$

где W_{H} – энергия обмена ИЭМНЭ, $W_{m\partial}$ – энергия торможения ЭПС, $m_{y\partial}$ – удельная масса маховика с конструктивными элементами, R_{np} – наружный радиус маховика, h – высота маховика, V_{np} – линейная скорость маховика на внешней точке, $R_{\theta H}$ – внутренний радиус маховика.

Приведенная модель позволяет анализировать влияние геометрических и электрофизических параметров системы электромеханического преобразования энергии накопителя на его энергетические показатели.

Тестовая задача

Опираясь на вышеизложенные положения, произведем выбор основных параметров ИЭМНЭ. В качестве исходных данных для тестовой задачи

примем величину энергии, которая высвобождается при электродинамическом торможении двухвагонной секции электропоезда ЭР2Р массой 117 т от скорости 80 км/ч до 0 км/ч на горизонтальном участке пути. Эта величина соответствует энергии обмена проектируемой накопительной системы. В расчёте на один тяговый двигатель она составляет 6,3 МДж. Принимая во внимание тот факт, что ИЭМНЭ разряжается до определенного порогового значения, характеризуемого энергией "мертвого объема", выбор основных параметров следует производить с учетом этого порогового значения.

Для аккумулирования и последующей выдачи энергии принимаем ИЭМНЭ с полной энергией 6,32 МДж (при этом принято, что энергия "мертвого объема" составляет величину 0,02 МДж). ИЭМНЭ с такими параметрами способен воспринимать электроэнергию средним током 400 А при напряжении 700 В на протяжении 40 с.

Определяемые параметры накопителя разделим на две группы: первая – характеризующая запасаемую энергию вращающихся масс, вторая – систему электромеханического преобразования энергии.

Исходя из монтажного объема, отводимого под накопительную систему, принимаем следующие геометрические размеры маховика: внешний радиус ротора -0,225 м, внутренний радиус -0,11 м, высота -0,335 м. Усредненная удельная масса материала ротора равна 2700 кг/м³. При этом для запасания энергии в 6,32 МДж согласно выражению (13) линейная скорость ротора на внешней точке будет составлять 430 м/с. Этому соответствует частота вращения ротора ИЭМНЭ, равная 18260 об/мин.

Исходя из геометрических размеров маховика и его скорости вращения могут быть предложены следующие геометрические размеры и параметры электрической машины: диаметр статора $-0.21\,\mathrm{M}$, число пар полюсов индуктора -2, полюсное деление $-0.165\,\mathrm{M}$, активная длина якоря $-0.243\,\mathrm{M}$, число фаз -6, число катушек в фазе -4, число витков в катушке -2, номинальный размер эффективного медного прямоугольного провода без изоляции $-5.1\times11.6\,\mathrm{MM}$. Систему возбуждения образуют постоянные магниты Nb-Fe-B с коэрцитивной силой по индукции 979000 А/м. Длина магнита $-0.115\,\mathrm{M}$, ширина $-0.205\,\mathrm{M}$, толщина $-0.015\,\mathrm{M}$. Воздушный зазор $-0.005\,\mathrm{M}$.

В программной среде FEMM для принятой геометрии электрической машины были выполнены расчёты её магнитного поля (рис.2а) и получено распределение индукции в воздушном зазоре при холостом ходе (рис.2б) и номинальной нагрузке с током 400 A (рис. 2в). Среднее значение индукции в воздушном зазоре в режиме нагрузки составило 0,15 Тл, что достаточно для обеспечения заданного напряжения, равного 700 В.

Таким образом, в ходе решения тестовой задачи были определены основные геометрические и электрофизические параметры ИЭМНЭ мощностью 300 кВт, который может обеспечить энергию обмена в 6,3 МДж.

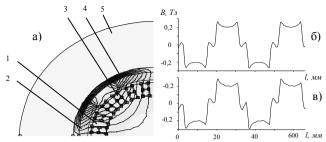


Рисунок 2 — Расчет магнитного поля электрической машины (а), распределении индукции в воздушном зазоре при холостом ходе (б) и при номинальной нагрузке (в): 1 — статор; 2 — постоянный магнит; 3 — катушка статора; 4 — экранирующее стальное кольцо; 5 — маховик.

Выволы

Применение инерционного электромеханического накопителя энергии является перспективной технологией энергосбережения. Предложен подход к выбору его основных геометрических и электрофизических параметров для обмена энергией в тяговом приводе электрического подвижного состава. Решена тестовая задача, по результатам которой установлено, что инерционный электромеханический преобразователь с приведенными параметрами может обеспечить энергию обмена в 6,3 МДж.

Следует отметить, что важным требованием при функционировании такой системы является необходимость обеспечить управляемый переток мощности между тяговым электродвигателем и инерционным накопителем энергии при встречно меняющихся оборотах упомянутых электромеханических устройств в генераторном и двигательном режимах их работы. Удовлетворить это требование возможно применением реверсивного buck & boost DC-DC — преобразователя, позволяющего в заданном диапазоне, контролируемо изменять напряжение на входе и выходе накопителя и тягового электродвигателя.

Список литературы: 1. *Магиуата*, *N.* Stabilisierung der Fahrleitungsspannung mittels Schwungrad. [Text] / N. Магиуата // Elektrische Bahnen. — 1992(90). — №4. Р.125—129. 2. Стационарные накопители энергии на метрополитене Гамбурга [Текст] // Железные дороги мира. — 2010. — № 7. — С. 60—64. 3. *Омельяненко, В. И.* Инерционный накопитель энергии для систем тягового электроснабжения. [Текст] / В. И. Омельяненко, Г.В. Омельяненко // Техническая электродинамика. — 2002. — №4. — С.83—88. 4. Дизель-поезд Lirex [Текст] // Железные дороги мира. — 2001. — № 2. — С. 35— 42. 5. *Омельяненко, В.И.* Электромеханический преобразователь энергии инерционного накопителя для сетей тягового электроснабжения. [Текст] / В.И. Омельяненко, Г.В. Омельяненко. // Электромеханика. — 2001. — №4-5. — С.67—74. 6. *Kratki, N.* Ausgleichsvorgänge und Schwingungen beim elektrodznamischen Magnetkissen-System-[Text] / *N. Kratki, K. Oberrefl* // Archiv für Elektritechnik. - 1975. - Band 57. - Heft 2 - p.59-64.

Поступила в редколлегию 09.04.2012

УДК 629.423.1

С.Ю. ЧЕРВ'ЯКОВ, студент НТУ «ХПІ»;

Б.Г. ЛЮБАРСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»; **М.М. КАЛЮЖНИЙ**, доц. НТУ «ХПІ»

СИЛИ ОПОРУ РУХУ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Проведено дослідження природи та характеру сил опору, що впливають на рух електрорухомого складу.

Проведено исследование природы и характера сил сопротивления, которые влияют на движение электродвижущего состава.

A research on the nature of the resistance that influences the motion of a train was done.

Поїзд при русі зазнає протидію багатьох сил, різних за причинами виникнення, природою і величиною. Деякі з них змінюються повільно, інші більш швидко, аж до імпульсного впливу. Багато з цих сил взаємопов'язані, багато випадкові. Прийнято оцінювати сумарний ефект від усіх сил протидії руху як опір руху поїзда. Відповідно до цього опором руху називають еквівалентну силу, наведену до обода коліс, на подолання якої витрачається така ж робота, як і на подолання всіх дійсних сил, протидіючих руху [1,2].

Метою даної роботи ε дослідження сил, що діють на електрорухомий склад під час руху і здатні впливати на його рух.

Опір руху залежить від конструкції та технічного стану рухомого складу і верхньої будови шляху, профілю і плану шляху, від швидкості руху поїзда, а, також швидкості і напряму швидкості вітру. Вона зумовлена наявністю тертя у вузлах рухомого складу, тертям коліс об рейки, деформаціями шляху і елементів рухомого складу, опором повітряного середовища, а також складовими сили тяжіння на ухилах.

Енергія, витрачена на подолання опору тертя, неповоротна, так як витрачається на стирання деталей рухомого складу, шляху і, перетворюючись на тепло, розсіюється в навколишньому середовищі. Неповоротна і енергія, що витрачається на подолання опору повітряного середовища. Енергія, витрачена. на подолання підйомів, може бути частково, а в деяких випадках, наприклад на крутих спусках, майже повністю повернута в контактну мережу і використана для подолання опору руху поїздів, що рухаються на підйом.

Опір руху умовно ділять на дві головні складові: одну, що залежить від типу рухомого складу і швидкості його руху, та іншу, що залежить від плану і профілю колії, а також від особливих умов руху.

Першу складову називають основним опором руху $W_{\mathbf{0}}$; вона являє собою опір руху рухомого складу даного типу на прямолінійній і горизонтальній відкритій ділянці шляху при будь-якій швидкості руху, в тому числі і при $v = \mathbf{0}$. Ця складова обумовлена внутрішнім тертям у

вузлах рухомого складу, опором, що виникає при взаємодії рухомого складу та колії, а також опором повітряного середовища (при відсутності вітру).

Другу складову називають додатковим опором руху $W_{\mathbf{n}}$; він являє собою опір від ухилів та кривих. Вважають, що додатковий опір не залежить від швидкості руху і визначається тільки планом і профілем шляху. Розрізняють ще додатковий опір від вітру, опір при русі в тунелях, а також при температурах навколишнього середовища нижче 25° С.

Таким чином, опір руху поїзда:

$$W = W_0 + W_{n}. \tag{1}$$

або при нормальних температурах навколишнього повітря і відсутності вітру:

$$W = W_0 + W_i + W_r. \tag{2}$$

де W_i – опір руху від ухилів; W_r – опір руху від кривих.

Часто опір руху поїзда W представляють як суму опору руху локомотива W' і опору руху складу W'':

$$W = W' + W''. \tag{3}$$

Такий поділ ϵ умовним, він лише приблизно відобража ϵ дійсне співвідношення опору локомотива і складу в загальному опорі поїзда, так як ці складові фізично не віддільні одна від одної.

При виконанні тягових розрахунків опір руху, як і інші діючі сили, висловлюють в питомих одиницях і вводять в розрахунок середньозважений основний питомий опір руху поїзда, Н/т, який визначається за формулою:

$$W_o = \frac{W_{\scriptscriptstyle A} \cdot m_{\scriptscriptstyle A} + W_{\scriptscriptstyle CKR} \cdot m_{\scriptscriptstyle C}}{m_{\scriptscriptstyle R} + m_{\scriptscriptstyle C}},\tag{4}$$

де $W_{_{\mathcal{I}}}$ – головний питомий опір руху локомотиву, Н/т; $W_{_{\mathcal{CKI}}}$ – головний питомий опір складу, Н/т; $m_{_{\mathcal{I}}}, m_{_{\mathcal{C}}}$ – маса локомотива та складу, відповідно, т.

Основний питомий опір руху електропоїздів залежить від їх складу. Встановити теоретично значення основного опору руху надзвичайно складно, тому що воно залежить від багатьох факторів, що змінюються в процесі руху випадково або за досить складними закономірностями. Тому основний опір руху визначають дослідним шляхом при випробуваннях рухомого складу на лінії.

Щоб отримати уявлення про фізичну природу значень окремих складових цього опору, його можливо розглянути у вигляді суми ряду компонент: опору від тертя в підшипниках рухомого складу; опору від тертя кочення коліс по рейках; опору від тертя ковзання по рейках; опору від деформації шляху, ударів на стиках і нерівностях; опору повітряного середовища. Такий поділ основного опору умовний, так як в дійсності деякі складові залежать одна від одної.

При русі коліс по рейках виникають втрати від сили тертя кочення, яка тим більше, чим менше діаметр колеса і чим м'якше поверхні колеса і рейок. Тому на ділянках з потужними термічно зміцненими рейками при хорошому стані верхньої будови шляху опір від тертя кочення найменше. Декілька зменшується тертя кочення по мірі зростання швидкості руху.

Кочення колеса по рейках супроводжується тертям ковзання, яке виникає внаслідок конусності профілю поверхні катання коліс, звивистості руху коліс при вписування їх в рейкову колію, нерівності діаметрів коліс однієї колісної пари, неправильної зборки екіпажної частини при ремонті, нерівномірного зносу і ін.

Рух рухомого складу по рейках супроводжується ударами, що виникають, в першу чергу, на стиках, внаслідок нерівностей шляху в профілі і плані, наявності лисок та інших нерівностей поверхні кочення коліс та ін На удари витрачається кінетична енергія рухомого поїзда, для відновлення якої потрібна певна робота. Сила опору руху від ударів в значній мірі залежить від стану і розміру стиків, довжини редьсов, змісту рейкової колії. Застосування безстикової колії значно зменшує опір руху від ударів.

Частина енергії рухомого поїзда витрачається на деформацію верхньої будови колії, яка також створює опір руху поїзда. Воно залежить від ступеня деформації колії, навантаження від осі на рейки і швидкості руху.

Емпірично отримані функції для найбільш поширених складових потягу представлені в табл. [1,2].

В табл. коефіцієнт q_0 позначає масу вагона, що припадає на вісь. В дипломній роботі використовується значення $q_0=17~$ т.

Дослідне визначення основного опору руху проводиться на спеціально обраних ділянках шляху. Достовірні результати отримують при експериментальному визначенні основного опору руху великого числа одиниць рухомого складу даного типу. Результати цих дослідів і розрахункові залежності основного опору руху рухомого складу залізниць навелені в табл.

Для електрорухомого складу умовно розрізняють опір руху в режимах тяги, електричного гальмування і вибігу.

При русі під струмом сили опору, викликані механічними втратами в тягових двигунах, моторно-осьових підшипниках і тяговій передачі, враховують у процесі розрахунку тягових і гальмівних характеристик. Тому при тязі, а також електричному гальмуванні розрахунковий опір руху менше, ніж в режимах вибігу і механічного гальмування на величину сил, що викликаються цими втратами. Це умовності розрахунку. Різниця в значеннях опору руху при розрахунках виходить тому, що при русі під струмом втрати енергії в тягових двигунах, моторно-осьових підшипниках і тягової передачі, що враховуються в характеристиках двигунів, покриваються енергією, споживаної з контактної мережі; при русі на вибігу ці ж втрати компенсуються накопиченої кінетичної енергією електрорухомого складу, і

їх враховують, збільшуючи опір руху на ΔW . Величину ΔW визначають, прирівнюючи потужність втрат холостого ходу P_{ww} , Вт, в тягових двигунах і передачах додатку ΔW . Н, на швидкість v. м/с, руху електровоза. Звідси:

$$\Delta W = \frac{P_{xx}}{v}.\tag{5}$$

Таблиця – Опір руху потяга

Тип рухомого складу і режим роботи	Основний питомий опір руху, Н/т (при ${m V}^{}$ в км/год)	
	На ланковій колії	На безстиковій колії
Електровози в	$\dot{w_{\rho}} = 19,64 + 0,098v +$	$w_p' = 18,64 + 0,078v +$
режимі тяги	+0,0029v2	+0,0024v2
Електровози в	$w_{\mathbf{X}} = 23,54 + 0,108v +$	$w_{\mathbf{X}} = 23,54 + 0,088v +$
режимі вибігу	+0,0034v2	+0,0034v2
Вантажні	$w_1 4 = 6,87 + (29,43 +$	$w_{1}4 = 6.87 + (29.43 +$
вагони чотирьохосні	$+0.98v + 0.0245v^{\dagger}2)/q_{1}0$	$+0.88v + 0.0196v^{\dagger}2)/q_{\downarrow}0$
Вантажні	$w_{1}6 = 6.87 + (78.48 +$	$w_{\downarrow}6 = 6.87 + (78.48 +$
вагони шестиосні	$+0.9v + 0.0245v^{\dagger}2)/q_10$	$+0.78v + 0.02v^{\dagger}2)/q_{1}0$
Вантажні	$w_1 8 = 6,87 + (58,9 +$	$w_4 8 = 6.87 + (58.9 +$
вагони восьмиосні	$+0.373v + 0.0206v^{\dagger}2)/q_10$	$+0.255v + 0.0167v^{\dagger}2)/q_{1}0$

Оскільки опір руху залежить від багатьох факторів, частина з яких ще недостатньо вивчена, експериментальні дані мають великий розкид. Наведені дані свідчать про те, що при розрахунку основного питомої опору руху не можна вважати його збільшення пропорційним довжині поїзда. Поздовжня динаміка призводить до відносних переміщень вагонів у складі, а отже, до збільшення опору руху. Особливо це проявляється при русі поїзда по переломів профілю, коли деякі частини складу стислі, інші розтягнуті. Основне питомий опір руху довгосоставних поїздів залежить також від місця розташування електровоза в поїзді: в голові, в середині або в кінці при підштовхуванні.

До додаткового опору руху відносять сили опору, що виникають при русі по ухилами і кривим. На рухомий склад, що знаходиться на прямолінійному ухилі, діє складова сили тяжіння. Ця сила направлена у бік спуску. Вона являє собою додаткове опір руху W_i від ухилу (рис.).

Крутизну ухилу профілю колії позначають i і виражають у тисячних частках; вона являє собою значення тангенса кута α нахилу профілю колії до горизонту, помножене на 1000, тобто:



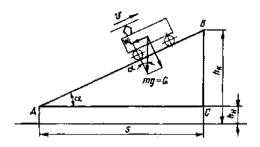


Рисунок – Додатковий опір від ухилу

Відповідно до рис. маємо:

$$tg\alpha = \frac{h_k - h_H}{S} \,. \tag{7}$$

Отже, крутизна ухилу, ‰,

$$i = \frac{h_{\mathsf{K}} - h_{\mathsf{H}}}{s} 1000. \tag{8}$$

Таким чином, крутизну ухилу вимірюють числом метрів зміни висоти, що припадають на 1 км довжини шляху.

Додатковий опір руху, кH, потяги масою m т, від підйому:

$$W_t = mg\sin\alpha, (9)$$

де mg = G – вага поїзда масою m , кН.

Так як на реальному профілі колії кут α не перевищує 2,5°, можна вважати $\sin \alpha = \tan \alpha$; прийнявши вагу поїзда в ньютонах, отримаємо:

$$W_i = 1000 mg \operatorname{tg} \alpha = mgi. \tag{10}$$

Звідси питомий опір руху від підйому, Н/кН,

$$w_{\bar{i}} - \frac{W_{\bar{i}}}{mg} - i, \%. \tag{11}$$

Як видно з виразу (11), опір руху від підйому вважають не залежним від швидкості руху, ні від типу рухомого складу. Питоме його значення, Н/кН, чисельно прирівнюється крутизні підйому в тисячних.

Формула (11) справедлива і для руху по спуску. Однак при спуску складова сили тяжіння спрямована по руху поїзда і підсумовується з силою, що прискорює. Це враховують у формулі (11) тим, що на спусках величину i беруть негативною. Наприклад, на підйомі i = 9 ‰, додатковий питомий опір руху $w_i = 9$ Н/кН, а на спуску такої ж кругизни, тобто при i = -9, $w_i = -9$ Н/кН.

Таким чином, у формулі (11) під l розуміють не абсолютне, а алгебраїчне значення крутизни ухилу. Якщо питомий опір розглядається не в $H/\kappa H$, а в H/τ , тоді для його отримання слід значення крутизни ухилу помножити на прискорення $\boldsymbol{\mathcal{G}}$:

$$w_i = gi. (12)$$

Додатковий опір руху на кривих ділянках шляху виникає через те, що відцентрова сила притискає гребені коліс до зовнішнього рейки, внаслідок чого зростають сили тертя. З ростом швидкості цей додатковий опір руху зростає. При збільшенні радіуса кривої зменшується відцентрова сила і відповідно додатковий опір руху. Крім того, в кривій внаслідок неминучого виникнення різниці кіл катання коліс зростають їх поздовжні і поперечні прослизання. Опір збільшується також в результаті зростання сил тертя в ходових частинах рухомого складу при повороті візків в момент входу і виходу з кривої. Цей опір знижується зі зменшенням жорсткої бази електровоза і вагонів: у візкових чотиривісних вагонів він менше, ніж у двовісних.

Через складність врахування впливу всіх діючих факторів зазвичай користуються емпіричної формулою, що враховує тільки основний фактор — радіус кривої. Вплив швидкості не враховують, вважаючи, що поїзди проходять криві з обмеженням швидкості. Саме на підставі дослідницьких даних додатковий питомий опір руху поїзда від кривої № можна приблизно підрахувати для магістральних і промислових доріг. Якщо довжина потяга менша за довжину кривої, то

$$W_r = \frac{6867}{R}$$
, (13)

якщо ж довжина потяга більша, ніж довжина кривої, то

$$w_r = \frac{6867}{\mathbf{R_K}} \cdot \frac{S_{\mathrm{KP}}}{i_{\mathrm{n}}},\tag{14}$$

де $R_{\mathbf{K}}$ – радіус кривої, м; – довжина кривої, м; $l_{\mathbf{\Pi}}$ - довжина потяга, м. Додатковий опір руху виникає і під впливом вітру а також температури повітря.

Висновок. Досліджені природа та характер сил опору, що впливають на рух електрорухомого складу. Встановлені залежності щодо визначенні сил опору руху які можливо застосовувати при розробці програмного комплексу рішення тягової задачі руху поїзду по ділянці колії.

Список літератури: 1. И.П. Исаев. Теория электрической тяги. — М.: Транспорт, 1995. — 297 с. 2. В.И. Омельяненко, Н.Н. Калюжный, Г.В. Омельяненко, Б.Г. Любарский. Основы электрической тяги, системы и режимы тяговых сетей постоянного тока. — Х.: НТУ «ХПИ», 2002.—164 с.

Д.И. ЯКУНИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»; **Б.Х. ЕРИЦЯН,** ст. преп., НТУ «ХПИ»; **Д.Ю. ШАПОВАЛОВ,** студент НТУ «ХПИ»

РАЗВИТИЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА НАКЛОНА КУЗОВОВ

В статье предложено устранить недостатки электромеханической системы привода с линейным двигателем для наклона кузовов за счет применения управляемого демпфера колебаний. Предложена схема управляемого демпфера с электроклапаном.

У статті запропоновано усунути недоліки електромеханічної системи приводу з лінійним двигуном для нахилу кузовів за рахунок застосування керованого демпфера коливань. Запропоновано схему керованого демпфера з електроклапаном.

In the article it is suggested to remove the lacks of the electromechanical system with a linear engine for inclination of trains due to application of the guided damper of vibrations. The scheme of the guided damper with an electrovalve is offered.

В настоящее время не вызывает сомнений необходимость повышения качества услуг, предоставляемых железнодорожным транспортом. Острой задачей является повышения средней скорости движения подвижного состава при перевозке пассажиров. Наряду с традиционными технологиями, представляется перспективным внедрение управляемого наклона кузовов скоростных поездов, что позволяет увеличить скорость прохождения кривых участков пути за счет компенсации непогашенного бокового ускорения составляющей ускорения силы тяжести [1].

В работах [2-4] рассмотрена система наклона кузова на базе линейного электромеханического преобразователя энергии.

Математическая модель (1), дополненная функциями связей (2) описывает работу исполнительного механизма, показанного на рис. 1.

$$\frac{di}{dt} = \frac{U - iR - KV}{L},$$

$$\frac{dx}{dt} = V,$$
(1)

$$U = f(U_y, U_u), L = f(x, i), K = f(x, i), F = f(x, i),$$

$$\theta = f(F, x), \qquad [U_y] = f(\theta, \frac{d\theta}{dt}, \theta_T, V_{\theta \text{ max}}),$$
(2)

где U_u — напряжение источника питания, U — напряжение на ЛД, F — сила тяги ЛД, x — перемещение якоря ЛД, U_y — вектор управляющих напряжений преобразователя, θ — действительный угол наклона кузова, θ_T — требуемый (расчетный) угол наклона кузова, $V_{\theta \, \text{max}}$ — максимальная скорость изменения угла наклона, t — время, i — ток обмотки ЛД, R — сопротивление обмотки ЛД, K — коэффициент противоЭДС ЛД, V — скорость перемещения якоря ЛД, L — индуктивность обмотки ЛД.

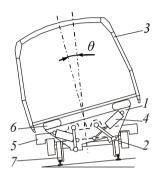


Рисунок 1 — Устройство вагона с наклоняемым кузовом: 1 — наклоняемая балка, 2 — рычаг подвеса, 3 — кузов, 4 — привод, 5 — рама тележки, 6 вторичное подвешивание, 7 — колесная пара.

Функциональная схема привода показана на рис. 2.

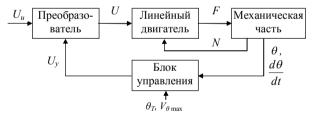


Рисунок 2 – Функциональная схема привода системы наклона

Интегрирование представленной математической модели сопряжено со значительными трудностями, обусловленными нелинейностью функций связей, а также тем обстоятельством, что данная система уравнений является современных жесткой. Использование средств имитационного более эффективно моделирования позволяет организовать процесс исследования электромеханической системы, исключив из него формирования системы дифференциальных уравнений в виде задачи Коши и процедуры численного интегрирования.

Поэтому на основе математической модели (1, 2) была составлена имитационная модель в пакете визуального программирования Simulink.

Имитационная модель включает преобразователь P, линейный двигатель LD, механизм наклона кузова MN и блок управления BU. Блок-схема общей имитационной модели представлена на рис.3.

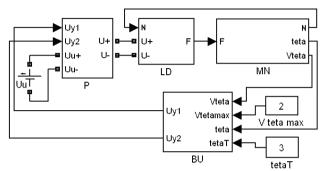


Рисунок 3 – Блок-схема общей имитационной модели устройства наклона кузова

Проведенные исследования имитационной модели доказали работоспособность предлагаемой системы. Натурное моделирование отдельных компонентов системы доказало адекватность модели проистекающим в них физическим процессам.

Однако в процессе исследований, при моделировании прохождения кривого участка пути, были выявлены недостатки, присущий этой системе (рис. 4).

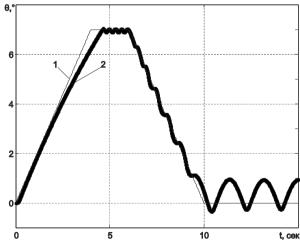


Рисунок 4 — Процесс достижения системой требуемого угла наклона: 1 — расчетный угол наклона θ_T , 2 — действительный угол наклона θ .

Вход в кривую требует установки кузова на расчетный угол, необходимый для компенсации непогашенного бокового ускорения. Поддержание кузова в таком положении также требует расхода энергии. Выход из кривой и, как следствие, необходимость вернуть кузов в исходное положение, сопровождаются колебаниями, обусловленными особенностями работы предложенной системы: самопроизвольный воздействием возврат механической части пол силы тяжести. сдерживается периодическими включениями линейного двигателя.

По достижении исходного положения, под воздействием сил инерции, кузов вагона наклоняется в противоположную сторону, что также вызывает включение линейного двигателя. Вследствие этого, наблюдаются колебания, нежелательные при движении по прямому участку пути, следовательно, необходимо введение в систему устройства, предотвращающего развитие таких колебаний.

Установка демпфера позволяет уменьшить нежелательные колебания, однако приводит к росту потребления энергии, так как линейный двигатель вынужден помимо веса кузова, преодолевать еще и сопротивление демпфера.

Понижение коэффициента демпфирования не дает удовлетворительных результатов – колебания снижаются незначительно. Более того, необходимого демпфирования колебаний удается достигнуть лишь при таких значениях коэффициента демпфирования, когда не обеспечивается работоспособность системы (рис. 5).

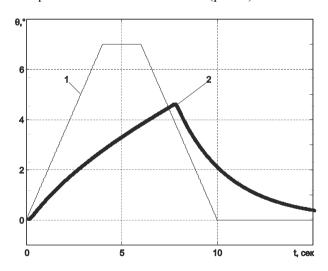


Рисунок 5 — Процесс достижения требуемого угла наклона при наличии демпфера: 1 — расчетный угол наклона θ_T , 2 — действительный угол наклона θ .

Устранить указанные недостатки предлагается путем введения в систему управляемого демпфера колебаний, схема котрого приведена на рис. 6.

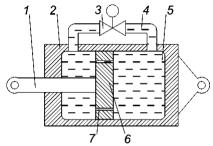


Рисунок 6 – Управляемый демпфер колебаний:

1 – шток, 2 – корпус, 3 – электроклапан, 4 – дополнительный канал,

5 – рабочая жидкость, 6 – поршень, 7 – дросселирующие отверстия.

Предлагаемый демпфер *отличается* от применяемых в настоящее время наличием дополнительного канала 4, сообщающего полости корпуса 2 демпфера в обход дросселирующих отверстий 7 его поршня 6. Дополнительный канал снабжен перекрывающим его электроклапаном 3. При отсутствии питания на электроклапане, он удерживается в открытом состоянии, а демпфер оказывает пренебрежимо малое сопротивление работе системы наклона. При включении электроклапана, дополнительный канал перекрывается и происходит дросселирование жидкости через отверстия поршня демпфера.

В процессе работы системы наклона кузова, управление клапаном демпфера осуществляется по следующему закону (3):

$$U_{2K} = -1 \cdot sign[sign(\theta_T - \theta) - 1], \tag{3}$$

где U_{2K} — управляющий сигнал электроклапана (значение 0 соответствует открытому электроклапану, 1 — запертому), sign — сигнальная функция, принимающая значение «+1» при положительных, «—1» при отрицательных и «0» при нулевых значениях ее параметра.

Таким образом, пока значение требуемого угла превышает значение угла достигнутого, электроклапан демпфера отключен и демпфер не оказывает существенного влияния на работу системы. Когда же значение угла θ достигнет или превысит θ_T , клапан перекроет дополнительный канал и демпфер включится в работу.

Результат работы предложенной системы показаны на рис. 7.

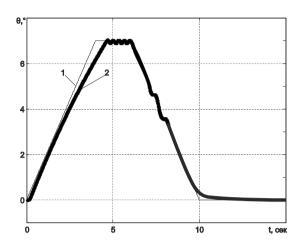


Рисунок 7 — Достижение требуемого угла при наличии управляемого демпфера: 1 — расчетный угол наклона θ_T , 2 — действительный угол наклона θ .

Как видно из рисунка, требуемый угол наклона – достигается, при этом нежелательные колебания пренебрежимо малы.

Выводы

- 1. Предложен проект электромеханической системы привода с линейным двигателем для наклона кузовов, отличительной особенностью которой является наличие управляемого демпфера колебаний.
- 2. Предложена схема управляемого демпфера колебаний, имеющего дополнительный канал перетока рабочей жидкости, запираемый электроклапаном. Предложен закон его управления.
- 3. Показана работоспособность предлагаемой системы: требуемый угол наклона достигается, нежелательные колебания пренебрежимо малы.

Список литературы: 1. Корниенко В.В., Омельяненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. — Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. — 159 с. 2. Омельяненко В.И. Привод наклона кузовов на базе линейного двигателя / В.И. Омельяненко, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Залізничний транспорт України. — Київ: Транспорт України, 2010. — № 6. — С. 23-25. 3. Омельяненко В.И. Моделирование механизма наклона кузова с приводом на базе линейного электродвигателя / В.И. Омельяненко, Б.Г.Любарский, Д.И. Якунин // Залізничний транспорт України. — Київ: Транспорт України, 2011. — № 2. — С. 48-52. 4. Влияние параметров исполнительного механизма на показатели работы линейного двигателя в системе привода наклона вагонов скоростных поездов / В.І. Омельяненко, Б.Г. Любарський, Д.І. Якунін // Електротехніка і електромеханіка.— Харків: НТУ «ХПІ», 2011. — №4.— С.47-52.

Поступила в редколлегию 04.04.2012

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621. 43.016

А.Н. АВРАМЕНКО, канд. техн. наук, ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

УЛУЧШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

В работе приведены результаты моторного эксперимента и расчетного исследования для оценки влияния способа организации рабочего цикла на экологические и мощностные показатели быстроходного дизеля.

В роботі наведено результати моторного експерименту та розрахункового дослідження з оцінки впливу способу організації робочого циклу на екологічні та міцністні показники швидкохідного дизеля.

In work results of motor experiment and rated research are submitted according to influence a way of the organization of a working cycle on ecological and durability's parameters of a high-speed diesel engine.

Введение

Совершенствование показателей современных ДВС достигается путем доводки их конструкции и использования новых способов организации рабочего цикла. Система гомогенизированного изменяемого воспламенения от сжатия (НССІ) позволяет реализовать равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания (КС) дизеля и обеспечить воспламенение топливо-воздушной смеси в нужный момент времени [1 - 3]. Такой способ организации рабочего цикла позволяет снизить максимальную температуру рабочего цикла, скорость нарастания давления, образования "быстрых оксидов азота" и улучшить экологические показатели ДВС [2, 3].

Анализ публикаций

Основное внимание в последнее время уделяют системе НССІ [2, 3]. Нерешенными проблемами остаются выбор и согласование закона топливоподачи, параметров системы принудительной рециркуляции отработавших газов (EGR) необходимой для увеличения теплоемкости свежего заряда и, теме самым, снижения максимальной температуры цикла, а также выбор режимов работы ДВС на которых целесообразна работа системы НССІ и её влияние на прочностные показатели деталей КС ДВС.

Цель и постановка задачи

Цель работы — сравнительная оценка влияния системы HCCI на экологические и прочностные показатели дизеля 2 Ч 10,5/12 (Д21A).

Задачи исследования:

 провести литературный обзор по современным способам организации рабочего цикла дизеля;

- разработать программу и методику экспериментальных исследований;
- провести моторные испытания по оценке параметров рабочего цикла, токсичности продуктов сгорания и оценить температуру деталей КС (термометрирование головки цилиндра и поршня) на стенде с дизелем Д21А, при работе дизеля по нагрузочной характеристике;
- синтезировать расчетную область КС и выполнить её дискретизацию на расчетные ячейки;
- провести сравнительное численное моделирование рабочего цикла дизеля на номинальном режиме для вариантов штатного и модернизированного исполнения (с системой HCCI);
- уточнить граничные условия (ГУ) теплообмена и решить сопряженную задачу среда твердое тело;
- оценить теплонапряженное состояние деталей КС для вариантов штатного и модернизированного исполнения;
- сделать выводы и рекомендации о целесообразности использования системы HCCI для улучшения энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля.

Основные этапы и результаты исследования

Основные этапы проведенного исследования представлены на блоксхеме (рис. 1.)

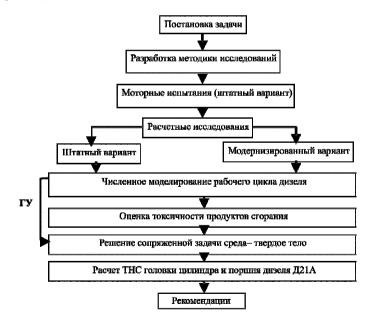


Рисунок 1 – Блок-схема проведенного исследования

Для идентификации математических моделей процессов горения и образования токсичных компонентов в КС дизеля автором были проведены комплексные моторные исследования на стенде с дизелем Д21А. В ходе эксперимента контролировалась температура деталей КС (поршень – непрерывный токосъем и головка цилиндра), регистрировалась индикаторная диаграмма с использование аналогово-цифорового преобразователя (АЦП) и оценивалась токсичность продуктов сгорания (с использованием пяти компонентного газоанализатора). Принципиальная схема измерений представлена на рис. 2.

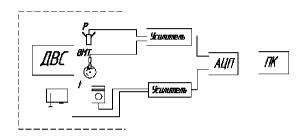


Рисунок 2 – Схема измерений

Далее после экспериментальных исследований и обработки, данных эксперимента были проведены расчетные исследования. Для моделирования рабочего цикла была синтезирована расчетная область КС и расчетная сетка (рис. 3). Расчетная сетка насчитывает 305150 расчетных ячеек.



Рисунок 3 – Расчетная сетка, описывающая конфигурацию КС

Для исследования параметров рабочего цикла дизеля Д21A моделировались такие рабочие такты, как наполнение, сжатие, рабочий ход и

выпуск. Для моделирования процессов горения и образования токсичных компонентов в КС дизеля использовались модели [4 - 6].

По результатам расчетного исследования для вариантов штатного и модернизированного исполнения были построены графики, изменения внутрицилиндровой температуры и концентрации оксида азота (NO) в КС по углу поворота коленчатого вала (рис. 4).

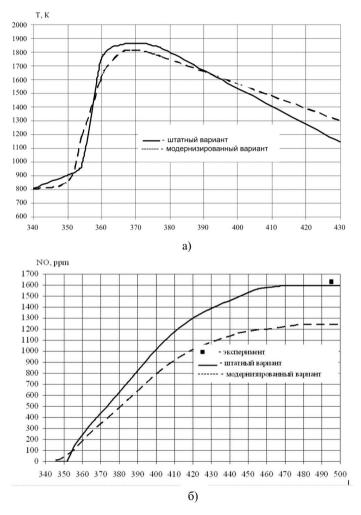


Рисунок 4 — Изменение внутрицилиндровой температуры (a) и концентрации оксида азота (б) в КС в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Из результатов, представленных на рис. 4 видно, что использование системы HCCI для быстроходного дизеля позволяет эффективно влиять на экологические показатели ДВС.

Далее по методике, опубликованной в работе [5] была решена сопряженная задача среда — твердое тело. В ходе решения задачи с использованием серии итерационных расчетов, основываясь на данных термометритования деталей КС и индикаторной диаграммы уточнялись ГУ теплообмена.

В расчетном исследовании оценивалось теплонапряженное состояние деталей КС дизеля Д21А для вариантов штатного и модернизированного исполнения.

Характер распределения изолиний температур огневого днища головки цилиндра для варианта штатного и модернизированного исполнения представлено на рис. 5.

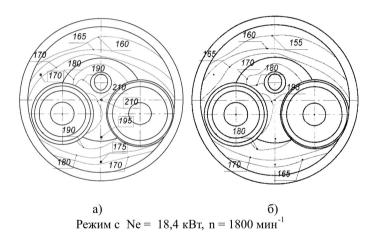


Рисунок 5 – Распределение температур, °C огневого днища головки цилиндра дизеля Д21A для вариантов штатного (а) и модернизированного исполнения (б)

Основные результаты проведенного расчетного и экспериментального исследования представлены в табл.

Выводы

Установлено, что использование системы гомогенизированного изменяемого воспламенения от сжатия (HCCI) для дизеля Д21A при работе на номинальном режиме позволяет:

- снизить концентрацию NO в ОГ дизеля на 22%, за счет более полного выгорания топлива при более низкой максимальной температуре цикла;

- снизить массовый выброс сажи и сульфатов на 20% за счет преобладания объемного смесеобразования и уменьшения участков "холодного пламени" в пристеночном слое камеры сгорания;
- снизить максимальную температуру поршня на 20 $^{\circ}$ C и головки цилиндра на 15 $^{\circ}$ C;
- снизить уровень термоупругих напряжений в деталях КС в среднем на 5 7%, что соответственно, дает возможность в дальнейшем увеличить уровень форсирования дизеля без ухудшения показателей теплонапряженного состояния деталей КС.

Таблица – Основные результаты исследования

Tuosinga Senobiase pesysiatata neoregobarna							
Штатный вариант							
	Эксперимент						
					^{тах} ня, °С		
1630	19	7,84	210	31	16		
	Численные методы						
NO, ppm	<i>G_{TЧ,}</i> кг∕ч	P _z , МПа	T _z , K	T_{max} головки, ${}^{\circ}C$	Т _{тах} поршня, °C		
1594	11·10 ⁻³ 7,8		1880	210	330		
Модернизированный вариант с системой НССІ							
$egin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		T _z , K	T _{max} головки, °C	Т _{тах} поршня, °C			
1240	8.10-3	7,7	1810	195	310		

Список литературы: 1. Dahlén L. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/ L. Dahlén, A. Larsson – Comparison to Direct Photography Studies SAE 2000-01-1889, 2000. 2. Epping, K. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions/ K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, J. Dec. SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002. 3. По материалам сайта: www.avl.com. 4. Абрамчук Ф.И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. - № 2. — С. 7 - 12. 5. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля/ Авраменко А.Н. / Вестник НТУ "ХПИ". — Х.—2009. — № 47. — С. 127- 132. 6. Raitz R.D. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizining Sprays / Atomization and Spray Technology. — vol.3, 309-337. – 1987.

Поступила в редколлегию 04.04.2012

А.Н. БОРИСЕНКО, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

Е.В. СОСИНА, ассистент НТУ «ХПИ»;

А.Н. СЕРГИЕНКО, асп. НТУ «ХПИ»;

С.Б. ЕРЕМЕНКО, канд. техн. наук

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДВС

В статье предлагается методика оптимизации тактовой частоты цифрового интегрирующего фазометра для контроля параметров топливоподачи в постоянных и переходных режимах работы дизеля путем осуществления определенного соотношения между указанной частотой и угловой скоростью вала агрегата.

У статті пропонується методика оптимізації тактової частоти цифрового інтегруючого фазометра для контролю параметрів паливоподачі в сталих та перехідних режимах роботи дизеля шляхом здійснення визначеного співвідношення між вказаною частотою та кутовою швидкістю вала агрегату.

The method of optimization of clock rate of digital integrating phase meter for the control of parameters of toplivopodachi in the transient behaviors of work of diesel set and by realization of certain correlation between the indicated frequency and angular speed of billow of aggregate is offered in the article.

Постановка проблемы. Технико-экономические показатели двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и силовых установок на их базе существенно зависят от угла опережения топливоподачи, который должен изменяться по определенному закону как в установившихся, так и в переходных режимах работы. Поэтому возникает необходимость контроля величины этого угла в процессе эксплуатации.

Анализ литературы показывает, что тестовая частота фазометров для диагностики топливной аппаратуры ДВС либо постоянна [1,2], либо дискретно изменяется оператором при изменении режима работы ДВС [3]. Однако в любом случае тактовая частота фазометра не связана с текущей угловой скоростью вала ДВС, что не позволяет минимизировать погрешность измерений.

Цель работы - оптимизировать по минимуму среднеквадратической ошибки тактовую частоту измерителя фаз подачи топлива ДВС (в частности дизеля) в установившихся и переходных режимах его работы.

Основная часть. На рисунке представлена блок-схема устройства измерения угла опережения подачи топлива. Устройство работает следующим образом. Рассмотрим случай измерения угла опережения подачи топлива двухтактного дизеля, когда переключатель 12 установлен в первое (верхнее по схеме) положение.

При работе дизеля форсунка вспрыскивает топливо в цилиндр, благодаря чему датчик 1 перемещения иглы форсунки вырабатывает

электрический импульс, который преобразуется с помощью первого формирователя 3 импульсов в прямоугольный импульс нормированной амплитуды (например, равной уровню логической единицы) и длительности, равной продолжительности импульса датчика 1. При этом передний фронт выходного импульса формирователя 3 совпадает с моментом начала импульса датчика 1, а задний фронт импульса этого формирователя совпадает с моментом окончания сигнала датчика 1. Под действием переднего фронта выходного импульса второго формирователя 3 импульсов первый триггер 5 устанавливается в единичное состояние, вследствие чего его выходной сигнал, равный, например, уровню логической единицы, поступает на первый вход первой схемы 7 совпадения.

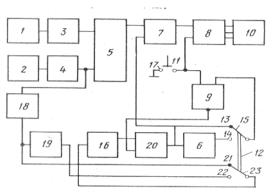


Рисунок – Блок-схема фазометра с оптимальной по точности частотой квантования, предназначенного для диагностирования двух- и четырехтактных дизелей в переходных режимах работы

При достижении поршнем дизеля верхней мертвой точки (ВМТ) датчик 2 вырабатывает электрический импульс, начало которого соответствует моменту ВМТ. С помощью второго формирователя 4 импульсов сигнал датчика 2 преобразуется в прямоугольный импульс нормированных амплитуды и длительности, причем передний фронт этого импульса формируется в момент начала сигнала датчика 2.

При действии переднего фронта выходного импульса второго формирователя 4 первый триггер 5 переходит в нулевое состояние и единичный сигнал на первом входе первой схемы 7 совпадения исчезает. Так как выходной импульс первого триггера 5 начинается в момент начала подачи топлива и оканчивается в момент достижения поршнем верхней мертвой точки, то его длительность представляет собой время опережения впрыска топлива.

При диагностировании двухтактного дизеля подача топлива в цилиндр происходит в каждом обороте коленчатого вала, благодаря чему единичный импульс на выходе первого триггера 5 вырабатывается также в каждом

обороте вала. Импульсы второго формирователя 4, вырабатывающиеся в каждом обороте вала, поступают на вход фильтра 18 низкой частоты, который формирует постоянное (по знаку) напряжение, пропорциональное частоте следования указанных импульсов. Это напряжение поступает через замкнутые второй подвижный 23 и третий неподвижный 21 контакты дополнительной секции переключателя 12 на вход управляемого генератора 16 прямоугольных импульсов. Последний генерирует импульсы с частотой следования F_3 , пропорциональный напряжению на его входе. Поскольку произведение коэффициента передачи фильтра 18 низкой частоты на коэффициент передачи управляемого генератора 16 импульсов равно $(15N)^{1/3}$ [4-6], то

$$F_3 = F\sqrt[3]{15N}$$
, (1)

где F — частота следования выходных импульсов второго формирователя 4 импульсов; N — емкость регистра 9.

Импульсы управляемого генератора 16 поступают на первый вход второй схемы 20 совпадения, которая пропускает импульсы на связанные с ее выходом элементы только в том случае, когда на ее втором входе действует единичный сигнал.

Цикл измерения угла опережения подачи топлива начинается с момента нажатия кнопки 11 сброса, в результате которого первый 8 и второй 9 регистры устанавливаются в нулевое состояние. При этом на табло блока 10 индикации высвечиваются нули, а с инверсного выхода второго регистра 9 поступает единичный сигнал на второй вход второй схемы 20 совпадения. Последняя отпирается, и на второй вход первой схемы 7 совпадения, на счетный вход второго триггера 6 и на вход второго регистра 9 поступают импульсы, вырабатываемые генератором 16 и имеющие частоту $f_3 = F\sqrt[3]{15N}$. На вход первого регистра 8 импульсы поступают только тогда, когда первая схема 7 совпадения открыта, т.е. при наличии на выходе первого триггера 5 единичного импульса. Цикл измерения продолжается до тех пор, пока в регистры идет запись кодов. Как только во второй регистр 9 записывается заранее известное число N, равное емкости этого регистра, на его инверсном выходе вместо единичного сигнала устанавливается нулевой сигнал, в результате чего вторая схема 20 совпадения закрывается и поступление импульсов на входы регистров прекращается. От момента нажатия кнопки 11 до момента записи числа N во второй регистр 9 в первый регистр 8 записывается число N_1 , значение которого в десятичной системе счисления высвечивается на табло блока 10 индикации. За промежуток времени t_3 , в течение которого происходит запись указанных чисел, коленчатый вал дизеля совершает количество оборотов, равное $m = t_3 F$. При этом числа N_1 , и N можно представить выражениями (без учета погрешностей квантования)

$$N_1 = mt_u f_3; \quad N = mf_3 F^{-1},$$

где N_1 — показания блока 10 индикации; t_u — длительность выходного импульса первого триггера 5, а отношение указанных чисел запишем следующим образом:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{mt_u f_3 F}{mf_3} = \frac{t_u \omega}{2\pi} = \frac{\theta}{2\pi} ,$$

где ω — угловая скорость коленчатого вала дизеля;

 θ – угол опережения подачи топлива;

 2π – угол поворота на один оборот.

Из последнего выражения получают формулу для вычисления угла опережения подачи топлива (предполагая, что преобразования интервалов времени в коды происходят без погрешности):

$$\theta = \frac{2\pi N_1}{N}$$
 или $\theta = \frac{360N_1}{N}$.

Задавая $N = 360 \cdot 10^K$ и выбирая любые величины K, угол опережения подачи получают из показаний блока 10 индикации путем переноса запятой на K знаков влево.

Минимальная величина среднеквадратичной погрешности измерения угла опережения подачи топлива в предложенном устройстве может быть выражена следующей зависимостью [7]:

$$\sigma_{MUH} = \frac{360}{\sqrt{6}} \sqrt{\frac{F}{NF\sqrt[3]{15N}}} + \frac{F^2\sqrt[3]{(15N)^2}}{30F^2N^2} = \frac{180}{\sqrt{N\sqrt[3]{15N}}}.$$
 (2)

Из выражения (2) следует, что минимальное значение погрешности измерения угла опережения подачи топлива не зависит от скоростного режима работы дизеля. Для повторения цикла измерения необходимо снова нажать кнопку 11 сброса.

Рассмотрим работу устройства при диагностировании четырехтактных дизелей.

В этом случае переключатель 12 переводится во второе (нижнее по схеме) положение. Поскольку в четырехтактном дизеле подача топлива в цилиндр происходит один раз в два оборота коленчатого вала, то импульсы поступают на единичный вход первого триггера 5 с частотой, вдвое меньшей частоты вращения этого вала и равной 0.5F. Частота следования импульсов на нулевой вход первого триггера 5 совпадает с частотой вращения вала и остается равной F. В связи с этим на выходе указанного триггера каждые два оборота вала появляется один прямоугольный импульс, длительность которого равна времени опережения впрыска.

Цикл измерения начинается с нажатия кнопки 11 сброса, в результате которого оба регистра 8 и 9 сбрасываются и на цифровом табло блока 10 индикации высвечиваются нули. После сброса второго регистра 9 на его инверсном выходе устанавливается единичный сигнал, отпирающий вторую

схему 20 совпадения. Поскольку переключатель 12 переведен во второе положение, то на вход второго регистра 9 поступают импульсы с выхода второго триггера 6, а на вход управляемого генератора 16 поступает сигнал с выхода делителя 19 напряжения. Так как фильтр 18 низкой частоты, делитель 19 напряжения и управляемый генератор 16 прямоугольных импульсов в этом случае соединены последовательно, то частота f_3 на выходе генератора 16 и частота f_3 на выходе второго формирователя 4 импульсов связаны соотношением:

$$f_3 = F\sqrt{\frac{15N}{4}}. (3)$$

Поскольку на вход второго регистра 9 импульсы поступают с выхода второго триггера 6, то частота импульсов записи в этом регистре вдвое ниже частоты импульсов на входе первого регистра 8. При записи во второй регистр 9 заранее известного числа N, равного емкости этого регистра, на его инверсном выходе устанавливается нулевой сигнал, запирающий вторую схему 20 совпадения. В результате этого поступление импульсов на входы регистров 8 и 9 и вместе с ним процесс измерения прекращаются. За время записи в первый регистр 8 записывается число N_1 , значение которого в десятичной системе счисления индицируется блоком 10 индикации. Поскольку в рассматриваемом случае запись во второй регистр 9 происходит частотой $0.5f_3$, то время записи равно:

$$t_3 = \frac{N}{0.5f_3} = \frac{2N}{f_3}$$
,

а вал совершает количество оборотов:

$$m = t_3 F = \frac{2NF}{f_3} \,. \tag{4}$$

Число, записанное в этом случае в первый регистр 8, определяется выражением (без учета погрешности квантования):

$$N_1 = \frac{1}{2}mt_u f_3.$$

(множитель 1/2 поставлен потому, что на выходе первого триггера 5 один импульс вырабатывается каждые два оборота коленчатого вала). После подстановки выражения (4) в последнее соотношение получают:

$$N_1 = NFt_u = \frac{Nt_u}{T} = \frac{Nt_u\omega}{T\omega} = \frac{Nt_u\omega}{2\pi}.$$

При этом угол опережения впрыска в радианах можно представить следующим образом:

$$\theta = \frac{2\pi N_1}{N}$$
 или в градусах $\theta = \frac{360N_1}{N}$.

Последние два выражения определяют математическое ожидание угла опережения. Истинное значение угла опережения отличается от математического ожидания вследствие наличия погрешности преобразования интервала времени в числа.

Минимальная величина среднеквадратичной погрешности измерения угла опережения подачи топлива для четырехтактного дизеля может быть выражена следующей зависимостью [7]:

$$\sigma_{\text{MUH}} = \frac{360}{\sqrt{6}} \cdot \frac{F}{4NF \cdot \sqrt[3]{\frac{15N}{4}}} + \frac{F^2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{15N}{4}\right)^2}}{30F^2N^2} = \frac{90}{\sqrt{N \cdot \sqrt[3]{\frac{15N}{4}}}}$$
(5)

Из выражения (5) так же, как и из выражения (2) для двухтактного дизеля, следует, что минимальное значение погрешности измерения угла опережения подачи топлива не зависит от скоростного режима работы дизеля.

Таким образом, предложенное устройство обладает более высокой точностью измерения угла опережения подачи топлива как для двух-, так и для четырехтактных дизелей, поскольку оно обеспечивает минимально возможную погрешность определения этого угла независимо от скоростного режима работы дизеля.

Выводы. Для минимизации среднеквадратической погрешности ЛВС измерения фаз топливоподачи не обходимо поддерживать соотношения между тактовой частотой квантующих импульсов фазометра и частотой вращения вала агрегата в установившихся и переходных режимах его работы.

Список литературы: 1. Marine application of emission methods law speed diesel engines/Grohe Ote//Hansa.-1990.-127, №22. - С.1526-1530, Англ. 2. Котиков Ю.Г., Горев А.Э., Блянкинштейн Н.М. Цифровые системы автоматического управления силовыми установками автомобилей с дизельными двигателями (обзор)/Двигателестроение, 1985. - №4. 3. Итоги науки и техники. Двигатели внутреннего сгорания. Т.4. В.А. Лурье, В.А. Мангушев, И.В. Маркова, Б.Я. Черняк, -М.:1985 – 284с. 4. Пинский Ф.И., Мельдзин Н.Х. Структурные особенности электронных адаптивных систем управления дизелем // Двигателестроение. 1988. - №6. - С. 14-16. 5. Пинский Ф.И. Оптимизация режима работы дизелей электронным управлением впрыска топлива. – Автореф. дис. доктора техн. наук. – Харьков, М., 1987. – 32 с. **6.** Долгих И.Д. Разработка систем автоматического непрерывно дискретного регулирования транспортных дизелй. - Автореф. дис. доктора техн. наук. - Харьков: ХИИТ, 1993. - 47с. 7. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. - М.:ВО АГРОПРОМИЗДАТ, 1991. – 208с. **8.** Атаке М., Фалб П. Оптимальное управление. – М.: Машиностроение, 1968. -764 с. 9. Борисенко А.М. Теорія и практика комп'ютеризованих інформаційно-вимірювальних систем для управління та діагностики дизель-генераторів: Автореф. дис. доктора техн. наук/ Інститут електродинаміки НАН України. – Київ, 2010. – 31с.

Поступила в редколлегию 12.04.2012

Д.Г. СИВЫХ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»; **В.П. ШАЛЁПА**, студент НТУ «ХПИ»

ДИАГНОСТИКА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА ВО ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР ПО ИНДИКАТОРНЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

В статье рассмотрена методика проведения диагностики автомобильных двигателей по индикаторным показателям, с помощью прибора для косвенного определения давления в цилиндре двигателя.

У статті розглянута методика проведення діагностики автомобільних двигунів за індикаторними показниками, за допомогою приладу для непрямого визначення тиску в циліндрі двигуна.

In this article the technique of diagnosing automotive engine for the indicator parameters, using the device for the indirect determination of the pressure in the cylinder.

Введение. Индикаторные показатели двигателя характеризуют работу, которая совершается газами в цилиндре двигателя. Они зависят от полноты и своевременности сгорания, а также от тепловых потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами [1]. Давление газов в цилиндрах двигателя является наиболее информативным показателем, определяющим его техническое состояние, а также качество рабочего цикла. По этой причине наиболее распространенным методом диагностирования двигателей является метод параметрической диагностики, связанный с получением и обработкой индикаторных диаграмм в цилиндрах двигателя. Вместе с этим, транспортные двигатели не оборудуются индикаторными каналами, что делает крайне затруднительным осуществление их прямого индицирования.

Анализ последних достижений и публикаций. В качестве косвенных методов можно использовать: встроенный в уплотнительную прокладку для свечи зажигания пьезоэлектрический датчик давления; датчик вибрации с установкой соответствия между давлением в цилиндре и вибрацией стенок цилиндра; тензорезистор помещенный под стальную шайбу с закрепленными на ней гайкой шпильки головки цилиндров [2]; исследование спектра продуктов сгорания в цилиндре с помощью свечей зажигания с оптическим каналом [3]. Каждый из методов имеет определённые трудности и затраты в реализации, а также погрешность измерения.

Цель и постановка задачи. Для наиболее доступного в реализации способа косвенного индицирования разработать модель и описать процедуры, для записи индикаторных показателей на работающем двигателе с целью последующего заключения о техническом состоянии ДВС и его систем.

Определение индикаторных показателей на работающем двигателе. Записываемые индикаторные показатели позволят определять цилиндровую мощность, показатели механической напряженности двигателя, а обработка и

анализ дадут возможность оценивать техническое состояние двигателя, качество его регулировки и экономичность.

Для конкретной модели ДВС по известной внешней скоростной

характеристике находят индикаторные показатели на всех режимах работы:
1.
$$M_{kp} = \frac{N_e \cdot 30000}{\pi \cdot n}$$
. 2. $P_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z \cdot V_h} \cdot M_{kp}$. 3. $P_M = a + b \cdot \frac{S \cdot h}{30}$, a =0,09, b =0,015.

4.
$$P_i = P_e + P_M$$
. 5. $\eta_M = 1 - \frac{P_M}{P_i}$ 6. $\eta_e = \frac{N_e \cdot 3600}{Q_H \cdot G_T}$

7.
$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_M}$$
. 8. $N_i = \frac{P_i \cdot V_p \cdot n \cdot i}{120}$.

Для того чтобы наиболее точно определять режим работы двигателя необходимо составить поле принимаемых значений контролируемых в процессе работы параметров с интервалами по частоте вращения коленчатого вала и индикаторному давлению в цилиндре. Чем меньше такие интервалы, тем точнее будет происходить определение параметров режима. Все полученные значения переводятся в относительные величины путем разделения соответствующего показателя на его значение на режиме номинальной мощности:

$$\overline{n} = \frac{n}{n_H}; \ \overline{N}_e = \frac{N_e}{N_{eH}}; \ \overline{N}_i = \frac{N_i}{N_{iH}}; \overline{\eta}_i = \frac{\eta_i}{\eta_{iH}}; \ \overline{P}_i = \frac{P_i}{P_{iH}}; \ \overline{G}_T = \frac{G_T}{G_{TH}}; \ \overline{G}_B = \frac{G_B}{G_{BH}}.$$
 В результате устанавливается связь параметров двигателя

индикаторным давлением в цилиндре. Для измерений индикаторное давление определяется по индикаторной диаграмме, полученной с помощью датчика под уплотнительной прокладкой свечи зажигания. Оно в относительных значениях косвенным образом соответствует давлению в цилиндре. По измеренному значению относительного давления и измеренному значению частоты вращения из таблиц остальных параметров относительной выбирается значение расхода топлива и расхода воздуха на данном режиме. Эти таблицы должны находиться в памяти микроконтроллерного устройства. Сравнивая их с данными, которые можно получить в виде кода от блока управления двигателем [4], дается заключение об их соответствии. Если значения не укладываются в допустимый диапазон, то двигатель необходимо диагностировать более полно с привлечением дополнительных технических средств.

Выводы. Определение режимов работы двигателя по частоте вращения и индикаторному давлению в цилиндре позволяет определить соответствие эксплуатационных параметров ДВС и установить его работоспособность.

Список литературы: 1. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Высш. школа, 1985. 2. Режим доступа к статье: http://pda.mstu.edu.ru/science/ntp/Malushev.shtml. 3. Режим доступа к статье: http://www.endoskop.ru/research/bcs/index.html. 4. Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем», 2005, – 480 с.

Поступила в редколлегию 11.04.2012

В.В. ШПАКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»

ПРИМЕНЕНИЕ ПОРШНЕЙ С КОРУНДОВЫМ СЛОЕМ В ДВИГАТЕЛЯХ СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассмотрены результаты исследований работоспособности поршней с корундовым слоем, установленных в двигатели спортивных автомобилей, работающих в экстремальных условиях, при скоростных соревнованиях на песчаных и грязевых трассах и пересечённой местности. В ходе ходовых и эксплуатационных испытаний не было прогорания поршней, не разрушались кольцевые перемычки при возникновении детонации, не происходило заклинивания поршней при неоднократном перегреве, снизился износ поршней и гильз, заметно увеличилась максимальная мощность двигателя, максимальные обороты увеличивались на 800–1000 мин⁻¹, двигатели устойчиво работали на всех диапазонах чисел оборотов.

Розглянути результати досліджень працездатності поршнів з корундовим шаром, установлених у двигуни спортивних автомобілів, що працюють в екстремальних умовах, при швидкісних змаганнях на піщаних і грязьових трасах і пересіченій місцевості. У ході ходових і експлуатаційних випробувань не було прогоряння поршнів, не руйнувалися кільцеві перемички при виникненні детонації, не відбувалося заклинювання поршнів при кількаразовому перегріві, знизився знос поршнів і гільз, помітно збільшилася максимальна потужність двигуна, максимальні оберти збільшувалися на 800–1000 хв⁻¹, двигуни стійко працювали на всіх діапазонах чисел обертів.

Herein are considered results of the research of capacity of corundum layer pistons mounted in sport cars engines working in extreme conditions, including high-speed competitions on sand and mud tracks and broken ground. During both ride and field tests there was no pistons burning-out, ring crosspieces were not destroyed as a result of detonation, there was no piston seizure due to repeated overheat, wear of pistons and liners has decreased, the maximum power of the engine has significantly increased, the maximum engine speed has risen to 800-1000 min⁻¹, the engines worked steadily on the whole range of turn rates.

Постановка проблемы

Двигатели гоночных автомобилей должны иметь большую литровую мощность, хорошую приёмистость, устойчиво работать на (всех диапазонах чисел оборотов) различных режимах и иметь высокую надежность в пределах ограниченного срока службы.

Частичному решению этих проблем и посвящена эта статья.

Способы решения проблемы

Для получения высокой литровой мощности на гоночных автомобилях устанавливают нагнетатели. Это приводит к повышению максимального давления цикла P_z и может привести к разрушению деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) при работе двигателя во время соревнований. Во время гоночно-дорожных соревнований двигатель развивает от 6000 до 12000 мин $^{-1}$ и при таких нагрузках возможен прогар поршней, поломка межкольцевых перемычек, возникновение задиров и

заклинивание поршней. Для повышения прочности поршни изготавливают из алюминиевых сплавов штамповкой или вытачивают из прокованных алюминиевых заготовок. На внутренней поверхности днища поршня изготавливают рёбра. Это способствует повышению жесткости поршня.

Существенным требованием к конструкции ЦПГ двигателя гоночного автомобиля является уменьшение потерь на трение. Значительную часть потерь составляет трение поршня о стенки цилиндра. С увеличением числа оборотов величина этих потерь возрастает.

Для повышения износостойкости ЦПГ и улучшения антифрикционных и антикоррозийных свойств поверхности, производится хромирование зеркала цилиндров, выполненных из легких сплавов.

При увеличении максимального давления $P_{\rm z}$ и увеличении числа оборотов появляется опасность прорыва газов в картер двигателя. Поэтому на поршень устанавливают три — четыре компрессионных кольца. Для увеличения износостойкости поршневых колец и уменьшения потерь на трение их обрабатывают с высокой точностью и низкой шероховатостью.

Для предотвращения задиров и заклинивания поршней, повышения детонационной стойкости кольцевых перемычек и снижения трения поршня о гильзу цилиндра, особенно при чрезмерных нагрузках, нами было предложено устанавливать поршни с корундовым поверхностным слоем на всех рабочих поверхностях поршней. Керамический корундовый слой не приваривается к металлу, имеет низкий коэффициент трения и может выдержать температуру более $1000\,^{\,0}$ С. При этом кольцевые перемычки не деформируются от высоких температур и практически не изнашиваются. Корундовый слой имеет пористую структуру и масло, попавшее в поры, уменьшает коэффициент трения [1].

Цели и задачи исследований

Изучение износостойкости и надёжности цилиндропоршневой группы двигателей спортивных автомобилей, работающих в экстремальных условиях, при скоростных соревнованиях на песчаных и грязевых трассах и пересечённой местности.

Обоснование научных и практических результатов

Спортивная команда Запорожского автомобильного завода в 1990 г. установила поршни с корундовым слоем на спортивную модель автомобиля ЗАЗ-1102. Для оценки надёжности и работоспособности поршней с корундовым слоем были проведены испытания детонационной стойкости кольцевых перемычек трёх комплектов серийных поршней и трёх комплектов поршней с корундовым слоем на серийном двигателе MeM3-245 на Мелитопольском моторном заводе. Детонационная стойкость перемычек между первым и вторым кольцом определялась по количеству полностью отработанных циклов во время работы с детонацией до повышения давления

картерных газов двигателя от 5-8 мм вод. ст. до 20-25 мм вод. ст. на режиме выдержки. В результате испытаний было установлено, что поршни с корундовым слоем на днище и кольцевом поясе выдерживают 9 циклов работы с детонацией, а серийные поршни только 4 цикла, то есть имеют в 2,25 раза более высокую прочность межкольцевых перемычек [2].

Двигатель MeM3 со степенью сжатия 8,2 оборудованный турбонагнетателем развил мощность $N_{\rm e\ max}$ =81,2 л.с. при n=5000 мин $^{-1}$ и $M_{\rm kp}$ $_{\rm max}$ =12,04 кГм при n=4000 мин $^{-1}$. По сравнению с серийным двигателем ($N_{\rm e\ max}$ =47,7 л.с.) его мощность увеличилась на 70 %. Затем были проведены эксплуатационные испытания поршней с корундовым слоем на автомобиле 3A3-1102. Автомобиль прошёл 10 тыс. км со средней скоростью 121 км/час. После испытаний двигатель разобрали, произвели осмотр и измерения размеров поршней. Поршни не имели износа и повреждений [2].

Феодосийская картинговая команда Автомобильного клуба «Формула-1» в 1997 г. проводила ходовые испытания форсированного двигателя 43-516 с поршнями с корундовым слоем на гоночном режиме с полной нагрузкой при оборотах коленчатого вала выше $12000~{\rm Muh}^{-1}$, в жарких климатических условиях при температуре окружающей среды от $20~{\rm дo}~42~{\rm ^0C}$. При использовании стандартных поршней их замена производилась с интервалом в $2~{\rm гонки}$, причем в этом промежутке происходили «прихваты» поршней. При использовании поршней с корундовым слоем моторесурс двигателя увеличился в $2-3~{\rm pasa}$. Замена поршней не производилась весь спортивный сезон.

В 2001 г. на итальянский картинговый двигатель объёмом 125 см 3 , n=12000 мин $^{-1}$, на фирме ПК «Чемпион» был установлен поршень с корундовым слоем. При участии в заездах он показал отличные результаты. Приёмистость двигателя значительно увеличилась, двигатель быстрее набирал максимальные обороты. Однако на длинном прямолинейном участке при полностью открытом дросселе и оборотах двигателя до 22000 мин $^{-1}$ поршень перегрелся и от тепловых деформаций его приклинило в четырёх местах вблизи пальцевых отверстий. Выборкой продольных кольцевых канавок был устранён прихват поршня (рис.). После чего двигатель до сих пор работает безукоризненно.

На той же фирме в 2001 г. в высокофорсированный двигатель Audi V 1800 спортивного автомобиля СКА-багги мощностью 156 л.с. были установлены кованые поршни из алюминиевого сплава АК-4 с корундовым поверхностным слоем α -Al $_2$ O $_3$ толщиной до 0,2 мм на всей рабочей поверхности. В двигателе использовалось синтетическое масло Castrol-RX b и бензин АИ-98.

Автомобиль СКА-багги в течении 2001 года прошёл ходовые испытания в экстремальных условиях на 22 тренировках и 9 соревнованиях на песчаных и грязевых трассах на пересечённой местности и показал высокую надёжность.



Рисунок – Поршень с продольными канавками

На одном из соревнований на кубок президента Татарстана на автомобиле произошла поломка в коробке передач и автомобиль прошёл последние три круга на первой передаче с оборотами двигателя 8000 — 9000 мин⁻¹. Затем двигатель заклинил. После разборки двигателя было установлено, что в третьем цилиндре на шатунной шейке коленчатого вала имелись задиры и расплавлен шатунный вкладыш, перегрет и деформирован шатун и нижняя крышка шатуна. Поршень и гильза цилиндра повреждений не имели.

Для определения износа поршней и гильз цилиндров был проведен микрометраж с точностью до 0,001мм нутромером mitutovo (Япония) и микрометром 75–100 мм mitutovo (Япония) при установке поршней и после ходовых испытаний. Результаты измерений показали, что износ диаметров поршней составил 0,01 мм, а диаметров гильз 0,002 мм (табл.).

В протоколе испытаний указано, что в результате ходовых испытаний не было прогорания поршней, разрушения кольцевых перемычек при возникновении детонации и не происходило заклинивания поршней при неоднократном перегреве. Отмечено также увеличение оборотов двигателя на 800-1000 мин⁻¹.

По результатам ходовых испытаний в 2002 г. в 8 двигателей спортивных автомобилей были установлены поршни с корундовым слоем. Отказов и поломок нет. Фирма ПК «Чемпион рекомендует, для обеспечения надёжной работы, устанавливать на спортивные высокофорсированные двигатели поршни с корундовым поверхностным слоем.

Таблица – Диаметры поршней и гильз цилиндров

		Единица	Значение параметра		
№	Наименование параметра	измере- ний	до испытаний	после испыта- ний	
1	Диаметр 1 цилиндра	MM	82,500	82,502	
2	Диаметр 2 цилиндра	MM	82,502	82,504	
3	Диаметр 3 цилиндра	MM	82,502	82,504	
4	Диаметр 4 цилиндра	MM	82,501	82,503	
5	Диаметр поршня 1 цилиндра	MM	82,440	82,430	
6	Диаметр поршня 2 цилиндра	MM	82,442	82,432	
7	Диаметр поршня 3 цилиндра	MM	82,442	82,432	
8	Диаметр поршня 4 цилиндра	MM	82,441	82,431	

Выволы

В результате проведенных ходовых и эксплуатационных испытаний двигателей с поршнями с корундовым слоем установлено:

- не было прогорания поршней;
- не разрушались кольцевые перемычки при возникновении детонации;
- не происходило заклинивания поршней при неоднократном перегреве;
- снизился износ ЦПГ;
- заметно увеличилась максимальная мощность двигателя;
- максимальные обороты увеличивались на 800-1000 мин-1;
- двигатели устойчиво работали на всех диапазонах чисел оборотов.

Список литературы: 1. Шпаковский В.В. Проблемы повышения эффективности ДВС путём применения новых материалов для цилиндро-поршневой группы и задачи научных исследований / В.В. Шпаковский // Механіка та машинобудування. — Харків: НТУ «ХПІ», 2008. №1 — С.193-197. 2. Шпаковский В.В. Применение поршней с корундовым слоем - способ повышения надёжности двигателей внутреннего сгорания / В.В. Шпаковский, В.А. Пылёв, В.В. Осейчук // Автомобильный транспорт. - Харьков: ХНАДУ — 2007.- Вып.21.- С. 128-131. 3. Парсаданов И.В. Влияние гальваноплазменной обработки поверхности поршня на механические потери в автотракторном дизеле / И.В. Парсаданов, В.В. Шпаковский, И.Н. Карягин, С.Ю.Белик // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. Тем. вып. «Транспортное машиностроение». — 2010. — Вып. 38. — С. 88-91

Поступила в редколлегию 13.04.2012

ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

УДК 621.436(091)

В.В. ЕПИФАНОВ, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»; **А.П. МАРЧЕНКО**, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»; **Н.В. ПИСАРСКАЯ**, НТУ «ХПИ»

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР ТАНКОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (К 75-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.К. РЯЗАНЦЕВА)

Наведено основні етапи життя та творчої діяльності випускника Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" М.К. Рязанцева, який пройшов шлях від інженера до Генерального конструктора танкових двигунів

Приведены основные этапы жизни и творческой деятельности выпускника Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" Н.К. Рязанцева, который прошел путь от инженера до Генерального конструктора танковых двигателей

The main stages of life and creative activities of M.K. Riazantsev – the outstanding graduator of the National Technical University «Kharkov polytechnical institute» are described. He has a remarkable working way from engineer up to General constructor of tank engines

Николай Карпович Рязанцев (рис. 1) родился 30 апреля 1937 года в рабочем поселке Шахта 5/6 имени Димитрова (Донецкая область). В 1954 году, сдав все шесть вступительных экзаменов на "отлично", поступил в Харьковський политехнический институт (ХПИ) (ныне — Национальный технический университет "ХПИ") на энергомашиностроительный факультет, специальность "Двигатели внутреннего сгорания" (ДВС). В



Рисунок 1 - Н.К. Рязанцев

этот период кафедрой ДВС заведовал выдающийся vченый В области лвигателей. тепловых основатель научной школы двигателестроения профессор Глаголев Николай Матвеевич, принимавший непосредственное участие в создании легендарного танкового дизеля В-2. В 1959 году, после преддипломной практики на заводе "Русский дизель" (г. Ленинград), защитил дипломный по теме "Создание проект четырехтактного тепловозного дизеля мошностью 3000 пс дополнительным отбором газов с турбину". цилиндра на силовую

По распределению был направлен механиком хлебоприемного пункта в г. Акмолинск (Казахстан). Работу по специальности не получил и возвратился в г. Харьков, где в октябре 1959 года принят на завод им. В.А. Малышева (ЗиМ) инженером в конструкторский отдел по созданию тепловозных двигателей (отдел 60Д), где занимался разработкой шатунов прицепной конструкции и поршней для нового четырехтактного тепловозного двигателя Д70. Главным конструктором завода по дизелестроению в то время был выпускник ХПИ 1939 года Борис Николаевич Струнге [1, с.7, 23-24, 29-31; 2, с.42; 3, с.145].

В 1965 году Н.К. Рязанцев переходит в конструкторский отдел танковых двигателем (отдел 63), который вскоре получил самостоятельный статус и "Харьковское именоваться конструкторское двигателестроению" (ХКБД). В те ГОДЫ на ЗиМ разворачивалось производство нового основного танка Т-64, созданного под руководством легендарного Главного конструктора бронетанковой техники Александровича Морозова. Сердцем этой боевой машины стал новый дизель отличавшийся новаторскими конструкторскими (двухтактный цикл с эффективной системой газообмена; горизонтальное расположение цилиндров; двухсторонний отбор мощности; система наддува, обеспечивающая хорошую приемистость и пусковые свойства и др.). Н.К. оказался центре работ ПО доводке конструкции В совершенствования этого двигателя. В 1968 году он начальником сектора, в 1969 – заместителем начальника отдела, а в 1970 – начальником отдела поршневой группы. Именно в этот период совместно с ведущими организациями страны выполнен огромный объем работ по повышению надежности цилиндропоршневой группы, что в дальнейшем технико-экономические предопределило высокие показатели танкового дизеля [1, с.38, 48; 4, с.27; 5, с. 324-325].

В 1973 году Николай Карпович назначен Главным конструктором ХКБД. Параллельно с работами по доводке дизеля 5ТДФ, под его руководством в кратчайшие сроки отделом перспективного проектирования был создан четырехтактный дизель 12ЧН15/16 мощностью 1500 который предполагалось устанавливать на новые перспективные танки. Этим отделом в то время руководил выпускник ХПИ 1962 года Валентин Николаевич Зайончковский, впоследствии – Главный конструктор ЗиМ по тепловозным дизелям. Важнейшей задачей ХКБД было также создание на базе 5ТДФ нового форсированного танкового дизеля 6ТД-1 мощностью 1000 л.с. Был выполнен огромный комплекс работ по разработке конструкторской технологической документации, изготовлению опытных стендовых испытаний. Испытаны в реальных изделиях в различных климатических условиях новые образцы дизелей, что позволило в 1983 году принять на вооружение танк Т-64Б1М с двигателем 6ТД-1. Благодаря этому новому двигателю удалось увеличить среднюю скорость танка на 19-35%, сократить время разгона до 50 км/ч почти в 2 раза, увеличить запас хода на 6-32% [1, с.90-92, 106-109; 3, с.69].

Во второй половине 70-х — первой половине 80-х годов XX столетия высшее военное и государственное руководство СССР активно лоббировало основной танк Т-80 с газотурбинным двигателем и, тем самым, стремилось не допустить производство дизеля 6ТД-1 на 3иМ. Это были сложные времена для ХКБД, Харьковского конструкторского бюро по машиностроению и 3иМ. Совместными усилиями с Главными конструкторами танков А.А. Морозовым, а затем Н.А. Шоминым, руководителями 3иМ Н.К. Рязанцеву удалось отстоять производство дизеля 6ТД-1 для танка Т-80УД. В этих трудных условиях, в кратчайшие сроки был разработан дизель 6ТД-2 (рис. 2) мощностью 1200 л.с. (устанавливается на основном украинском танке Т-84).

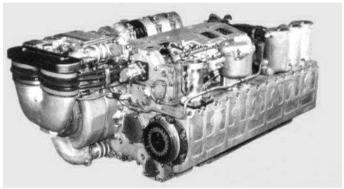


Рисунок 2 – Двигатель 6ТД-2

Конструкторские решения по танковым двигателям 6ТД-1 и 6ТД-2 тактико-техническим намного опередили время сегодня по характеристикам не уступают лучшим зарубежным аналогам. Объем моторно-трансмиссионного отделения с данными двигателями – наименьший среди всех танков подобного класса, выпускаемых в мире. В эти годы Н.К. Рязанцев проявил себя не только как талантливый Главный конструктор и ученый, организатор производства, но и как человек, который никогда не отступает от своих убеждений. Человек, аргументация которого была услышана и воспринята высшим военным и государственным руководством CCCP.

Правота позиции Н.К. Рязанцева была подтверждена в 1995 году на демонстрации военной техники в Объединенных Арабских Эмиратах в Абу-Даби. Во время показа танка Т-80УД на этой Международной выставке вооружений и танк, и двигатель показали прекрасный результат, благодаря чему был заключен контракт на поставку 320 танков в Пакистан. О высокой степени совершенства двигателя свидетельствует и то, что совместный танк

Пакистана и Китая "Аль-Халид" оснащен украинскими дизелями, которые были созданы в ХКБД под руководством Н.К. Рязанцева. При этом были отвергнуты китайский, югославский и английский варианты силовых установок [4, с.27-28; 5, с. 325; 6, с. 74; 7, с. 135, 139].

Этот же период характеризуется продолжением работ по совершенствованию дизеля 5ТДФ, расширению возможностей его применения. Упомянутый двигатель был форсирован до мощности 850 л.с., что позволило его использовать на боевой машине "Булат" (модернизация танка Т-64Б).

В 2001 году Н.К.Рязанцеву решением правительства Украины были даны полномочия Генерального конструктора по созданию двигателей для бронетанковой техники. В этом же году за новый танк Т-84 он был удостоен звания лауреата Государственной премии Украины в области науки и техники

На базе танковых двигателей в XXI столетии XКБД создало ряд моторов 3ТД мощностью от 280 до 600 л.с. для модернизации легкобронированных колесных и гусеничных машин. Освоено семейство малогабаритных дизелей серии ДТ (Главный конструктор – выпускник XПИ 1979 года А.В. Грицюк). Эти дизели мощностью 17-90 л.с. имеют достаточно высокий уровень энергетических, экономических, экологических показателей и могут использоваться для автономных электроагрегатов, самоходных шасси, тракторов и автомобилей [6, с.75; 8, с. 48, 51].

Выпускник ХПИ 1959 года, выдающийся Генеральный конструктор двигателей для бронетанковой техники, доктор технических наук, профессор Н.К. Рязанцев в своей практической деятельности по модернизации и созданию ДВС специального назначения активно сотрудничал с alma mater. Вместе с заведующим кафедрой ДВС профессором А.Ф. Шеховцовым он был инициатором создания филиала кафедры в ХКБД, задачей которого было повышение качества подготовки инженерных кадров и проведение научных исследований по актуальным проблемам ДВС специального назначения. В рамках работы филиала кафедры для студентов своей специальности читал лекции, руководил дипломным проектированием. Его лекции и индивидуальные беседы со студентами были примером профессионализма и доброжелательности. Он умел на простых примерах доходчиво объяснить сложные инженерные вопросы. Большое внимание уделял подготовке кадров квалификации. Ha протяжении многих лет был специализированных советов по защитам диссертаций, где его поддержка и обеспечивали практические советы соискателям высокий диссертационных работ. В 2004 году за многолетнее плодотворное сотрудничество с НТУ «ХПИ» ему было присвоено звание почетного доктора университета. Активная работа филиала кафедры стала решающим фактором при создании нового отечественного учебника в шести томах по двигателям внутреннего сгорания. Н.К. Рязанцев принял самое активное авторское участие в написании учебника. Авторский коллектив этого учебника, в состав которого входят четыре сотрудника кафедры ДВС НТУ "ХПИ", в 2008 году был удостоен Государственной премии Украины в области науки и техники [3, с, 134; 6, с, 75; 9].

За высокие достижения награжден орденами Ленина, "Знак Почета", "За заслуги III степени", лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники, Заслуженный деятель науки и техники Украины.

Николай Карпович ушел из жизни 17 мая 2007 года.

Список литературы: 1. Рязанцев Н.К. Моторы и судьбы. О времени и о себе/ Н.К. Рязанцев – Х.: ХНАДУ, 2009. - 272 с. 2. *Марченко А.П.* Становление и развитие кафедры ДВС ХПИ/ А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 1. – с. 42-48. 3. Еліта держави – видатні випускники Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" /[упоряд Л.Л. Товажнянський, А.В. Бистріченко та ін.]. – Х.: НТУ "ХПІ", 2010. – 188 с. 4. Алехин С.А. Опередившие время /С.А. Алехин, А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 1, – с. 25-28. 5. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева. 1911-2001гг. / [А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др./. – Х.: "Митець", 2001. – 480 с. 6. Історія танкобудування України. Персоналії / [Є.Є. Александров, І.Є.Александрова, Л.М. Бесов та ін.]. - Х.: НТУ "ХПІ", 2007. - 200 с. 7. Кривомаз Н.Т. Пакистанський контракт *Н.Т. Кривомаз.* – X.: "Митець", 2001. – 240 с. **8**. *Гришок А.В.* Новое направление дизелестроении Украины / А.В. Грицюк, И.В. Парсаданов, А.А. Мотора // Двигатели внутреннего сгорания. - 2011. - № 1 - с. 48 - 53. 9. Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут" – Офіційний сайт [Електронний ресурс]. Режим доступа: http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/index.htm.

Поступила в редколлегию 13.04.2012

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

УДК 629.623.437-8

А.М. ЗАВГОРОДНИЙ, студент НТУ «ХПИ»

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВВЕДЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПО КОЛЕСАМ ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье рассмотрены вопросы исследования работы систем полного привода легковых автомобилей.

В статті розглянуті питання дослідження роботи систем повного приводу легкових автомобілів.

The paper deals with the study of some systems of all wheel drive cars.

Введение. Проблемы с передачей тяговых сил ведущими колесами автомобилей ставят ограничения автомобилям с моноприводом, которые могут быть преодолены только с помощью полного привода и системами регулирования степени пробуксовки ведущих колес.

Анализ последних достижений и публикаций. Современными системами полного привода являются: xDrive, Quattro, 4Matic, 4Motion, AWD, 4WD, Dynamax.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является обзор конструкции и принципа действия систем полного привода.

Эффективность введения систем управления распределением силовых факторов по колесам полноприводных транспортных средств.

Разные системы полного привода имеют разное предназначение. Вместе с тем можно выделить следующие общие преимущества данных систем: лучшая управляемость и устойчивость; повышенная проходимость автомобиля; возможность изменения распределения крутящего момента по осям и колесам; лучшая реализация крутящего момента.

Система постоянного полного привода обеспечивает постоянную передачу крутящего момента на все колеса автомобиля (рис. 1). Крутящий момент от двигателя передается через коробку передач в раздаточную коробку. Далее момент через межосевой дифференциал распределяется по осям и через главные передачи и межколесные дифференциалы передается на ведущие колеса.

Система полного привода подключаемого автоматически обеспечивает подключение колес одной из осей в случае проскальзывания колес другой оси (рис. 2).

Система полного привода xDrive относится к системам постоянного полного привода. Система обеспечивает бесступенчатое, непрерывное

распределение крутящего момента между передней и задней осью в зависимости от условий движения.

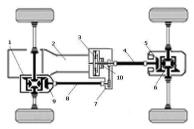


Рисунок 1 – Схема системы постоянного полного привода:

1 — межколесный дифференциал передней оси; 2 — коробка передач; 3 — межосевой дифференциал; 4 — карданная передача задней оси; 5 — главная передача задней оси; 6 — межколесный дифференциал задней оси; 7 — раздаточная коробка; 8 — карданная передача передней оси; 9 — главная передача передней оси; 10 — Вискомуфта.

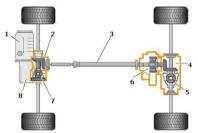


Рисунок 2 — Схема системы полного привода подключаемого автоматически: 1 — двигатель; 2 — раздаточная коробка; 3 — карданная передача; 4 — главная передача задней оси; 5 — межколесный дифференциал задней оси; 6 — муфта подключения задней оси; 7 — межколесный дифференциал передней оси; 8 — коробка передач.



Рисунок 3 — Схема раздаточной коробки системы xDrive: 1 — приводной вал передней оси; 2 — зубчатая передача; 3 — рычаг; 4 — фрикционная

муфта; 5 — масляный насос; 6 — приводной вал задней оси. 7 — эксцентрик; 8 — электродвигатель с понижающим редуктором.

Распределение крутящего момента между осями осуществляется с помощью раздаточной коробки, которая представляет собой зубчатую

передачу привода передней оси, управляемую фрикционной муфтой. Система xDrive интегрирована с системой динамического контроля курсовой устойчивости DSC. При трогании с места в нормальных условиях фрикционная муфта замкнута, крутящий момент распределяется по осям в соотношении 40:60. При достижении скорости 20 км/ч распределение крутящего момента между осями осуществляется в зависимости от дорожных условий. При избыточной поворачиваемости фрикционная муфта замыкается и на переднюю ось направляется больший крутящий момент. При недостаточной поворачиваемости фрикционная муфта размыкается и на заднюю ось направляется до 100% крутящего момента. При движении на покрытии пробуксовка предотвращается скользком колес счет электронной межколесной блокировки системы DSC.

Система полного привода quattro является системой постоянного полного привода.



Рисунок 4 — Схема системы полного привода quattro: едач: 2 — раздаточная коробка: 3 — карданная передача прив

1 – коробка передач;
 2 – раздаточная коробка;
 3 – карданная передача привода задней оси;
 4 – главная передача и задний межколесный дифференциал;
 5 – вал привода передней оси;
 6 – главная передача и передний межколесный дифференциал.

Распределение крутящего момента на оси в зависимости от конструкции осуществляться раздаточной коробки может непосредственно приводные валы или отдельную зубчатую передачу. В качестве межосевого дифференциала полного привода системе quattro используется самоблокирующийся несимметричный дифференциал шестернями с распределением крутящего момента по осям в стандартном положении 40:60 и с возможностью перераспределения крутящего момента на ось с лучшим сцеплением до 70% - на переднюю ось и до 85% - на заднюю ось. Передача кругящего момента на оси автомобиля осуществляется с помощью карданных передач.

Центральным конструктивным элементом системы полного привода 4Matic является раздаточная коробка, которая осуществляет бесступенчатое распределение крутящего момента по осям автомобиля. Планетарный редуктор в раздаточной коробке выполняет функцию несимметричного межосевого дифференциала. Крутящий момент передается в соотношении 40% на переднюю ось и 60% на заднюю. В системе 4Matic не предусмотрено блокировок межосевого и межколесных дифференциалов. Автоматический

контроль устойчивости при движении автомобиля обеспечивает система курсовой устойчивости ESP.



Рисунок 5 – Схема системы полного привода 4Matic:

1 – автоматическая коробка передач; 2 – раздаточная коробка; 3 – карданная передача привода передней оси; 4 – главная передача и передний межколесный дифференциал;
 5 – приводной вал с шарниром равных угловых скоростей; 6 – карданная передача привода залней оси.

Система полного привода 4Motion относится к системам полного привода подключаемым автоматически. В данной системе крутящий момент распределяется по осям в зависимости от дорожной ситуации.

Дифференциал передней оси обеспечивает передачу крутящего момента от коробки передач к передним ведущим колесам. Корпус дифференциала передней оси соединен с раздаточной коробкой полым валом. Раздаточная коробка представляет собой коническую передачу, с помощью которой крутящий момент передается под углом 90°. Карданная передача привода задней оси соединяет раздаточную коробку и фрикционную муфту. В системе полного привода 4Motion применяется многодисковая фрикционная муфта Haldex. Муфта обеспечивает передачу крутящего момента от передней к задней оси автомобиля. А также управление величиной передаваемого крутящего момента. При трогании с места и разгоне автомобиля диски муфты максимально сжаты. На задние колеса передается максимальный крутящий момент. Если движение начинается с пробуксовкой обоих передних колес, фрикционные диски муфты сжимаются. Крутящий момент полностью передается на заднюю ось. При пробуксовке одного из передних колес в работу системы вначале включается электронная блокировка дифференциала. При движении с постоянной скоростью диски сжимаются в зависимости от условий движения. Пробуксовка колес определяется на основании сигналов от блока управления системы ABS. При торможении фрикционные диски муфты полностью разжаты. Кругящий момент на заднюю ось не передается.

Выводы. В результате исследований работы представленных систем полного привода наибольшей эффективностью обладает система xDrive.

Список литературы: 1. http://systemsauto.ru. 2. http://life-for-bmw.at.ua.

Д.С. ШЕВЧЕНКО, студент НТУ «ХПИ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АККУМУЛЯТОРОВ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ С ГИБРИДНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Проведен сравнительный анализ аккумуляторных батарей различного типа по основным показателям. В ходе анализа каждой аккумуляторной батареи были присвоены баллы по каждому из показателей, выведен средний балл со стоимостью и без стоимости аккумуляторной батареи, а также средний балл по требованиям к аккумуляторным батареям для автомобилей с гибридными силовыми установками. Результатами анализа являются построенные по средним баллам диаграммы, а также сделанный на их основе вывод.

Проведено порівняльний аналіз акумуляторних батарей різного типу за основними показниками. В ході аналізу кожної акумуляторної батареї були присвоєні бали по кожному з показників, виведений середній бал з вартістю і без вартості акумуляторної батареї, а також середній бал за вимогами до акумуляторних батарей для автомобілів з гібридними силовими установками. Результатами аналізу є побудовані за середніми балами діаграми, а також зроблений на їх основі висновок

The comparative analysis of storage batteries of different type is conducted on basic parameters. During the analysis of every storage battery points were appropriated on each of parameters, a middle point is shown out with a cost and without the cost of storage battery, and also middle point on requirements to the storage batteries for cars with the hybrid power-plants. The results of analysis are the diagrams and also conclusion done on their basis built on middle points.

Введение. Аккумуляторы для автомобилей с альтернативным приводом очень сильно отличаются от известного свинцового аккумулятора. Это связано с тем, что свинцовый аккумулятор предназначен в основном для пуска двигателя и для поддержания работоспособности ограниченного количества электрических компонентов в тот момент, когда двигатель внутреннего сгорания выключен. Совсем другое дело, если аккумулятор нужно использовать в гибридном автомобиле, для поддержания топливных ячеек или в качестве единственного энергетического источника электромобиля.

В гибридных автомобилях аккумулятор должен обеспечивать высокую мощность. В электромобилях аккумулятор должен обладать высокой накопительной способностью.

Основные требования к аккумуляторным батареям для автомобилей с гибридными силовыми установками такие [1]:

- высокая удельная энергия и мощность;
- большое количество циклов «заряд-разряд»;
- низкая стоимость;
- экологическая безопасность;
- малое время заряда.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является проведение сравнительного анализа аккумуляторных батарей различного типа по основным показателям, для определения лучшего варианта аккумуляторной батареи для автомобилей с гибридной трансмиссией.

Сравнительный анализ показателей аккумуляторов для автомобилей с гибридной трансмиссией.

В таблице 1 приведены показатели аккумуляторов различного типа [2].

Таблица 1 – Основные показатели аккумуляторных батарей различного типа

Показатель		Никель- кадмиевые	Никель- металло- гидридные	Литий- ионные (кобальто- вые)	Литий- ионные (марганцевые)	Литий- ионные (фосфат- ные)
Энергетическая емкость Вт/кг			60-120	150-190	100-135	90-120
Гарантированный жизненный цикл (до 80%)	жизненный 500-1000 1000-2000		1000-2000	1000	1000	1500
Саморазрядка, в месяц, % 5		20	30	10	10	10
Время быстрого заряда, час	816	1	14	14	14	14
Токсичность	Свинец и кислота токсичны, вредны для окружающей среды	Крайне токсичны, вредны для окружаю- щей среды быть утилизированы в повторных циклах		Малотоксичные, могут быть утилизированы в повторных циклах или отправлены в отходы в малых количествах		
Стоимость 1 кВтч энергоемкости, долл. США	100-150	250-350		400-500		

Таблица 2 – Анализ АКБ в соответствии с присвоенными им баллами

Таолица Z — Анализ ARB в соответствии с присвоенными им оаллами						
Параметр оценивания	Кислот- ные	NiC d	NiM H	L1-10n (кобальто- вые)	имарган- цовистые)	Li-ion (фосфатные)
Энергетичес- кая емкость	2	2	3	5	4	3
Максимальное число циклов заряд/разряд	3	5	5	4	4	5
Минимальное время разряда	3	5	4	4	4	4
Диапазон рабочих температур	4	5	3	3	3	3
Саморазряд за месяц	5	3	2	4	4	4
Напряжение на элементе	3	2	2	5	5	5
Внутреннее сопротивление	5	4	2	3	2	2
Ток нагружения относительно емкости	2	5	2	1	1	1
Токсичность	2	1	4	5	5	5
Стоимость	5	4	4	1	1	1
Средний бал без стоимости	3,22	3,56	3,0	3,78	3,56	3,56
Средний бал со стоимостью	3,4	3,6	3,1	3,5	3,3	3,3
Средний бал по требованиям к гибридным силовым установкам	3,0	3,4	4,0	3,8	3,6	3,6

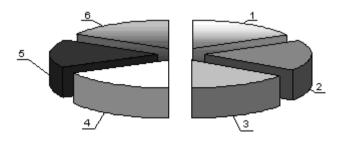


Рисунок 1 – Средний балл со стоимостью: 1 – кислотные; 2 – NiCd; 3 – NiMH; 4 – Li-ion (кобальтовые); 5 – Li-ion (марганцовистые); 6 – Li-ion (фосфатные).

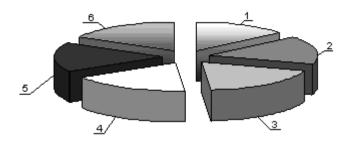


Рисунок 2 — Средний балл по требованиям к гибридным силовым установкам: 1 — кислотные; 2 — NiCd; 3 — NiMH; 4 — Li-ion (кобальтовые); 5 — Li-ion (марганцовистые); 6 — Li-ion (фосфатные).

Выволы.

В соответствии с основными требованиями которые предъявляются к аккумуляторам для гибридных автомобилей с учетом цены (табл. 1) наиболее подходящим является никель-кадмиевый аккумулятор, но с учетом того что основной целью создания гибридных автомобилей является экологическая безопасность, никель-кадмиевый аккумулятор не отвечает этому требованию.

Кислотный аккумулятор также не отвечает требованиям экологической безопасности.

Литиевый аккумулятор имеет большую стоимость, но является перспективным для гибридных автомобилей.

В настоящее время для автомобилей с гибридной силовой установкой наиболее приемлемым является никель-металлогидридный аккумулятор.

Список литературы: 1. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. Гібридні автомобілі. — Харків, ХНАДУ, 2008. — 327 с. 2. Курзуков Н.И., Ягнятинский В.М. Аккумуляторные батареи. Краткий справочник. — М: ЗАО КЖИ «За рулем», 2003. 3. Манилов Ф. Энергия для электромобиля. // Химия и жизнь — 21 век.- № 6. 4. Пономаренко И., Спицина С. Заправляемся от розетки! // Электропонорама.- 2009.- № 7-8, № 9.

Поступила в редколлегию 04.05.12

Д.В. ЮРЬЕВ, студент НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ СИСТЕМ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ БОКОВОМ УДАРЕ АВТОМОБИЛЯ МАЛОГО КЛАССА

В статье рассмотрена и проанализирована методика оценки систем пассивной безопасности автомобиля малого класса.

У статті розглянута та проаналізована методика оцінки систем пасивної безпеки автомобіля малого класу.

In paper the technique of an estimation of systems of passive safety of the car of the small class-room is observed and analysed.

Прогрессирующий рост требований к безопасности конструкции автомобильной техники требует постоянного совершенствования методов оценки свойств, закладываемых в ешё излелие πо появления важных свойств автомобиля экспериментальных образцов. Одним из является его пассивная безопасность, для достоверной оценки которой требуется проведение расчетных и экспериментальных исследований, воспроизводящих при режимы нагружений ЭТОМ разные конструкции автомобиля. При этом следует отметить, что некоторые из них не только не включены в перечень сертификационных требований, внутризаводские правила ПО оценке безопасности автомобилей. Решение этой проблемы увеличением числа экспериментов невыгодно как производителю, так и потребителю. Снижение остроты вопроса может быть обеспечено применением расчетных методов пассивной безопасности автотранспортных средств при проектировании, доводке и сертификации. Требования безопасности легковых автомобилей при боковых столкновения регламентированы ОСТ 37.001.438-86 и ГОСТ Р 41.95-99 (Правила ЕЭК ООН № 95). При испытании автомобилей по EURONCAP используются более жёсткие требования по критериям травмирования манекенов. При этом преследуется несколько иная цель – дать наглядное представление потребителю о пассивной безопасности предлагаемого продукта. Так, EuroNCAP Pole Protocol имитирует аварийную ситуацию бокового столкновения легкового автомобиля с единичным препятствием (столбом или деревом).

В настоящее время существуют методы оценки безопасности кузовных конструкций: расчетный, экспериментальный и расчетно-экспериментальный и расчетно-экспериментальный метод предполагают наличие, как минимум, одного образца автомобиля. Расчетный метод позволяет оценить безопасность конструкции еще на

начальной стадии её проектирования. В последнее время роль расчетных методов заметно возросла. Т. применимы как К. ОНИ на разработки кузова. так и сталии его ловолки. В работе [1] рассматривается четыре метода расчетной: оценки безопасности кузовов метод инженерный расчета, упругий расчет, метод последовательных приближений, нелинейным расчет статике динамике на основе метода конечных элементов (МКЭ). МКЭ в нелинейной наиболее совершенным всех. является ИЗ программные комплексы на его основе позволяют решать достаточно широкий класс задач, связанных с оценкой пассивной безопасности. начальных этапах проектирования конструкций при выборе их силовых схем целесообразно использование упрощенных методов при условии получения результатов в пределах необходимой точности. отдается предпочтение использованию упрощенных балочных моделей. С целью получения результатов большей достоверности для тех же балочных быть использованы как известные ΜΟΓΥΤ программные комплексы на основе МКЭ, так и специально разработанные под решение конкретной задачи. К ним относятся разработанные авторами алгоритм и программа динамических расчетов балочных конструкций. В основе программного продукта лежит МКЭ в нелинейной постановке. Вместе с известным подходом при расчете конструкций по предельному состоянию этот алгоритм учитывает действие всех внутренних силовых факторов (осевой силы, изгибающих моментов, крутящего момента и поперечных сил), обеспечивающих образование пластического шарнира. Разработанная программа позволяет использовать результаты экспериментальных исследований ДЛЯ определения 205 параметров геометрических характеристик сечений при пластических деформациях, что дает возможность говорить о получении результатов в сравнении с существующими упрощенными методами.

В данной работе. ДЛЯ примера, рассматривается черный кузов легкового автомобиля малого класса. Расчеты проводились использованием пакета LS-DYNA и разработанной программы. На рис. 1 представлена подробная конечно-элементная модель кузова, имеющая шаг сетки от 5 мм до 10 мм. В модели используются полноинтегрируемые оболочечные элементы. Общее число узлов модели составляет 339620, элементов – 326001. Сварные соединения моделировались при помощи жестких элементов. В модели для всех элементов принят материал с характеристиками низкоуглеродистой кузовной стали. На рис.2 приведена зависимость истинного напряжения течения от эффективной пластической деформации.

В примере рассмотрено действие нагрузки на центральную стойку, которая воспроизводит одну из составляющих сил, возникающих при

боковом столкновении. Нагружение осуществлялось перемещением площадки (жесткой стенки) в пределах 310 мм. На рис. 1 цифрами обозначены номера закрепленных степеней свободы во внешних опорах модели: 1,2,3 — соответствуют ограничению поступательных перемещений в направлении осей X, Y ,Z глобальной системы координат соответственно. Между всеми элементами модели задано контактное взаимодействие с заданным коэффициентом трения.

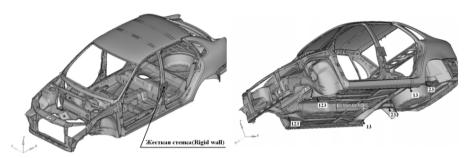


Рисунок 1 — Подробная конечно-элементная модель кузова легкового автомобиля малого класса с условиями нагружения и закрепления

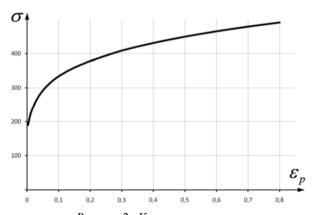


Рисунок 2 - Кривая упрочнения

Для проведения анализа результатов сравнительной оценки разных моделей была сформирована упрощенная балочная модель, показанная на рис.3. Модель имеет 427 узлов и 440 элементов.

Нагружение балочной модели осуществлялось сосредоточенным усилием F в направлении оси Y (рис. 3). При этом в точке приложения силы совпадали с геометрическим центром жесткой стенки при расчете подробной модели. Время расчета составило 0,3 с. При этом усилие

полагалось пропорциональным времени. При расчете упрощенной модели в пакете LS-DYNA для балочных элементов была выбрана формулировка Белычко с заданными характеристиками поперечного сечения. Для этих элементов принят упруго-пластический материал. Условие начала пластичности было выбрано из источника [2]. Упрощенная модель для расчета в разработанной программе по геометрии, условиям нагружения и закрепления была принята идентичной модели для расчета в пакете LS-DYNA. Дополнительными параметрами при определении свойств балочных элементов являлись пластические моменты сопротивления сечений [1].

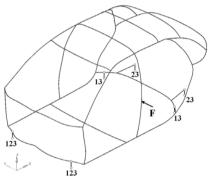


Рисунок 3 — Упрощенная (балочная) модель салона кузова легкового автомобиля с условиями нагружения и закрепления

расчета подробной результатам модели построен зависимости нормальной реакции жесткой стенки от ее перемещения. моделей рассматриваемым упрощенных выходными параметрами являются графики зависимостей ОТ времени перемещения узлов с приложенной нагрузкой. При этом по заданной зависимости нагружающего усилия от времени И зависимости перемещения от времени можно построить график зависимости усилия от перемещения. приведены графики зависимости нагружающего усилия от перемещения, полученные по результатам расчета подробной и упрощенных моделей. Кривая **№**1 соответствует результатам расчета подробной конечно-элементной модели, кривая №2 – результатам расчета упрощенной модели в пакете LS-DYNA, кривая №3 – результатам расчета в разработанной программе. Отклонение результатов расчета по усилию, соответствующему начальной потере несущей способности салона кузова легкового автомобиля, при сравнении значений подробной и упрощенных моделей составляет 111 % и 13% для расчетов в LS-DYNA и в разработанной программе.

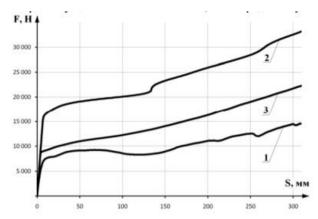


Рисунок 4 – Графики зависимостей нагружающего усилия от перемещения:

- 1 результаты расчета подробной конечно-элементной модели;
- 2 результаты расчета упрощенной модели в пакете LS-DYNA;
 - 3 результы расчета в разработанной программе.

графиков на рис. 4 видно, полученная что при помощи разработанной программы кривая зависимости усилия от перемещения лучше приближается к кривой, построенной по результатам расчета подробной модели. Поэтому применение упрощенных балочных моделей на начальных этапах проектирования при выборе силовых схем кузовных конструкций является правомерным и обоснованным. Таким образом, формуле из источника [1] использование условия пластичности по позволяет точнее определять несущую способность салона кузова легкового автомобиля в условиях действия боковой аварийной нагрузки.

Список литературы: 1. *Орлов Л.Н.* Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин, автотранспортных средств. Методы расчета и оценки: учеб. пособ. / *Л.Н. Орлов* // НГТУ. – Н. Новгород, 2005 г. **2.** *John O.* Hallquist LS-DYNA THEORY MANUAL, 2006

Поступила в редколлегию 04.04.2012

3MICT

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

1	БУРЯКОВСКИЙ С.Г., БОРОДІНОВ Р.О.	3
	МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВЕНТИЛЬНО	
	ІНДУКТОРНОГО ДВИГУНА У ЯКОСТІ СТАРТЕР-	
	ГЕНЕРАТОРНОГО ПРИСТРОЮ З ФУНКЦІЄЮ	
	ЄЛЕКТРИЧНОГО ДВИГУНА	
2	БУРЯКОВСКИЙ С.Г., ТКАЧЕВ О.Ю.	7
	ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ	
	ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ НА БАЗЕ DAEWOO LANOS	
3	НАЗАРОВ А.И., СЕРГИЕНКО Н.Е., НАЗАРОВ И.А.,	13
	ВОЛОЩУК В.В.	
	ОЦЕНКА ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ	
	МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ	
4	ОДНОЙКО А.Е.	21
	СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТЬЮ	
	АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2110	
5	САМОРОДОВ В.Б., ГРИГОРОВ О.В., БОНДАРЕНКО А.І.	24
	АНАЛІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ	
	ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ:	
	ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ СХЕМ	
6	САМОРОДОВ В.Б., ДОЛЯ В.К., ОСТРОВЕРХ А.О.,	47
	ИВАЩЕНКО С.В.	
	РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ БЕССТУПЕНЧАТОЙ	
	ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ	
	ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА	
	НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН	
7	САМОРОДОВ В.Б., ЗАБЕЛЫШИНСКИЙ З.Э., ШУБА С.А.,	55
	ДЕРКАЧ О.И., РЯБИЧЕНКО Е.А., ЯЛОВОЛ И.В.	
	ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ БЕССТУПЕНЧАТОЙ	
	ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ	
	ТРАКТОРОВ С ДВИГАТЕЛЕМ МОЩНОСТЬЮ 220 – 240 л.с.	
8	СЕЛЕВИЧ С.Г., ПИСМЕНИЦКИЙ С.А., ЧАЛЫЙ В.А.	62
	ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ИНФОРМАЦИИ О СКОРОСТЯХ	
	ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ СИСТЕМОЙ	
	АГРЕГАЦИИ ДАННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ GPS HABИГАТОРОВ	
9	РЕБРОВ А.Ю.	67
	МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС И КПД ПАХОТНОГО МТА ПРИ	
	РАБОТЕ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ	

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

10	МАСЛИЕВ В.Г., МАКАРЕНКО Ю.В., МАСЛИЕВ А.О. ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА, ОБОРУДОВАННОГО ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ РЕСОРАМИ, ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ	73
11	НОСКОВ В.И. МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДИЗЕЛЬ- ПОЕЗДА	79
12	ОВЕРЬЯНОВА Л.В. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ИНЕРЦИОННОГО НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРИГОРОДНОГО СООБЩЕНИЯ	85
13	ЧЕРВ'ЯКОВ С.Ю., ЛЮБАРСЬКИЙ Б.Г., КАЛЮЖНИЙ М.М. СИЛИ ОПОРУ РУХУ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ	91
14	ЯКУНИН Д.И., ЕРИЦЯН Б.Х., ШАПОВАЛОВ Д.Ю. РАЗВИТИЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА НАКЛОНА КУЗОВОВ	97
	<u>ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ</u>	
15	АВРАМЕНКО А.Н. УЛУЧШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ	103
16	БОРИСЕНКО А.Н, СОСИНА Е.В., СЕРГИЕНКО А.Н., ЕРЕМЕНКО С.Б. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДВС	109
17	СИВЫХ Д.Г., ШАЛЁПА В.П. ДИАГНОСТИКА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА ВО ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР ПО ИНДИКАТОРНЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ	115
18	ШПАКОВСКИЙ В.В. ПРИМЕНЕНИЕ ПОРШНЕЙ С КОРУНДОВЫМ СЛОЕМ В ДВИГАТЕЛЯХ СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ	117
19	ЕПИФАНОВ В.В., МАРЧЕНКО А.П., ПИСАРСКАЯ Н.В. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР ТАНКОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (К 75-ЛЕТИЮ СО ЛНЯ РОЖЛЕНИЯ Н К РЯЗАНЦЕВА)	122

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

20	ЗАВГОРОДНИЙ А.М.	127
	ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВВЕДЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ	
	РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПО КОЛЕСАМ	
	ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	
21	ШЕВЧЕНКО Д.С.	131
	СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ	
	АККУМУЛЯТОРОВ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ С ГИБРИДНОЙ	
	ТРАНСМИССИЕЙ	
22	ЮРЬЕВ Д.В.	135
	АНАЛИЗ СИСТЕМ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ	
	БОКОВОМ УЛАРЕ АВТОМОБИЛЯ МАЛОГО КЛАССА	

ДЛЯ НОТАТОК

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць Тематичний випуск Транспортне машинобудування Випуск 20

Науковий редактор к.т.н. Єпіфанов В.В. Технічний редактор к.т.н. Бондаренко А.І. Відповідальний за випуск к.т.н. Обухова І.Б.

Обл. вид. № 60-12

Підп. до друку 23.05.2012 р. Формат 60х84 1/16. Папір офсетний. Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,37. Наклад 100 прим. 1-й завод 1-100. Зам. № 120. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків-2, вул. Фрунзе, 21

Віддруковано у видавництві «Федорко». Харків, вул. Сумська, 4, оф.135, тел.: 758-19-46, 050-323-55-86, e-mail: print@mail.ua Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ХК №164 від 20.12.2005 р.