

ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА “ХПИ”

Сборник научных трудов

Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение»

56 '2011

Издание основано Национальным техническим университетом «ХПИ» в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета по информации Украины
КВ N5256 от 2.07.2001

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.Л. Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

Зам. Председателя

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.

Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

Л.М. Бесов, д-р техн. наук, проф.

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.

М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.

А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.

В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.

В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.

И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.

В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.

Ю.И. Зайцев, д-р техн. наук, проф.

П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.

С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.

В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.

В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.

Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.

В.С. Луников, д-р техн. наук, проф.

О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.

В.И. Николаенко, д-р техн. наук, проф.

П.Г. Перерва, д-р техн. наук, проф.

В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.

М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.

Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Ответственный редактор

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Зам. ответственного редактора

Н.Е. Сергиенко, канд. техн. наук, доц.

Ответственный секретарь

В.И. Мироненко, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

В.П. Волков, д-р техн. наук, проф.

Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.

О.В. Григоров, д-р техн. наук, проф.

Б.И. Кальченко, д-р техн. наук, проф.

А.Т. Лебедев, д-р техн. наук, проф.

В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.

В.П. Писарев, д-р техн. наук, проф.

М.А. Подригало, д-р техн. наук, проф.

А.М. Пойда, д-р техн. наук, проф.

В.П. Сахно, д-р техн. наук, проф.

А.П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра «Автомобиле-и
тракторостроения»

Тел. (057) 70-76-464

УДК 629.113:629.114

Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. - № 56, - 166 с.

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

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

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

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХП»

Протокол № 11 від 25. 11. 2011 р.

УДК 621.83.062.1

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., НТУ «ХПИ»;
ДЕРКАЧ О.И., инж., НТУ «ХПИ»;
ШУБА С.А., инж., НТУ «ХПИ»;
КОЛОДЯЖНЫЙ А.В., инж., НТУ «ХПИ»

ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ГОМТ РАЗНЫХ ТИПОВ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

У статті проведено порівняння двопоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії з розташуванням диференціала на виході та на вході гідропередачі, виконано розрахунок основних характеристик та проаналізовано потоки потужностей у наведених схемах трансмісій.

Введение. На сегодняшний день актуальным остается вопрос улучшения технических характеристик сельскохозяйственных тракторов. Примером такого улучшения может стать установка двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ), которые делятся на 2 больших класса: с дифференциалом на входе и на выходе гидрообъемной передачи (ГОП).

Анализ последних публикаций и достижений. В настоящее время расширилось применение гидрообъемных трансмиссий для привода движителей различных автотранспортных средств. В публикации [1] представлена разработка двухпоточной ГОМТ для колесного трактора класса 1,4 классической компоновки, результаты которой могут найти практическое применение при модернизации трактора МТЗ-80/82.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является выбор кинематической схемы для сельскохозяйственного трактора класса 1,4. Для этого проводится сравнительный анализ характеристик двух кинематических схем двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий – с цилиндрическим дифференциалом на входе и на выходе из ГОП. В данной статье рассматриваются варианты схем ГОМТ, адаптированные под компоновку трансмиссии универсально-пропашного колесного трактора МТЗ-80 (рис. 1, рис. 2). Передаточные числа главной передачи и бортового редуктора для расчета принимаются как на прототипе, равные соответственно 3,42 и 5,308.

Выбор кинематических схем ГОМТ и их сравнение. В работе [1] уже была проанализирована ГОМТ с дифференциалом на выходе гидрообъемной передачи, кинематическая схема которой представлена на рисунке 1, также авторами были описаны структура и принцип работы данной трансмиссии, получены её основные характеристики.

Теперь смоделируем трансмиссию с такими же скоростными показателями, оставив прежнюю коробку диапазонов, но замкнув гидравлическую ветвь ГОМТ уже на ведомый вал, то есть, используя схему с дифференциалом на входе гидрообъемной передачи (рис. 2). В данном случае для получения необходимого скоростного диапазона необходимо применить двухмашинное регулирование ГОП. Сначала изменяем параметр регулирования гидронасоса $E1 = [0...1]$, а $E2 = 1$, затем регулируем гидромотор $E2 = [1...0]$, а $E1$ остается постоянным и равным 1.

Как в первой, так и во второй кинематических схемах используются гидроагрегаты с объемной постоянной $90 \text{ см}^3/\text{об}$, отличие лишь в том, что в схеме с трехзвенным планетарным механизмом (ТПМ) на входе, гидромотор выполнен регулируемым.

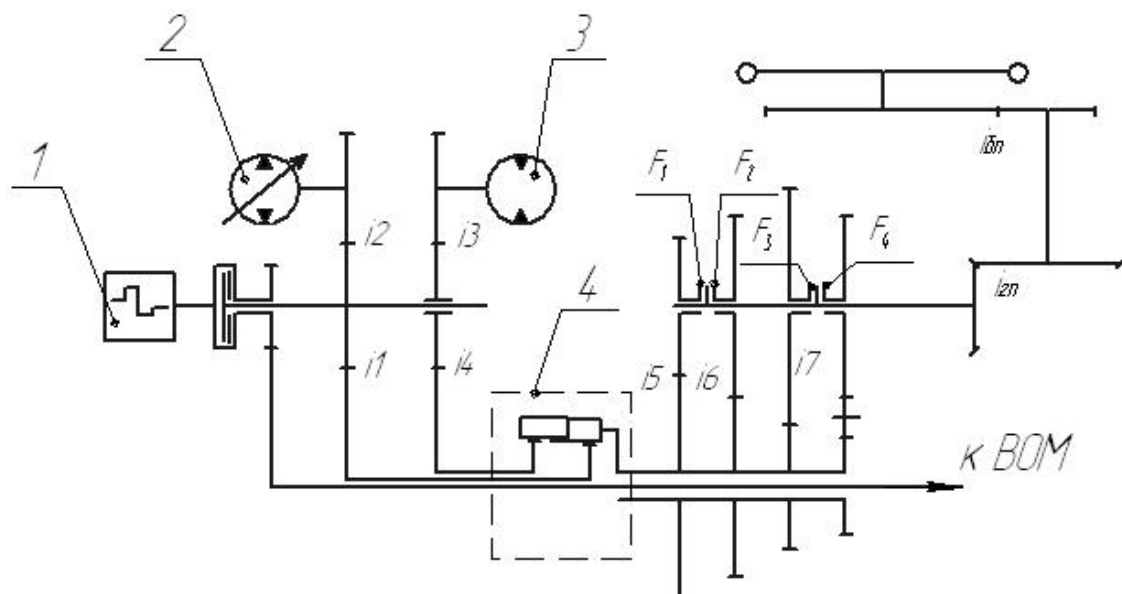


Рисунок 1 – Кинематическая схема №1 ГОМТ с дифференциалом на выходе ГОП:
1 – двигатель, 2 – регулируемый гидронасос, 3 – нерегулируемый гидромотор, 4 – дифференциал цилиндрический

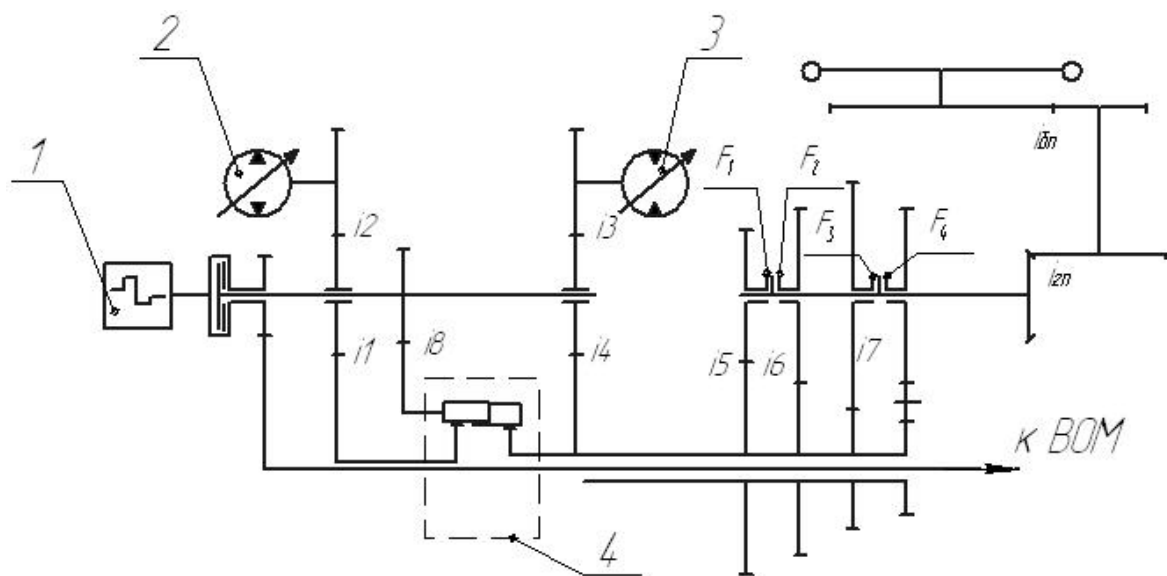


Рисунок 2 – Кинематическая схема №2 ГОМТ с дифференциалом на входе ГОП:
1 – двигатель, 2 – регулируемый гидронасос, 3 – регулируемый гидромотор, 4 – дифференциал цилиндрический

Експлуатаційні ділянки тягових діапазонів обох ГОМТ – від 5 до 10 км/ч, в яких схеми мають схожі характеристики по КПД.

Розрахунок і порівняльний аналіз був виконаний за допомогою програмного пакета Trans2000, розробленого на кафедрі Автомобіле- та тракторостроєння.

На рисунках 3 і 4 показані залежності основних параметрів трансмісії від швидкості прямолинійного руху, а саме: перепад тиску dP в гідравлічній гілці, загальний КПД ГОМТ, регулювальна характеристика $e1$ і $e2$ і потужність двигуна N .

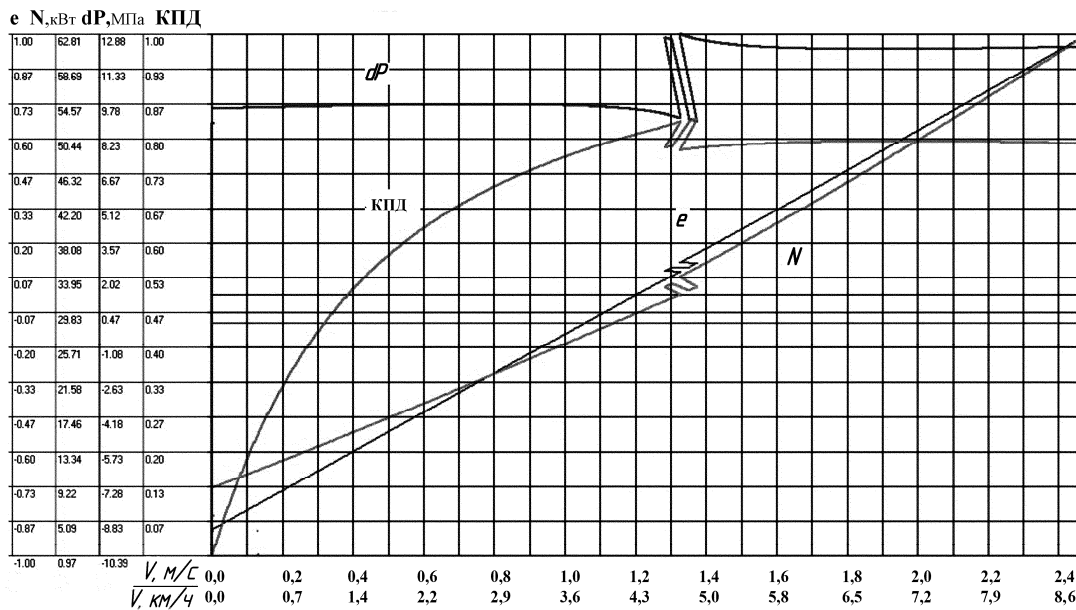


Рисунок 3 – Основні характеристики ГОМТ з планетарним механізмом (ТПМ) на виході ГОП на тяговому діапазоні

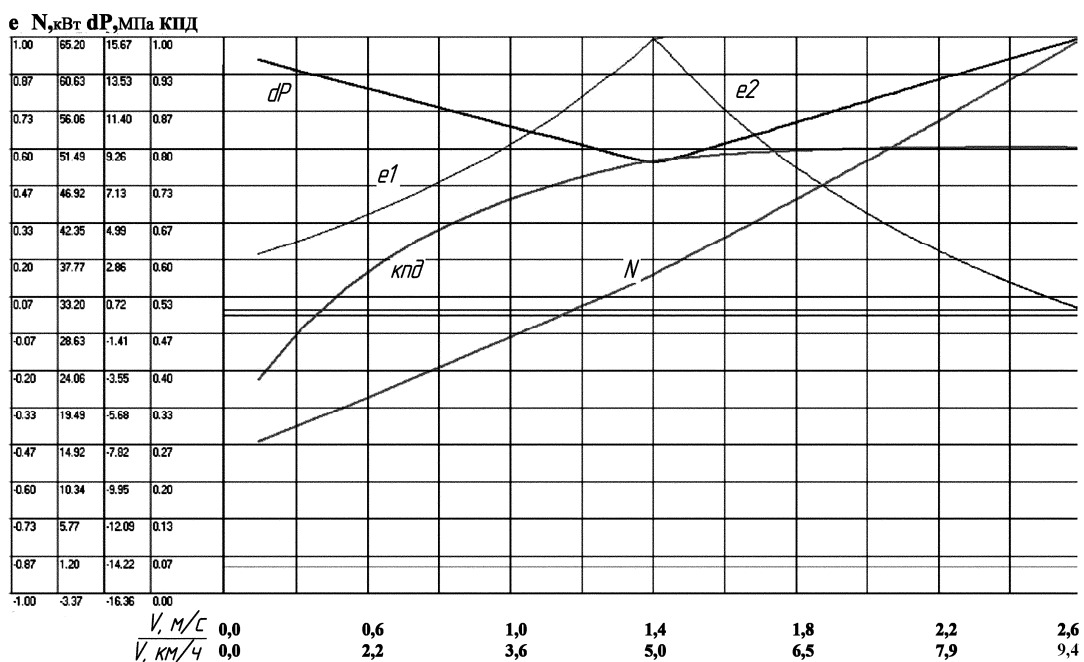


Рисунок 4 – Основні характеристики ГОМТ з ТПМ на вході ГОП на тяговому діапазоні

Как видно из графиков максимальный КПД трансмиссии обеих кинематических схем практически одинаков и равен 0,8. Однако в ГОМТ с дифференциалом на выходе ГОП достижение максимального КПД происходит при меньшей скорости движения.

Перепад давления для схемы №1 находится в пределах 10-12,8 МПа, а для схемы №2 – 9-15 МПа.

На диаграмме угловых скоростей (рис. 5) по звеньям ГОМТ кинематической схемы №1 на тяговом диапазоне, развивающем скорость от 0 до 10 км/ч, видно, что скорость на гидронасосе и гидромоторе (столбцы AA1 и AA2 соответственно) не превышает 180 рад/с или 1719 об/мин и соответствует номинальному режиму работы ГОП [2] типа ГСТ-90 украинского производства.

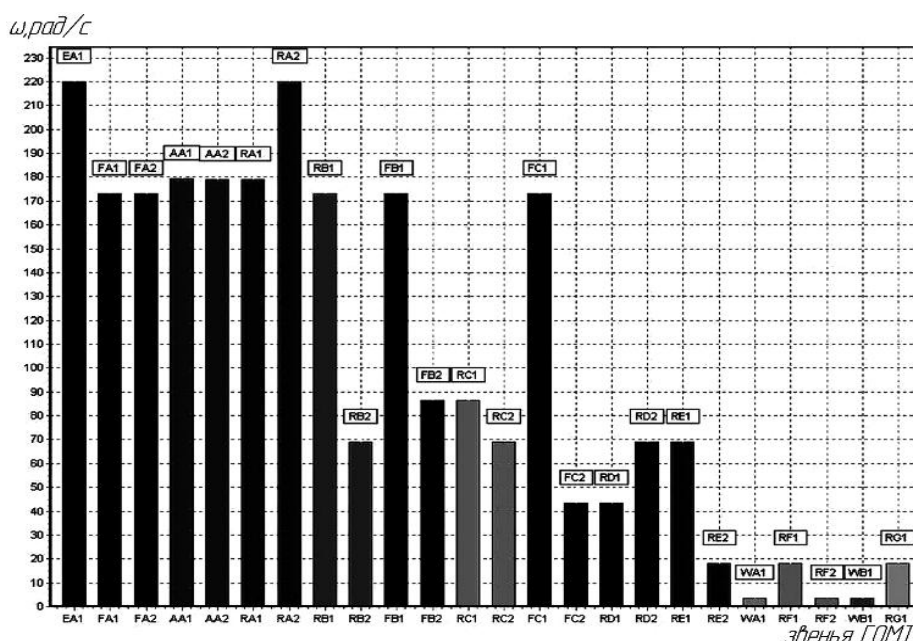


Рисунок 5 – Диаграмма угловых скоростей звеньев ГОМТ с ТПМ на выходе ГОП

В схеме №2 с дифференциалом на входе гидрообъемной передачи на этом же тяговом диапазоне, как видно из рисунка 6, угловая скорость вала гидронасоса достигает 258 рад/с (2465 об/мин), а вала гидромотора – 243 рад/с (2322 об/мин).

Из вышесказанного для схемы №2 рассматриваемой ГОМТ будет более приемлемым использование регулируемых гидроагрегатов, номинальные обороты которых находятся в пределах 2300 об/мин. Таким характеристиками обладает более дорогостоящая гидравлика западноевропейского производства, например фирм Rexroth и Sauer-Danfoss [3].

На рисунках 7 и 8 стрелками показано распределение потоков мощности в элементах трансмиссии (Eng - двигатель, Red - редуктор, Ahs - ГОП, Dif - дифференциал цилиндрический, Frc - фрикцион, Whl – колесо) с дифференциалом на выходе и на входе ГОП соответственно.

Как видно, в схеме №1 в первой четверти рассматриваемого тягового диапазона, то есть при параметре регулирования гидронасоса $E = -0,5$, наблюдается циркуляция мощности в контуре Dif – RedH – Dif (рис. 7). Такая циркуляция в коробке передач трансмиссии вызывает перегрузку звеньев механической ветви, так как в данном случае через зацепление i1 и дифференциал 4 (рис. 1) протекает мощность большая, чем мощность двигателя [4].

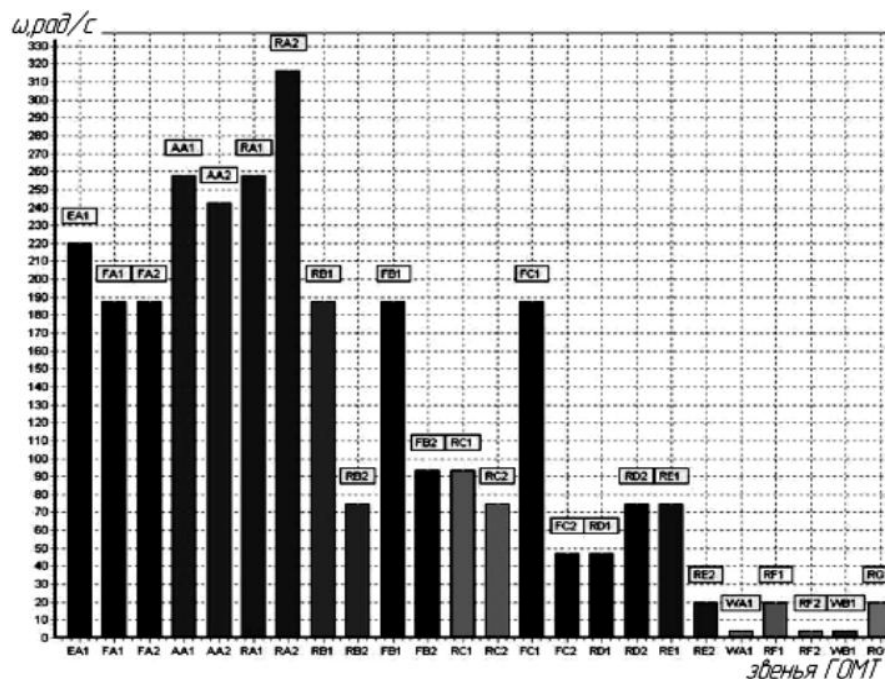


Рисунок 6 – Диаграмма угловых скоростей звеньев ГОМТ с ТПМ на входе ГОП

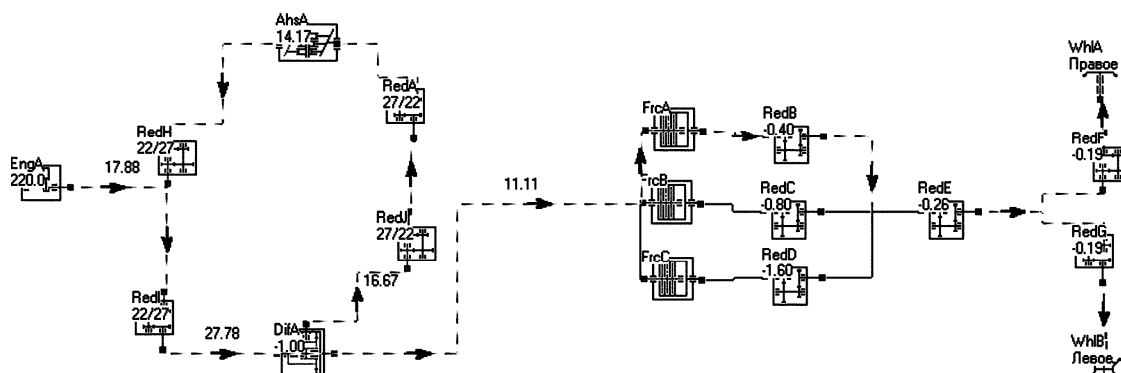


Рисунок 7 – Направление потоков мощности в первой четверти рассматриваемого диапазона схемы №1 ГОМТ

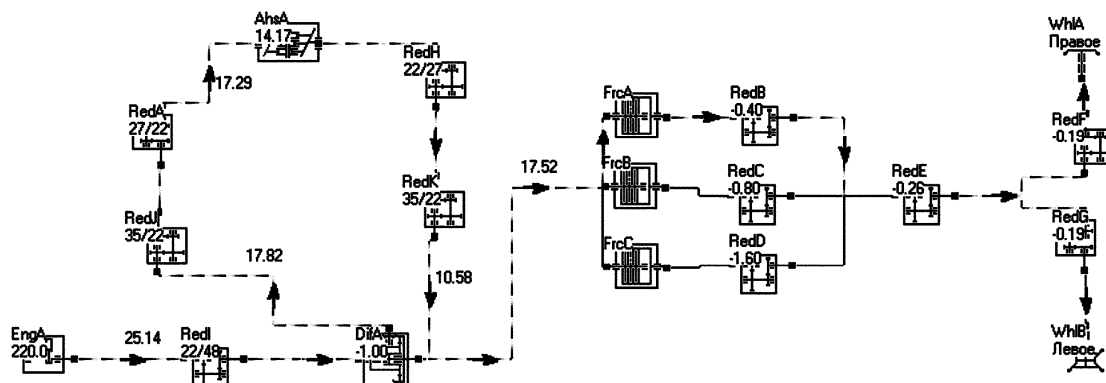


Рисунок 8 – Направление потоков мощности в первой четверти рассматриваемого диапазона схемы №2 ГОМТ

В то же время, в отличие от схемы №1, в ГОМТ с дифференциалом на входе ГОП циркуляция отсутствует – мощность двигателя протекает двумя потоками не только в первой четверти, а и на всем тяговом диапазоне от 0 до 10 км/ч. Поэтому с точки зрения отсутствия циркуляционных потерь мощности схема с дифференциалом на входе должна иметь явные преимущества. Однако трактор в первой четверти тягового диапазона практически не эксплуатируется, а его двигатель имеет загрузку по мощности до 30% (рис. 3, рис. 4), поэтому циркуляционными потерями в данном случае можно пренебречь.

Выводы

1. Разработаны и проанализированы две кинематические схемы ГОМТ, которые адаптированы под трансмиссию трактора МТЗ-80/82.
2. В ГОМТ с дифференциалом на выходе ГОП характер кривой КПД более прогрессивен. Достижение максимального КПД, равного 0,8 происходит при меньшей скорости движения.
3. Схема №2 является более дорогостоящей из-за применения двух регулируемых гидромашин. Кроме этого в отличие от схемы №2 в ГОМТ с дифференциалом на выходе (схема №1) ГОП работает на номинальных оборотах, что увеличивает её ресурс.
4. Схема №1 в первой половине тягового диапазона работает в режиме циркуляции мощности, которая не оказывает значительного влияния на величину потерь в ГОМТ.
5. С учетом всех вышеперечисленных преимуществ и недостатков более приемлемой является ГОМТ с дифференциалом на выходе из гидropередачи.

Список литературы: 1. Самородов В.Б., Деркач О.И., Колодяжный А.В.. Разработка бесступенчатой трансмиссии трактора класса 1,4 классической компоновки // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – №18. – С. 38-44. 2. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с. 3. Bosch Rexroth AG // D-97813, Lohr a. Main – RRS 00 208/11.01 (взамен 07.01). 4. 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 – 185 с.

УДК 629.027

СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

РЕБРОВ А.Ю., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

СЕРГИЕНКО А.Н., аспирант, НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ БАЛАНСИРА ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Представлены результаты количественной оценки нагруженности балансира подвески гусеничного трактора при сборке и аварийных условиях работы МТА.

Введение. Элементы ходовой системы являются наиболее нагруженными деталями трактора, так как они передают увеличенный трансмиссией момент от двигателя трактора, обеспечивают взаимодействие с опорной поверхностью и передачу усилий, задающих движение трактора в заданном направлении. Одним из нагруженных элементов трактора является балансир, который обеспечивает соединение опорных катков с кронштейнами рамы.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросами определения параметров элементов ходовой системы и нагрузок, возникающих в процессе работы трактора, постоянно занимаются исследователи. Работы [1-3 и др.] широко используется инженерами-конструкторами, исследователями при создании и модернизации тракторов. Определение запаса прочности любого элемента подвески позволяет оценить его работоспособность и выбрать рациональные конструктивные параметры при различных условиях взаимодействия с гусеницей и с опорной поверхностью [4]. Однако исследователями не достаточно внимания уделено вопросу определения нагруженности балансира трактора на предельных режимах работы МТА с учетом напряженного состояния его в собранном виде.

Цель и постановка задачи.

Определение нагрузок, возникающих в балансире ходовой системы при сборке и работе гусеничного трактора на пахоте.

Определение нагруженности балансира. При сборке в отверстие балансира запрессовывается втулка. Для определения напряжения в балансире при запрессовке втулки составлена расчетная схема, приведенная на рис. 1. Размеры принятые на схеме следующие: $d_2 = 94$ мм; $D_2 = 70$ мм; $d_3 = 58$ мм. Принимаем, что втулка запрессована в цилиндр, как показано на рис. 1. Согласно заданных размеров по чертежу (150.31.102-1) - натяг посадки втулки в балансире составляет: $N_{\max} = 0,148$ мм, $N_{\min} = 0,046$ мм.

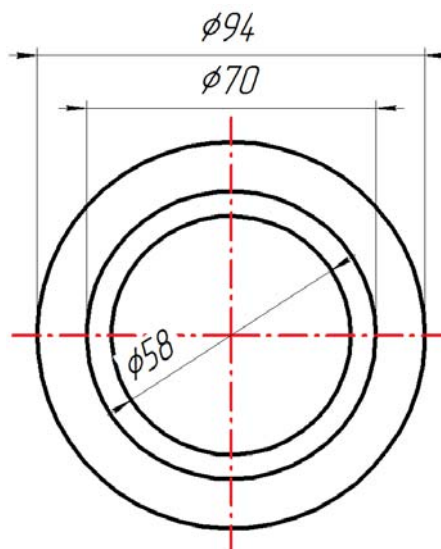


Рисунок 1 – Схема определения напряжения в балансире подвески

Удельное давление в сопрягаемом соединении равно [1]:

$$P = \frac{N}{D_2 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

где $C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D_2}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D_2}{d_1} \right)^2} + \mu = 3.789$; $C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_3}{D_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_3}{D_2} \right)^2} - \mu = 5.08$;

μ – коэффициент Пуассона, равный 0,3;

$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости для втулки;

$E_2 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости для балансира.

При максимальном натяге соединения величина

$$P = 37 \frac{H}{\text{мм}^2} (\text{МПа}).$$

Напряжение на разрыв равно:

$$\sigma_p = \frac{P \cdot D_2}{\frac{(d_2 - D_2)}{2} \cdot 2};$$

$$\sigma_{p \max} = 107 \text{ МПа}; \sigma_{p \min} = 40,8 \text{ МПа}.$$

При нагрузке на опорном катке $Q = 50 \text{ кН}$ (см. рис. 2) усилие на пружине будет равно:

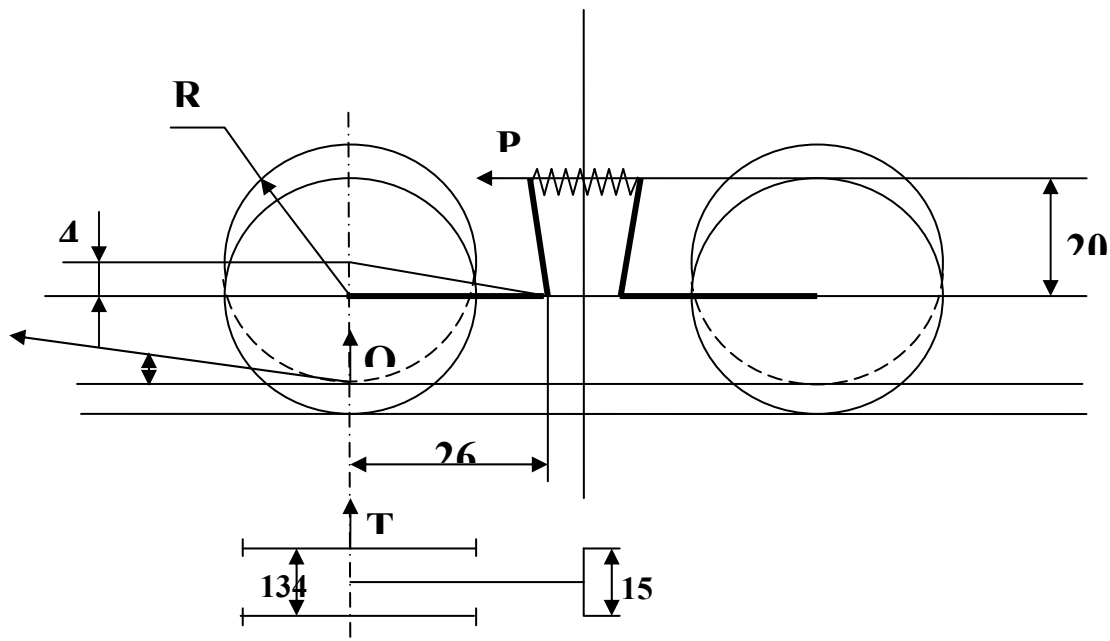


Рисунок 2 – Расчетная схема определения нагрузок на втулки балансира

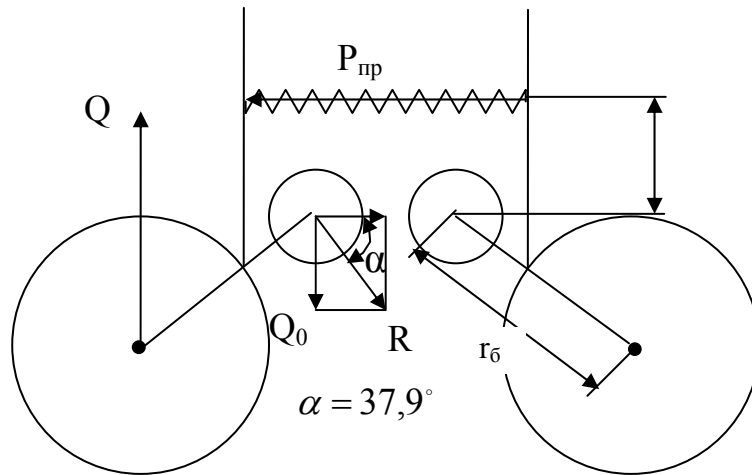


Рисунок 3 – Расчетная схема

$$P_{пр} = \frac{Q \cdot r_{б}}{r_n},$$

$$P_{пр} = \frac{50000 \cdot 0,267}{0,208} = 64182 H.$$

Результирующая сила, действующая на втулку балансира (рис. 3), равна

$$R = \sqrt{Q_0^2 + P_{пр}^2} = 81359,4 H.$$

Поскольку сила тяги не центральная, то возникает поворачивающий момент трактора. При движении трактора, к примеру ХТЗ 150-09, на первой передаче второго диапазона сила тяги на крюке равна $P_{кр} = 50000 H (5000 кГ)$, а на второй передаче – $P_{кр} = 42000 H (4200 кГ)$.

При работе с 3-х корпусным плугом ПН3-450 смещения силы тяги составит 277 мм (см. рис. 4). Эта величина определяется $1435/2 + 420/2 + 100 = 277$ мм. Защитная зона принята равной 100 мм.

При работе с 4-х корпусным плугом ПН4-450 смещения не будет

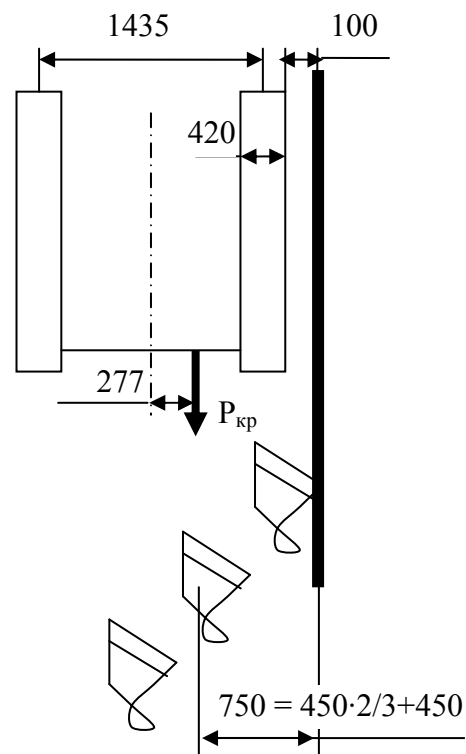


Рисунок 4 – Схема определения смещения силы тяги

при защитной зоне 50 мм ($1925 - (300 + 450 + 225) = 50$ мм). Если взять защитную зону 100 мм, то смещение в сторону борозды составит 50 мм.

При движении гусеницы в борозде и с плугом ПНЗ-450 без защитной зоны смещение силы в противоположную сторону от борозды $760 - 507 = 253$ мм. Если задать защитную зону 100 мм, то смещение силы тяги будет 153 мм влево.

Поворачивающий момент при работе с плугом ПНЗ-450 равен:

1 передача II диапазона $M_n = 50000 \cdot 0,277 = 13850 \text{ Нм} (1385 \text{ кгм})$

2 передача II диапазона $M_n = 42000 \cdot 0,277 = 11634 \text{ Нм} (1163,4 \text{ кгм})$

Поскольку имеет место большой поворачивающий момент, то водитель подправляет направление движения трактора. При этом на заднем балансире задней каретки возникают дополнительные моменты. При воздействии боковой силы T на заднем опорном катке задней каретки возникает момент (рис. 2):

1. Момент в вертикальной плоскости, равный

$$M_1 = Q \varphi R_k,$$

вызывает силу M (рис. 5) в отверстии балансира.

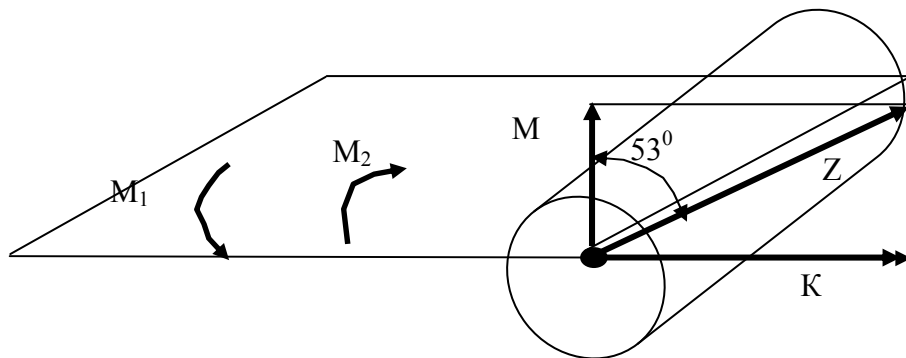


Рисунок 5 – Расчетная схема при повороте

Если $Q = 50 \text{ кН}$, а $\varphi = 1$, то сила

$$M = \frac{50000 \cdot 1 \cdot 0,2}{0,075} = 133333 \text{ Н} (13333 \text{ кг}).$$

Такой случай может быть, когда подворот трактора совпадает с контактом витка пружины на виток («утыканием» пружин) каретки.

2. Момент в горизонтальной плоскости равен:

$$M_2 = Q \cdot \varphi \cdot 0,267.$$

Он вызывает силу в отверстии балансира (рис. 5)

$$K = \frac{50000 \cdot 1 \cdot 0,267}{0,075} = 178000 \text{ Н} (17800 \text{ кг})$$

Результирующая сила при подвороте в отверстии балансира будет равна

$$Z_{\max} = \sqrt{M^2 + K^2} = 222399H (22239\text{кг}).$$

Такой случай возможен редко, но этого достаточно для того, чтобы разрушить отверстие балансира.

Если принять, что трактор движется на горизонтальном участке при силе тяги на крюке 50 кН (1 передача 2 диапазона), нагрузка на задний опорный каток $Q = 9000H$, а минимальная результирующая сила $Z_{\min} = 40031H$.

Если принять, что нагрузка будет приложена не на середине подшипников отверстия балансира, а в крайние точки, тогда

$$Z_{\max} = 111199H (11119\text{кг})(11\text{тонн});$$

$$Z_{\min} = 20015H (2001\text{кг})(2\text{тонны}).$$

Чугун ВЧ-45-5 имеет $\sigma_{\epsilon} = 450\text{МПа}$; $\sigma_m = 330\text{МПа}$.

Для оценки напряженно-деформированного состояния разработанной конструкции балансира целесообразно использовать метод конечных элементов. Разработанная 3D модель балансира с помощью соответствующих программ разбивается на элементы сетки (рис. 6). Параметры материала задаются исследователем (см. табл.).

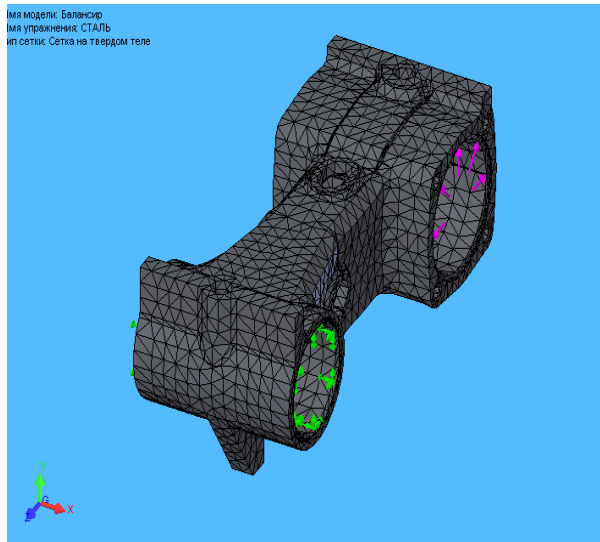


Рисунок 6 – Расчетная модель балансира

Далее задаются граничные условия задачи, а затем выполняется решение и анализ полученных данных. Пример результатов напряженно-деформированного состояния балансира

Таблица – Характеристика чугуна

Свойства	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	$6,6178 \cdot 10^{10}$	Н/м ²
Коэффициент Пуассона	0,27	
Модуль сдвига	$5 \cdot 10^{10}$	
Массовая плотность	7200	кг/м ³
Предел прочности при растяжении	$1,5166 \cdot 10^8$	Н/м ²
Предел прочности при сжатии	$5,7217 \cdot 10^8$	Н/м ²
Коэффициент теплового расширения	$1,2 \cdot 10^{-5}$	К ⁻¹
Теплопроводность	45	Вт/(м·К)
Удельная теплоемкость	510	кДж/(кг·К)

підвески трактора представлений на рис. 7.

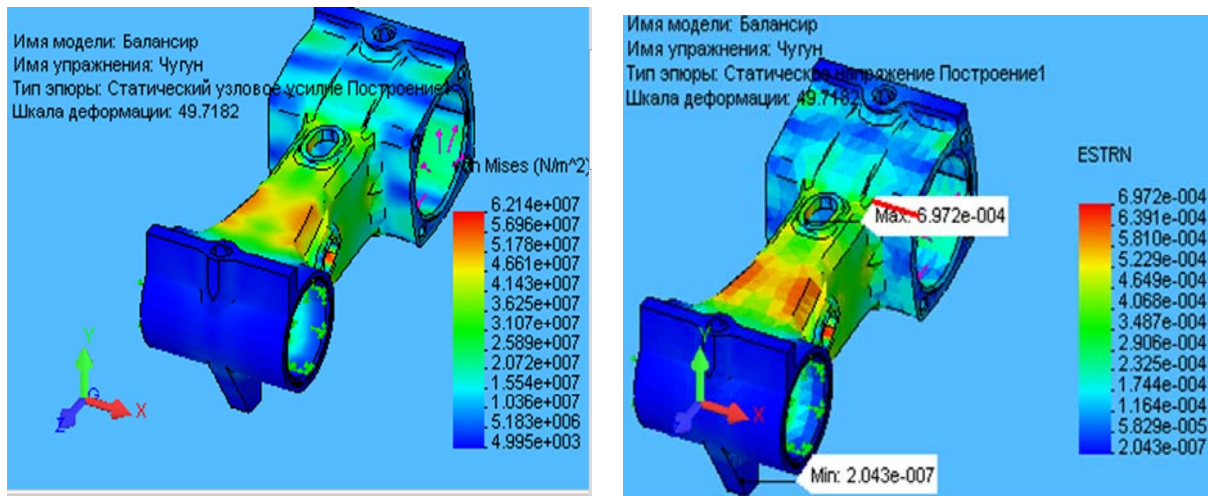


Рисунок 7 – Напряжения и деформации в балансире подвески гусеничного трактора

Выводы

1. При определении нагруженности балансира подвески необходимо учитывать нагрузки на его составляющие элементы при сборке и на предельных (аварийных) режимах работы гусеничного трактора с агрегатируемым орудием.
2. Существенную нагрузку на балансир задает не центральная сила тяги при выполнении трактором пахоты на пониженных передачах с максимальными тяговыми усилиями.
3. Максимальные нагрузки в балансире на предельных режимах достаточные для разрушения его отверстий.
4. Для трактора ХТЗ-150-09 минимальная и максимальная результирующая сила, действующая на втулку балансира, может отличаться более чем в 2,5 раза.
5. Оценка НДС балансира позволяет наглядно представить изменения напряжений и деформаций в нем и своевременно усовершенствовать конструкцию.
6. При прямолинейном движении трактора ХТЗ-150-09 максимальные напряжения в балансире составляют порядка 60 МПа, а при подворотах они могут возрасти в несколько раз. В случае опоры на крайние точки катка также наблюдается существенное возрастание напряжений в балансире.

Список литературы: 1. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с. 2. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин. Учеб. пособие. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 218 с. 3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с. 4. Писарев В.П., Ольшанский В.П. Запасы прочности балансиров подвески транспортера-тягача легкой весовой категории // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – Вып. 9. – С.82-85.

УДК 631.372

РЕБРОВ А.Ю. к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

КУЧКОВ В.В. аспирант, НТУ «ХПИ»

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПАХОТНЫХ МТА НА БАЗЕ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Запропоновано методику визначення напрямків модернізації тракторів шляхом сумісної зміни ваги трактора і потужності його двигуна на основі використання поверхні продуктивності орного МТА і вектора-градієнта, що забезпечують максимальний приріст продуктивності при відповідній зміні основних параметрів трактора з урахування передаточних чисел трансмісії.

Введение. Одним из основных технико-экономических показателей колесных тракторов и машинно-тракторных агрегатов (МТА), сформированных на их основе является чистая производительность.

Факторами, влияющими на чистую производительность, являются вес трактора и мощность его двигателя. Кроме этого, правильный выбор передаточного числа трансмиссии существенно влияет на технико-экономические, тягово-энергетические показатели и производительность МТА, а также обеспечивает агротехнически необходимый диапазон рабочих скоростей обработки почвы.

Отношение мощности двигателя к весу трактора определяет его энергонасыщенность. Рациональное изменение этих параметров позволяет достичь более высоких показателей эффективности трактора.

Анализ последних достижений и публикаций. Повышение эффективности функционирования колесных тракторов и МТА на их основе при выполнении энергоемких технологических операций по механической обработке почвы является актуальной научной задачей, связанной с многофакторным поиском оптимальных или рациональных параметров трактора или МТА в целом.

Цель и постановка задачи. Цель данной работы является поиск рациональных направлений изменения энергонасыщенности колесного трактора с учетом передаточных чисел трансмиссии и шин, при этом в качестве критерия, определяющего эффективность модернизации существующих конструкций тракторов, принята чистая производительность на вспашке. Вопросы и методики, связанные с определением основных параметров трактора достаточно подробно изложены в работах [1-3]. Однако следует отметить, что зачастую авторами работ принимается ряд допущений, которые существенно могут повлиять на полученные результаты теоретических исследований. Поэтому в настоящей работе исследование эффективности МТА на базе колесного трактора проводится с использованием ранее разработанных моделей колесного пахотного МТА [4].

Математическая модель. Производительность пахотного МТА определяется в виде функции веса трактора и мощности его двигателя с учетом основных зависимостей изложенных в работе [4], и представляет собой выпуклую поверхность. При комплектовании трактора двигателем с другой мощностью или балластировании возникает вопрос об рациональном соотношении этих показателей. Решить этот вопрос можно на основании характера поверхности чистой производительности трактора.

Наиболее целесообразное направление изменения веса и мощности двигателя по критерию максимального приращения производительности МТА можно определить с использованием градиента и его компонентов:

$$\text{grad } S = \frac{\partial S}{\partial G_{\text{отн}}} \cdot \vec{e}_G + \frac{\partial S}{\partial N_{\text{отн}}} \cdot \vec{e}_{N_d}, \quad (1)$$

где $G_{\text{отн}}$ – относительное изменение веса трактора;
 $N_{\text{отн}}$ – относительное изменение мощности тракторного двигателя:

$$G_{\text{отн}} = \frac{\Delta G}{\max(G)}; \quad N_{\text{отн}} = \frac{\Delta N}{\max(N)}. \quad (2)$$

Угол направления вектора-градиента определяется соотношением:

$$\varphi = \arctg \left(\frac{\frac{\partial S}{\partial N_{\text{отн}}}}{\frac{\partial S}{\partial G_{\text{отн}}}} \right). \quad (3)$$

Построение поля градиентов и его компонентов по переменным G и N позволяет выявить области рационального изменения параметров трактора. Учитывая, что изменение параметров существующих тракторов в относительных величинах невелико, то целесообразным представляется двигаться при модернизации вдоль вектора-градиента производительности.

Анализ результатов исследования. На основании поля градиентов производительности на примере тракторов ХТЗ-150К-09 и ХТЗ-17221, были построены траектории их модернизации.

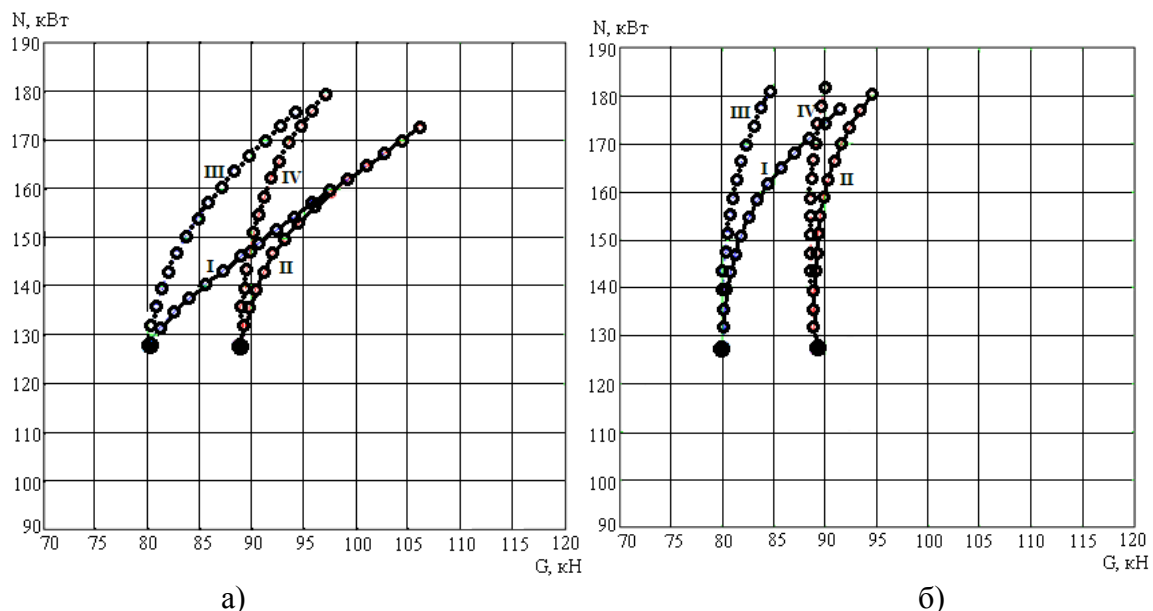


Рисунок 1 – Траектории модернизации тракторов ХТЗ-150К-09 и ХТЗ-17221 в соответствии с полем градиентов на первой и второй передаче:
 а – на первой передаче с передаточным числом 59,347; б – на второй передаче с передаточным числом 50,199

На рисунке 1 представлены траектории модернизации тракторов на первой и на второй передаче. Кривая **I** соответствует траектории модернизации трактора ХТЗ-150К-09 с шинами 21,3 R24, кривая **II** - трактору ХТЗ-17221 с шинами 21,3 R24. Полученные кривые сходятся в одну линию, которая характеризует потенциальные возможности ходовой системы трактора, а именно шин. Траектория **III** соответствует трактору ХТЗ-150К-09 с шинами 23,1 R26, а кривая **IV** - трактору ХТЗ-17221 с шинами 23,1 R26. Изменение типоразмера шин оказывает существенное влияние на траекторию модернизации трактора. Для получения максимального приращения производительности необходимо варьировать параметрами мощности двигателя и веса трактора по предложенным траекториям.

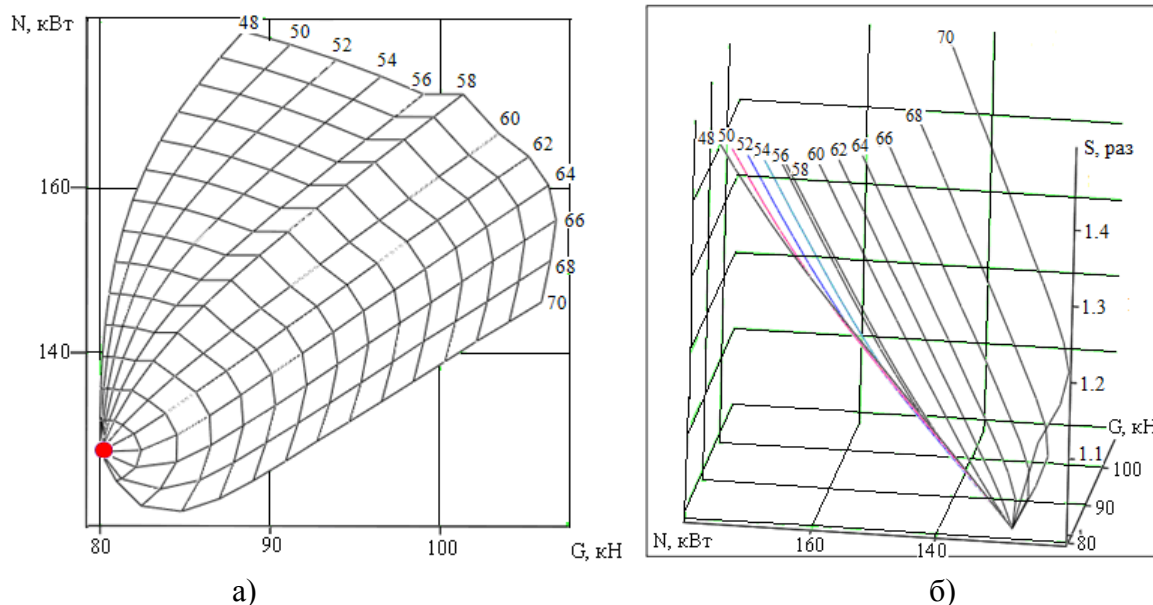


Рисунок 2 – Траектории модернизации трактора ХТЗ-150К-09 по передаточным числам:

а - траекторий модернизации в координатах G - N ; б- траектории модернизации в пространстве

Так как траектории модернизации тракторов на разных передачах отличны, то представляет интерес анализ траекторий модернизации при варьировании передаточным числом. В качестве примера рассмотрим следующий ряд передаточных чисел 48, 50, 52, 54, 56, 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70 для трактора ХТЗ-150К-09 с шинами 21,3 R24. На рис. 2 приведены траектории модернизации трактора в указанном диапазоне передаточных чисел.

На рис. 2.б представлены траектории в пространстве с указанием приращения производительности ΔS . Учитывая, что технико-экономические показатели МТА включают в себя комплекс параметров, были построены поверхности их изменения при выбранном способе модернизации трактора.

Поверхности для каждого параметра в отдельности приведены на рис. 3-5.

На рис. 3.а представлена поверхность производительности, где показаны области, соответствующие значениям приращения производительности. Для трактора ХТЗ-150К-09 можно достичь максимального прироста производительности, при передаточном числе 48, при этом энергонасыщенность такого трактора будет составлять примерно 2 кВт/кН. Также максимального прироста производительности можно достичь при передаточном числе 70, где энергонасыщенность составляет около

1,4 кВт/кН. Однак необхідно проаналізувати як впливає варіювання передаточним числом і модернізація на інші параметри.

Також не варто забувати про буксування колес, яке обмежується. На рис. 3.б представлена поверхня буксування колес, по якій можна зробити висновок, що передаточне число для даного трактора повинно бути не більше 56 інакше в протилежному випадку виникає буксування, яке в свою чергу перевищує допустиме значення в 15%. Ця поверхня має рівну область, при якій буксування колес буде становити приблизно 20% незалежно від того яке буде передаточне число.

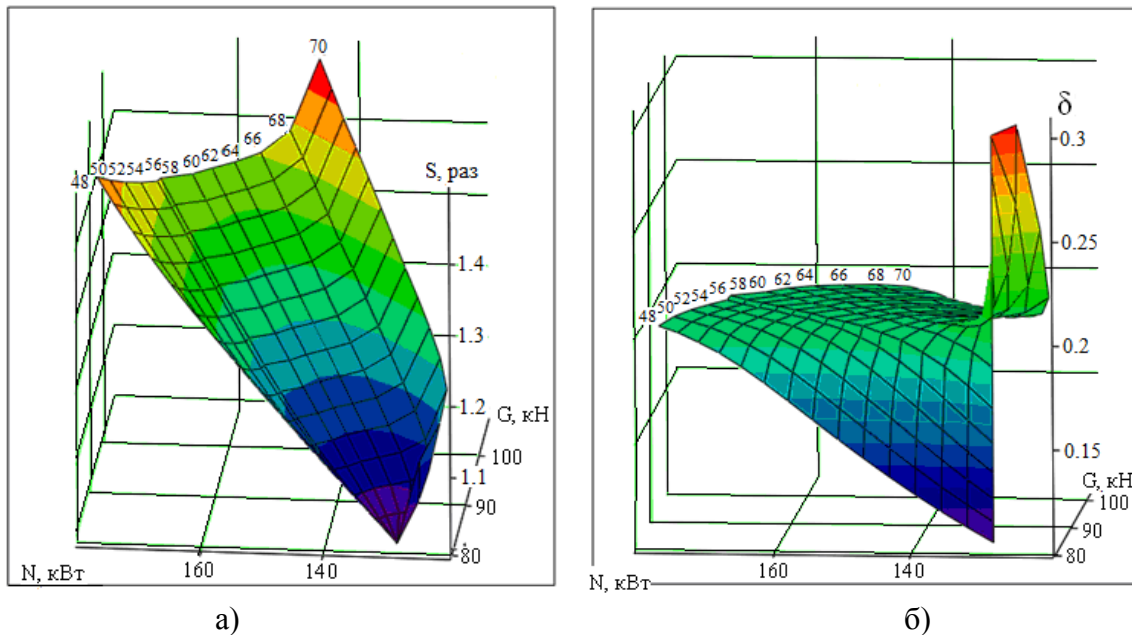


Рисунок 3 – Поверхності параметрів трактора ХТЗ-150К-09

а – поверхність підвищення продуктивності; б – поверхність буксування колес.

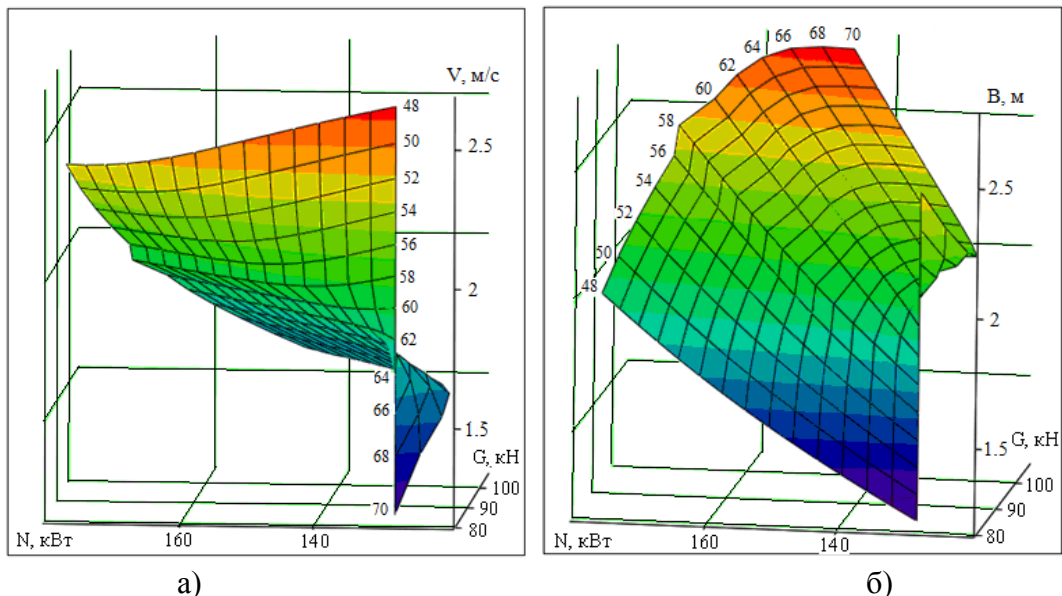


Рисунок 4 – Поверхності параметрів трактора ХТЗ-150К-09

а – поверхність швидкості трактора; б – поверхність ширини захопту плуга

Данная поверхности не только позволяет определить какое будет буксование колес при модернизации трактора, а также дает возможность определить его при стандартной комплектации трактора ХТЗ-150К-09 на первой передаче, при передаточном числе 59,347, где буксование составляет около 18%.

Как известно, трактор необходимо использовать на вспашке со скоростью от 1,7 до 3 м/с. Этот диапазон скоростей является агротехнически необходимым. Поэтому представляется возможным определить какова будет скорость трактора на вспашке при модернизации. Если варьировать передаточным числом (рис. 4.а) необходимая скорость для базового трактора достигается только при передаточном числе менее 64.

Передаточное число также влияет на ширину захвата плуга, которое является одним из важных показателей (рис. 4.б). Ширина захвата плуга находится в диапазоне от 1 до 2,5 м. При базовом передаточном числе 59,347 ширина захвата плуга составляет примерно 1,8 м.

На рис. 5 приведены поверхности погектарного расхода топлива и стоимости вспашки.

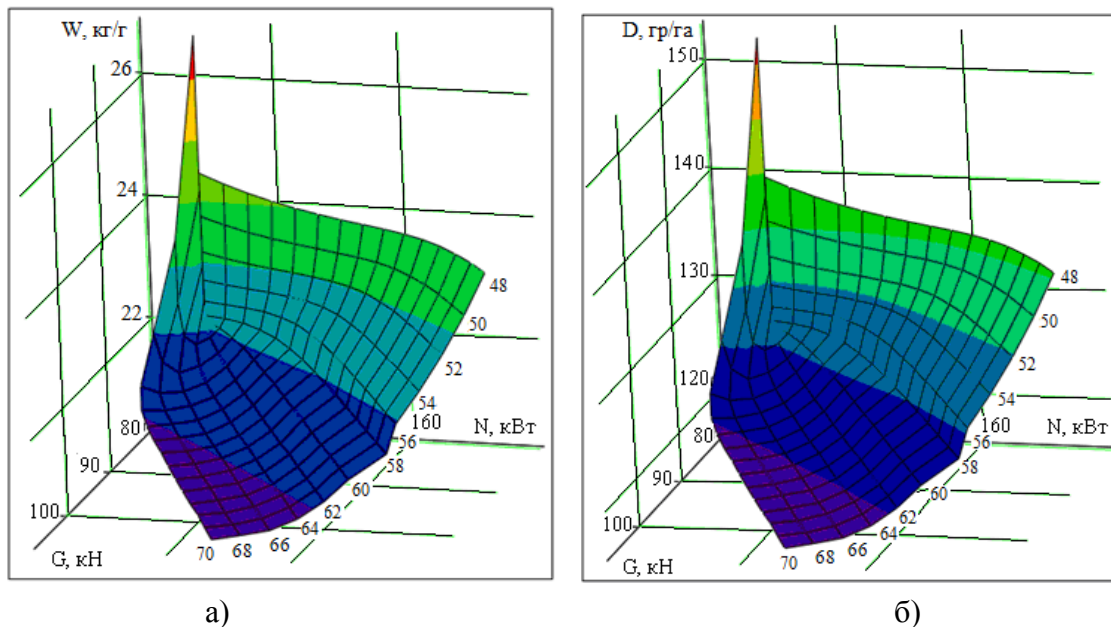


Рисунок 5 – Поверхности параметров трактора ХТЗ-150К-09

а – поверхность погектарного расхода топлива; б – поверхность стоимости вспашки.

Анализ поверхностей (рис. 5.а,б) показал, что если модернизировать трактор по траекториям, которые соответствуют передаточным числам 48-52, погектарный расход топлива будут составлять примерно 23-24 кг/ч, а стоимость вспашки 130-140 грн/га, а если модернизировать при передаточных числах 62-66, то можно достичь расход топлива примерно 21 кг/ч и затраты около 120 грн/га. При этом необходимо увеличить мощность двигателя до 155 кВт и вес трактора до 102,5 кН, чтобы превысить минимально допустимую скорость 1,7 м/с.

Анализ показывает, что при повышении передаточного числа до 70 при базовой мощности двигателя и весе трактора, буксование колес будет составлять 30% (см. рис. 3.б), что приведет к расходу топлива 27 кг/ч и стоимости обработки 152 грн/га.

Удобно рассматривать параметры модернизации трактора на совмещенной топологической карте со всеми рассматриваемыми параметрами (рис. 6).

Рассмотрим модернизацию трактора ХТЗ-150К-09 с точки зрения получения максимального приращения производительности. Анализируя рис. 6 можно сделать вывод, что максимальный прирост производительности трактора, который можно получить при модернизации составляет от 1,35 до 1,4 раза. Возможны два способа повышения производительности: в первом необходимо увеличить мощность двигателя до 175 кВт, а вес трактора изменить до 92 кН (энергонасыщенность 1,9 кВт/кН), (рис. 6 точка А). С такими параметрами приращение производительность трактора составит 1,4 раза, буксование колес - 20%, погектарный расход топлива 23 кг/ч, стоимость обработки будет составлять 132 грн/га, скорость трактора около 2,2 м/с, ширина плуга 2,1 м, передаточное число трансмиссии 51.

При втором способе необходимо в большей степени увеличивать вес трактора чем мощность двигателя. Вес трактора должен быть 105 кН, а мощность двигателя 162 кВт (энергонасыщенность 1,55 кВт/кН), (рис. 6 точка Б). В этом случае прирост производительность трактора составит около 1,35, погектарный расход топлива уменьшится до 21 кг/ч, буксование колес будет 20%, скорость трактора составит 1,8 м/с, стоимость обработки не будет превышать 120 грн/га, ширина плуга составит примерно 2,65 м, а передаточное число трансмиссии необходимо изменить до значения 62.

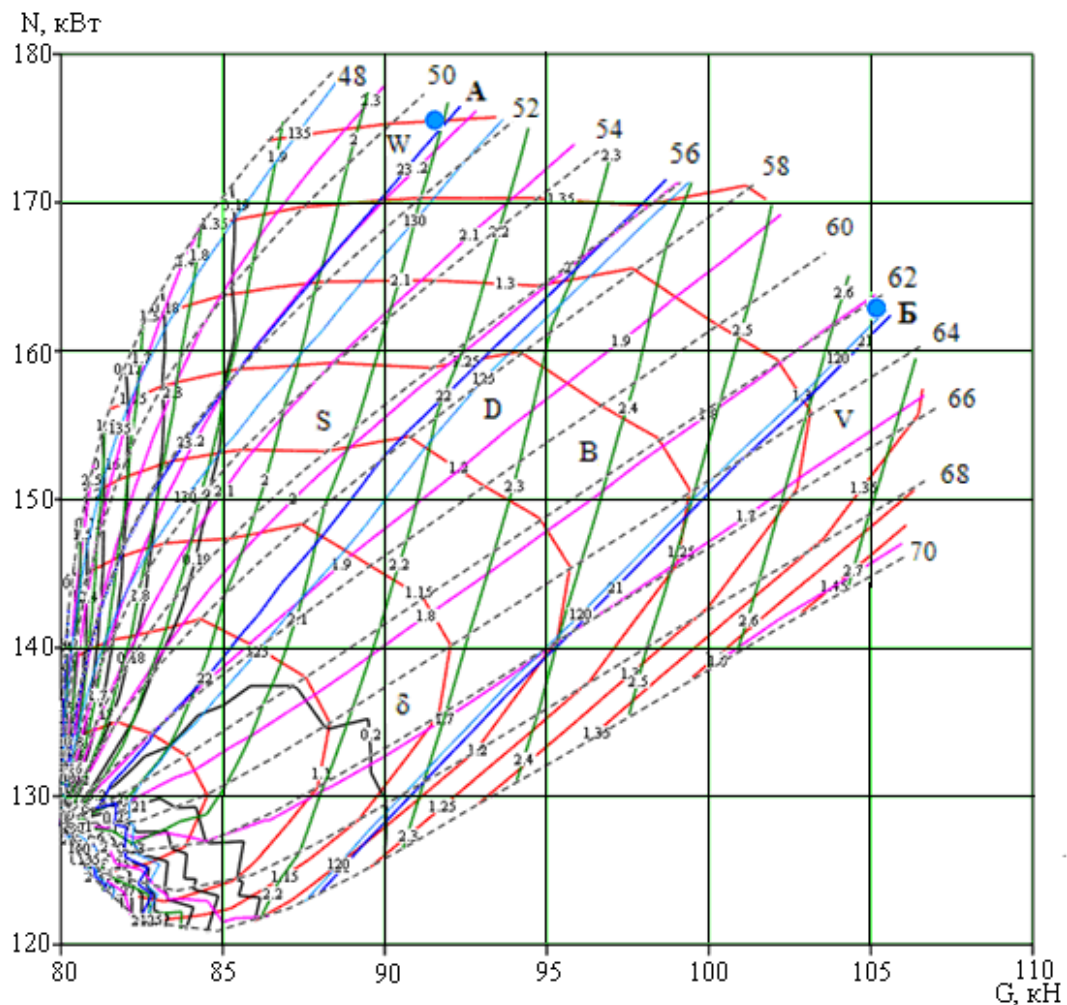


Рисунок 6 – Совмещенная топология параметров модернизации трактора ХТЗ-150К-09

Вариант **Б** более предпочтительный так как прирост производительности незначительно отличается от варианта **А**, в то время как погектарный расход топлива можно уменьшить на 2 кг/ч, что повлечет за собой снижение стоимости вспашки.

Также существуют зоны, в которых, при изменении веса трактора приращение производительности меняться не будет, но при этом возможно снижение погектарного расхода топлива при увеличении веса, а соответственно и стоимости вспашки. При передаточном числе 52 - 58 производительность (рис. 6) приблизительно постоянная, поэтому варьируя весом можно уменьшить расход топлива.

Выводы

1. Предложенная методика позволяет определять не только технико-экономические показатели (ТЭП) рассмотренного трактора при модернизации, а также дает возможность по предложенным поверхностям определять ТЭП любой модели трактора с любыми шинами, для определения целесообразной модернизации трактора.
2. Производительность агрегата в зависимости от веса трактора и мощности его двигателя представляет собой выпуклую поверхность, причем для каждого передаточного числа трансмиссии существует своя поверхность производительности.
3. Повышение производительности трактора ХТЗ-150К-09 возможно при соответствующей совместной корректировке веса трактора и мощности двигателя рациональным способом при использовании градиента производительности.
4. Трактор ХТЗ-150К-09 может иметь производительность в 1,4 раза больше в сравнении с базовой моделью при повышении веса до 92...93 кН и мощности до 175 кВт (энергонасыщенность 1,9 кВт/кН). При этом буксование на шинах 21,3R24 19...20%, передаточное число трансмиссии 50...52, скорость 2,1...2,3 м/с, расход топлива 23 кг/га и стоимость обработки 132 грн/га. Возможен также вариант повышения производительности в 1,35 раза при весе 105 кН, мощности 160...165 кВт (энергонасыщенность 1,55 кВт/кН), буксовании 19...20%, передаточном числе 62, скорости 1,8 м/с, расходе топлива 21 кг/га и стоимости обработки 120 грн/га.

Список литературы: 1. Самсонов В.А. / Расчет граничных значений основных показателей трактора. Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2008. № 1. –с. 27-29. 2. Самсонов В.А. / Определение основных показателей трактора. Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2007. № 9. –с. 18-21. 3. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2006. № 3. –с. 11-16. 4. Самородов В.Б. Ребров А.Ю. / Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА. Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. № 12. – С. 88–91.

УДК 631.3.072.3

АРТЮШЕНКО А.Д., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВЕСОК СИДЕНЬЯ ДЛЯ ТРАКТОРА

Наведені результати порівняльних досліджень віброзахисних якостей пневматичної підвіски сидіння і серійної на тракторі Т-150 К, під час проведення оранки стерні і виконанні транспортних робіт. Запропоновані вимоги до підвіски сидіння з урахуванням особливостей його роботи.

Введение. Исследованиями взаимосвязи между параметрами колебаний и их физиологическими воздействиями [1] было установлено, что при колебаниях в частотном диапазоне 0,5-5 Гц ощущения человека пропорциональны ускорениям. Поэтому использование среднеквадратических значений ускорений в качестве показателя плавности хода трактора наиболее приемлемо. Колебания, действующие на тракториста на современных тракторах, существенно ограничивают скорость его движения, снижают способность тракториста безошибочно выдерживать курс движения.

Длительное действие колебаний вызывает снижение производительности труда, вызывает профессиональные заболевания (дегенеративные изменения позвоночника, хронический пояснично-крестцовый радикулит, хронический гастрит, язвенную болезнь желудка и двенадцатиперстной кишки, угнетение функции вестибулярного анализатора, нервные заболевания, нарушение функций сердечно-сосудистой системы) [2].

Из отмеченного выше следует, что снижение уровня колебаний сиденья тракториста является важной технической задачей.

Анализ последних достижений и публикаций. Сравнительные исследования виброзащитных свойств подвесок сидений при движении трактора по стерне со скоростью 12 км/ч показали, что среднеквадратические ускорения на серийном сиденье выше предусмотренных санитарными нормами, а опытная подвеска с нелинейной восстанавливающей силой по сравнению с серийной снижает колебания на 30-40 % [3].

При проектировании подвески сиденья необходимо учитывать следующее:

- 1) собственная частота подвески сиденья должна быть меньше частоты колебаний пола кабины, т.е. $\omega_{\text{п}} < 0,7\Omega$;
- 2) собственная частота подвески сиденья не должна совпадать с собственными частотами человека;
- 3) в виду ограничения величины динамического хода подвески в положении статического равновесия, подрессоренная масса должна находиться в среднем его положении;
- 4) трение в подвеске оказывает вредное влияние на виброзащитные её свойства, увеличивая частоту колебаний подвески и частичное блокирование её;
- 5) в резонансной зоне, чем больше коэффициент демпфирования, тем большее ускорение передаётся через амортизатор;
- 6) при малой жесткости упругого элемента и изменении позы трактористом сиденье будет смещаться от положения статического равновесия отрегулированного по высоте;
- 7) при прогрессивной характеристике упругого элемента в конце динамического хода сиденья будет накапливаться потенциальная энергия, которая будет создавать значительные скорости подрессоренной массы при растяжении упругого элемента;
- 8) в положении статического равновесия амортизатор на определенном участке хода

должен создавать малую силу сопротивления и прогрессивно нарастающую по концам динамического хода.

На современных тракторах используются гидравлические амортизаторы, сила сопротивления которых определяется по формуле

$$Z_a = K \cdot Z_{отн}^i,$$

где K – коэффициент сопротивления амортизатора; $Z_{отн}$ – скорость относительного перемещения сиденья относительно пола кабины; i – показатель степени $i \leq 2$.

Наибольшая скорость подрессоренной массы имеет место при прохождении её через положение статического равновесия.

Цель и постановка задачи. Целью сравнительных исследований являлось определение эффективности виброзащитных свойств пневматической подвески сиденья трактора Т-150 К с серийной в процессе выполнения пахоты и транспортных работ на сухой грунтованной дороге.

Объектом исследования являлась пневматическая подвеска сиденья схема, которой приведена на рис. 1

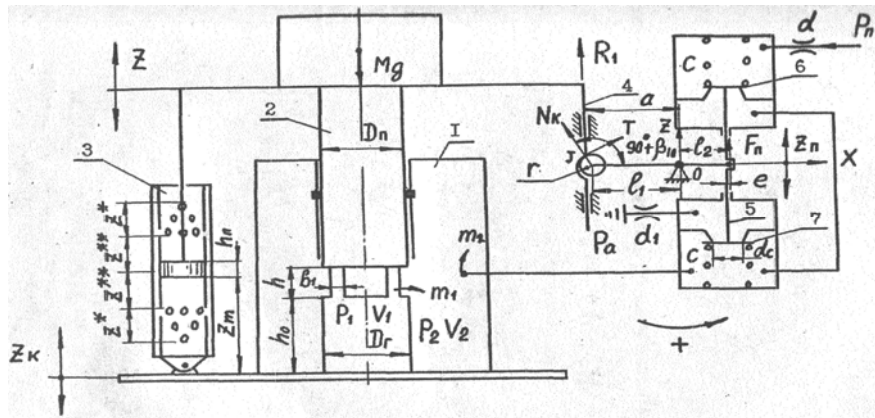


Рисунок 1 – Схема пневматической подвески сиденья:

- 1 – ресивер; 2 – пневматический цилиндр; 3 – гидравлический амортизатор;
4 – обратная связь по положению (шток); 5 – переключатель;
6 – клапан впуска; 7 – клапан выпуска

Сила трения штока в уплотнительном кольце N_T определяется по формуле [4]

$$N_T = \pi \cdot D \cdot l \cdot f \cdot \bar{P}_K,$$

где $\bar{P}_K$ – среднее контактное давление по кольцу шириной l ;

$$\bar{P}_K = \frac{1}{l} \int_0^l P_K dl \approx \bar{P}_{K0} + S \cdot P_1 = K_\phi \cdot \varepsilon \cdot E_\infty + S_K \cdot P_1,$$

где K_ϕ – коэффициент формы сечения кольца, $K_\phi = 1,25$;

E_∞ – модуль упругости резины (7 МПа);

S_K – коэффициент передачи давления в условиях всестороннего сжатия;

P_1 – давление воздуха в пневматическом цилиндре;

ε – относительная деформация сжатия кольца, $\varepsilon = (d - H) / d$

где d - диаметр кольца;

H - глубина канавки под уплотнительным кольцом.

Так как сила трения зависит от относительной деформации кольца, были выполнены расчеты по определению допустимой величины деформации. Для измерения силы трения в положении статического равновесия был изготовлен пружинный динамометр и произведены измерения для различных значений подрессоренной массы, а также для тракториста массой 60 кг.

Максимальные значения силы трения в подвеске без нагрузки достигают 32-34 Н, а с нагрузкой – 35-40 Н.

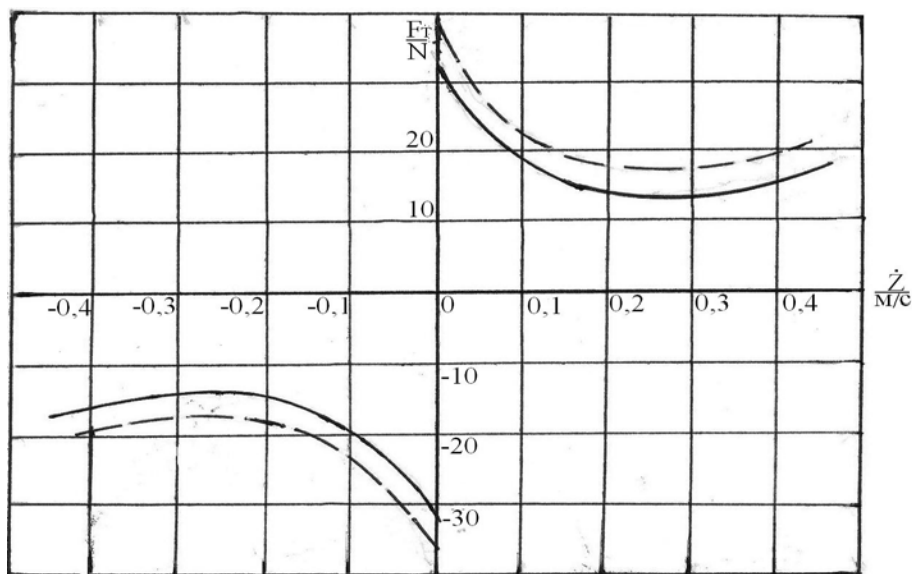


Рисунок 2 – Зависимость силы трения в подвеске от скорости перемещения поршня:
— без нагрузки; --- с нагрузкой массой $M=40\text{ кг}$

Исследование сил трения при движении пневматической подвески осуществлялось на специально изготовленном электрогидравлическом стенде. Для исключения влияния силы сжатия воздуха в подвеске при перемещении поршня на величину силы трения, крышка штока была заменена на крестовину, обеспечивающая свободное сообщение пневмоцилиндра с атмосферой. Частота колебаний вибростола изменялась регулированием числа оборотов электродвигателя.

С увеличением скорости перемещения поршня от 0 до 0,3 м/с сила трения в подвеске уменьшалась.

Для обеспечения подвеской противофазного относительного перемещения сиденья величина динамического хода должна быть равной величине переносного перемещения пола кабины трактора. Однако величина динамического хода подвески сиденья ограничена требованиями эргономики. Величина хода подвески сиденья на тракторе Т-150 К составляет 120 мм, на тракторах классов 0,6-2 применяемые подвески сиденья имеют величину хода не более 80 мм.

Известно, что вероятность нахождения случайной величины в заданном интервале при нормальном законе распределения может быть определена по формуле:

$$P \cdot \{-Z_{\max} \leq \xi \leq Z_{\max}\} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-Z_{\max}}^{Z_{\max}} \exp\left(-\frac{(Z-m)^2}{2 \cdot \sigma^2}\right) dz$$

Оценим вероятность невыхода перемещения сиденья из интервала 80 мм при

нормальном законе распределения пола кабины, для которого $\sigma = 25$ мм.

$$P\{-40 \leq Z \leq 40\} = 2 \cdot \Phi(40/25) = 0,89$$

Поэтому введение участков торможения или участков с прогрессивной характеристикой амортизатора необходимо.

Уравнение амортизатора с учетом обеспечения плавного перехода от одного участка характеристики к другому имеет вид

$$F(z, \dot{z}) = \begin{cases} -K_1 \cdot \dot{z}, \text{ если } -z^{**} \leq z \leq z^{**}; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_3 \cdot \dot{z} \left\{ (|z| - z^{**}) / [(z^* - z^{**}) / D] \right\} \cdot K_p, \\ \text{если } -z^{**} > z > -z^{**} + \frac{-z^* + z^{**}}{D} \text{ и } \dot{z} < 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_3 \cdot \dot{z} \left[K_p + K_0 (|z| - z^{**} - \frac{z^* - z^{**}}{D}) \left(z^* - z^{**} - \frac{z^* - z^{**}}{D} \right) \right], \\ \text{если } -z^{**} + \frac{-z^* + z^{**}}{D} > z > -z^* \text{ и } \dot{z} < 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z}, \text{ если } z > 0 \text{ и } \dot{z} < 0 \text{ или } z < 0 \text{ и } \dot{z} > 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_2 \cdot \dot{z} \left\{ (z^* - z^{**}) / [(z^* - z^{**}) / D] \right\} \cdot K_p, \\ \text{если } z^{**} < z < z^{**} + \frac{z^* - z^{**}}{D} \text{ и } \dot{z} > 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_2 \cdot \dot{z} \left[K_p + K_0 \left(z - \left(z^* + \frac{z^* - z^{**}}{D} \right) \right) \left(z^* - z^{**} - \frac{z^* - z^{**}}{D} \right) \right], \\ \text{если } z^{**} + \frac{z^* - z^{**}}{D} < z < z^* \text{ и } \dot{z} > 0, \end{cases}$$

где K_0 и K_p - коэффициенты распределения площади дроссельных отверстий;

l/D - величина показывающая на какой части тормозного участка коэффициент K_p .

Причем $K_p + K_0 = 1$.

Отношение $(Z - Z^{**}) / (Z^* - Z^{**})$ описывает закон перекрытия окон в рабочей гильзе амортизатора.

Исследование подвесок на тракторе Т-150 К. Целью проведения сравнительных испытаний было определение среднеквадратических ускорений на сиденье трактора в низкочастотном диапазоне при выполнении трактором Т-150 К пахоты и транспортных работ.

При выполнении транспортных работ трактор агрегатировался с груженым прицепом 1ПТС-9, а при пахоте - навесным плугом ПЛН-5-35.

Давление воздуха в шинах устанавливалось в соответствии с видом работ и контролировалось образцовым манометром.

Длина испытательного участка на сухой грунтовой дороге была выбрана длиной 200м. Испытания проводились совместно с ХТЗ с использованием радиотелеметрической установки РТУ-12 МЗ, представляющую собой аналоговую

радиотелеметрическую систему с временным разделением каналов, устанавливаемую в кабине трактора и акселерометров BWH-201.

Полученная в процессе записи информация поступала на стационарный пульт управления, а от него на измерительное устройство записи ТЕСЛА АМ 500, которое может записывать одновременно 14 независимых электрических сигналов на магнитную ленту. Для записей входной сигнал подвергался преобразованию путем частотной модуляции.

Транспортные работы выполнялись на передачах V, VI, VII, VIII, а пахота - на передачах I, II, III.

Акселерометры крепились на полу кабины и сиденье. Объектом испытаний были пневматическая подвеска сиденья и серийная подвеска, устанавливаемая на трактор Т-150 К.

Полученные в результате экспериментальных исследований записи на магнитной ленте были обработаны на ЭЦВМ.

В результате вычислений были определены среднеквадратические значения ускорений для диапазонов частот, регламентированных ГОСТом 12.2.019-86. Количество одновременно обрабатываемых ординат составляло 4000. Сравнительную оценку виброзащитных свойств испытуемых подвесок сидений осуществим по коэффициенту динамичности. Под коэффициентом динамичности будем понимать отношение среднеквадратического ускорения на сиденье к среднеквадратическому значению ускорения на полу кабины трактора.

На рис.3 и 4 зависимости коэффициентов виброизоляции подвесок сиденья от частоты на пахоте и при выполнении транспортных работ соответственно

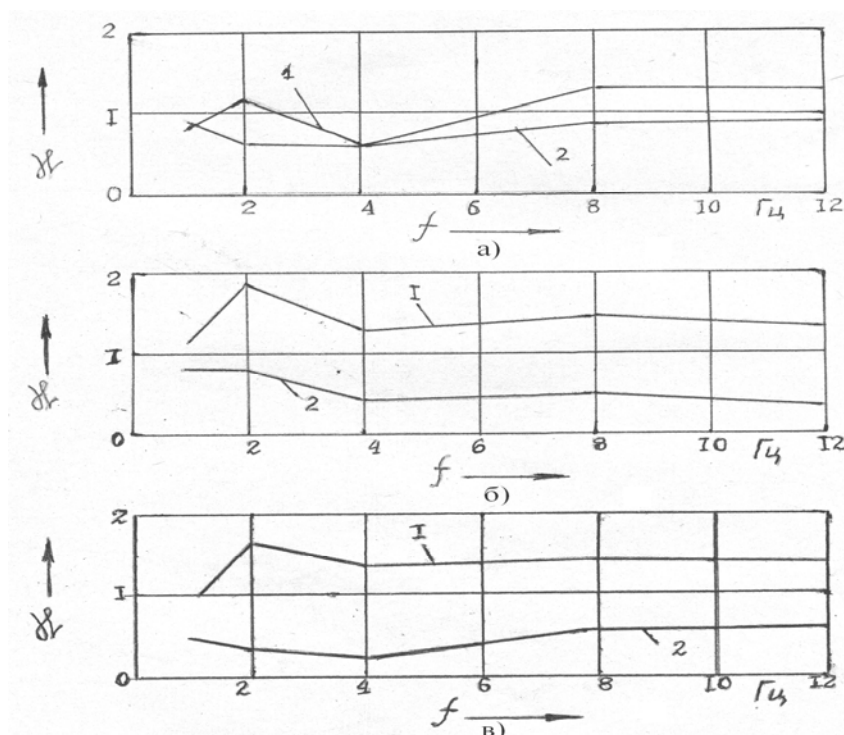
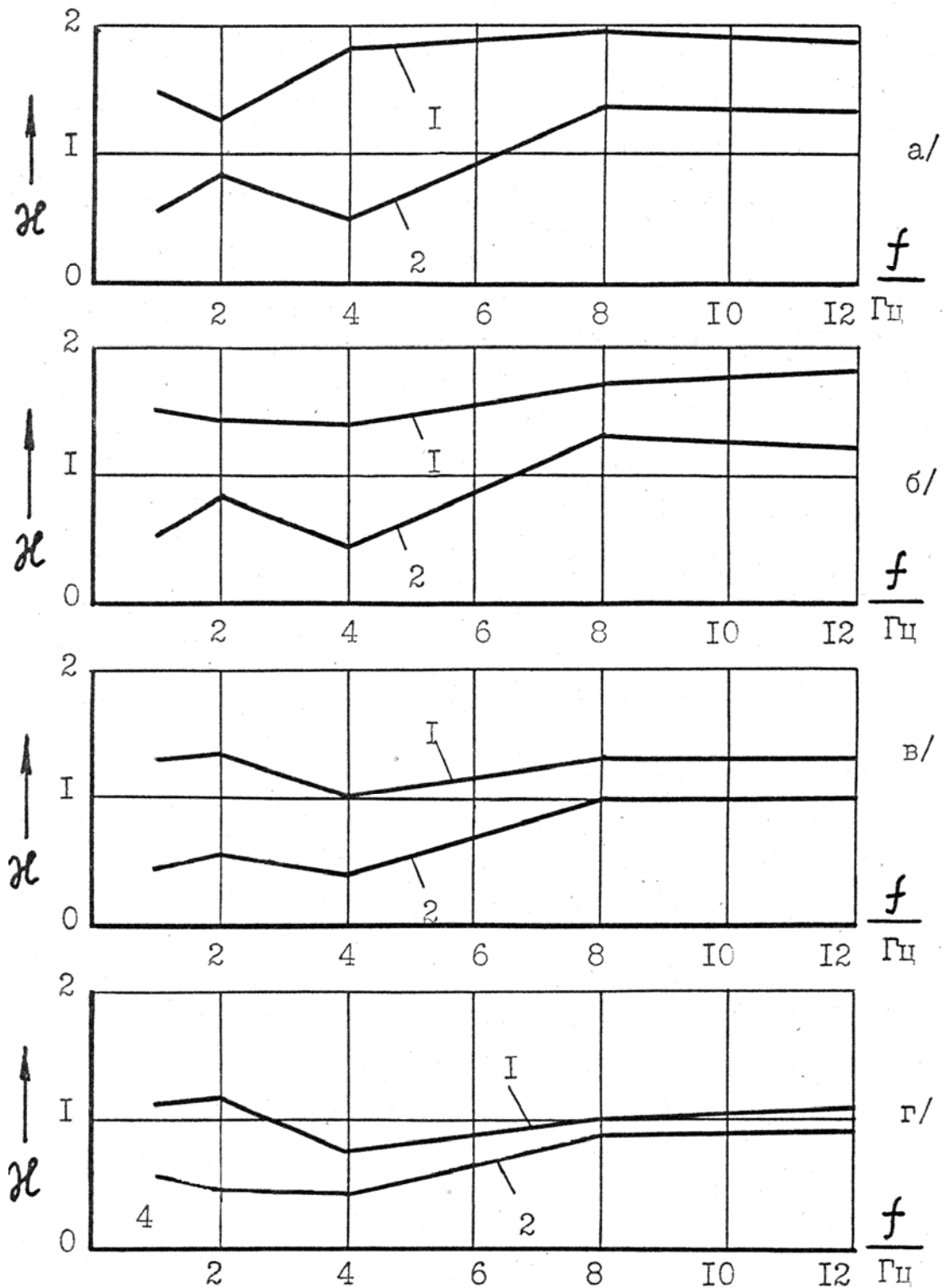


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента виброизоляции подвески сиденья от частоты при пахоте стерни овса
а) $V=2,37\text{ м/с}$; б) $V=2,78\text{ м/с}$; в) $V=3,16\text{ м/с}$
1 – Серийная подвеска; 2 – пневматическая подвеска



Анализ полученных графиков показывает, что как при выполнении транспортных работ, так и на пахоте виброзащитные свойства подвески сиденья значительно лучше серийной. В наиболее характерном частотном диапазоне 1,4...2,8 Гц подвеска уменьшает вертикальные ускорения на сиденье в 1,5...3 раза, в то время как серийная подвеска их усиливает. Характерной особенностью пневматической подвески является уменьшение коэффициента динамичности с увеличением среднеквадратических ускорений на полу кабины трактора в интервале частот 3...5 Гц. Одной из причин этого явления уменьшение силы трения в уплотнении штока пневмоцилиндра.

Для серийной подвески сиденья вертикальные среднеквадратические ускорения в частотном диапазоне 1,4...2,8 Гц при движении трактора на V1, V11, V111 передачах превышают значение допускаемые ГОСТ 12.2.019-86.

Выводы

1. Виброзащитные свойства пневматической подвески сиденья [6] обеспечивают снижение ускорений сиденья, как на пахоте, так и при выполнении транспортных работ на сухой грунтовой дороге до уровня ниже допустимого по ГОСТ 12.2.019-86.
2. При движении трактора с прицепом 1ПТС - 9 серийная подвеска сиденья практически на всех передачах имеет коэффициент динамичности больше 1.
3. Внедрение характеристик подвески сиденья, в которых были бы реализованы требования, изложенные в статье, позволяет увеличить производительность машинотракторного агрегата за счет увеличения скорости движения и улучшения условий труда тракториста.

Список литературы: 1. *Stayner M.* Vibrazioni della trattrice in Marcia e reazioni del wpo umano Масс.е mot. Agr., 1976,34,№ 2, 37-43 (итал.).2. *Баранов Е.М., Вайсман А.И., Пархиловский И.Г., Шишкин В.И.* Основные принципы гигиенического нормирования вибрации на рабочем месте водителя автомобиля.- В кн.: Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез. докл. III Всесоюзн. симп. Москва, 197. – С. 415-420. 3. *Поливаев О.И., Костинов О.М., Климов А.Н., Юшин А.Ю.* Оптимизация параметров подвесок сиденья тракториста // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- М.,2005. – № 7. 4. *Машиностроительный гидропривод / Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. и др. Под ред. Прокофьева В.Н. - М.: Машиностроение, 1978.* 5. *Создание и внедрение средств улучшения условий труда и обеспечение безопасности выполнения работ на тракторах типа Т-150 и Т-150 К, Отчет кафедры тракторостроения, Харьков, ХПИ,1982 г., № 81065356.* 6. *Пневматическая подвеска сиденья транспортного средство: А.с. 737262 СССР, МКИ В 25 j 15/00 А.Д. Артюшенко, Б.П. Кашуба, М.Н. Коденко и др. – Заявлено 03.04.79; Опубл. 07.08.80, Бюл. №20.*

УДК 629.4.027

ПИСАРЄВ В.П., д.т.н., проф., Академія внутрішніх військ МВС України

МОЖЛИВОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ГАЛЬМУВАННЯ ЗА ВІДСУТНІСТЮ ПРОБОЮ ПІДВІСКИ

Наведено результати теоретичних досліджень процесу гальмування бронетранспортера (БТР) з різними варіантами конструкцій гідропневматичних підвісок

Вступ. Конструкція підвіски колісної машини суттєво впливає на параметри її руху. Важливою при цьому є оцінка впливу конструкції і на показники гальмування (відомо, що підвищення ефективності гальмування дає можливість підвищити тактико – технічні характеристики транспортних засобів, зокрема БТР). Зокрема, використання оригінальної конструкції підвіски БТР вимагає оцінки показників гальмування за критерієм відсутності пробую підвіски.

Аналіз послідніх досягнень та публікацій. На основі оглядових статей [1] зроблено висновок, що конструкції сучасних багатовісних машин мають певні особливості і за деякими відзнаками суттєво відрізняються. Дослідженням впливу конструкції підвіски на параметри руху корпусу машини, у тому числі з позиції плавності ходу, присвячено багато робіт, зокрема [2,3]. Але питанню впливу характеристик підвіски на ефективність процесу гальмування без пробую підвіски приділено недостатньо уваги. Особливо для машин типу БТР з різними конструкціями перспективних гідропневматичних підвісок [4,5], з малою жорсткістю в межах подвійного статичного ходу, зокрема.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є дослідження гальмування БТР за різними варіантами конструкцій гідропневматичних підвісок (ГПП) (з кулько-гвинтовим передаточним механізмом – повздовжнього горизонтального розташування та без кулько-гвинтового передаточного механізму – вертикального розташування).

Можливості транспортного засобу з гальмування за відсутністю пробую підвіски. Наведено результати розрахунків процесу гальмування за різними варіантами конструкцій підвісок.

Принципові схеми ГПП, що розглядаються (з різними варіантами конструкцій гідропневматичних пружних елементів (ГППЕ)) наведено на рис. 1, а на рис. 2 – принципову схему ГППЕ з кулько - гвинтовим передаточним механізмом (КГПМ)

Для порівняння прийнято у розрахунках машина з однаковими параметрами підвіски та машини (статичним та динамічним ходами; коефіцієнтом динамічності; передаточним числом від колеса до ГППЕ в зоні статичного ходу; попереднім тиском в ГППЕ; демпферної характеристики; масовими і геометричними параметрами машини). Окрім того прийнято, що обмежувачі ходів відсутні.

Розрахунки проведені за математичною моделлю, у відповідності до розрахункової схеми, яка наведена на рис. 3.

В процесі руху БТР на високій швидкості імовірність пробую підвіски не висока. При моделюванні руху БТР можливо зробити оцінку параметрів руху з урахуванням конструкції та параметрів підвіски коліс. Наведено результати теоретичних розрахунків процесу гальмування БТР з різними варіантами конструкцій гідропневматичних підвісок (ГПП) (з кулько-гвинтовим передаточним механізмом – повздовжнього

горизонтального розташування та без кулько-гвинтового передаточного механізму – вертикального розташування).

На рис. 1 наведено принципові схеми підвісок за різними варіантами конструкцій гідروпневматичних пружних елементів (ГППЕ), а на рис. 2 – принципову схему ГППЕ з кулько-гвинтовим передаточним механізмом (КГПМ).

Для порівняння прийнято у розрахунках машина з однаковими параметрами підвіски та машини (статичним та динамічним ходами; коефіцієнтом динамічності; передаточним числом від колеса до ГППЕ в зоні статичного ходу; попереднім тиском в ГППЕ; демпферної характеристики; масовими і геометричними параметрами машини). Окрім того прийнято, що обмежувачі ходів відсутні.

Розрахунки проведені за математичною моделлю, у відповідності до розрахункової схеми, яка наведена на рис. 3.

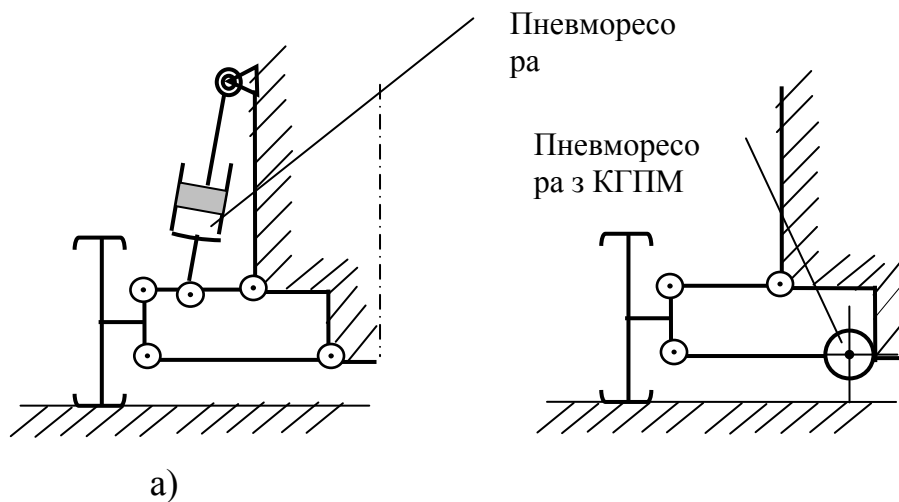


Рисунок 1 – Принципові схеми підвісок:

а) вертикального розташування ГППЕ без КГПМ; б) горизонтального розташування ГППЕ (паралельно поздовжній осі машини) з КГПМ

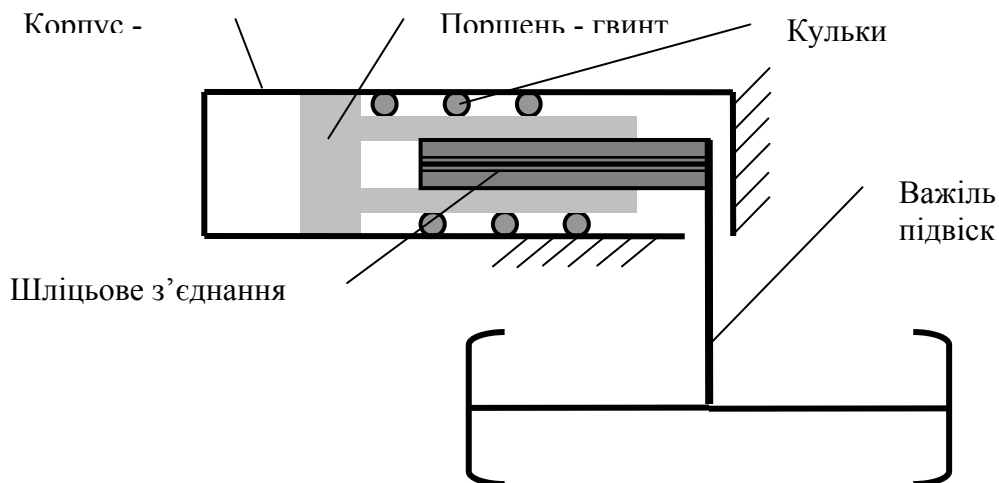


Рисунок 2 – Принципова схема підвіски з ГППЕ з кулько - гвинтовим передаточним механізмом (КГПМ)

Система диференційних рівнянь за математичною моделлю має наступний вид:

$$\begin{aligned} 0,5 \cdot M \cdot \ddot{z} &= \sum_{i=1}^4 P_{zpi} - 0,5 \cdot G; \\ 0,5 \cdot I_y \cdot \ddot{\alpha} &= \sum_{i=1}^4 P_{zpi} \cdot l_i + M_T; \\ m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= P_{zn1} - G_1 - P_{zp1}; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= P_{zn2} - G_2 - P_{zp2}; \\ m_3 \cdot \ddot{z}_3 &= P_{zn3} - G_3 - P_{zp3}; \\ m_4 \cdot \ddot{z}_4 &= P_{zn4} - G_4 - P_{zp4}. \end{aligned}$$

де M , G , I_y – маса, вага та момент інерції підресореного корпусу;

P_{zpi} – зусилля між колесом і корпусом машини обумовлене дією пружних і демпфуючих сил підвіски;

l_i – відстані по горизонталі від центру маси підресореного корпусу до вісі i -го колеса;

m_i , G_i – маса та вага непідресорених частин підвіски;

P_{zni} – зусилля між опірною поверхнею і колесом i -ї підвіски;

M_T – гальмовий момент ($M_T = 0,5M_0 \times Y \times h_c$, де Y – уповільнення руху машини, закон зміни якого в часі однаковий для варіантів, які розглядаються).

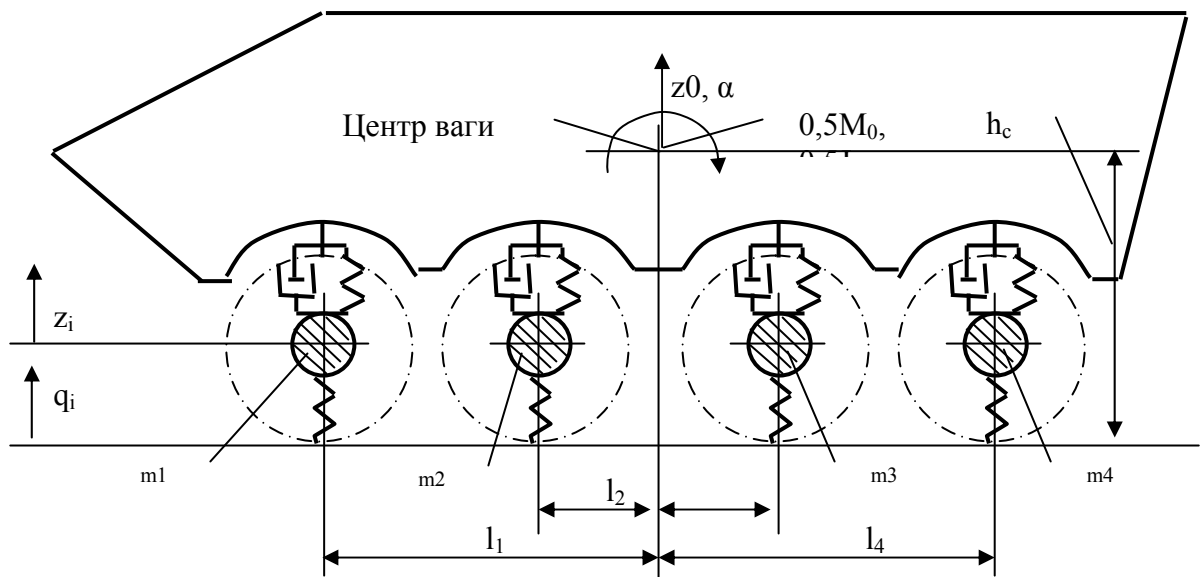


Рисунок 3 – Розрахункова схема динаміки машини при гальмуванні

За розрахунками побудовані осцилограми (див. рис. 4, 5) робочих процесів при гальмуванні (осцилограми zSp_i зміщень 1, 2, 3, 4 коліс відносно корпусу машини):

$$zSp_i = Z_0 \pm L_i \cdot \varphi - Z_i$$

Прикладення гальмового моменту M_T починається на другій секунді з початку робочих процесів, коли перехідний процес коливань встановиться (коливання на початку руху викликані прикладенням сил ваги). Треба відмітити, що різні величини відносних зміщень коліс (найменші на колесах передніх і найбільші – на задніх) викликані диферентом корпусу на корму внаслідок зміщення на корму центра ваги машини.

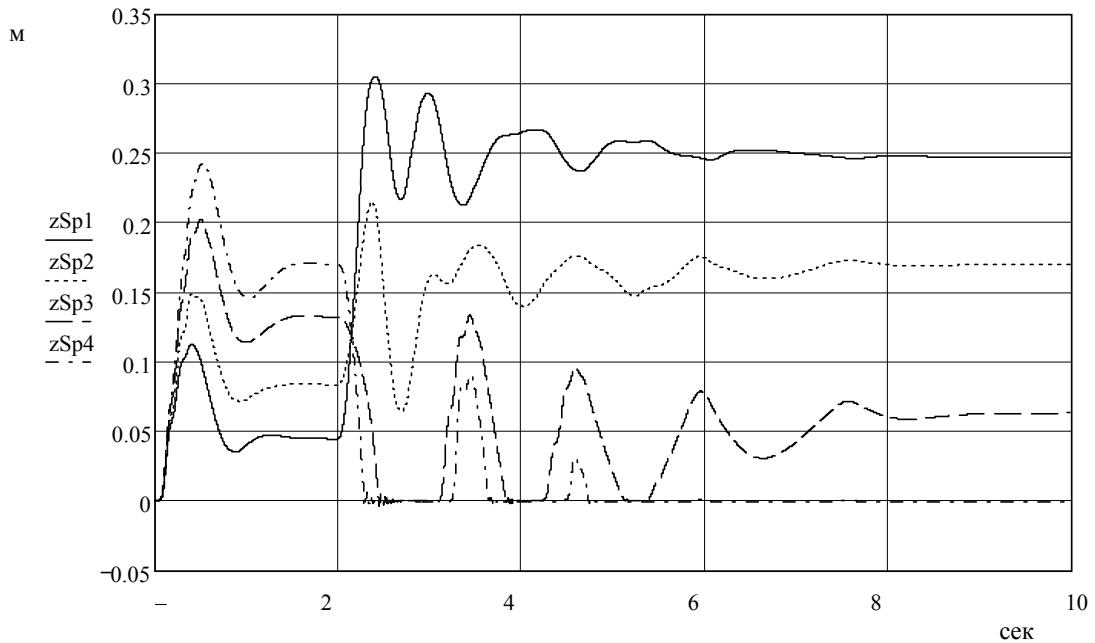


Рисунок 4 – Осцилограми zSp_i для машини з підвіскою з КПГМ при уповільненні 9 м/с^2

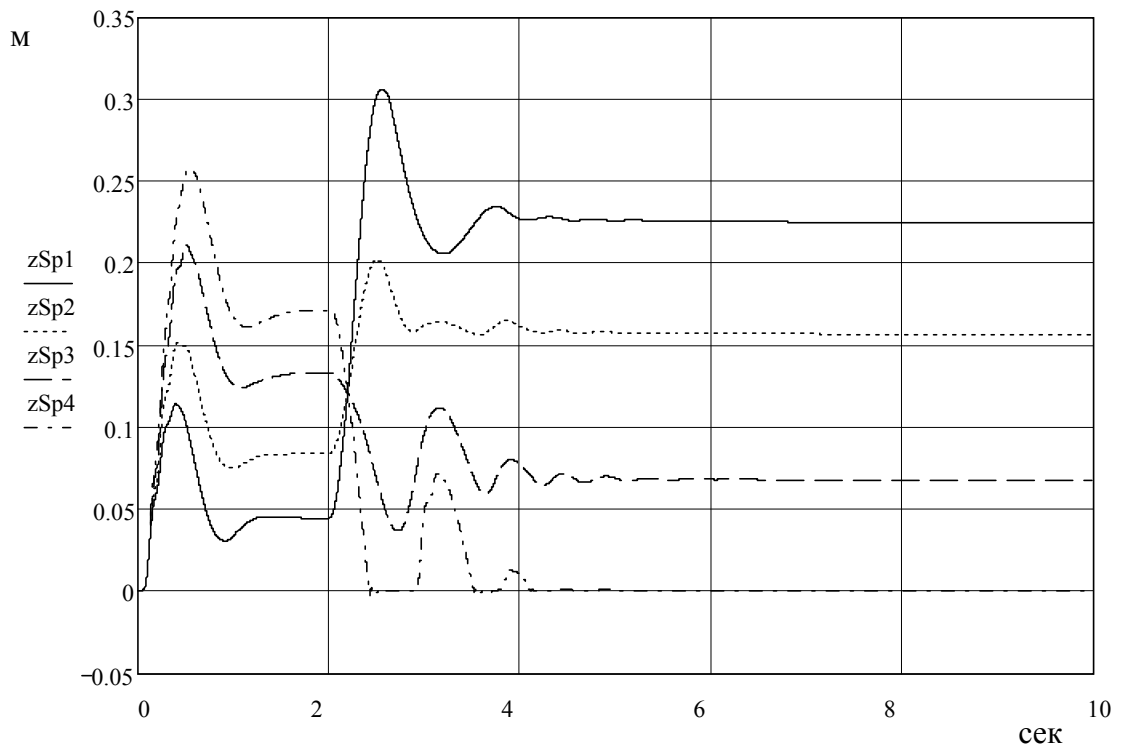


Рисунок 5 – Осцилограми zSp_i для машини з підвіскою без КПГМ при уповільненні $5,5 \text{ м/с}^2$

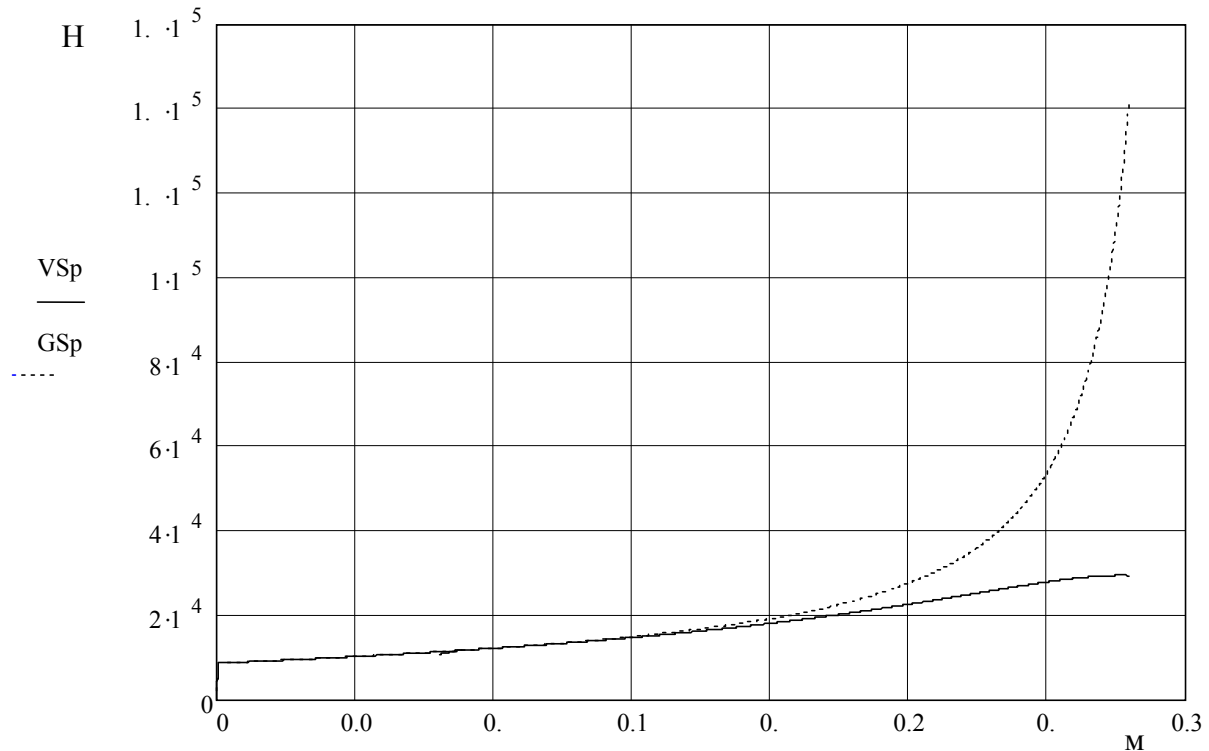


Рисунок 6 – Пружні характеристики підвісок: VSp - вертикального розташування ГППЕ без КППМ; GSp - горизонтального розташування ГППЕ (паралельно поздовжній осі машини) з КППМ

Висновок. З осцилограм видно, що для обох машин найбільші відносні зміщення досягли 0,31 м, але для машини з КППМ реалізується уповільнення 9 м/с^2 , а для машини без КППМ тільки $5,5 \text{ м/с}^2$. Тобто машина без КППМ, для якої уповільнення в 1,63 рази менше, чим для машини з КППМ, не може забезпечити уповільнення більше $5,5 \text{ м/с}^2$ без обмежувача ходу, наявність якого пов'язується з поняттям пробою підвіски.

Позитивна якість машини з ГПП з КППМ є наслідком конструктивної особливості підвіски, яка призводить до стрімкого зростання пружної сили наприкінці ходу підвіски (див. рис. 6), починаючи з ходу величиною 0,25 м.

Список літератури: 1. Аболян Л.А., Гуляев Ю.С., Каменский А.Л. и др. Ходовая система зарубежных БМП, БТР и легких танков (составлено по материалам обзорных статей, опубликованных в сборниках «Зарубежная военная техника» (серия 3)), 1982. – 52 с. 2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель./ Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 536 с. 3. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин. – Учебное пособие. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 218 с. 4. Писарев В.П., Горбунов А.П. Возможности по компоновке новых конструктивных элементов подвески, в рамках существующего конструктивного решения БТР – 70. Східно – Європейський журнал передових технологій, 5/6 (41) 2009. – С. 31 – 33. 5. Писарев В.П., Горбунов А.П. Особливості проектування легких броньованих колісних машин з горизонтально розташованими неметалевими пружними елементами. Системи озброєння і військова техніка. Щоквартальний журнал 3(19) 2009. – С. 42 – 45.

УДК 629.1.032.1

ВОДЧЕНКО О.П., НТУ «ХПІ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОВИСАЮЩЕГО УЧАСТКА ЦЕПНОГО (ГУСЕНИЧНОГО) ОБВОДА

Створений стенд для дослідження однієї провисаючої ділянки ланцюга, при малих грошових витратах, дозволяє вимірювати характерні параметри ланцюга: зусилля розтягування, втрати в шарнірах, стріли провисання. Об'єкти дослідження: ланцюговий привід, гусениця шириною до 600 мм.

Введение. Цепные передачи, в том числе гусеничные цепи, испытывают для оценки их прочностных свойств, потерь в элементах цепи [1]. Для этого используют натурные испытания всего объекта с установленной цепью. Испытания всего объекта с цепным приводом [2] требует больших денежных расходов и сложных приемов выделения необходимых параметров, относящихся непосредственно к цепному (гусеничному) обводу.

Анализ последних достижений и публикаций. Провисающий участок цепного обвода является характерным элементом всего обвода. Созданный стенд [3] для исследования одного провисающего участка цепного обвода, при малых денежных затратах, позволяет проводить измерения характерных параметров цепи, однако он не раскрывает всех возможностей исследований гусеничной цепи.

Цель и постановка задачи. Целью данной статьи является выявление возможных свойств гусеницы с помощью исследовательского стенда [3]. Также выявляется комплекс действий, определяющий получение точных результатов.

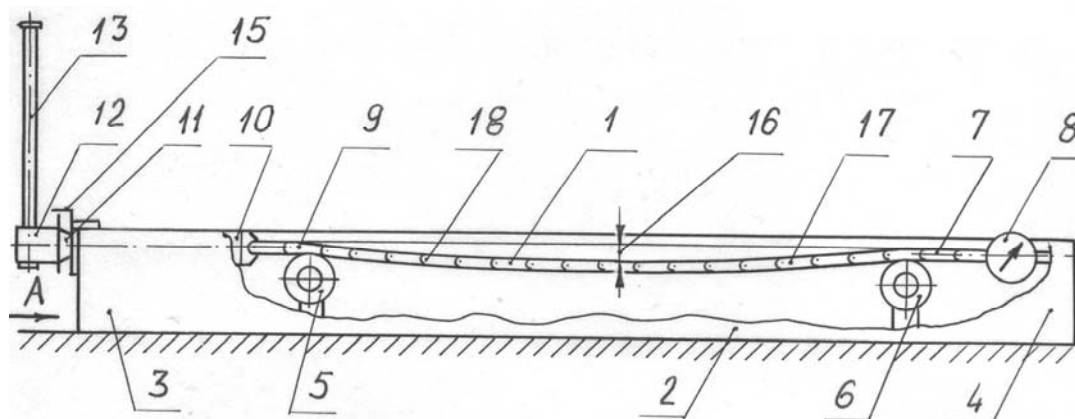


Рисунок 1 – Схема стенда для исследования провисающего участка гусеницы

Возможности стенда. На первом этапе стенд [3] использовался как устройство для определения потерь в шарнирах мелкозвенчатой гусеницы транспортера.

Процесс исследования провисающего участка гусеницы поясняется чертежами, где на рис. 1 показан схематически общий вид устройства, на рис. 2 - вид на натяжной винт и шкалу отсчёта его поворота, на рис. 3 - схема записи потерь на трение в шарнирах гусеницы, на рис. 4 – фото стенда со стороны.

Устройство для определения потерь в участке гусеницы I содержит раму 2 с натяжным 3 и удерживающим 4 упорами. Участок гусеницы I провисает между поддерживающими роликами 5 и 6, закреплённый одним концом 7 через динамометр 8 на удерживающем упоре 4 рамы 2, а вторым концом 9 присоединяется к поворотной головке 10 натяжного винта II, укрепленного в натяжном упоре 3. На внешней головке 12 натяжного винта II подвижно укреплена рукоятка 13 его поворота и измерительный диск 14 со шкалой в градусах. Сверху натяжного упора 3 закреплена стрелка 15 отсчёта углов поворота натяжного винта II.

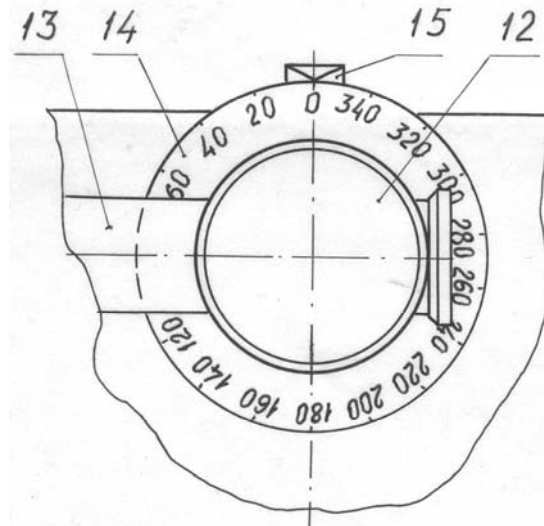


Рисунок 2 – Вид по стрелке А (см. рис. 1)

Результаты первого этапа измерений на стенде показаны на рис. 3.

Функционирует устройство следующим образом.

Нижняя часть рамы 2 (рис. 1) крепится к опорной плите наклонными растяжками (на рисунках не показаны).

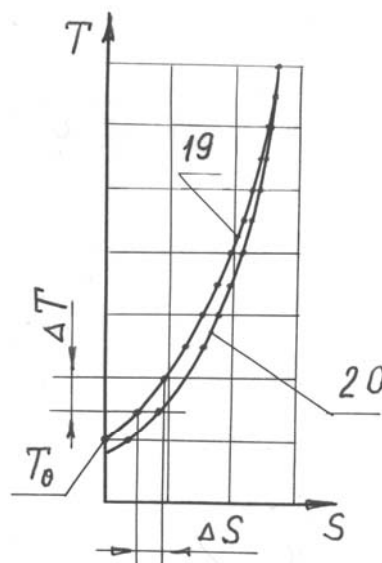


Рисунок 3 – График потерь в шарнирах участка гусеницы.

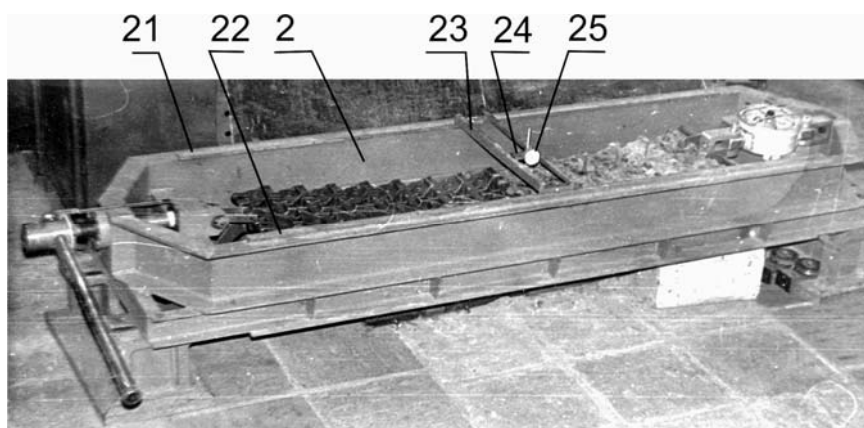


Рисунок 4 – Вид со стороны на стенд для исследования провисающего участка гусеницы

Высокую точность измерений участка гусеницы обеспечивают базовые направляющие 21 и 22 приваренные к раме 2 стенда (см. рис. 4). Верхние поверхности направляющих 21 и 22 прошабрены так, что образуют базовую горизонтальную измерительную плоскость. Измерительный мост 23 перемещается вдоль направляющих 21 и 22, скользя прошабренными горизонтальными поверхностями своих лыж (на рисунках не показаны). Наружные боковые поверхности лыж моста 23 скользят вдоль боковых поверхностей направляющих 21 и 22. Каретка 24 передвигается вдоль измерительного моста 23, тем самым она перемещается поперек рамы 2 стенда. После выбора положения каретки 24 относительно исследуемого участка 1 гусеницы, каретка 24 фиксируется на измерительном мосту 23. Микрометр 25 закрепляется на каретке 24 с возможностью вертикального позиционирования.

После закрепления участка гусеницы I между динамометром 8 и натяжным винтом II, проводят пошаговое увеличение натяжения участка гусеницы I. Для этого фиксируют усилия T_0 динамометра 8 на ординате T графика (см. рис. 3), при положении "0°" на измерительном диске 14 (см. рис. 2).

Далее, поворачивая рукоятку 13 по часовой стрелке, натягивают участок гусеницы I до тех пор, пока на динамометре 8 усилие T не увеличится на ΔT , тем самым определяют усилие натяжения участка гусеницы I.

При этом отсчитывают целое число оборотов винта II устройства, натягивающего участок гусеницы I и угол поворота этого винта II. Умножают полученные градусы на соответствующее повороту на 1° перемещение винта II, тем самым определяют перемещение ΔS (в мм) конца 9 участка гусеницы I на первом шаге. Таким образом, получают одну точку на графике (см. рис. 3).

Шаговое увеличение усилия T натяжения участка гусеницы I приводит к уменьшению стрелы провисания участка гусеницы I, а следовательно к малым поворотам соседних звеньев 17 участка гусеницы I в их шарнирах 18, при растягивающей их нагрузке T.

Аналогичным образом проводятся следующие пошаговые увеличения натяжения T участка гусеницы I. Ряд полученных точек образует первую кривую 19 графика на рис. 3.

После достижения заданного значения T проводят пошаговые ослабления натяжения участка гусеницы I. Для этого поворачивают винт II против часовой стрелки и по показаниям динамометра 8 определяют усилие T натяжения участка гусеницы I на каждом шаге, а по показаниям угла поворота винта II и пересчёте его на линейные

перемещения определяют обратное перемещение конца 9 участка гусеницы I на каждом шаге, благодаря чему получают точки второй кривой 20 графика на рис. 3.

Получая на графике кривые 19 и 20, строят петлю гистерезиса, площадь которой характеризует потери на трение в шарнирах гусеницы.

Устройство позволяет оценивать потери в шарнирах опытных гусениц, когда необходимо выбрать из многих вариантов гусениц ту, в которой потери на трение в шарнирах наименьшие.



Рисунок 5 – Микроавтобус Toyota с гусеничными треугольными блоками вместо колес [4].

Ширина испытываемых гусениц и цепных приводов [1] до 60 см.

Выводы

На стенде можно исследовать широкую гамму гусениц для: рисоуборочного комбайна, камнедробилки, асфальтоукладчика, тракторов различного класса, транспортеров, вездеходов [5], амфибий.

Исследовательский стенд имеет возможности модернизации для расширения его исследовательских параметров, включая цепные приводы.

Список литературы: 1. *Детали машин*. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989.-496 с.; 2. *Платонов В.Ф., Белоусов А.Ф., Олейников Н.Г., и др. Гусеничные транспортеры-тягачи*. Машиностроение М. 1978, 350 с., 3. *Аврамов В.П., Водченко О.П. Устройство для определения потерь в гусенице транспортного средства*. Заявка 3633121/27-11 от 24.06.83, Авторское свидетельство СССР 1506325 Бюл. №33 от 07.09.89., 4. *Toyota-haice-van-caterpillar-tracks_(integrityexports_com)*.

08.04.11

УДК 621.22

АВРУНИН Г.А., к.т.н., доцент, ХНАДУ

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., профессор НТУ «ХПИ»

ДЕРКАЧ О.И., инж, НТУ «ХПИ»

МИРОШНИЧЕНКО Н.В., инж, НТУ «ХПИ»

ТКАЧЕВ О.Ю., магистр, НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ НОМЕНКЛАТУРЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН ОАО «ПНЕВМОСТРОЙМАШИНА»

Розглянуто шляхи розвитку та сучасну номенклатуру виробництва об'ємних гідромашин ВАТ «ПНЕВМОСТРОЙМАШИНА» (м. Єкатеринбург)

Введение. Технический прогресс объемного гидропривода (ОГП) проявляется в непрерывном расширении его возможностей путем приобретения гидрофицированными машинами и механизмами более прогрессивных свойств и характеристик, таких как энергоемкость (отношение массы или габаритов к выходной мощности), КПД, реализация режимов энергосбережения, надежность, быстродействие и точность позиционирования, функционирование в критических эксплуатационных условиях и др. Поэтому систематизация и анализ достижений и проблем современного ОГП должны оказать влияние на формирование актуальных задач для отечественных конструкторов и ученых в области ОГП, откроют для потребителей более широкие возможности подбора гидрооборудования, и, безусловно, будут являться стимулом для развития отечественной конкурентоспособной промышленности.

Анализ последних достижений и публикаций. В работах [1-4] рассмотрен технический уровень современных аксиальнопоршневых гидромашин передовых мировых фирм, развитие их производства в бывшем СССР и дан анализ продукции ведущего в Украине предприятия ОАО «Гидросила» (г. Кировоград). Аксиальнопоршневые гидромашин получили наиболее широкое распространение в ОГП различных машин и механизмов для стационарного и мобильного применения и занимают лидирующие позиции в мире по техническому уровню и номенклатуре насосов и быстроходных гидромоторов.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей статьи является анализ развития конструкций и технического уровня аксиальнопоршневых гидромашин производства ОАО «Пневмостроймашина» (г. Екатеринбург, Российская Федерация)

Основная часть. ОАО «Пневмостроймашина» (далее компания ПСМ или созданный в 2005г. бренд «PSM-HYDRAULICS») является российским лидером в конструировании, производстве и продаже аксиальнопоршневых гидромашин и гидроаппаратуры. Доля предприятия численностью в 2000 человек на рынке объемных гидроприводов составляет более 80% при годовом объеме производства гидромашин более 90 тыс. шт. На мировом рынке производства аксиальнопоршневых машин доля ПСМ составляет более 2,5%. По качеству выпускаемых гидромашин ПСМ опе-

режает рынок России и приближается к ведущим западным предприятиям. Продукция ПСМ применяется более чем на 500 видах техники во всех отраслях машиностроения. Основой успешной производственной деятельности предприятия стали накопленный за многие годы инженерный потенциал и постоянное внедрение новой техники и технологии. За последние годы общий объем инвестиций в техническое перевооружение предприятия составил более 50 млн. долларов США. Благодаря этому изготовление современных гидромашин осуществляется на высокоточном и высокопроизводительном оборудовании ведущих мировых станкостроителей: "OKUMA", "MAZAK", "KITAMURA", "RAINIKER", "MIKROMAT", "SUNNEN", "TRIPET", "MORRI-SEIKI", "TSCHUDIN", "STAR", "EMCO", "MEGATEK", "TECHTRADE CARIF", "CADIA", "ROLAND SINGER", "STAHLI", "ESTARTA" и "IVA". Одним из важных стратегических направлений деятельности ПСМ является улучшение работы с российскими машиностроительными предприятиями и удовлетворение спроса зарубежных потребителей объемных гидромашин и гидроаппаратуры. Функционирующая на PSM-HYDRAULICS система стратегического партнерства с постоянными потребителями позволяет четко отслеживать происходящие в действительности изменения и тенденции развития рынка, более оперативно реагировать на запросы клиентов. В связи с этим ПСМ постоянно занимается открытием региональных представительств и сервисных центров, в том числе и в Украине. Стратегической целью ОАО «Пневмостроймашина» является интеграция в мировую экономику благодаря активному выходу на международные рынки объемных гидромашин при сохранении лидирующих позиций на внутреннем рынке.

В настоящее время ОАО «Пневмостроймашина» имеет в производственной программе несколько серий аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров НБ и наклонным диском (шайбой) НД (табл. 1). В табл. 2 приведены шифры объемных гидромашин ПСМ, которыми потребители могут заменить аналогичные изделия компании «Rexroth Bosch Group» (ФРГ) [6].

1. Насосы и гидромоторы с постоянным рабочим объемом серии 310 имеют конструктивную схему с наклонным блоком цилиндров. Серия гидромашин 310.4 имеет повышенное до 40 МПа максимальное давление.

2. Насосы и гидромоторы с постоянным рабочим объемом серий 411 и 410, соответственно, имеют конструктивную схему с наклонным блоком цилиндров, номинальное давление 32 МПа, пиковое 45 МПа. Гидромоторы серии 410 комплектуются встраиваемыми предохранительно-антикавитационными клапанами, байпасным клапаном (шунтирующим вентилем) для объединения полостей гидромотора и подпиточными клапанами.

3. Насосы с регулируемым рабочим объемом серии 313 имеют конструктивную схему с наклонным блоком цилиндров и обеспечивают нереверсивную и переменную по значению подачу рабочей жидкости (РЖ) к гидромотору.

Насосы имеют ряд исполнений регуляторов:

- с ручным механизмом вращательного движения (маховиком);
- с электрогидравлическим пропорциональным управлением на базе пропорционального электромагнита, обеспечивая линейную зависимость изменения рабочего объема от управляющего электрического сигнала;
- гидравлическое позитивное и негативное управление, обеспечивающие увеличение и уменьшение рабочего объема при повышении значения управляющего сигнала с помощью внешнего клапана давления, соответственно;

- гидравлическое позитивное пропорциональное управление, обеспечивающие увеличение рабочего объема при повышении значения управляющего сигнала с помощью внешнего клапана давления, и клапаном отсечки (сброса давления в линии управления при заданном значении давления настройки клапана отсечки в линии нагнетания насоса, при котором рабочий объем насоса снижается автоматически до минимального);

- с постоянным перепадом давлений (LS – чувствительным к нагрузке), обеспечивающим постоянный перепад давлений на кромке LS гидрораспределителя путем регулирования подачи насоса аналогично автоматическому регулятору потока;

- с постоянным перепадом давлений (LS – чувствительным к нагрузке), обеспечивающим постоянный перепад давлений на кромке LS гидрораспределителя путем регулирования подачи насоса аналогично автоматическому регулятору потока, и клапаном отсечки, ограничивая давление в ОГП путем регулирования подачи насоса на режимах с высокими давлениями и малыми подачами РЖ (например, при выдвижении поршня гидроцилиндра до упора);

- с регулятором постоянного давления, обеспечивающим постоянство давления в ОГП на режиме срабатывания регулятора (подача насоса снижается до минимального значения, компенсирующего только утечки РЖ в насосе);

- с регулятором постоянства мощности путем уменьшения подачи при росте давления и наоборот;

- с регулятором постоянства мощности, значение которой может варьироваться путем гидравлического позитивного управления рабочим объемом насоса;

- с регулятором постоянства мощности, значение которой может варьироваться путем гидравлического негативного управления рабочим объемом насоса (при увеличении давления управления мощность насоса снижается);

- с регулятором постоянства мощности, значение которой может варьироваться путем гидравлического позитивного управления рабочим объемом насоса и механическим ограничителем верхнего предела мощности;

- с регулятором постоянства мощности, значение которой может варьироваться путем гидравлического позитивного управления рабочим объемом насоса, механическим ограничителем верхнего предела мощности и клапаном отсечки в линии управления;

- с регулятором постоянства мощности, значение которой может варьироваться путем гидравлического позитивного управления рабочим объемом насоса, механическим ограничителем верхнего предела мощности и блоком постоянного перепада давлений (LS) в линии управления.

4. Гидромоторы с регулируемым рабочим объемом серии 303 с наклонным блоком цилиндров имеют следующие исполнения регуляторов:

- с регулятором ручного (механического) действия;

- с гидравлическим негативным пропорциональным управлением, обеспечивающим максимальный рабочий объем гидромотора при отсутствии сигнала управления и уменьшающий рабочий объем при повышении давления управления до 2 МПа с помощью внешнего гидроклапана давления;

- с двухпозиционным регулятором на основе двухпозиционного трехлинейного гидрораспределителя с электромагнитным управлением, подача электропитания на катушку которого приводит к снижению рабочего объема до минимального значения;

- с регулятором давления, автоматически обеспечивающим уменьшение рабочего объема и частоты вращения при достижении давления в ОГП значения настройки

регулятора 5...25 МПа. Изменение частоты вращения реализуется в диапазоне регулирования по давлению порядком 1 МПа;

- с регулятором давления по гиперболе, обеспечивающим достаточно широкий диапазон изменения рабочего объема и частоты вращения в зависимости от давления нагнетания в ОГП;

- с регулятором давления по гиперболе, обеспечивающим достаточно широкий диапазон изменения рабочего объема и частоты вращения в зависимости от давления нагнетания в ОГП, и управляемый оператором с помощью гидроклапана давления (до 4 МПа) независимо от значения давления в ОГП;

- с регулятором прямого (непосредственного) управления путем подачи давления в одну полостей из силового гидроцилиндра с помощью внешнего гидроклапана (гидроклапанов) давления.

Гидромоторы серии 303 комплектуются встраиваемым блоком «прополаскивания» (промывки) и предохранительно-антикавитационными клапанами.

Таблица 1 - Номенклатура, давление и КПД аксиальнопоршневых гидромашин ОАО «Пневмостроймашина» (г. Екатеринбург) и «Гидросила» (г. Кировоград)

Серия гидромашин, тип	Рабочий объем, см ³	Давление, МПа	КПД		
			η	η_i	η_{ai}
1. Насосы и гидромоторы нерегулир., НБ, 310.2(3;4)	12...250(8)	20/35/40-3 20/40/45-4	0,91	0,95	0,96
2. Насосы (411) и гидромоторы (410) нерегулир., НБ	56 и 107	32/40/45	0,91	0,95	0,96
3. Насосы регулир., НБ, 313.2(3)	12...160(8)	20/35	0,9	0,95	-
4. Гидромоторы регулируемые, НБ 303.2(3;4)	28...160(6)	20/35/40-3 20/40/45-4	0,9	0,95*	0,95
5. Гидромоторы регулир., НБ, 303.4 с электромагн. пропорциональным управлением	56...160(3)	20/40/45	-	-	-
6. Насосы регулир., НД, 416.0.	71...125(4)	25/40/45	0,97*	0,95	0,98*
7. Гидромоторы нерегул., НД, 406.0	71...125(4)	25/40/45	0,86*	0,95	0,9*
8. Насосы регулируемые НП (для ГСТ), НД	33...112 (4)	23...27/ 36...42	0,85... 0,87	0,95	-
9. Гидромоторы нерегул. МП (для ГСТ), НД	33...112(4)	23...27/ 36...42	0,85... 0,87	-	0,88

Примечание: 1. Производители гидромашин: 1...7 – ОАО «Пневмостроймашина», 8 и 9 – ОАО «Гидросила»; 2. НД – гидромашин с наклонным диском, НБ – с наклонным блоком цилиндров; 3. Приведены номинальные, максимальные и пиковые значения давления; 4.*) значения получены расчетным путем по данным технических характеристик в каталогах

5. Аксиальнопоршневые гидромоторы с регулируемым рабочим объемом серии 303.4 оснащены следящей системой электрического пропорционального управления, обеспечивающей уменьшение рабочего объема пропорционально току управления на магните.

Таблица 2 – Рекомендуемые замены гидромашин «Rexroth Bosch Group» на гидромашину производства ПСМ [6]

Обозначение гидромашин ПСМ	Обозначение и тип гидромашин «Rexroth BoschGroup»	Рабочий объем, см ³	Максимальная частота вращения, мин ⁻¹
310...12...210.12...	A2FO12	11	6000
310.28...	A2FO28	28	4750
303.28...	A6VM28	28	8000
303.28...	A7VO28	28	3150
310.56...	A2FO55	56	3750
313.56...313.55...	A7VO55	55	2500
303.56...303.55...	A6VM55	55	6300
310...112...	A2FO107	110	3000
303.112...303.107...	A6VM107	110	5000
313.112...313.107...	A7VO107	110	2000
310.3.160...	A2FO160	160	2650
303.3.160...	A6V160	160	4500
303.3.160...	A7VO160	160	1750
333...56...333...55...	A8VO55	55+55+12	2500
333...112...333...107...	A8VO107	110+110+12	2000
333...160...	A8VO160	160+160+12	1750

6. Аксиальнопоршневые регулируемые насосы серии 416 имеют конструкцию с наклонным диском, торцовым распределительным узлом и задней опорой скольжения вала. Наклонный диск установлен на двух роликовых подшипниках в корпусе насоса. В задней крышке насоса устанавливаются героторный насос подпитки и управления, клапан давления системы подпитки, предохранительно-подпиточные (антикавитационные) клапаны основных магистралей, клапан отсечки (cut off) или сброса давления в линии управления наклонным диском при достижении близкого к максимальному давлению в одной из основных магистралей. Возможна комплектация насоса встроенным фильтром. Насосы обеспечивают изменение направления подачи РЖ (реверсирование) в зависимости от положения наклонного диска.

Насосы оснащены следующими механизмами регулирования рабочего объема:

- пропорционального сервоуправления (Р) с ручным (мускульным) приводом следящего золотника;
- гидравлического управления с помощью внешних редуцированных гидроклапанов, обеспечивающих регулирование положения следящего золотника или непосредственно силового гидроцилиндра перемещения наклонного диска (опции HD – с обратной связью, НР – без обратной связи, соответственно);
- дискретного электроуправления, обеспечивающего с помощью трехпозиционного гидрораспределителя с дискретными электромагнитами три значения подачи насоса (опции Е1 и Е2 в зависимости от напряжения 12 и 24В, соответственно);
- пропорционального электрического управления с обратной связью и без обратной связи, в том числе на напряжение питания электромагнитов на 12 и 24В (опции Е3...Е6).

7. Аксиальнопоршневые гидромоторы с постоянным рабочим объемом серии 406 имеют конструктивную схему с наклонным диском (НД), торцовым сферическим распределителем, задней опорой вала на подшипнике скольжения. Корпус гидромотора выполнен из чугуна, стальной блок цилиндров имеет бронзированную сферическую поверхность. Гидромотор может комплектоваться промывочным золотниковым гидрораспределителем, клапаном давления системы подпитки, предохранительными клапанами защиты от перегрузок основных магистралей ОГП и датчиком (преобразователем) частоты вращения.

Изменение скорости движения мобильных машин, оснащенных объемными гидромашинами с машинным регулированием, осуществляют двумя способами:

- путем вмешательства оператора на процесс регулирования рабочего объема гидромашин непосредственно ручным (мускульным), гидравлическим или электрогидравлическим воздействием на регулятор рабочего объема или посредством электронного блока управления (контроллера), обеспечивающего оптимальные режимы регулирования рабочего объема на основе анализа сигналов обратной связи о частотах вращения приводящего двигателя насоса и гидромотора, и перепаде давлений в ОГП;

- автоматически с помощью регулятора рабочего насоса, обеспечивающего постоянство выходной мощности гидромотора, насоса и приводящего двигателя.

Для первого способа характерны близкие к линейным зависимости изменения подачи насоса Q_i от положения его регулирующего органа (рис. 1,а): X – угла наклона ϕ ручки перемещения привода следящего золотника; давления управления редуцированным гидроклапаном p_6 ; значения тока I на пропорциональных электромагнитах

$$Q_{i,i} = 10^{-3} V_{\delta i,i} \cdot n_i \cdot \eta_{ii} = 10^{-3} V_{\delta i} \frac{\delta - \dot{a}}{b - \dot{a}} \cdot n_i \cdot \eta_{ii}, \text{ л/мин}, \quad (1)$$

где $V_{\delta i}$ – максимальное значение рабочего объема насоса, см³,

$V_{\delta i,i}$ – текущее значение рабочего объема насоса, см³,

$a...b$ – зона управляющего мускульного или электрического воздействия на следящий золотник или давления на силовой гидроцилиндр регулятора насоса,

X – управляющее воздействие в диапазоне от a до b (диапазон от 0 до $\pm a$ является зоной нечувствительности),

n_i – частота вращения насоса (приводящего двигателя), мин⁻¹,

η_{ii} – коэффициент подачи насоса.

Таким образом, для регулятора с гидравлическим управлением значениями $a...b$ являются давления, создаваемые в полостях силового гидроцилиндра, для регулятора с электрогидравлическим управлением значениями $a...b$ являются электрические сигналы тока I или напряжения U для воздействия на пропорциональный электромагнит редуцированного клапана, для регулятора с мускульным управлением значениями $a...b$ являются отклонения тяги гидроусилителя следящего золотника ϕ . Значения давления управления, электрического сигнала или угла отклонения тяги приводятся поставщиками гидромашин, позволяя потребителю подобрать

соответствующую по характеристикам аппаратуру управления или кинематику механизма мускульного управления.

Частота вращения гидромотора с постоянным рабочим объемом изменяется пропорционально подводимому от насоса расходу РЖ

$$n_{i,i} = n_i \frac{V_{\delta i,i}}{V_{\delta i}} \eta_{i i} \eta_{i i} = n_i \frac{V_{\delta i}}{V_{\delta i}} \frac{x-a}{b-a} \eta_{i i} \eta_{i i}, \text{ мин}^{-1}, \quad (1)$$

где $V_{\delta i}$ – рабочий объем гидромотора, см³,

η_{oi} и η_{oi} – коэффициент подачи насоса и объемный КПД гидромотора, соответственно.

При экстремальных значениях $x=a$ и $x=b$ получаем нулевую и максимальную частоты вращения гидромотора

$$n_{i,i} = 0 \text{ при } x=a \text{ и } n_{i,i} = n_i \cdot \frac{V_{\delta i}}{V_{\delta i}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{oi} \text{ при } x=b. \quad (2)$$

При необходимости определения значения давления редуцирования на входе в силовой гидроцилиндр или значения электрического сигнала получим следующую зависимость

$$x = a + \frac{V_{\delta i} \cdot n_{i,i} \cdot (b-a)}{V_{\delta i} \cdot n_i \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{oi}}. \quad (3)$$

В регуляторе мощности насоса сигналом для соответствующего изменения гидравлической мощности является внешняя нагрузка на гидромотор, увеличение которой автоматически приводит к росту крутящего момента гидромотора, в связи с чем растет давление, развиваемое насосом, и снижается его подача до значения, при котором произведение давления на подачу остается постоянным (рис. 1,б). Снижение подачи насоса приводит, в свою очередь, к уменьшению частоты вращения гидромотора до значения, при котором произведение крутящего момента на частоту вращения сохраняется постоянным.

Характеристика автоматического регулятора типа «постоянства мощности» может быть записана в виде теоретического равенства (без учета потерь мощности в гидромашинах, трубопроводах и гидроаппаратуре)

$$P_i = \frac{Q_i \cdot p_i}{60} = P_i = \frac{\dot{I}_i \cdot n_i}{9550}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

где P_i и P_i – мощность насоса и гидромотора, соответственно, кВт,

Q_i – подача насоса, л/мин,

p_i – давление, развиваемое насосом, МПа,

M_i – теоретический крутящий момент, развиваемый гидромотором, который определяют по формуле

$$M_i = 0,159 \cdot V_{\delta i} \cdot \Delta p, \text{ Н.м,} \quad (5)$$

где $V_{\delta i}$ – рабочий объем гидромотора, см^3 ,

Δp – перепад давлений, МПа,

n_i – частота вращения гидромотора, мин^{-1} .

Мощность насоса поддерживается постоянной

$$P_i = 10^{-3} \cdot 0,159 \cdot V_{\delta i, i} \cdot \Delta p_i \cdot n_i = \text{const}, \quad (6)$$

так как крутящий момент на его приводном валу автоматически поддерживается постоянным благодаря взаимному пропорциональному изменению рабочего объема и перепада давлений при постоянной частоте вращения приводящего двигателя

$$M_i = 0,159 \cdot V_{\delta i, i} \cdot \Delta p_i, \text{ Н.м.} \quad (7)$$

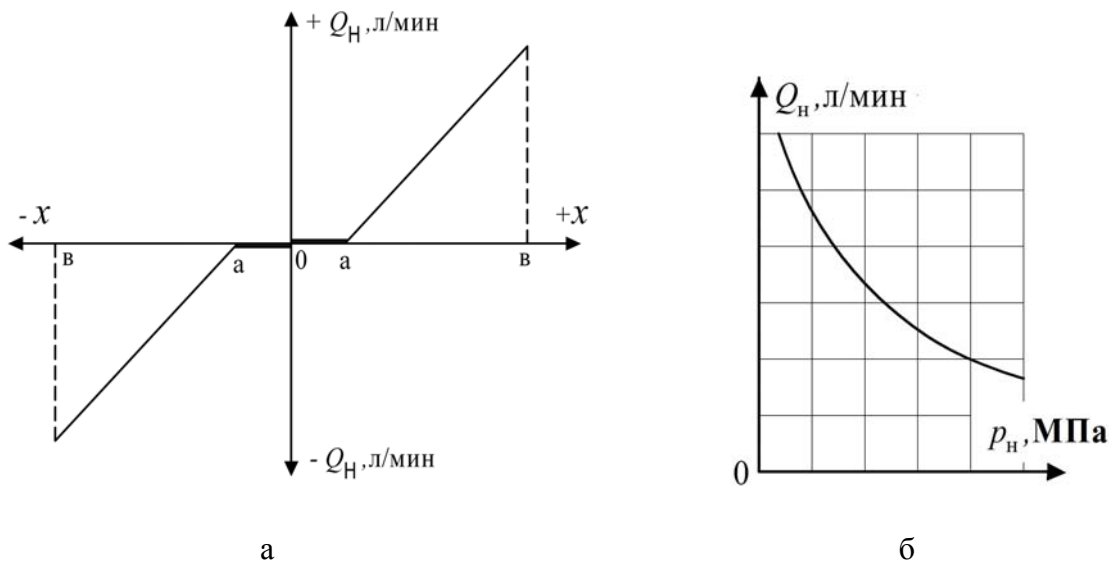


Рисунок 1 – Характеристики регуляторов изменения рабочего объема насосов:
а – следящего типа (зависимость изменения подачи насоса Q_i от управляющего сигнала X механизма регулирования); б – постоянства мощности (произведения подачи на давление)

ОАО «Пневмостроймашина» производят электронные усилители серии SU-A одноканального и двухканального типов для управления пропорциональными электромагнитами регуляторов рабочего объема гидромашин. Усилители построены на основе микропроцессора, настройка работы усилителя производится с помощью трех кнопок, расположенных на его лицевой стороне. Усилители преобразует входной слаботочный сигнал управления в выходной силовой ШИМ сигнал управления

электромагнитом регулятора рабочего объема гидромашин. Диапазоны входного сигнала 0...5В, 0...10В, 0...20мА или 4...20мА, значение выходного ШИМ сигнала и его частота выбираются при настройке усилителя. Например, при выборе входного сигнала 0...5В и выходного 0...2,3А усилитель будет изменять линейно выходной ток на пропорциональном электромагните при соответствии 5В входного сигнала 2,3А выходного сигнала. Значение частоты ШИМ может настраиваться в диапазоне 50...500Гц согласно рекомендациям производителя гидроустройства (предохранительного или редукционного клапана, дросселя или гидрораспределителя). Питание усилителей должно находиться в диапазоне 10...35В. Усилители имеют также возможность управления посредством потенциометра.

Усилители обеспечивают защиту цепи питания от короткого замыкания, от неправильного подключения и от воздействия одиночных импульсов перенапряжения до +170В продолжительностью до 300мс.

Усилители имеют три кнопки управления – «меню», «вверх» и «вниз».

Для индикации параметров усилитель снабжен жидкокристаллическим 3-х цифровым индикатором, обеспечивающим в процессе настройки отображение вспомогательной информации и при работе ОВП отображение значений входного или выходного сигнала в зависимости от настройки пользователем.

На рис. 2 и 3 представлены схемы подключения усилителей и вид на лицевую панель, в табл. 3 приведены технические характеристики усилителей серии SU-A

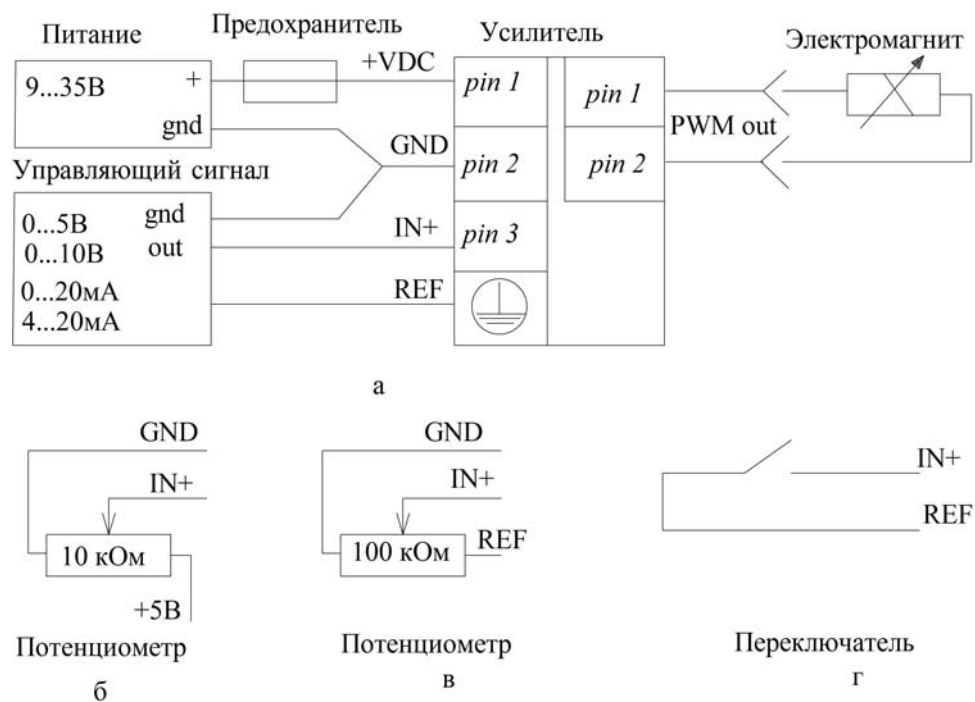


Рисунок 2 – Схемы подключения одноканального усилителя SU-A1: а - с внешним датчиком управляющего сигнала; б – с внешним источником питания + 5VDC (+10VDC) для потенциометра; в и г – с использованием встроенного источника +5VDC для питания потенциометра и дискретного управления, соответственно

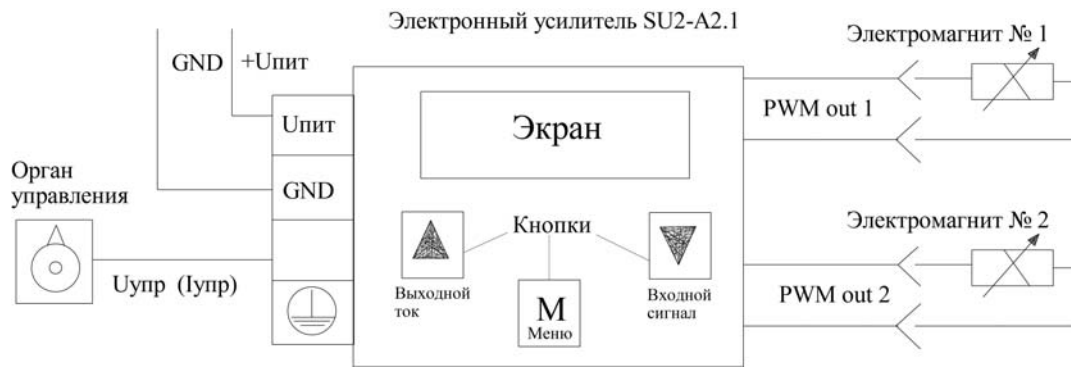


Рисунок 3 – Вид на лицевую панель и схема подключения двухканального усилителя SU-A2.1

При подключения питания на индикаторе отображается информация об уровне входного сигнала. При нажатии на кнопку «вверх» индикатор переключается на отображение текущего выходного тока. При нажатии на кнопку «вниз» индикатор переключается на отображение текущего входного сигнала. Отображение информации происходит в реальном времени.

Двухканальный усилитель SU-A2.1 предназначен для управления насосами с наклонным диском серии 416, обеспечивает обработку управляющих сигналов и вырабатывает силовой токовый сигнал на электромагниты. Усилитель устанавливается непосредственно на насосе. Индикатор предназначен для отображения в реальном времени информации при настройке усилителя и в процессе работы ОГП для отображения уровня входного или выходного сигналов. Настраиваемыми параметрами усилителя являются максимальный выходной ток, время линейного нарастания тока, частота следования импульсов ШИМ сигнала и выбор диапазона входного сигнала.

При наличии питания на усилителе можно путём нажатия кнопок "▲"-увеличивать или "▼"-уменьшать ток на выходе усилителя вне зависимости от значения управляющего сигнала, подаваемого в данный момент на усилитель, и остальных параметров. Такой режим позволяет, регулируя в ручном режиме выходной ток и контролируя производительность гидромашины, подобрать оптимальные настройки выходного тока.

Усилитель имеет следующие настройки:

- «тестовый сигнал»;
- «минимальный выходной ток», соответствующий минимальному значению входного сигнала и устанавливается в диапазоне 0... 3А;
- «время линейного нарастания выходного сигнала», устанавливаемое в диапазоне 0...99,9 с;
- «время линейного спада выходного сигнала», т.е. время, за которое уровень выходного сигнала уменьшится от максимального до минимального значения;
- «зона нечувствительности», позволяющая сдвигать начало работы усилителя до значения данного параметра. Выходной сигнал блокируется, если уровень входного сигнала меньше этого значения;
- «частота следования импульсов ШИМ сигнала», устанавливаемая в диапазоне 50 до 500 Гц;
- «выбор диапазона входного (управляющего) сигнала»;
- «ориентация индикатора».

Таблица 3 – Технические характеристики усилителей серии SU-A

Наименование параметра и размерность	Значение
Напряжение питания, В	9...35
Диапазон сигнала управления	0...5В; 0...10В; 0...20мА; 4...20мА
Входное сопротивление - для диапазонов 0...5В и 0...10В - для диапазонов 0...20мА и 4...20мА	100кОм 250 Ом
Опорное напряжение, В	5
Максимальный выходной ток, А	3
Диапазон частоты ШИМ, Гц	50...500
Время нарастания сигнала, с	0...99,9
Нелинейность, %	0,5
Степень защиты	IP67
Рабочая температура, °С	«минус» 40...+75
Габаритные размеры, мм	50х61х61
Масса, кг	0,175

Для выбора параметра, подлежащего изменению, необходимо нажать кнопку «меню». Нажимая кнопки «вверх» или «вниз» устанавливают необходимое значение параметра. Для изменения другого параметра вновь необходимо нажать кнопку «меню». Для сохранения установленных параметров нужно выбрать параметр и нажать кнопку «меню».

Для подключения электропитания к усилителю, смонтированному на пропорциональном электромагните, служит четырехштырьковый разъем.

Выводы

Анализ развития номенклатуры и технического уровня аксиальнопоршневых гидромашин предприятия ОАО «Пневмостроймашина» позволяет сделать вывод о возможности их использования в ряде случаев взамен аналогов ведущих западно-европейских фирм.

Список литературы: 1. *Свешников В.К.* Гидрооборудование: международный справочник. Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / *Свешников В.К.* – В 3-х кн. – М. : ООО «Ихд. Центр «Техинформ» МАИ». – Кн. 1 Насосы и гидродвигатели. – 2001. – 360 с. 2. *Аврунин Г.А.* Анализ технического уровня аксиально-поршневых гидро-машин / *Аврунин Г.А., Кириченко И.Г., Мороз И.И., Грицай И.В.* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 2 (20) – С.16-22. 3. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиально-поршневых гидромашинах для мобильной техники // Механіка та машинобудування / *Аврунин Г.А., Белый О.И., Кабаненко И.В. и др.* // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2006. – № 1. – С. 80-87. 4. *Аврунин Г.А.* Обзор рынка гидрооборудования / *Аврунин Г.А.* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – №3. – С. 7-13. 5. PSM-Hydraulics Сегодня [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.psm-hydraulics.ru>. – 27.11.11. – С.1. 6. *Семенов В.Н.* ОАО «Пневмостроймашина» / *Семенов В.Н.* // Основные Средства. – 2000. – №5. – С. 2-10.

УДК 621.83.062.1

САМОРОДОВ В.Б. д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

МИРОШНИЧЕНКО Н.В., инж, НТУ «ХПИ»

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКЕЙ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА

Наведено перелік та аналіз технічних умов при проектуванні системи керування двухпоточних гідрооб'ємно-механічних коробок передач сільськогосподарських колісних тракторів. Проаналізовані потенціальні аварійні стани функціонування трансмісії, розглянуті деякі аспекти побудови системи керування трансмісією для безпечної експлуатації трактора.

Введение. При управлении бесступенчатыми гидрообъемно-механическими коробками передач (ГОМ-КП), работающих в составе трансмиссий транспортных средств, необходимо управлять одним или несколькими гидроагрегатами. При этом необходимо обеспечивать не только требования функциональности системы управления, но и требования эргономичности и безопасности эксплуатации машины в целом, в частности колесного трактора.

Анализ последних достижений и публикаций. Анализ модельного ряда выпускаемых тракторов ведущих производителей позволяет сделать вывод о стремительно возрастающем количестве тракторов с двухпоточными ГОМ-КП [1-3]. По состоянию на середину 2011 г. 70-75% выпускаемых тракторов мощностью 220...350 л.с. оснащаются двухпоточными ГОМ-КП. Внедрение гидроагрегатов в состав коробок передач позволило реализовать действительно плавное (бесступенчатое) регулирование скорости и тягового усилия трактора, существенно улучшить условия труда оператора (например, при переходе с механического на управление от джойстика)[4,5], запрограммировать и реализовать однообразные типовые операции управления системами трактора [4,5]. Основой бесступенчатой двухпоточной коробки передач являются объемные гидроагрегаты (гидронасос и гидромотор) и система управления, обеспечивающая возможность автоматического регулирования рабочих объемов гидроагрегатов по заданному алгоритму изменения режимов работы коробки передач, соответствующих конкретным технологическим процессам машинотракторного агрегата. В случае регулирования производительности гидронасоса и гидромотора, работающих в составе ГОМ-КП, необходимо обеспечивать пропорциональное изменение токов в обмотках управления подачей рабочей жидкости гидромашин в определенной последовательности [6]. При этом соблюдается не только совершенно определенный порядок выбора обмоток управления, а и предпринимаются защитные меры для обеспечения безопасной работы ГОМ-КП в целом. Зачастую системы управления такими гидроагрегатами контролируют только целостность цепей питания и обмоток управления, а в аварийных режимах водитель в ручном режиме отключает питающее напряжение от системы управления ГОМ-КП. Так, за 8 лет эксплуатации (1972-1980г.г.) из-за конструктивного дефекта (самопроизвольное включение задней передачи на стоянке с работающим двигателем) в системах управления гидро-механической передачей на автомобилях фирмы «Форд» погибли 130 человек и травмировано 1711 человек. Устранение дефекта обошлось фирме в 100 млн. долларов [7]. С увеличением мощности и полной

массы транспортных средств, при переходе на использование гидрообъемно-механических передач необходимо применять объективные средства контроля за работой трансмиссии и внедрять соответствующие системы защиты.

Цель и постановка задачи.

1. На этапе проектирования разработать идеологию и сформулировать рамочные технические условия к системе управления бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией. Проанализировать возможность автоматической защиты ГОМ-КП от экстренных аварийных ситуаций в элементах, а также трактора в целом в результате отказов или ошибочных управляющих действий оператора.

2. Проиллюстрировать работу предлагаемой системы на примере проектируемого отечественного трактора с оригинальной двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией, обеспечивающей работу трактора с мощностью двигателя 350 л.с.

Основной текст. Структурная схема системы управления гидроагрегатами и входящих в состав ГОМ-КП предлагается в виде, представленном на рис.1.

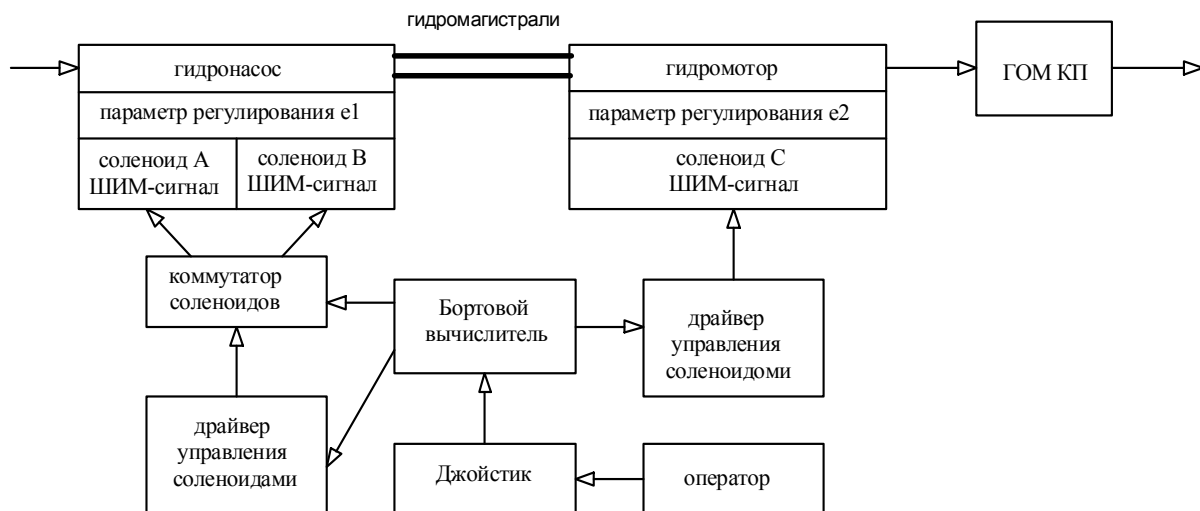


Рисунок 1 – Структурная схема системы регулирования гидроагрегатами

Управление режимами движения осуществляется с помощью ручного манипулятора (джойстика). Задача системы управления - по командам от джойстика сформировать электрические сигналы (необходимой величины и определенной очередности) для управления соленоидом. На этапе проектирования ГОМ-КП необходимо определить следующие исходные условия и требования (рамочные технические условия):

1. вид регулировочной характеристики ГОМ КП, обеспечивающей необходимые тягово-скоростные параметры машино-тракторного агрегата (МТА);
2. алгоритм управления ГОМ КП в различных состояниях МТА (остановка, стоянка, движение вперед, движение задним ходом, служебное или экстренное торможение);
3. требования к функциональности и эргономике органов управления ГОМ КП;

4. исходные (штатные) состояния органов управления ГОМ КП в различных состояниях МТА (режимах движения или стоянки);
5. система признаков (критериев) распознавания аварийной ситуации и реакция системы управления;
6. необходимый и достаточный ассортимент датчиков положения органов управления ГОМ КП и характеристики исполнительных органов ГОМ КП;
7. требования к бортовому накопителю информации работы трансмиссии – определить параметры работы трансмиссии и вид их отображения на дисплее, диагностические признаки функционирования трансмиссии.
8. возможность построения на основе системы управления ГОМ-КП систем диагностики трансмиссии и автоматического регулирования системы «двигатель - ГОМ КП - МТА»;

Вид регулировочной характеристики ГОМ КП - зависимость параметра регулирования гидрообъемной передачи от скорости движения трактора - определяется на стадии функционального анализа и структурного синтеза проектируемой ГОМ КП. Для тракторов, оснащенных двухпоточными ГОМТ одним из главных критериев является максимальный КПД проектируемой ГОМ КП на основных режимах работы трактора (пахота, культивация, транспортные режимы) при номинальных оборотах двигателя. Однако, в ряду последних работ, в области пространственно-топологического анализа основных технико-экономических характеристик колесных тракторов [8,9] доказано, что в пространстве таких параметров, как мощность двигателя и обороты его вала, масса трактора, коэффициент сопротивления движению, скорость движения трактора, буксование важнейшими критериями кроме КПД ГОМ КП являются минимум погектарного расхода топлива, стоимость обработки одного гектара, показатель технико-экономической эффективности МТА. Причем, необходимые экстремальные точки последних четырех важнейших критериев в пространстве указанных параметров не совпадают [9]. Для реализации системой управления необходимой зависимости параметров регулирования производительности гидроагрегатов достаточно графической или аналитической зависимости вида регулировочной характеристики ГОМ КП. Например, на рис. 2 показаны основные характеристики оригинальной ГОМ КП синтезированной в индустриальной группе «Украинская промышленно-энергетическая компания» (УПЭК) при участии Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ»), предназначенной для работы в составе колесного трактора при максимальной мощности его двигателя 260 КВт (350 л.с.) с использованием гидроагрегатов фирмы «SAUER-DANFOSS» (регулируемый гидронасос типа H1P 165 R C A5 C1 B D8 G G2 NN K42 K42 L P 24 M5 NNN NNN, объемом 165 см³; регулируемый гидромотор типа 51V 250 RC8N L2A5 VANN ACA 050 AA E6 B2 P000, объемом 250 см³). Указанная здесь аббревиатура идентифицирует специфику комплектации гидроагрегатов [6].

Кинематическая схема, приведенная на рис.3, является классическим примером бесступенчатой двухпоточной ГОМ КП с двумя регулируемыми гидроагрегатами, обеспечивающая работу трактора на тяговом (0-21 км/ч) и транспортном (0-60 км/ч) диапазонах. Задний ход трактора обеспечивается регулированием только гидромотора. Конструктивная реализация данной схемы имеет ряд «know how», которые здесь не рассматриваются.

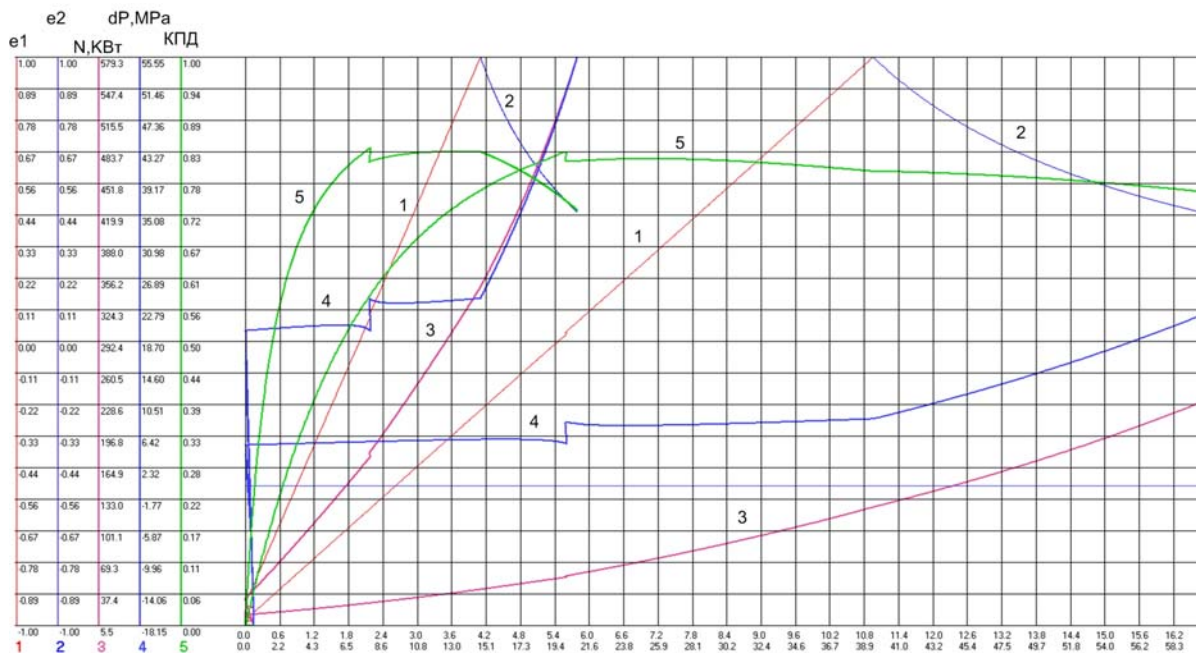


Рисунок 2 – Основные характеристики проектируемой ГОМ КП на тяговом (0-21 км/ч) и транспортном (0-60 км/ч) диапазонах: e1 – параметр регулирования гидронасосом (1); e2 – параметр регулирования гидромотором (2); N – мощность двигателя (3); dP – перепад давления в гидропередаче (4); КПД – КПД ГОМ КП (5)

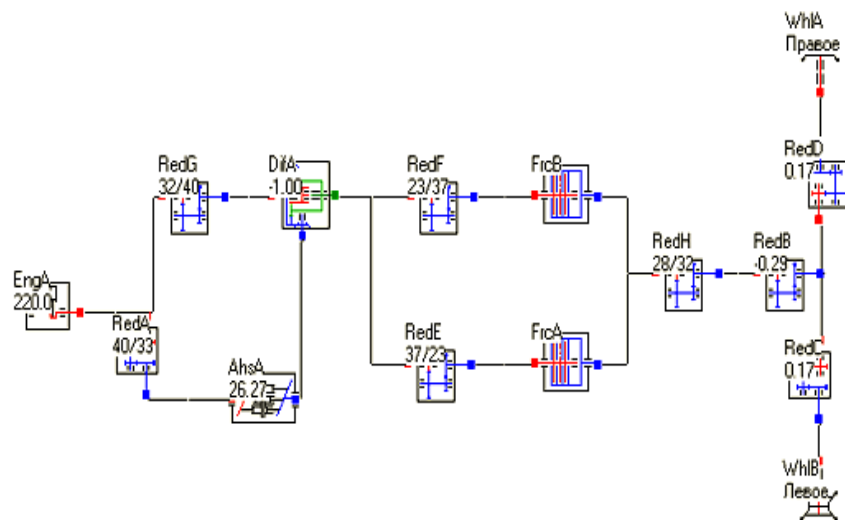


Рисунок 3- Кинематическая схема ГОМ КП с двумя регулируемыми гидроагрегатами: EngA- двигатель, Red A,B,C,D, E, F,G,H- редукторы, DifA- дифференциал, AhsA- аксиальные регулируемые гидронасос и гидромотор, FicA,B- фрикционы.

С учетом конструктивных особенностей гидроагрегатов фирмы «SAUER-DANFOSS» необходимо регулировать гидроагрегаты в определенной последовательности. Так в режиме «Движение вперед» следует изменять токи в обмотках регулирования гидроагрегатами (по команде от джойстика) в такой очередности прохождения точек: $O \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow C$ при изменении скорости трактора от $V=0$, до $V=\max$ как на тяговом так и на транспортном диапазонах. На рис. 4. приведены паспортные значения комбинаций токов в обмотках гидроагрегатов в соответствии с заданной регулировочной характеристикой (рис.2). В режиме служебного торможения или снижения скорости движения трактора по команде от джойстика с помощью только ГОМ КП (без использования фрикционного торможения штатной тормозной системой) управление токами гидроагрегатов осуществляется в обратном порядке ($C \rightarrow B \rightarrow A \rightarrow O$ и соответственно $D \rightarrow O$). Аналогично управление скоростью движения трактора осуществляется и на втором транспортном диапазоне.

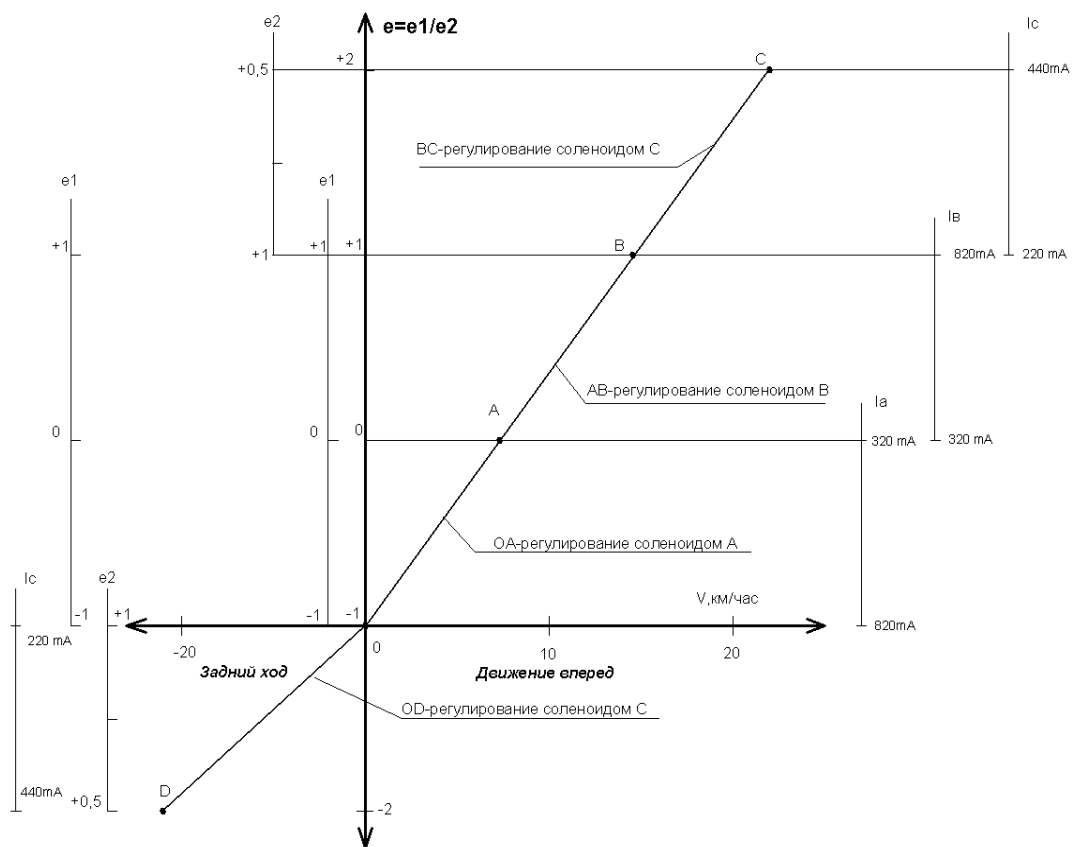


Рисунок 4 – Зависимость скорости трактора на первом тяговом диапазоне от токов в обмотках регулирования гидроагрегатами

Очередность подключения и величины токов в обмотках регулирования соленоидами гидроагрегатов в различных режимах движения трактора приведены в Таблице 1. При эксплуатации трактора необходимо постоянно контролировать цепи управления гидроагрегатами и предпринимать экстренные меры по предотвращению аварийных состояний (табл.1). Необходимая очередность переключения обмоток гидроагрегатов обеспечивается за счет схемотехнических решений.

Таблица 1 – Управление гидроагрегатами ГОМ КП трактора в режимах «Движение вперед» и «Задний ход»

Обмотки соленоидов гидроагрегатов	Значения токов в обмотках регулирования			
	Движение вперед			Задний ход
	0→А	А→В	В→С	О →D
Гидронасос, Ia	820...320mA	0 mA	0 mA	820 mA
Гидронасос, Ib	0 mA	320...820 mA	820 mA	0 mA
Гидромотор, Ic	0 mA	0 mA	220...440 mA	220...440mA
Аварийные состояния	Опасен обрыв Ia	Опасен пробой управляющего ключа Ib	Опасен пробой управляющего ключа Ic	Опасен обрыв Ia

Режим «ЭКСТРЕННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ» при движении трактора вперед, или задним ходом определяется как одновременное нажатие педалей «ТОРМОЗ» и «СЦЕПЛЕНИЕ». В этом случае происходит снижение скорости трактора за счет действия штатной тормозной системы. В этом случае в системе управления задатчиком сигналов управления токами соленоидов выступает датчик оборотов выходного вала трансмиссии. Очередность прохождения участков характеристики управления при этом меняет свое направление :C→ В, В→А, А→О, D→О. Происходит отслеживание текущих оборотов вала трансмиссии (собственно скорости движения трактора) и выдача сигналов управления на гидроагрегаты в соответствии с Табл.1, так же как и при снижении скорости трактора по командам от джойстика. Такое переключение необходимо для исключения рывков по оборотам выходного вала трансмиссии и давления в системе гидропривода. Происходит эффект подхвата текущей скорости движения при отмене сигналов «ТОРМОЗ» и «СЦЕПЛЕНИЕ» и соответственно реализуется плавное движение трактора. В случае экстренного торможения до полной остановки изменение угловой скорости ведущего колеса от текущей до нулевой сопровождается изменением параметра регулирования гидрообъемной передачей от текущего значения до значения равного «-1». Это соответствует началу движения трактора (рис.2, рис.4).

Залогом безопасной работы проектируемой ГОМ КП является отслеживание системой управления положения таких органов управления трактором, как:

- ключ подачи питания;
- рычаг выбора диапазона (-нов) движения трактора;
- рычаг «стояночный тормоз»;
- рычаг «задний ход»;
- успешный пуск двигателя и выход его на номинальные обороты.

Одним из возможных критериев некорректной работы системы управления ГОМ КП, или ее составных элементов может быть значительное несоответствие параметров управления трансмиссией, задающих скорость и реальной скоростью движения трактора. Пороговое значение рассогласования необходимо иметь возможность регулировать (задавать), например, для автоматической остановки двигателя (кроме режима «ЭКСТРЕННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ»). В рамках данной статьи не рассматриваются особые режимы движения «Накат вперед», «Откат назад» и т.п. Систему управления необходимо проектировать на технических решениях, направленных на предотвращение возникновения опасных ситуаций, способных

привести к повреждению трансмиссии или связанных с ней агрегатов, а также трактора в целом в результате отказов или ошибочных управляющих действий.

Поскольку современные системы управления ГОМ КП строятся с применением микропроцессорной техники (иногда это мультипроцессорные системы), то технически уже есть все предпосылки для создания различных по назначению систем автоматического управления (САУ) движением трактора и оптимизации по требуемым критериям (минимальный расход топлива, максимальная производительность, минимум затрат в гривнах на обработку одного гектара).

Выводы

1. Сформулированы рамочные технические условия к системе управления бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией.

2. Показана адаптация конкретных гидроагрегатов фирмы «SAUER-DANFOSS» к заданным регулировочным характеристикам на примере проектируемого отечественного трактора с мощностью двигателя 350 л.с с оригинальной двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией.

3. Проанализированы потенциально аварийные состояния элементов ГОМ-КП, а также трактора в целом. Обоснована автоматическая защита трактора от экстренных аварийных состояний. Повысить безопасность эксплуатации можно за счет применения отдельного высоконадежного арбитра функционирования трансмиссии с возможностью автоматического глушения двигателя в аварийных ситуациях.

Список литературы: 1. Самородов В.Б., Rogov A.B., Бурлыга М.Б., Самородов Б.В. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий //Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2003. – №4. – С.3-19. 2. Каталог международной выставки сельхозтехники «Агросалон-2010» г.Москва. 3. Каталог международной выставки сельхозтехники «Золотая осень-2010» г.Москва. 4. Трактора «БЕЛАРУС-2522В/2522ДВ/2822ДЦ/ 3022В/3022ДВ» и их модификации. Руководство по эксплуатации. РУП «Минский тракторный завод», 2008г. 5. Инструкция по эксплуатации тракторов FENDT VARIO 931.000.000.175 Russisch. 6. Каталог продукции фирмы «SAUER-DANFOSS» 2010г. 7. Солдатов В. Бойтесь автомобиля //Изв. 1981. 27 янв. 8. Коваль А.А., Самородов В.Б./ Пространственно-топологический подход при определении основных технико - экономических показателей сельскохозяйственных колесных тракторов. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №2 М.:2008.-С.23-25. 9. Самородов В.Б.,Ребров А.Ю. Энергонасыщенность и технико-экономические показатели колесных сельскохозяйственных тракторов//Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. - № 33.-С.33-41.

УДК 622.625.28.032

КОСТЮКЕВИЧ А.И., к.т.н., доц., ВНУ им. В. Даля

ТАРАН И.А., к.т.н., доц., ГВУЗ «НГУ»

КОВТАНЕЦ М.В., аспирант, ВНУ им. В. Даля

НОЖЕНКО В.С., аспирант, ВНУ им. В. Даля

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СЦЕПЛЕНИЯ В КОНТАКТЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС» ПРИ НАЛИЧИИ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СРЕДЫ

У роботі на підставі експериментальних досліджень визначено вплив відносного проковзування на коефіцієнт зчеплення при взаємодії гладких поверхонь, що контактують за наявності проміжного шару, це дозволить з більшим ступенем точності вирішувати задачі розробки трансмісій шахтного рейкового транспорту.

Введение. Актуальность изучения проблемы сцепления колес локомотивов с рельсами общеизвестна [1], особенно на современном этапе развития рельсового транспорта в связи с необходимостью повышения тяговых возможностей и скоростей движения локомотивов, а также наращиванием массы поездов. От процессов, происходящих в контакте взаимодействующих колеса и рельса, зависит эффективность локомотивной откатки в целом. Обобщение всего комплекса силовых установок и передач, обеспечивающих воспроизводство, передачу и трансформирование больших потоков энергии происходит именно в колесе. А эффективная реализация этой энергии в тяговое усилие зависит от сцепления колеса с рельсом. Известно [2], что рельсовый путь имеет значительную загрязненность, либо обводненность. При движении локомотива жидкая или многокомпонентная среда, находящаяся в зоне контакта, значительно влияет на коэффициент сцепления колеса с рельсом и силу сопротивления качению. В настоящее время в практике эксплуатации шахтного рельсового транспорта для определения фрикционного состояния пары колесо-рельс используют определения «рельсы чистые», «мокрые», «влажные», «покрытые угольной или породной пылью» и т.д. Многообразие определений состояний трущихся пар в основном по внешним качественным признакам свидетельствует о том, что природа явления определяющего фрикционные характеристики пары колесо-рельс, остаётся до настоящего времени ещё не выясненной, а процесс взаимодействия колеса с рельсом, при наличии промежуточной среды изучен недостаточно, что обуславливает необходимость проведения нового (очередного) этапа исследований проблемы сцепления колеса и рельса при наличии промежуточной среды.

Состояние вопроса. Теории взаимодействия колеса и рельса при качении посвящены многочисленные работы, что связано с острой актуальностью проблемы. Многие из них устарели, но и современные работы в этой области не могут четко объяснить физику явлений, происходящих на контакте рельса и движущегося по нему колеса. Существующие и используемые в отечественном шахтном локомотиво- и вагоностроении зависимости коэффициентов сцепления колеса и рельса были установлены на основе результатов экспериментальных исследований проведенных в 1950...1970 гг. Основополагающие экспериментальные исследования в условиях шахтной локомотивной откатки, на эксплуатирующемся поезде в реальных условиях

движения, были проведены А.А. Ренгевичем [3]. На основании этого материала выведены эмпирические зависимости и получены численные значения коэффициента сцепления ψ колес локомотива с рельсами от состояния рельсового пути, использующиеся в тяговых и тормозных расчетах и в настоящее время. При этом, величину критического скольжения, что вызывает некоторые сомнения, предложено принимать равной $\varepsilon_{кр} = 2,5\%$, для любого состояния рельсового пути. При использовании этих рекомендаций результаты не всегда отражают реальную характеристику процесса взаимодействия колеса и рельса, что на определенных этапах развития подвижного состава приводит только к их уточнению, не раскрывая природы взаимодействия элементов образующих фрикционную пару, не указывая направлений для управления процессом взаимодействия, особенности его формирования и др.

Однако, в настоящее время, существование двух максимумов на характеристике сцепления является практически общепризнанным фактом в теории сцепления [4]. Первый из рассматриваемых максимумов характеристики, соответствующий крайне незначительному (0,5...2,0 %) скольжению колесных пар (КП), отмечался исследователями [4, 5] как единственный еще в самом начале проведения широких экспериментов по изучению этого явления. Величина скольжения, соответствующая максимуму сцепления, была названа «критической», а условия ее существования, качественные и количественные характеристики при сравнительно чистых рельсах достаточно полно интерпретировались теорией пластических деформаций, рассматривающей внутреннее напряженное состояние в колесе и рельсе в окрестностях поверхности их касания. Однако в реальных условиях эксплуатации участки с сухими и чистыми рельсами, где уровень сцепления колес с рельсами достаточно высок и стабилен, как правило, чередуются с участками, характеризующимися большей или меньшей загрязненностью. Некоторым исследователям при использовании быстродействующей аппаратуры удавалось фиксировать наличие второго максимума силы сцепления при значениях скольжения значительно выше критического [4, 5, 6].

Аналогичные результаты, свидетельствующие о наличии второго максимума или о возможном смещении экспериментальной зависимости в сторону увеличения критического скольжения, полученные при исследованиях зависимости предельного коэффициента сцепления одиночной оси трамвайного вагона от скорости движения, представлены в [7].

Это позволяет принципиально по-новому подходить к оценке сцепных качеств рельсовых экипажей и энергетических затрат при движении подвижного состава на стадии проектирования, что позволит выбирать оптимальные (рациональные) параметры создаваемых машин.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является установление зависимости коэффициента трения при качении со скольжением от относительного скольжения колеса по рельсу при наличии промежуточного слоя. Достижение поставленной цели реализуется за счет установление зависимости коэффициента трения при качении со скольжением от температуры в контакте рабочего ролика с рельсом. Под температурой в контакте здесь и далее следует понимать, полученное за счет относительного трения ролика о рельс, превышение температуры в контакте над температурой окружающей среды.

Материалы исследований. При изучении процесса сцепления выполняются многочисленные экспериментальные исследования, которые проводятся:

- на физических моделях в лабораторных условиях;
- на катковых стендах с натурными единицами подвижного состава;
- на участках железных дорог.

Исследования, проводимые на катковых стендах, позволяют имитировать многие компоненты реальных процессов, возникающих при движении с разными скоростями, однако имитация рельсового пути с помощью катков не позволяет воссоздать достаточно полно процесс сцепления колеса с рельсом. Это связано с уменьшением номинальной площади контакта «колесо-каток» по сравнению с парой «колесо-рельс», увеличением эффективной конусности вогнутого профиля поперечного сечения бандажа.

При исследовании силы сцепления локомотивов на реальном рельсовом пути исключается неадекватность условий опыта и эксплуатации. Однако такие эксперименты требуют значительных затрат средств и времени.

В эксплуатационных условиях фрикционное состояние поверхностей колес и рельсов оценивают специальными приборами – трибометрами. Достоинством трибометров является простота конструкции и обслуживания, а также возможность проводить исследования непосредственно на пути, находящемся в эксплуатации. К сожалению, с помощью трибометра невозможно раздельно исследовать влияние скорости скольжения и температуры на коэффициент трения скольжения. Кроме того колесо локомотива движется в режиме качения со скольжением, а трибометры измеряют коэффициент трения скольжения в режиме юза. Т.о. экспериментальные исследования процесса сцепления колес локомотива с рельсами, проводимые в настоящее время как в лаборатории, так и на участках железных дорог, не дают однозначного ответа на многие важные для практики эксплуатации вопросы.

Исследования проводились на оригинальной машине трения [8]. Для получения зависимости коэффициента трения от скорости скольжения и температуры в зоне контакта предлагается использовать метод, суть которого описана в [8]. Данный метод позволяет получить необходимые для теории сцепления зависимости. Функционально машина трения состоит из тележки (рис.1) с размещенным на ней разгонным устройством (I), ориентирующим (II) и измерительным (III) узлами, микропроцессорным блоком (IV).

Условия эксплуатации, характерные для подземных выработок, не могут быть полностью воспроизведены на стенде. Имитировались условия с однозначными и воспроизводимыми характеристиками. Исследовались случаи сухого трения и трения по смоченной поверхности. Известно [3], что в подземных условиях отсутствуют сухие и идеально гладкие рельсы, а также чистые смоченные рельсы, т.к. на рельсах всегда находится слой угольной или породной пыли. Поэтому при измерениях на поверхность рельса наносили угольную или породную пыль с различной толщиной слоя, а также водно-угольно-породную смесь различной консистенции. Пробы материалов были отобраны на шахте «Юбилейная» ХК «Павлоградуголь».

После соответствующей обработки получены зависимости коэффициента трения от температуры в зоне контакта (рис. 2 – 6), по которым построены характеристики сцепления (рис. 7) для различных фрикционных состояний пары колесо-рельс.

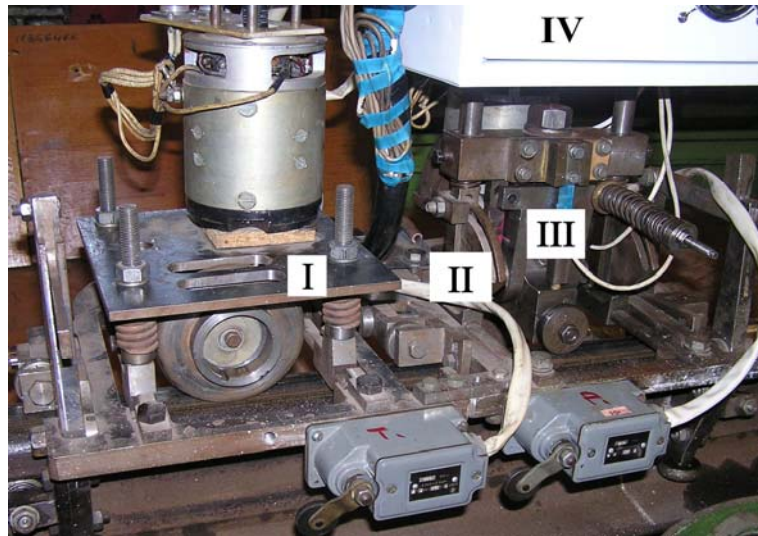


Рисунок 1 – Общий вид машины трения

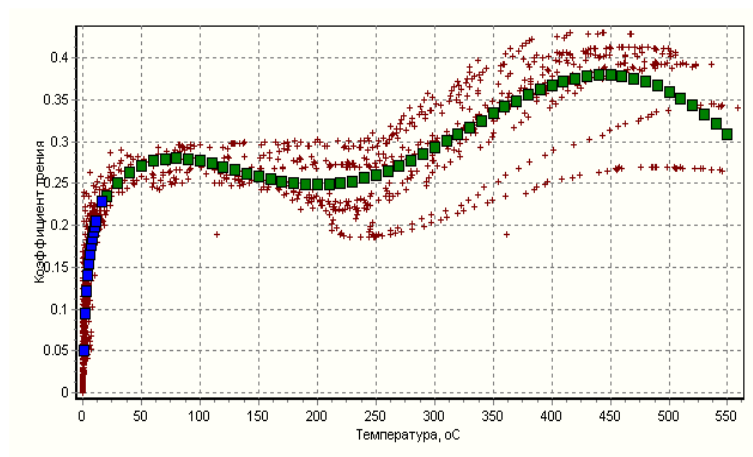


Рисунок 2 – Экспериментальные зависимости коэффициента трения от температуры на чистых сухих рельсах

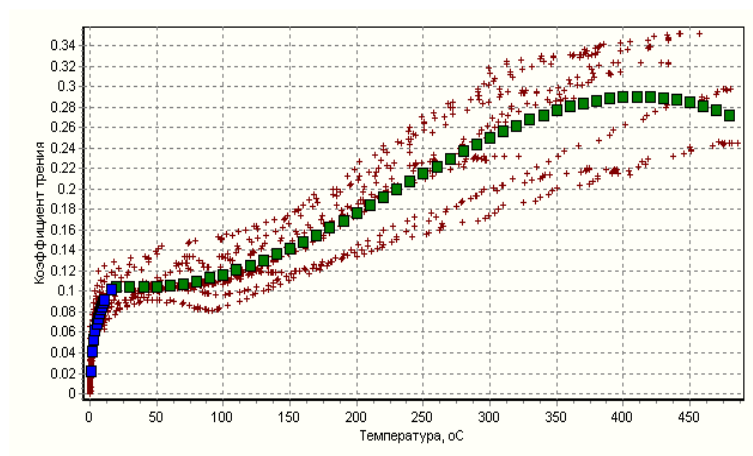


Рисунок 3 – Экспериментальные зависимости коэффициента трения от температуры на обводненных рельсах

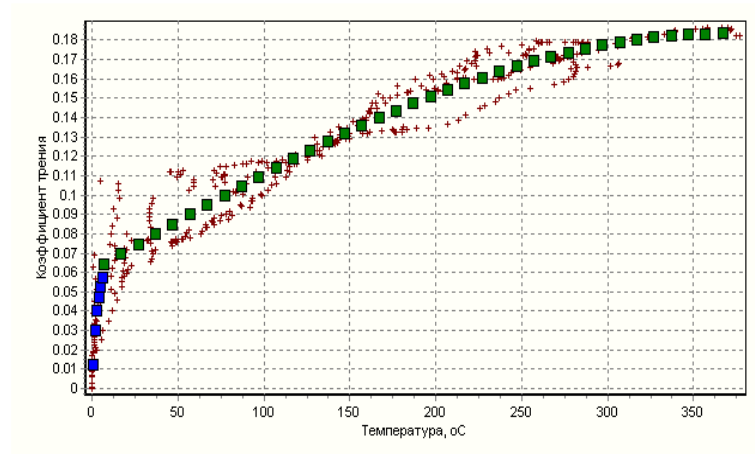


Рисунок 4 – Експериментальні залежності коефіцієнта трия від температури на рельсах покритих жидкой угольно-породной смесью

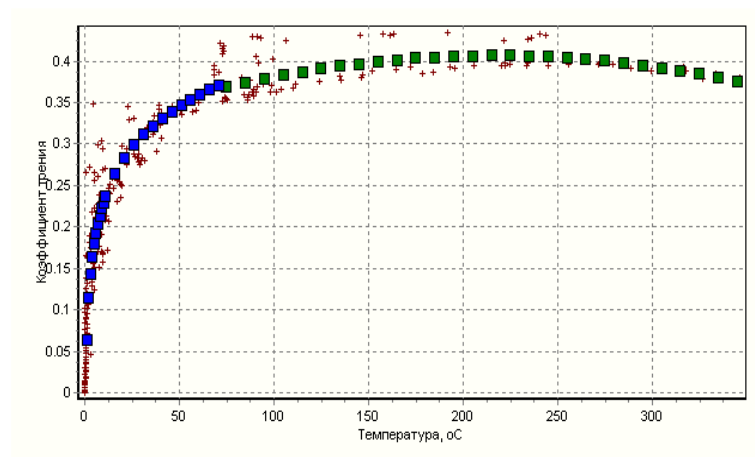


Рисунок 5 – Експериментальні залежності коефіцієнта трия від температури на рельсах покритих тонким шаром породной пыли

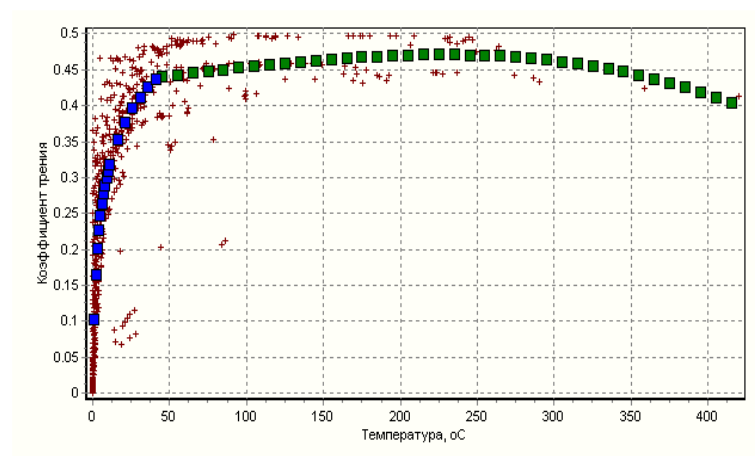


Рисунок 6 – Експериментальні залежності коефіцієнта трия від температури на рельсах покритих тонким шаром угольной пыли

Как видно из рисунков, изменение фрикционных условий меняет не только максимальное значение коэффициента трения, но и характер зависимости последнего от температуры в контакте. Таким образом, фрикционные условия контактирования являются определяющими факторами, влияющие на весь комплекс параметров фрикционной пары «колесо-рельс».

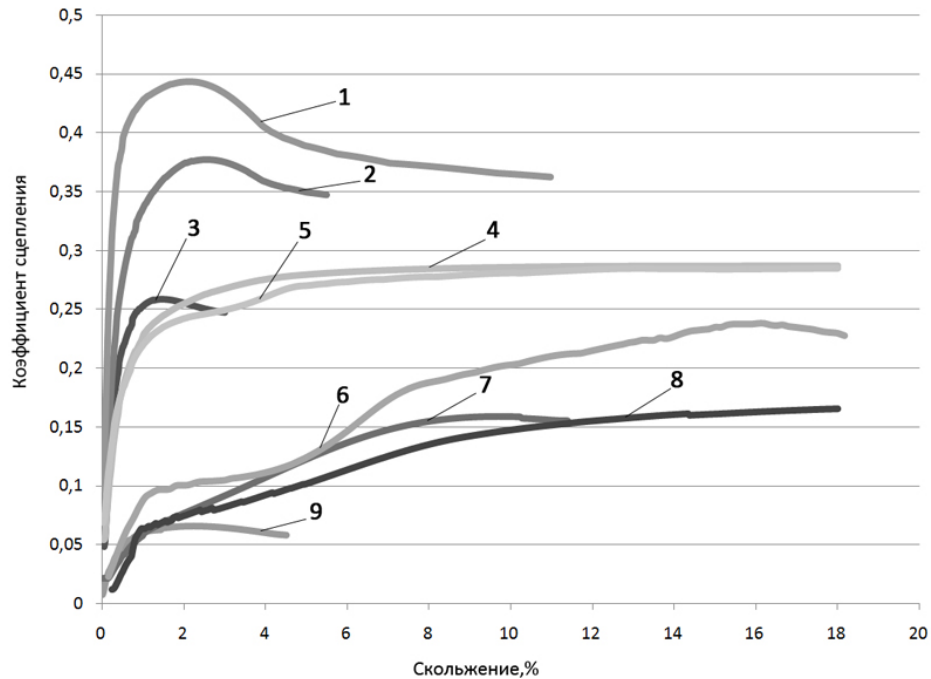


Рисунок 7 – Экспериментальные зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения при различном фрикционном состоянии пары колесо-рельс: 1 – угольная пыль тонким слоем; 2 – породная пыль тонким слоем; 3 – чистый, сухой рельс; 4 – породная пыль толстым слоем; 5 – угольная пыль толстым слоем; 6 – рельс покрыт водой; 7 – жидкая-угольно-породная смесь; 8 – обводнённая -угольно-породная смесь; 9 – масло моторное

Выводы

1. Данные, полученные на основании проведенных экспериментальных исследований, свидетельствуют о том, что наблюдающиеся в эксплуатации значительные изменения коэффициентов сцепления колес локомотивов с рельсами, определяются прежде всего характеристиками поверхностного слоя загрязнений колес и рельсов, что позволит наиболее полно и эффективно исследовать актуальные проблемы механики контактного взаимодействия колеса и рельса.
2. Характеристика сцепления полученная для чистого сухого рельса идентична полученной в [3]. Но, наличие влаги и загрязнений (поверхности рельсов покрыты слоем водно-угольно-породной смеси) существенно меняет течение процесса реализации имеющегося уровня сцепления. С ухудшением условий сцепления величина критического скольжения возрастает до 8,5...16 % и выше. Характеристика сцепления смещается вправо, становится более полой, ее максимум значительно менее ярко выражен, а по абсолютной величине (0,15) существенно уступает фиксируемому на чистых рельсах (0,26).

3. С позиций наиболее развитой в настоящее время молекулярно-механической теории трения [9] полученные результаты можно интерпретировать следующим образом. При качении колеса по рельсу, вследствие его деформации под действием нагрузки, создаётся площадка касания конечных размеров. В этом случае материал на площадке касания будет сжат, а материал опорной поверхности – растянут. При последовательном нарушении контакта в данном месте, точки опорной поверхности в результате упругости будут стремиться сблизиться, а точки поверхности колеса будут удаляться друг от друга, что и приводит к проскальзыванию поверхностных слоёв контактирующих тел. Описанный процесс имеет место при упруго-пластическом контакте, характерном для контактирования пары колесо-рельс. Введение в область контакта упруго-вязкой среды – промежуточного слоя, приводит, по всей видимости, к тому, что точки колеса удаляются на большие расстояния, вызывая увеличение проскальзывания. Кроме того, определённый вклад вносит изменение давления в контакте трибосопряжения, обусловленное постоянно чередующимися в различных комбинациях режимами трения: сухое, граничное и жидкостное. Следует отметить, что жидкостное трение наступает когда жидкие плёнки имеют толщину 0,1 мкм и более, т.к. объёмные свойства жидкости проявляются в плёнках такой и большей толщины [7].

Список литературы: 1. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом: – 2-е изд. Доп. И перераб. – Луганск: Из-во ВУГУ, 1999. – 476 с. 2. Лужнов Ю. М., Русакова Н. В., Черепашенец Р. Г. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава // Вестник ВНИИЖТ. 1972. № 4. – С. 38-40. 3. Ренгевич А.А. Коэффициент сцепления электровозов / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1961. – Вып. 5. 4. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании // Железные дороги мира. 1974. № 4. – С. 23-53. 5. Буато М. Современные противоюзные устройства // Железные дороги мира. 1987. № 4. – С. 15-22. 6. Буато М. Характеристики коэффициента сцепления в режиме торможения // Revue General des Chemins de Fer. 1987. 106. № 10. – С. 5-16. 7. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Машиностроение, 1962. – 220 с. 8. Голубенко А.Л., Костюкевич А.И. Экспериментальные исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс». Вестник ВНУ им. В.Даля. – №5(147). – С. 14-19. 9. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.

УДК 629.113, 62-523.8, 629.054

СЕРГИЕНКО А.Н., асп., НТУ «ХПИ»,
МАРЕНИЧ А.Н., асп., НТУ «ХПИ»,
САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»
СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

УПРАВЛЕНИЕ ПОТОКАМИ МОЩНОСТИ ДВС КАК СРЕДСТВО УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Запропоновано використання керування потоками потужності на автомобілі для поліпшення його техніко-економічних показників. Розроблена структурна та електрична схема системи керування потоками потужності автомобіля, підібрані необхідні датчики для системи. Складені алгоритми роботи складових частин системи керування потоками потужності, розроблений інтерфейс системи керування.

Введение. Из-за существенного повышения цен на мировые энергоресурсы и серьезного ухудшения экологической обстановки в мире, многие автопроизводители ведут активную разработку конструкций автомобилей с различными комбинированными энергоустановками, которые могут работать как в паре с традиционным двигателем внутреннего сгорания (гибридные энергосиловые установки и т.д.), так и без него (водородные автомобили, электромобили и т.д.). Такие конструкции автомобилей значительно экономичнее и экологичнее существующих, но из-за высокой цены пока не востребованы на рынках, в то же время автопроизводители не отказываются от совершенствования конструкции существующих ДВС, систем и агрегатов автомобилей. Одним из наиболее перспективных и в то же время эффективных направлений в области совершенствования конструкции автомобиля является управление его потоками мощности ДВС и автомобиля.

Анализ последних достижений и публикаций. На сегодняшний день наметилась следующая тенденция в автомобилестроении – каждое новое поколение автомобиля должно иметь двигатель меньшего объема, но большей мощности, чем предыдущее, при увеличении габаритов не должно происходить значительное повышение снаряженной массы, т.е. автопроизводители стремятся за счет скрытых резервов автомобиля и его двигателя выполнить новые требования токсичности и экономичности, которые с каждым годом становятся более жесткими. [1, 5, 7, 8] Поэтому работы по управлению потоками энергии автомобиля и использования его скрытых резервов ведутся почти всеми крупными автопроизводителями. К ним относятся применение систем рекуперации энергии торможения [1, 3, 6, 9], системы Star-Stop (позволяющей во время остановки автомобиля на светофоре останавливать двигатель и при нажатии педали акселератора запускать его) [2, 4], системы отключения привода насоса кондиционирования [3, 10].

Вопросы управления потоком мощности ДВС не рассматривались совместно с общей энергией автомобиля и используемых накопителей. Этому вопросу не достаточно уделено внимание исследователей, не представлены алгоритмы управления, отсутствует взаимосвязь с режимами движения автомобиля.

Цель и постановка задачи. Цель данной работы заключалось в разработке и программно-математической реализации системы управления потоками энергии автомобиля и ДВС посредством управления работой навесного и вспомогательного оборудования и рекуператорами, на примере исследования автомобиля ВАЗ-2121.

Управление потоками мощности ДВС. Первым этапом работы было проведение анализа основных направлений по повышению технико-экономических показателей автомобиля за счет управления работой устройств двигателя и рекуперации энергии автомобиля и его систем. По результатам выделены основные пути решения задачи, которые могут реализованы на исследуемом автомобиле, к примеру ВАЗ-2121 «Нива» (см. рис. 1). К таким направлениям относят управление работой генератора, вентилятора и насоса системы охлаждения, масляного насоса, рекуперация энергии торможения и энергии колебаний поддрессоренных масс.

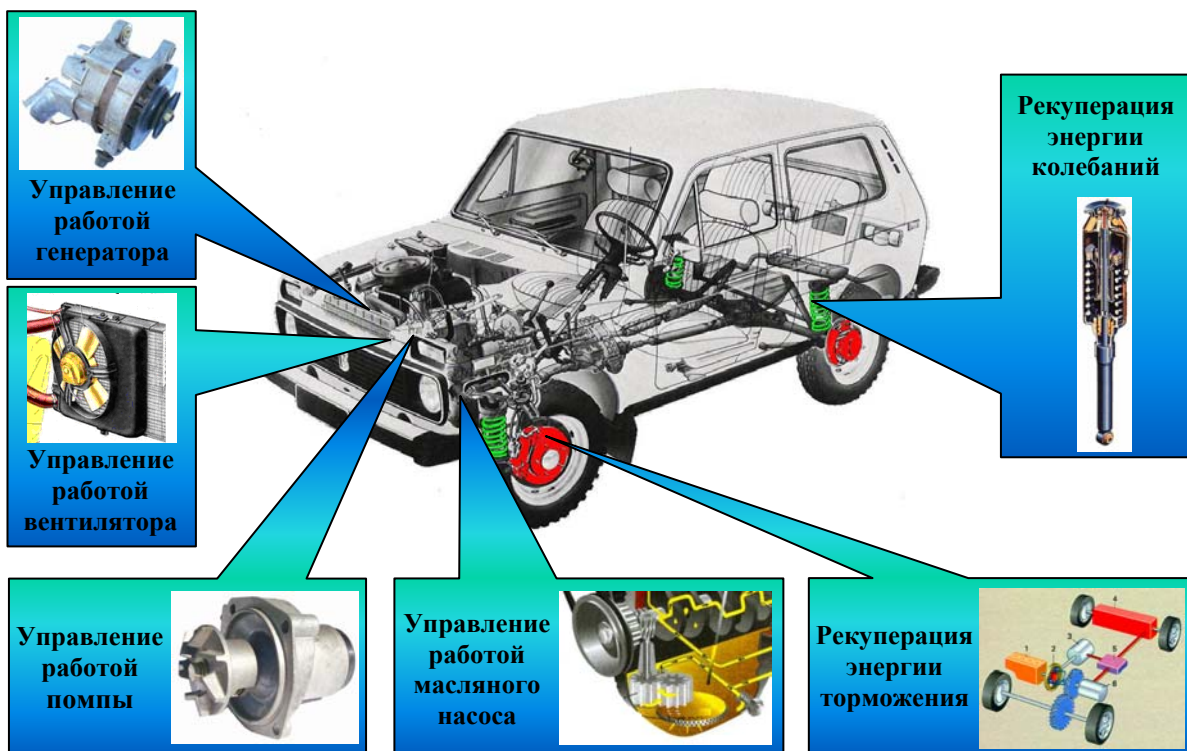


Рисунок 1 – Схема устройств, за счет управления работой которых обеспечивается повышения ТЭП автомобиля

Следующим этапом работы была разработка структурной схемы системы управления, которая представлена на рис. 2. Измерительный блок системы включает 8 измерительных каналов. В качестве первичных преобразователей выбраны как цифровые, так и аналоговые датчики. В отличие от цифровых, аналоговые датчики требуют специальной схемы включения, учитывающей особенности среды, в которой будет работать датчик. За счет этого возможно уменьшение величины погрешности.

Как правило, выходным сигналом аналогового датчика является электрическая величина, уровень которой не достаточен для ее дальнейшей обработки средствами измерительной техники, следовательно, возникает задача его масштабирования. После масштабирования, следующим шагом следует преобразование аналогового сигнала в

цифровой код, для этого используется АЦП. Выходным сигналом АЦП является двоичный код, который подается на микроконтроллер, для дальнейшей математической обработки сигнала.

Преимуществом цифрового датчика над аналоговым является то, что выходной величиной цифрового датчика является двоичный код, а значит, сигнал с цифрового датчика может быть подан на микроконтроллер напрямую.

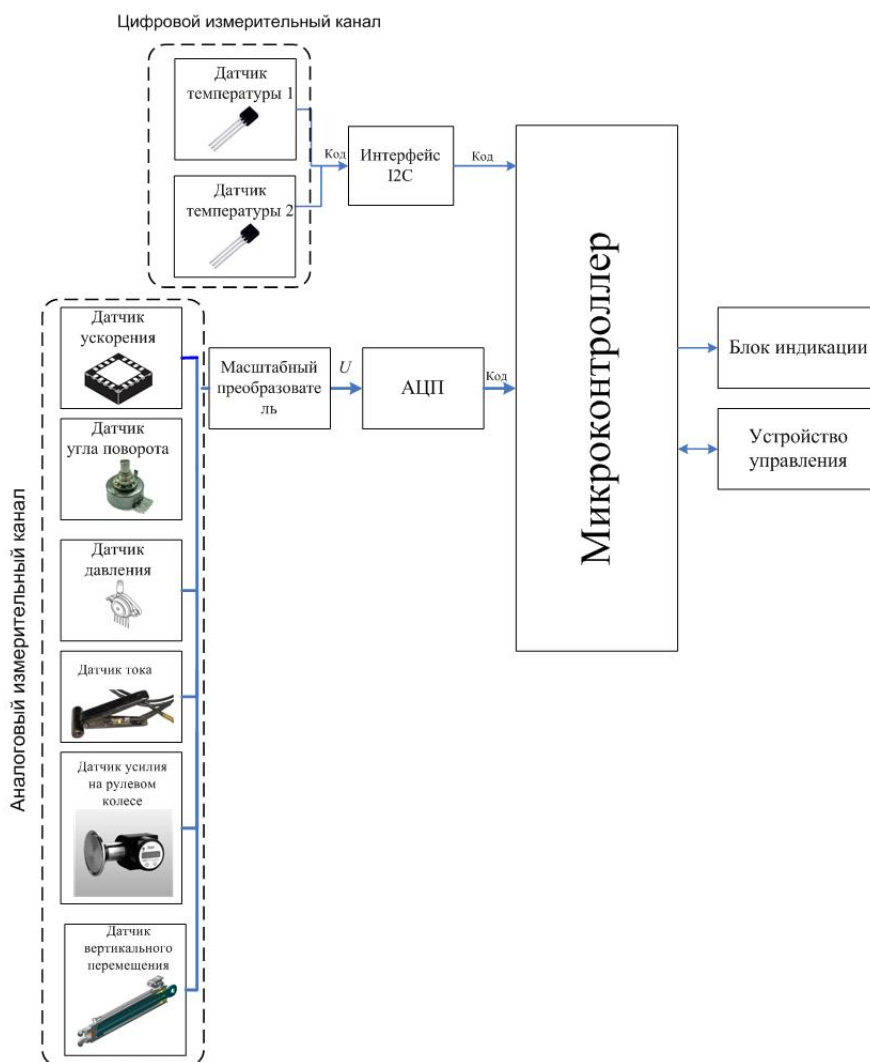


Рисунок 2 – Структурная схема системы управления энергией автомобиля

Сигналы с датчиков угла поворота, вертикального перемещения, усилия, ускорения, тока и давления, подаются на масштабные преобразователи, с выходов которых сигналы подаются на АЦП, а затем на микроконтроллер. Датчики температуры – цифровые датчики, и они подключаются напрямую к микроконтроллеру.

В электрической принципиальной схеме, представленной на рис. 3, использованы элементы средней и высокой степени интеграции. Описание схемы начнем с включения аналоговых датчиков В1 и В2 – датчиков угла поворота и вертикального перемещения. Для достижения высокой чувствительности, эти датчики

включаются в одно и плеч измерительных мостов, представленных резисторами R1, R3, R5 и резисторами R2, R4, R6 соответственно. Питание моста осуществляется от источника стабилизированного, постоянного напряжения 5 В. Сигналы с измерительных мостов, не являются достаточного уровня, поэтому для усиления они подаются на операционные усилители DA2 и DA3 на входы $-IN$ и $+IN$, коэффициент усиления усилителя регулируется резисторами R7-R10, подключаемые к входам $-R_g$ и $+R_g$. Далее сигнал с усилителей подается для оцифровки на АЦП DA4 на входы CH3 и CH4. Выходными сигналами датчиков давления и усилия DA5 и DA6 также является напряжение, но оно уже достаточного уровня, поэтому дополнительного усиления перед оцифровыванием не требуется. Сигналы с этих датчиков подаются на входы DA4: CH6 и CH5. Сигналы датчика ускорения DA1, так же не требует дополнительного усиления, поэтому могут напрямую подключаться к входам DA4: CH0-CH2. Режим работы датчика DA1 может корректироваться микроконтроллером DD1, для этого используются управляющие сигналы от выходов микроконтроллера PB1- PB3 к входам g-Sel1, g-Sel2 и Sleep DA1. После преобразования сигналов АЦП DA4 отправляет их в микроконтроллер DD1.

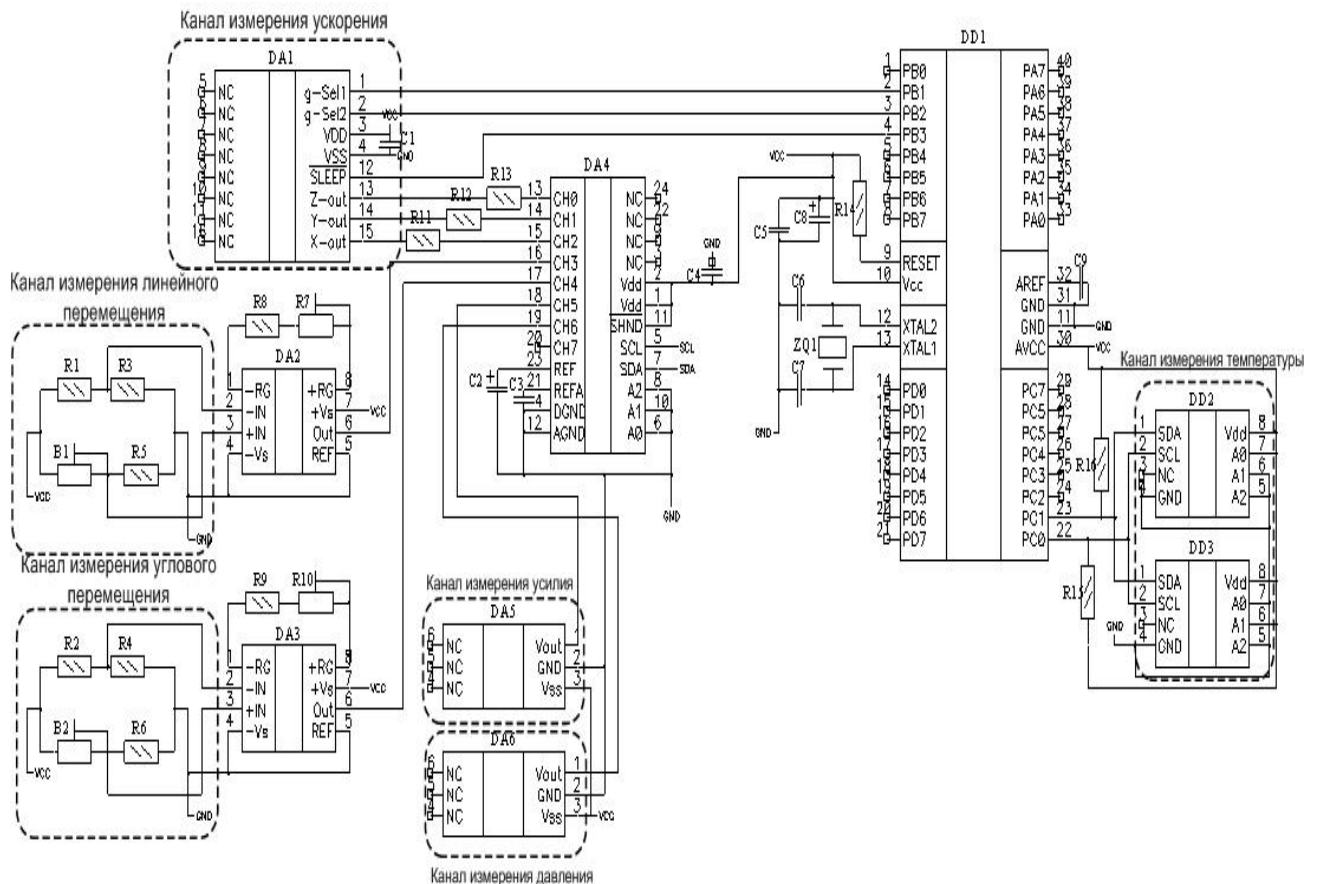


Рисунок 3 – Электрическая принципиальная схема системы управления режимами работы оборудования автомобиля

Цифровые датчики температуры DD2 и DD3, выходными сигналами которых является цифровой код, сразу же подключаются к микроконтроллеру DD1 через последовательный интерфейс I2C, для правильного режима работы такого интерфейса к линии передачи SDA и SCL параллельно включаются два резистора R16 и R15

соответственно. Для нормальной работы цифровых датчиков они требуют 5В стабилизированного напряжения.

Датчики измерительного блока. Для реализации работы системы управления режимами работы навесного и вспомогательного оборудования в автомобиле используем следующие датчики, по показаниям которых определяются:

датчик ускорения:

- управление током обмотки возбуждения генератора;
- управление зарядкой АКБ;
- включение накопителя.

датчик положения педали подачи топлива:

- определяется приоритет направления потока энергии от ДВС и от накопителя;
- определяется скорость воздействия на педаль подачи топлива.

датчик тока АКБ:

- определяется емкость АКБ.

датчик текущего (промежутка) времени:

- определяется время изменения параметров накопителя и рекуператора.

датчик температуры охлаждающей жидкости:

- управление вентилятором системы охлаждения;
- управление приводом центробежного водяного насоса (помпы);

датчик давления масла в системе смазки:

- управление электроприводом масляного насоса системы смазки;

датчик вертикального перемещения колеса относительно кузова:

- включение режима рекуператора энергии колебательных масс;

датчик усилия на рулевом колесе:

- управление электродвигателем усилителя рулевого управления;

датчик температуры воздуха в салоне:

- управление приводов в системе кондиционирования и микроклимата.

Алгоритмы работы системы управления. Одним из потребителей энергии двигателя в автомобиле является генератор, который обеспечивает зарядку аккумулятора и питание потребителей электроэнергии. В зависимости от состояния аккумулятора и мощности затрачиваемой на привод вспомогательного оборудования момент сопротивления его может существенно влиять на динамику автомобиля и расход топлива. Учитывая это, разработан алгоритм рис. 4, который в зависимости от емкости аккумулятора – C , от ускорения автомобиля – a , от величины подачи топлива – R (сопротивления в зависимости от положения педали подачи топлива), т.е. от режимов движения автомобиля и от величины тока зарядки – I_z определяет режимы работы генератора – основного источника электрической энергии автомобиля.

Для обеспечения эффективного использования энергии автомобиля в его конструкции требуется замена механических приводов навесного и вспомогательного оборудования на электрические, которыми легко управлять.

Электрические приводы используются в системе охлаждения для привода насоса и электровентилятора. Для осуществления управления включением электронасоса системы охлаждения и электровентилятора разработан алгоритм рис. 5, который в зависимости от температуры охлаждающей жидкости – t и от ускорения – a , определяет работу, режимы работы электронасоса и электровентилятора системы охлаждения в

зависимости от режимов движения автомобиля, температур охлаждающей жидкости, окружающей среды.

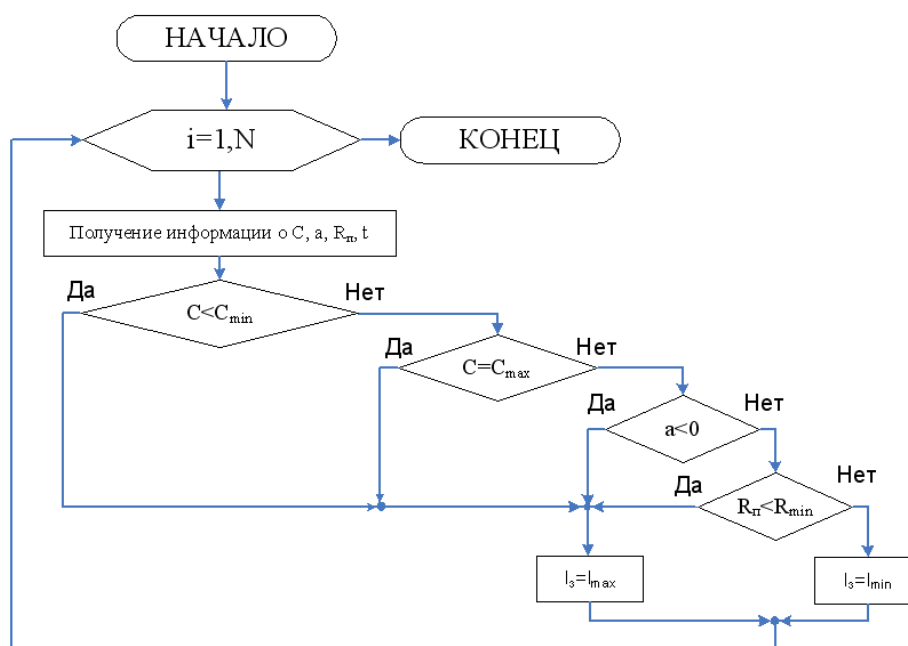


Рисунок 4 – Алгоритм управления работой генератора

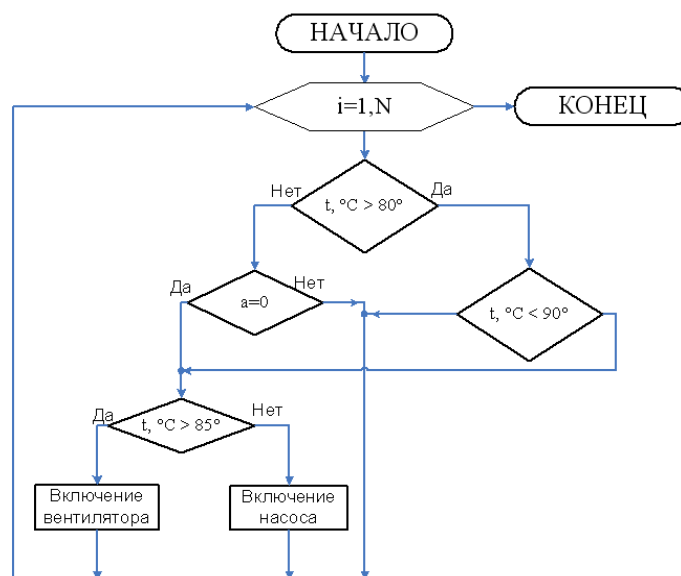


Рисунок 5 – Алгоритм управления включением электронасоса системы охлаждения и электровентилятора

Алгоритм работы электропривода электронасоса системы смазки представлен на рис. 6. Управление осуществляется в зависимости от величины давления в системе смазки – p . Если давление больше 0,6 МПа привод насоса отключается, а если меньше 0,04 МПа, то насос включается в работу.

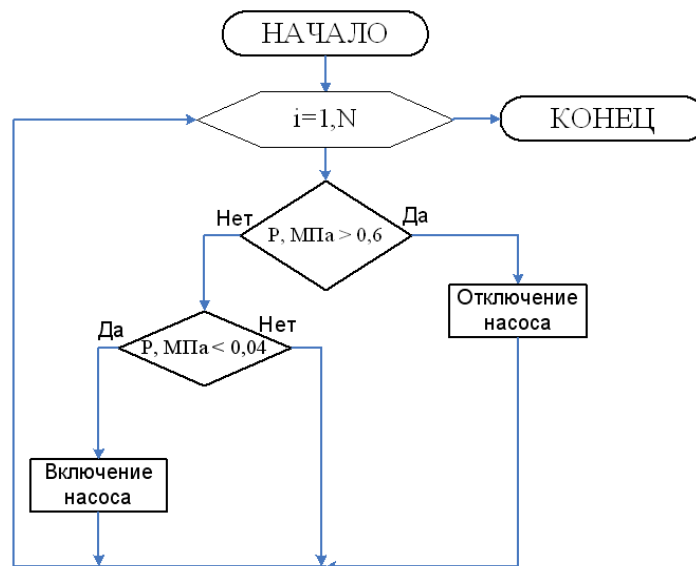


Рисунок 6 – Блок-схема алгоритм управления включением электронасоса системы смазки

Интерфейс системы управления. На базе результатов проведенных исследований в программном пакете LabView 6.0 разработан интерфейс системы управления навесным и вспомогательным оборудованием, вариант общего вида которого представлен на рис. 7.

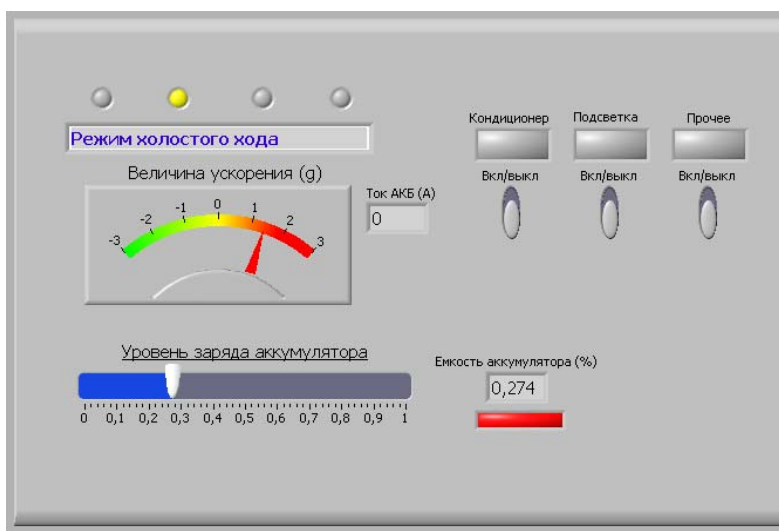


Рисунок 7 – Общий вид интерфейса системы управления навесным и вспомогательным оборудованием автомобиля (потребители отключены, идет разряд АКБ)

В интерфейсе системы управления имеются следующие блоки и индикаторы:

1) Блок индикации режимов движения автомобиля включает следующие режимы: ускоренный режим движения, режим холостого хода, режим равномерного движения, режим замедления движения. При работе данного блока в отдельном окне осуществляется текстовая индикация режима движения и загорается соответствующий индикатор (красный – для ускоренного режима движения, зеленый – для равномерного движения, желтый – для холостого хода, синий – для режима замедления движения).

2) Блок индикации ускорения и замедления движения автомобиля представлен в виде графической шкалы со стрелочным указателем. Пределы измерения от $+3g$ (ускорение) до $-3g$ (замедление).

3) Блок индикации уровня заряда АКБ представляет собой горизонтальную шкалу с ползунковым индикатором, которая отображает степень заряда АКБ в процентах.

4) Блок индикации тока заряда АКБ представлен в виде отдельного окна, в котором отображается ток заряда в амперах.

5) Блок индикации емкости АКБ представлен отдельным окном, в котором в численном виде отображается емкость АКБ в процентах и световым индикатором, который имеет два световых сигнала: красный – емкость критически мала, зеленый – емкость находится в допустимых пределах.

6) Блок индикации работы вспомогательного оборудования включают индикацию следующего оборудования автомобиля:

- блок индикации работы кондиционера содержит переключатель вкл/выкл, который показывает режим работы кондиционера, и световой индикатор, который зеленым цветом сигнализирует включение кондиционера.

- блок индикации работы световых приборов включает в себя переключатель вкл/выкл, который показывает работу световых приборов, и световой сигнализатор который также зеленым цветом сигнализирует включение световых приборов.

- блок индикации работы прочего оборудования автомобиля включает в себя переключатель вкл/выкл, который информирует о работе оборудования, и световой индикатор сигнализирует зеленым цветом при включенном оборудовании.

Проведенное математическое моделирование динамики автомобиля подтвердило целесообразность управления потоками энергии. Использование управления потоками мощности позволяет существенно изменить ТЭП автомобиля. На рис. 8 приведено изменение максимального значения динамического фактора на каждой передаче исследуемого автомобиля. Рост динамического фактора составляет до 11,9-12,6%.

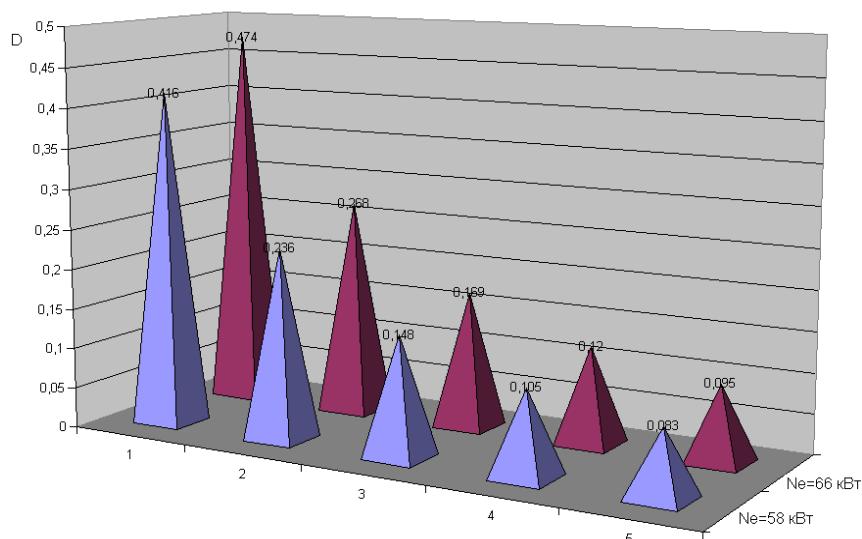


Рисунок 8 – Изменение величины динамического фактора при отключении привода вспомогательного оборудования от ДВС

Важным показателем характеристики автомобиля является изменение величины максимального ускорения на каждой передаче. На рис. 9 представлены эти значения по передачам. Рост величины предельного ускорения составляет до 12,5-15,3%.

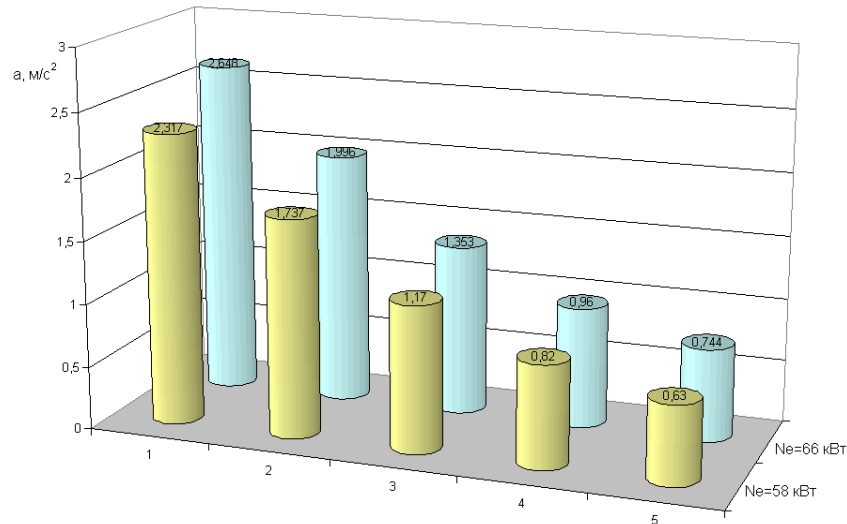


Рисунок 9 – Изменение величины максимального ускорения на каждой передаче при отключении привода вспомогательного оборудования от ДВС

Теоретические расчеты путевого расхода топлива показали, что при отключении вспомогательного оборудования и использования этой мощности для привода ведущих колес в режиме разгона автомобиля наблюдается также экономия топлива. Изменения расхода топлива по передачам представлено на рис. 10 и 11.

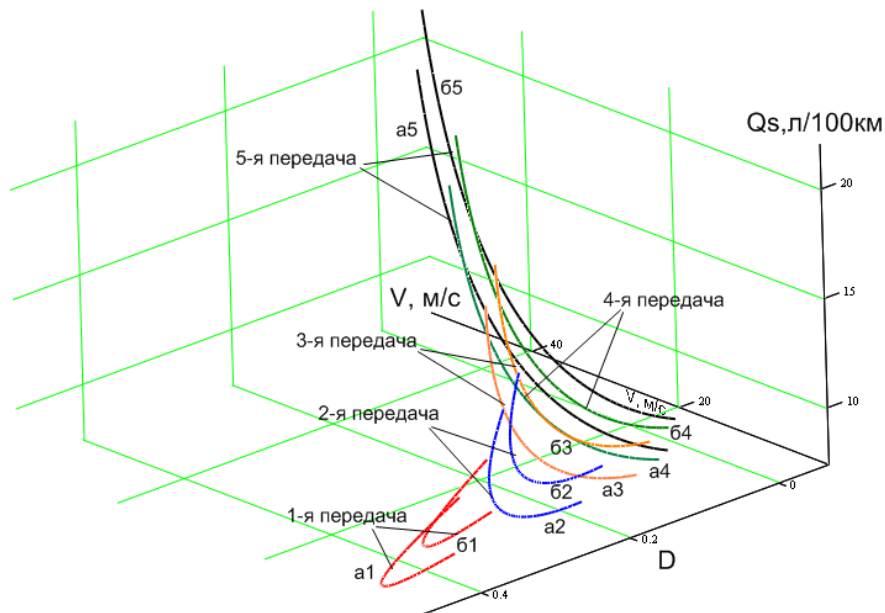


Рисунок 10 – Зависимости изменения расхода топлива по передачам в координатах расхода топлива Q_s , динамического фактора D и скорости V :

- а – с включенным вспомогательным оборудованием;
- б – с отключенным вспомогательным оборудованием

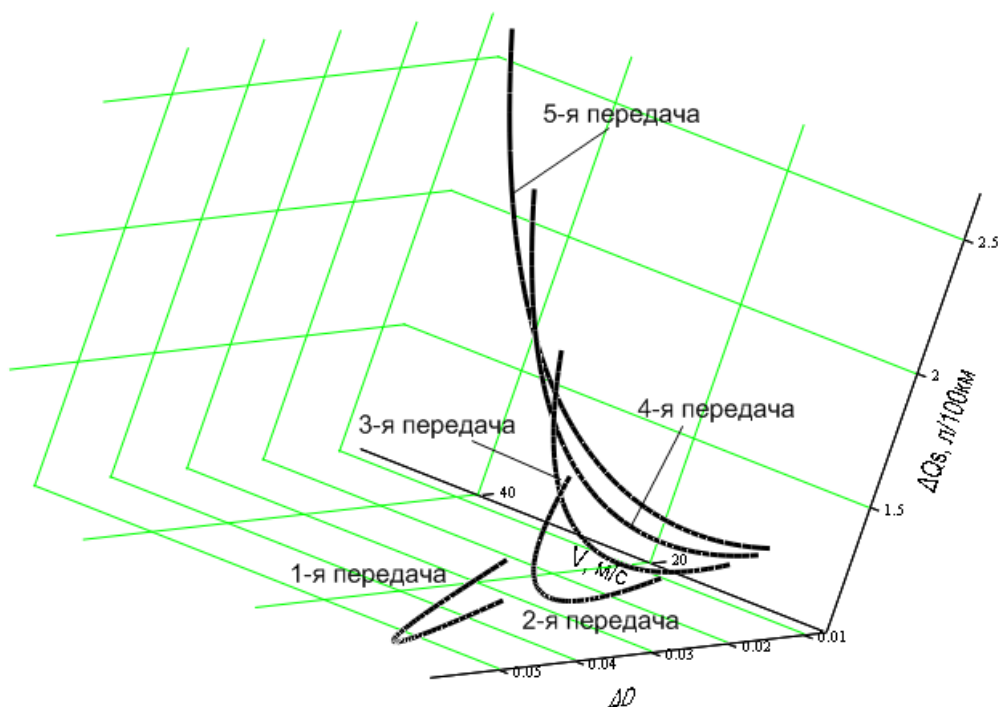


Рисунок 11 – Разница расхода топлива по передачам при выключении привода дополнительного оборудования

Анализ результатов расчета расхода топлива показывает, что экономия топлива может составить для исследуемого автомобиля до 12%.

Выводы

1. На основании вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что управление энергией на автомобиле дает положительный эффект.
2. Разработанные алгоритмы управления работоспособны и позволяют регулировать потоки энергии двигателя и направлять по приоритетам.
3. Выполненная проверка и интерфейс позволяют наглядно контролировать работу системы управления, аккумулирования энергии.
4. Для уточнения параметров и алгоритмов управления следует провести экспериментальных исследования автомобиля в различных эксплуатационных условиях.

Список литературы: 1. Сергиенко А.Н., Самородов В.Б., Сергиенко Н.Е. Анализ работ по повышению эффективности использования энергии автомобиля // Вестник НТУ „ХПИ”. Сб. науч. трудов. Тематический выпуск „Транспортное машиностроение”. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2008. – №46. – С.126-132. 2. Гуляев А. К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем. – М.: Стройиздат, 1997. – 161 с. 3. Сайт www.racecar-engineering.com. 4. Сайт фирм BMW и Volkswagen www.bmw.com и www.volkswagen.de. 5. Сайт www.flybridsystems.com. 6. Zhang X. Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization (Power Systems), Springer, 2011. 360 p. ISBN 10:085729735X. 7. Pérez LV, Bossio GR, Moitre D et al (2006) Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming. Math Comput Simulat 73:244–254. 8. Motoyama S, Uki H, Isoda K et al. (1993) Effect of traction force distribution control on vehicle dynamics. Veh Syst Dyn 22:455–464. 9. Kiencke U, Nielsen L (2005) Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle, 2nd edn. Springer, Berlin. 10. Guzzella L, Sciarretta A. Vehicle propulsion systems: introduction to modeling and optimization. Springer-Verlag, Berlin, 2005.

УДК 629.113

НАЗАРОВ А.И., к.н.т., доц., ХНАДУ
СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»
НАЗАРОВ И.А., студент, НТУ «ХПИ»

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ПЕРЕДНИХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Запропоновано спосіб регулювання гальмівних сил між осями автомобіля, який приводить до вирівнювання енергонавантаження гальмівних механізмів передньої та задньої осей.

Введение. Появление тормозных систем, использующих дисковые тормоза на передних колесах, а барабанные — на задних, привело к резкому увеличению нагрузочных характеристик передних (дисковых) тормозных механизмов, которые, обладая меньшей массой, нагреваются более интенсивно, чем барабанные, что приводит к повышенному износу накладок и диска тормоза. Это различие эффективности обусловлено не только характерными известными и конструктивно заданными параметрами, но и функциональными особенностями работы разнотипных тормозных механизмов, объединенных в общую тормозную систему и управляемыми без учета этих особенностей.

Постановка проблемы. Поиск альтернативных решений, направленных на улучшение качества управления разнотипными тормозами и повышение эффективности барабанных тормозных механизмов, привел к внедрению в гидравлические контуры передних дисковых тормозных механизмов клапанов, обеспечивающих одновременное начало срабатывания передних и задних тормозов. Это вызвало увеличение усилия на тормозной педали, а также общее снижение быстродействия тормозной системы. Кроме того, все известные конструкции таких клапанов задержки обладают существенной нестабильностью характеристик. Современные тормозные системы с отдельным приводом и разнотипными тормозными механизмами, с различной длиной тормозных магистралей и гибких шлангов, использующие сложные конструкции главных тормозных цилиндров, представляют собой динамические системы, свойства которых в значительной мере оказывают влияние на качество управления процессом торможения.

Широкое распространение тормозных систем с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами, многовариантность схем разделения тормозного привода и способов его конструктивного осуществления, выдвигают ряд научных и технических задач, решение которых позволит определить возможные направления совершенствования существующих тормозных систем.

Анализ последних исследований и публикаций. Существующие в нашей стране и за рубежом методики проектирования тормозных систем [1-4] способствуют получению более нагруженных передних и менее нагруженных задних тормозов. Это приводит к перегреву и потере эффективности передних тормозных механизмов при циклических торможениях и торможениях на горных склонах. Попытка усилить задние тормозные механизмы по известным методикам не дает значительного повышения энергоемкости тормозных механизмов, а также приводит к потере курсовой устойчивости и не выполнению требований тех же стандартов.

Необходимость обеспечения максимальной эффективности торможения при сохранении требуемой курсовой устойчивости и приводит к тому, что передние тормоза поглощают до 80 % всей кинетической энергии машины, рассеиваемой при торможении. Такое распределение поглощаемой энергии сохраняется и при служебных торможениях, составляющих ≈ 98 % от общего числа торможений, но происходящих при меньшем динамическом перераспределении нагрузок и с меньшей эффективностью [5].

Широкий диапазон исследований режимов работы тормозных систем легковых автомобилей позволяет с достаточной точностью оценить их нагруженность при наиболее характерных условиях движения. На рис.1 приведена зависимость давлений в тормозных системах легковых автомобилей [5] для наиболее характерных условий эксплуатации. Откуда следует, что наибольшее количество торможений осуществляется при давлении в приводе около 1,0 МПа в горных условиях, и при 1-1,5 МПа - в городах и на загородных дорогах.

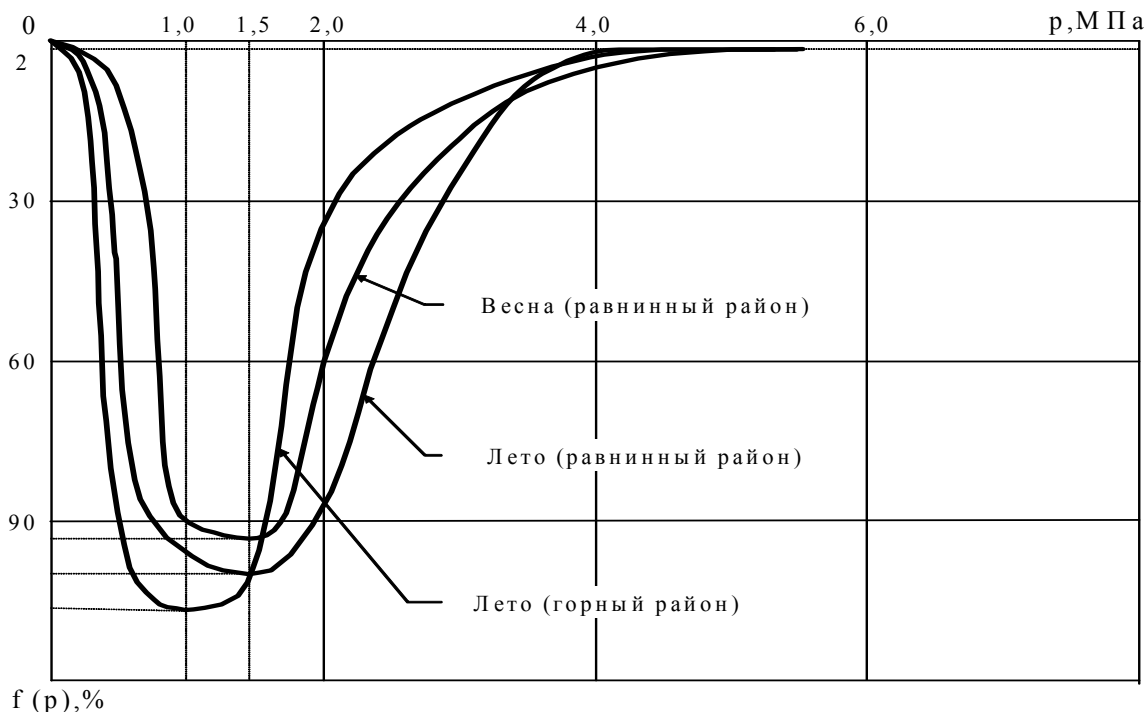


Рисунок 1 – Распределение плотности вероятности давлений в тормозном приводе легковых автомобилей

Сопоставляя результаты исследований [5-7] нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей в равнинном и горном районах в различные периоды года, нетрудно видеть, что максимальная нагруженность дисковых передних тормозов соответствует режиму служебных торможений, когда давление в приводе не превышает 1,5 МПа, а наиболее характерным и используемым режимом работы тормозных систем является режим служебных торможений. Торможения с давлением в приводе более 4,0 МПа встречаются крайне редко и составляют 1,5-2,0 % от их общего количества.

В реальных условиях эксплуатации изменение давления в приводе тормозов легковых автомобилей в зависимости от климатических и дорожных условий может

быть представлено с помощью обобщенных теоретических выкладок распределений [5].

Представленные в графическом виде кривые (см. рис. 1) распределений давления в тормозном приводе ограничивают область наиболее вероятных его значений, при которых происходит рассеивание кинетической энергии автомобиля передними и задними тормозами. Этот диапазон давлений соответствует отрезку ОА на характеристике регулирования тормозных сил между осями автомобиля (рис.2).

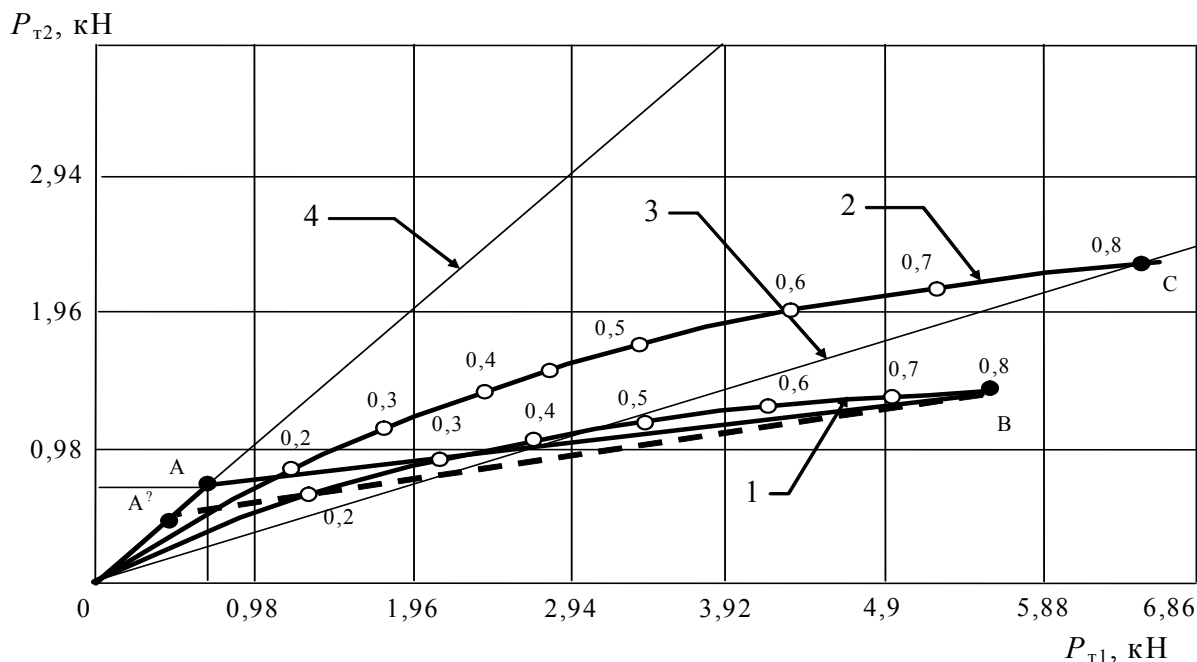


Рисунок 2 – Зависимости идеального распределения тормозных сил между осями автомобилей SENS и предлагаемый способ их регулирования:

- 1, 2 - кривые идеального распределения тормозных сил между осями автомобиля со снаряженной и полной массой;
- 3 - существующее постоянное распределение тормозных сил при $\beta = 0,73$;
- 4 - постоянное распределение тормозных сил при $\beta = 0,5$;
- ОАВ - регулируемое распределение по предлагаемому способу.

Целью данной работы является снижение энергонагруженности передних и повышение энергонагруженности задних тормозов за счет введения равного распределения тормозных сил между осями автомобиля.

Изложение основного материала исследования. Энергонагруженность тормозных механизмов определяется долями рассеиваемой ими кинетической энергии автомобиля и зависит от величины тормозных моментов, развиваемых тормозами в процессе торможения, которые при прочих равных условиях определяются величиной давления в приводе [6, 7]. Поскольку эффективность торможения определяется коэффициентом использования сцепного веса на осях автомобиля, то и энергонагруженность тормозных механизмов будет зависеть от его реализации в конкретных дорожных условиях.

Для полного использования сцепного веса автомобиля при торможении необходимо создавать на колесах тормозные силы, равные предельным силам по сцеплению

$$\dot{\sigma}_{-1} = G \cdot \varphi \cdot \beta = \frac{G \cdot \varphi \cdot (a + \varphi \cdot h)}{L}, \quad (1)$$

$$\dot{\sigma}_{-2} = G \cdot \varphi \cdot (1 - \beta) = \frac{G \cdot \varphi \cdot (a - \varphi \cdot h)}{L}, \quad (2)$$

где G – вес автомобиля, Н;

φ – коэффициент сцепления;

β – коэффициент распределения тормозной силы;

a , b , h – координаты центра масс автомобиля: соответственно расстояние от передней, задней оси и высота над поверхностью дороги, м;

L – продольная база автомобиля, м.

Следовательно, если уменьшить коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось автомобиля, то уменьшится и реализация коэффициента сцепного веса на передней оси, но увеличится его реализация на задней оси в данных условиях торможения. В этом случае идеально подходит значение $\beta = 0,5$ (равное распределение). Но при торможениях в диапазоне $\varphi \leq 0,2$ для автомобиля с полной массой и $\varphi \leq 0,3$ для автомобиля со снаряженной массой имеет место потеря курсовой устойчивости (см. рис. 2). Однако, при существующем постоянном распределении тормозных сил (прямая 3, см. рис. 2) потеря курсовой устойчивости также наблюдается при $\varphi \geq 0,45$ для автомобиля со снаряженной массой, но при этом невозможно снизить энергонагруженность передних тормозов. Идеально решить такую задачу можно при установке АБС, что обходится дороже, нежели установка регуляторов тормозных сил.

На рис. 2 кривые 1 и 2 соответствуют идеальному распределению тормозных сил между осями при частичной и полной загрузках соответственно. Прямая 3 иллюстрирует существующее постоянное распределение тормозных сил. В этом случае одновременное блокирование передних и задних колес будет происходить в точке $\varphi = 0,45$ при частичной загрузке и в точке $\varphi = 0,8$ при полной. При $\beta = 0,5$ прямая ОА пересекается с прямой АВ в точке А, где происходит увеличение тормозной силы на задних колесах. Это значит, что в реальных дорожных и нагрузочных условиях равное распределение тормозной силы ($\beta = 0,5$) приведет в начальный момент торможения к снижению энергонагруженности тормозных механизмов передней оси (отрезок ОА), поскольку растет энергонагруженность тормозных механизмов задней оси. При дальнейшем росте приводного давления от точки А до точки В происходит менее динамичное увеличение нагрузки на тормозных механизмах передней оси в силу ее динамического догружения и тормозной силы на задних тормозах (регулируемая ветвь АВ). Для автомобиля со снаряженной массой в точке В ($\varphi = 0,8$) колеса обеих осей на грани блокирования, тормозные силы на передних и задних колесах достигают своего предела.

При предлагаемом регулировании тормозных сил между осями опережающего блокирования задних колес не произойдет в диапазоне $0,2 \leq \varphi \leq 0,8$ при торможении автомобиля с полной массой, поскольку в точке А произойдет уменьшение тормозной силы (приводного давления) на задних колесах (см. рис.2).

Однако для автомобиля со снаряженной массой точка А находится выше идеальной кривой 2 в диапазоне $\varphi \leq 0,35$, что не соответствует [8]. В таком случае при торможении с $\varphi \leq 0,35$ возможен боковой занос задних колес, устранить который

можно лишь воздействием на рулевое управление. Для устранения такого недостатка следует регуляторную ветвь АВ расположить так, чтобы она прошла через точку с $\varphi = 0,2$ (штриховая прямая А'В, см. рис.2).

Это значит, что в реальном диапазоне дорожных и нагрузочных условий указанное распределение тормозной силы между осями автомобиля приведет к наибольшему снижению энергонагруженности передних тормозов именно в начальный момент торможения с наиболее характерным давлением в приводе $p = 1$ МПа, что соответствует значению тормозной силы на оси автомобиля SENS, равной 0,7 кН (см. рис.2). Но в таком случае снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов менее эффективно, чем в первом варианте, $\approx$ на 30%.

Выводы

1. Предлагаемый способ регулирования тормозных сил на осях автомобиля приводит к снижению энергонагруженности передних тормозных механизмов в процессе, как служебных, так и экстренных торможений, что создает условия для повышения эффективности не только циклических, но и одиночных торможений.
2. При соблюдении Единообразных предписаний, касающихся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения [8] в случае использования регулирования тормозных сил по предлагаемому способу, эффективность снижения энергонагруженности передних тормозов автомобиля уменьшается.
3. В результате проведения предлагаемой работы ожидается получение принципиально новой методики проектирования тормозной системы автомобилей, реализация принципиально новых технических решений, а также разработка предложений по внесению изменений к требованиям международных стандартов, повышающих технический уровень автотранспортных средств.

Список литературы: 1. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с. 2. Демьянюк В.А. Регулирование тормозных сил автомобилей / Демьянюк В.А. – Львов: Высшая школа, 1978. – 79 с. 3. Александров М.П. Тормозные устройства: Справочник / Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н.; под. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с. 4. Туренко А.Н. Функциональный расчет тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами / Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. – К.: УМК ВО, 1990. – 137 с. 5. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: автореф. дис. соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / В.П. Волков. – Харьков, 1982. – 169 с. 6. Балабин И.В. Режимы использования тормозов автомобиля и их термонагруженность при испытаниях на полигоне, в городе и на горных дорогах / И.В. Балабин, А.Д. Давыдов, В.И. Сальников // Автомобильная промышленность. – 1973. – №11. – С.21-22. 7. Оценка динамики развития нагруженности пар трения сцепления и тормозов отечественных и зарубежных автомобилей / ВНИИАТИ. – ОЦО 102ТЭ; №Б585607. – Ярославль, 1977. – 84 с. (Отчет по НИР (промежуточн.)). 8. 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.

УДК 629.331

КРИВОКОНЬ О.Г., к.ф.н, доц. НТУ “ХПІ”

**СУЧАСНИЙ СТАН ТА ХАРАКТЕРИСТИКА
АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ ЯК ГАЛУЗІ ПРОМИСЛОВОГО
ВИРОБНИЦТВА КРАЇНИ**

В роботі определено место автомобилестроения в экономике Украины: доля отрасли в промышленном производстве, в создании национального внутреннего валового продукта и т.д. Также в работе приведена характеристика основных производителей легковых автомобилей Украины, объемы их производства, доля рынка каждого предприятия, проанализирована динамика изменения объемов производства, причины изменений.

Вступ.

Для України надзвичайно важливо визначити пріоритетні галузі промисловості, на яких могла б базуватися економіка країни.

Автомобілебудівну галузь України, яка є складовою машинобудівного виробництва, на сьогоднішній день якраз можна віднести до однієї з пріоритетних.

Сучасна історія дає приклад десятків країн, що досягли процвітання за рахунок ставки на розвиток цієї галузі: Німеччина, Японія, США та ін. Від виробництва автомобілів безпосередньо залежить економіка Франції, Італії, Великобританії, Південної Кореї, Китаю тощо.

Отже, автомобілебудування в промислово розвинених країнах суттєво впливає на економічний і соціальний розвиток суспільства, дає могутній імпульс розвитку інших галузей, забезпечує стійке зростання зайнятості населення, підвищує товарообіг і т.п.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Дослідженню впливу автомобілебудівної галузі на економіку України, визначенню основних напрямків розвитку автомобільної галузі, оптимізації виробництва автомобілебудівних підприємств із застосуванням сучасних технологій, аналізу особливостей правового регулювання конкурентоспроможності автомобілебудівних підприємств в Україні, оцінці рівня конкурентоспроможності вітчизняних виробників присвячені роботи Кищуна В.А. Рябчина О.М. Омельченка А.В. Стернюка О.Б., Пирожкова Ю.В. та ін. [1 - 13].

Слід відмітити, що при підготовці матеріалів для даної публікації, ми скористались деякими доробками люб’язно наданими науковцями і практиками, які разом з автором брали активну участь в формуванні та впровадженні “Концепції програми розвитку легкового автомобілебудування України”.

Сьогодні розвиток світового автомобілебудування можна охарактеризувати трьома важливими моментами [1].

По-перше – це обов’язковість надлишку виробничих потужностей, що є суттєвим для організації більш гнучкого і безболісного оновлення модельного ряду. Однак це, у свою чергу, збільшує витрати на виробництво.

По-друге, автомобілебудування завжди було і залишається галуззю машинобудування з високими постійними витратами коштів. Дотримання жорстких міжнародних вимог з використання пального, безпеки руху і захисту навколишнього середовища змушують виробників ускладнювати конструкцію своїх автомобілів,

використовувати нові матеріали і технології високої вартості, складні технічні рішення. Освоєння виробництва лише однієї нової моделі обходиться фірмі приблизно в один мільярд доларів. Витрати переносяться на собівартість майбутнього автомобіля і роблять його виробництво рентабельним лише за умови мільйонних тиражів.

По-третє, перенасиченість основних автомобільних ринків і жорстка боротьба за споживача ведуть до постійного зниження прибутковості підприємства. Нічого подібного не можуть собі дозволити дрібні і середні фірми, тому вони або розоряються, або переходять до більших і фінансово міцніших компаній. Непримиримі колись конкуренти починають кооперуватися, створювати спільні виробництва, дослідницькі центри, збутову мережу. Але, якщо раніше такі об'єднання були характерними для фірм однієї країни, то сьогодні кооперація вийшла на більш високий міжнародний рівень, примушуючи до співробітництва значно географічно віддаленні компанії Європи, Америки та Азії. Число незалежних виробників скорочується з кожним роком.

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є визначення місця автомобілебудування в економіці України. Для досягнення поставленої мети вважаємо за доцільне:

- визначити частку галузі автомобілебудування в загальному промисловому виробництві України, в створенні національного внутрішнього валового продукту;
- стисло охарактеризувати галузь автомобілебудування України (визначити обсяги виробництва автомобілів, проаналізувати динаміку та визначити причини змін);
- виконати порівняльний аналіз по основним показникам з країнами Східної Європи (на прикладі Чехії та Словаччини).

Сучасний стан та характеристика автомобілебудування як галузі промислового виробництва країни

В сучасному світі автомобіль є одним з найбільш затребуваних товарів тривалого використання, тому прагнучи залучити кошти населення в національну економіку, всі країни світу намагаються розвивати власну автомобільну промисловість.

Виробництво автомобілів забезпечує високий показник доданої вартості (понад 70%), формує попит на товари і послуги підприємств суміжних галузей (виробництво металопрокату, пластмас, автоскла, автохімії, тощо) та стимулює науково-дослідну діяльність. Один працюючий в автомобілебудуванні створює щонайменше 6 робочих місць в суміжних галузях.

В країнах Східної Європи (наприклад, Чехія та Словаччина) автомобілебудування займає ключове місце в економіці, забезпечуючи створення 8 – 10% внутрішнього валового продукту та понад 20% промислового виробництва (табл. 1). В цих країнах виробляється більше 100 автомобілів на 1000 жителів, що дозволяє в повній мірі покривати внутрішній попит та експортувати значні обсяги. В умовах глобальної економічної кризи 2009 – 2010рр. Чехія та Словаччина зберегли обсяги виробництва.

В Україні автомобілебудування представлено підприємствами з виробництва легкових автомобілів, легкових комерційних автомобілів, вантажних автомобілів і автобусів, причепів, спеціальної та військової автомобільної техніки, запчастин та комплектуючих для автомобілів (двигуни, електрообладнання, шини, пластмаси і вироби з них, тощо). Загалом, в галузі працює близько 100 підприємств різної форми власності.

В даний час вітчизняне автомобілебудування є малорозвиненим, і його вклад в національну економіку не суттєвий. Так, в 2010 році частка галузі в промисловому виробництві склала лише 0,8%, в створенні національного внутрішнього валового продукту – менше 0,4%. В галузі працює лише 18,4 тис. працівників, або менше 0,1% всіх працюючих в Україні.

Таблиця 1 – Обсяги виробництва легкових автомобілів в країнах Східної Європи та частка автомобілебудування в їх економіці в 2010 році [14].

Країна	Виробництво легкових автомобілів на 1000 жителів, од.	Частка автомобілебудування в промисловому виробництві, %	Частка автомобілебудування у створенні внутрішнього валового продукту, %	Кількість працюючих, тис. чол.
Чехія	105	21,2	8,9	225
Словаччина	103	23,9	10,1	145

Виробництво легкових автомобілів в Україні протягом 2003 – 2008рр. зросло в 4 рази, досягнувши максимуму в 2008 році – 425,7 тис. одиниць (рис.1), або 9 автомобілів в перерахунку на 1000 жителів, що значно менше, ніж в східноєвропейських країнах (Чехія та Словаччина).

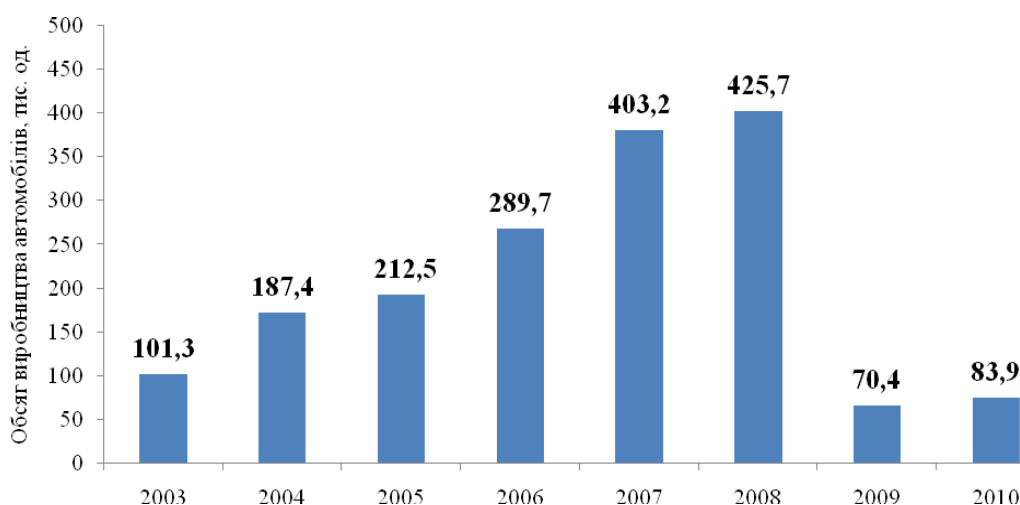


Рисунок 1 – Обсяг виробництва легкових автомобілів в Україні в 2003 – 2010 рр., тис. одиниць [14, 15]

В 2009 році виробництво легкових автомобілів знизилося в 6 разів, до 70,4 тис. одиниць, або 1,5 автомобіля на душу населення. В 2010 році виробництво, хоча і збільшилося на 13,5 тис. одиниць, однак залишається на дуже низькому рівні (83,9 тис. одиниць). Значне падіння обсягів виробництва в 2009 – 2010рр. зумовлене низькою конкурентоздатністю сектору, зокрема відсутністю повного циклу виробництва легкових автомобілів, власної конструкторської школи та перспективних напрацювань, і основна частина виробництва припадає на крупновузлове збирання іноземних автомобілів, з низьким рівнем локалізації (в середньому 15%) та утворюваної на території України доданої вартості.

Характеристика підприємств галузі.

Станом на середину 2011 року, виробництво легкових автомобілів в Україні представлено наступними підприємствами:

1. ЗАТ “Запорізький автомобільний завод” (або ЗАТ “ЗАЗ”) (Корпорація “Укравто”) – крупновузлове (SKD) і дрібновузлове (MKD) складання легкових автомобілів [16];
2. Корпорація “Богдан” (в складі ВАТ “Луцький автомобільний завод” (або ВАТ “ЛуАЗ”), та ВАТ “Черкаський автомобільний завод “Богдан” (ЧАЗ “Богдан”)) - крупновузлове і дрібновузлове складання легкових автомобілів [17];
3. ЗАТ “Єврокар” - крупновузлове і дрібновузлове складання легкових автомобілів [18];
4. ТОВ “ВО “Кременчуцький автоскладальний завод” (або ТОВ “КрАСЗ”) – крупновузлове складання легкових автомобілів [19];
5. ТОВ “Автомобільний завод “Віпос” - крупновузлове складання легкових автомобілів [20].

Обсяг виробництва легкових автомобілів в Україні в першому півріччі 2008р. та 2011р. наведено на рис. 2.

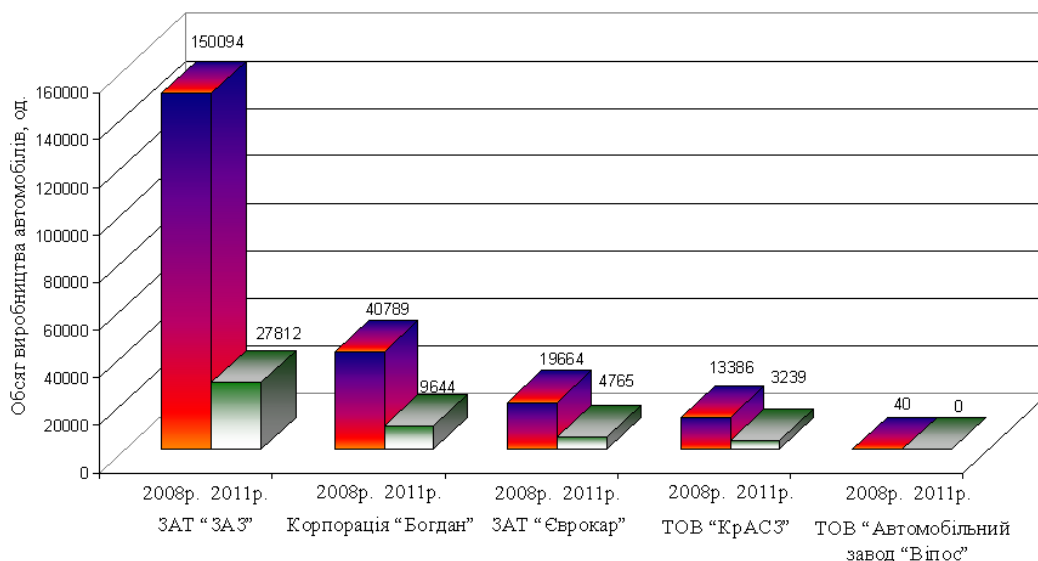


Рисунок 2 – Обсяг виробництва легкових автомобілів в Україні в першому півріччі 2008р. та 2011р. [15]

ЗАТ “ЗАЗ” - єдине в Україні підприємство, що має повний цикл виробництва легкових автомобілів, який включає штампування, зварювання, фарбування, обладнання кузова і складання автомобіля. На підприємстві створено і постійно удосконалюється якісно нове сучасне високотехнологічне виробництво.

Підприємство виготовляє легкові та вантажні автомобілі й автобуси.

Високий рівень технічного забезпечення виробництва став основою для плідної співпраці ЗАТ “ЗАЗ” з лідерами світового автомобілебудування: Adam Opel, Daimler AG, GM DAT, VAZ, TATA, Chery, KIA. Виробництво орієнтоване в основному на споживачів автомобілів класу С (найбільш швидкозростаючого сегменту ринку).

ЗАТ “ЗАЗ” входить до групи компаній Укравто. Українська автомобільна корпорація - найбільша в Україні компанія з виробництва і продажу автомобілів, запасних частин і комплектуючих виробів, а також з надання автосервісних послуг.

Корпорація “Богдан”, одна з найбільш динамічних за розвитком компаній в Україні, об’єднує в собі потужності для виробництва автобусів і тролейбусів, легкових автомобілів, вантажної та комерційної техніки, а також має власну розгалужену торгівельно-сервісну мережу.

Виробничі потужності корпорації “Богдан”, в створення яких інвестовано понад 440 млн. доларів США, дозволяють сьогодні виготовляти 120 – 150 тис. легкових автомобілів, до 9 тис. автобусів та тролейбусів всіх класів, а також біля 15 тис. вантажних автомобілів та спеціалізованої техніки. Заводи компанії розташовано у Луцьку, Черкасах. Усі виробничі процеси максимально автоматизовані. Новітнє обладнання виробничих ліній від світових виробників повністю універсальне, що дозволяє виготовляти будь які автомобілі за марками та габаритами.

Торгівельно-сервісна мережа корпорації представлена одним з найбільших операторів українського ринку – Українським автомобільним холдингом, який має 37 філій у всіх регіонах країни. Число торгівельних майданчиків загальною площею 319,48 тис. м² вже перевищило 60. Окрім розвитку торгівельної мережі, корпорація особливу увагу приділяє сервісу. Всі філії Українського автомобільного холдингу оснащені сучасним технологічним обладнанням для сервісного, гарантійного і післягарантійного обслуговування автомобілів. Загальна площа станцій сервісного обслуговування – 32,3 тис. м².

Завод “Єврокар” розташований у селі Соломонове Ужгородського району Закарпатської області. Місце для будівництва заводу “Єврокар” зумовлене географічним розташуванням: ця територія межує зі Словаччиною, Угорщиною, Польщею та Румунією. Будівництво було почато 23 липня 2001 року.

Із самого початку роботи завод “Єврокар” реалізує стратегію щорічного збільшення обсягів виробництва та кількісно розширює модельний ряд продукції. У травні 2006 року офіційно відкрився новий завод “Єврокар” - друга черга проекту повномасштабного виробництва автомобілів. Це дрібноузлове виробництво, при якому монтаж автомобілів здійснюється на конвеєрній лінії з використанням технологічного процесу, аналогічного головному заводу Skoda Auto. Нові потужності “Єврокар” мають ряд технологічних інновацій, які забезпечують максимальну гнучкість виробничого процесу, перспективу розширення виробничих потужностей, унікальні для України технічні розв’язки. Першою моделлю, яку почали виробляти на потужностях виробничої лінії MKD, стала Skoda Octavia Tour. В 2008 році почата реалізація третьої черги проекту. В кінці 2009 р. “Єврокар” закінчив будівництво будівлі зварювального виробництва, на початку 2010-го – цеху для фарбувального виробництва. Наразі завершується монтаж обладнання зварювального і фарбувального цехів, проводяться пусконаладжувальні роботи.

Персонал підприємства, зайнятий безпосередньо на виробництві автомобілів, пройшов спеціальне навчання в Чехії на підприємствах Skoda Auto. В 2008 року на заводі створений учбово-методичний підрозділ по підготовці кадрів, проводиться атестація персоналу, робочих місць і умов праці.

ТОВ “ВО “КрАСЗ” було створене, як спільне українсько-російське підприємство “Кременчук-АвтоГАЗ” – засновано в м. Кременчуці 28 грудня 1995 року відкритим акціонерним товариством “Горьківський автомобільний завод” (м. Нижній Новгород, Росія) і Кременчуцьким дослідно-експериментальним механічним заводом у вигляді

товариства з обмеженою відповідальністю і перереєстроване в подальшому в “Кременчуцький автоскладальний завод”.

Підприємство спеціалізується на крупновузловому складанні автомобілів, виконанні передпродажної підготовки, гарантійного і післягарантійного обслуговування автомобілів.

Активна робота підприємства почалася на початку 2000 року, після того, як до складу увійшла українська Корпорація “AIC”.

На сьогоднішній день ТОВ “ВО “КРАСЗ” має у необхідній кількості виробничі площі, складські, адміністративні приміщення і ділянки з вантажопідйомними механізмами і козовими кранами, зоною митного контролю і огляду, станцію технічного обслуговування. Основна виробнича площа займає територію площею 22 га. з необхідним інженерним забезпеченням, що дає можливість підприємству випускати до 40 тисяч автомобілів в рік. Потужності ТОВ “ВО “КРАСЗ”: цех складання легкових автомобілів і цех складання комерційних автомобілів.

На автомобільному заводі “Віпос”, відкритому в 2006 р., проводилося крупновузлове складання автомобілів Audi. Завод був продовженням виробничого циклу AUDI AG. Побудований в місті Херсон. Виробничий корпус заводу займав площу близько 7 тис. м², адміністративно-побутовий триповерховий корпус загальною площею близько 3 тис. м², випробувальний трек з естакою, розташовані на земельній ділянці 2,8 га.

Будівництво заводу, його оснащення, підбір устаткування, дизайн приміщення, налагодження всіх виробничих процесів і створення виробничих програм здійснювалося під керівництвом AUDI AG. Весь персонал заводу пройшов навчання в Німеччині, а також в Академії Audi Україна.

Група компаній, що входять в структуру “Віпос”: “Віпкар” - офіційний дилер Bentley і Spyker в Україні; “Редкар” - офіційний імпортер Ferrari в Україні; “Автомобільний завод Віпос” - виробниче підприємство крупновузлового складання автомобілів; “Ауді Центр Віпос” - офіційний дилер Audi в місті Києві і Київській області; “Ауді Центр Хмельницький” - офіційний дилер Audi в місті Хмельницький і Хмельницькій області; “Тавріда Моторс” - офіційний дилер Audi в АР Крим; “German Motors” - офіційний дилер Volkswagen в місті Києві і Київській області.

Обсяг виробництва легкових автомобілів ТОВ “Віпос” не значний (в 2005 – 2010 рр. було випущено лише 74 авто) і на сьогодні завод знаходиться в стані закриття.

Географічно автовиробники розташовані в західних (Волинська, Закарпатська), центральних (Черкаська, Кіровоградська) і південно-східній (Запорізька) областях України (рис.3).

Основною причиною запуску крупновузлового складання на автобудівних підприємствах було зростання попиту на фоні високої ставки ввізного мита на готові автомобілі (25%).

Лідером виробництва в 2010 році, як і в попередні роки, залишається ЗАТ “ЗАЗ” (56,2% або 42,3 тис. одиниць) (рис. 4).

За період 2006 – 2010 рр. виручка від реалізації нових легкових автомобілів українського виробництва на внутрішньому ринку становить 62 620 млн. грн. (табл. 2).

Таблиця 2 – Сумарна виручка виробників від реалізації, млн. грн.

2006	2007	2008	2009	2010	Всього
10 806	17 380	23 815	6 464	4 155	62 620

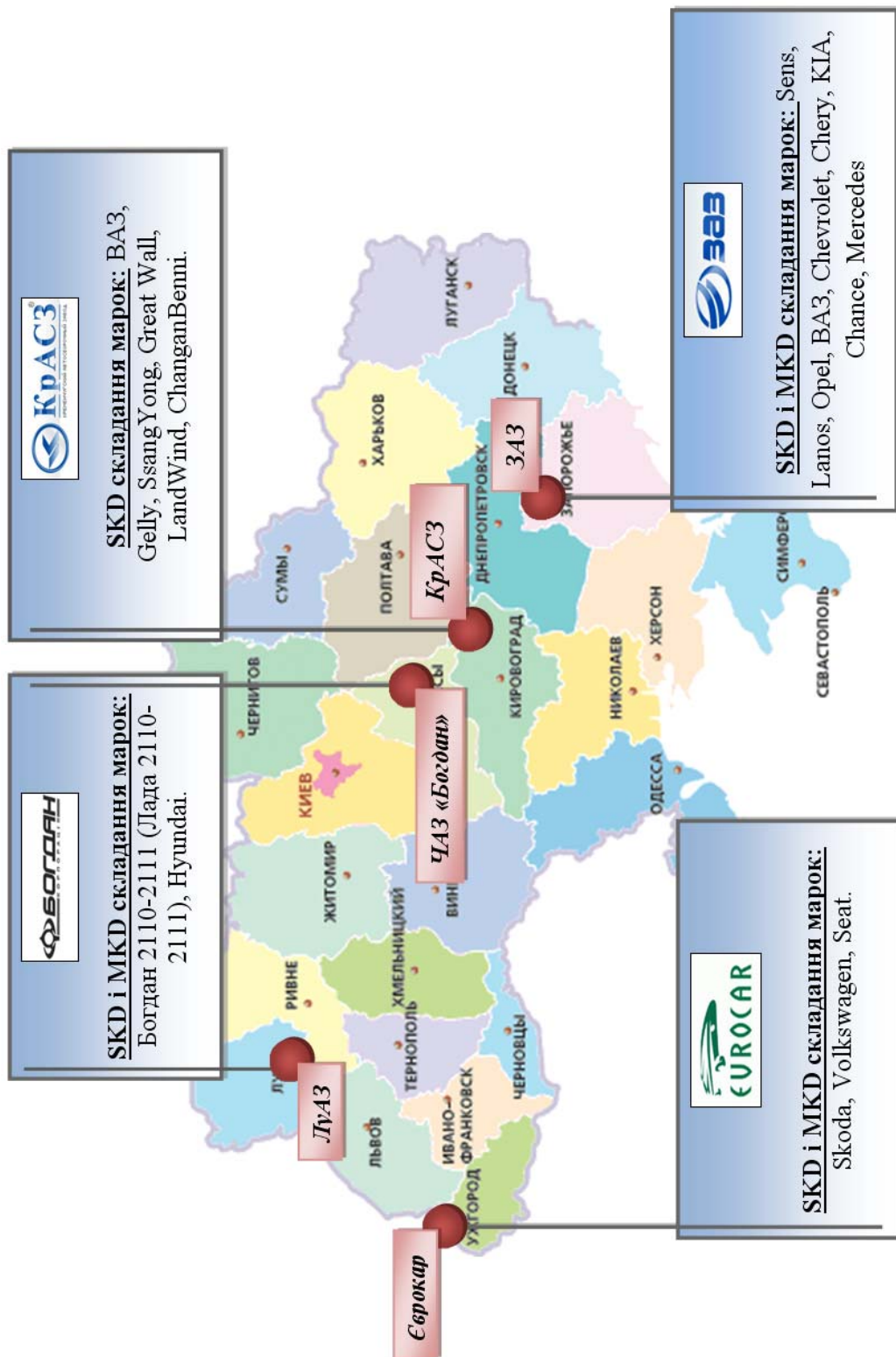


Рисунок 3 – Географічна схема розміщення підприємств легкового автомобілебудування в Україні

Сегмент виробництва автокомплектуючих в Україні представлений двома групами підприємств:

- ✓ українські виробники комплектуючих, які існували ще за часів СРСР, не інтегровані з глобальними автоконцернами, і тому мають обмежений попит (випускають запчастини для ВАЗ, Sens і Lanos);
- ✓ потужності глобальних виробників автокомплектуючих із 100% прямими іноземними інвестиціями, які представлені в основному в західних областях України і виробляють електроджгути і кабельну продукцію з високою часткою ручної праці. Понад 98% виробленої ними продукції поставляється на експорт, в основному в країни Євросоюзу (наприклад - “Yazaki Ukraine”).

Товариство з обмеженою відповідальністю “Yazaki Ukraine” створене 23 жовтня 2002 р. рішенням засновників “Yazaki Corporation” (Японія) та її дочірньої компанії “Yazaki Europe Limited” (офіс у Кельні, Німеччина) для виробництва електрокабельної продукції для автомобільної промисловості. Інвестиції Корпорації у цей проект склали 31,7 мільйона євро. Це найбільша промислова інвестиція Японії в економіку України. Зараз замовниками компанії є такі лідери в автомобільній індустрії, як Opel, Ford, Volkswagen, Jaguar, Volvo. На сьогоднішній день на “Yazaki Ukraine” працює близько 1500 чоловік. Середній вік працюючих становить 28 років, а це означає, що колектив компанії - в основному молодь [11, 21].

На підприємстві “Yazaki Ukraine” виготовляють автомобільну кабельну продукцію для різних автомобільних компаній світу. А конкретно – електропроводку для вікон, дверей, панелі управління, що з’єднує різні автомобільні агрегати та компоненти найвищої якості, що відповідає світовим стандартам.

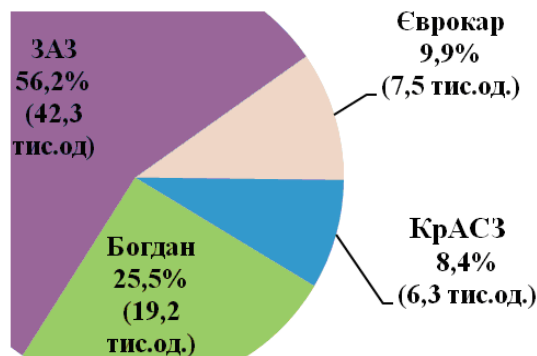


Рисунок 4 – Структура виробництва легкових автомобілів в Україні за виробниками в 2010 році, %

Висновки

На поточний момент внесок вітчизняного автомобілебудування в національну економіку є незначним. В сегменті виробництва легкових автомобілів присутнє, головним чином, крупновузлове складання іноземних марок середнього класу (С, В і С-high), вартістю 6,5 – 22 тис. євро з низьким рівнем локалізації та утворюваної на території України доданої вартості.

Підвищення ефективності функціонування автомобільної галузі можливе за рахунок створення в Україні конкурентноздатного легкового автомобілебудування, підвищення рівня локалізації, збільшення випуску легкових автомобілів, покриття внутрішнього попиту автомобілями вітчизняного виробництва та нарощування

експортного потенціалу, що призведе до створення нових робочих місць в автоскладанні та у виробництві автокомплектуючих, зростанню промислового виробництва України, збільшенню податкових надходжень з підприємств легкового автомобілебудування.

Список літератури: 1. *Кишун В.А.* Виробництво легкових автомобілів: світові та вітчизняні тенденції / *В.А. Кишун* // Луцький національний технічний університет: зб. наук. праць. Електронне наукове видання. – 2003. – № 13. – С. 137 – 145. 2. *Рябчин О.М.* Аналіз пріоритетних напрямів економічного розвитку українсько-японських відносин / *О.М. Рябчин, К.О. Бієнко, К.І. Лісковець* // Науковий вісник НГУ. Економіка. – 2010. – № 3. – С. 80 – 84. 3. *Омельченко А.В.* Визначення основних напрямків розвитку автомобільного транспорту на довгострокову перспективу / *А.В. Омельченко* // Вісник Національного транспортного університету. – 2008. – № 17, Ч. 1. – С. 71 – 73. 4. *Малых С.В.* Изменения в выпуске важнейшей продукции машиностроения и перспективы ее спроса / *С.В. Малых* // Труды Одесского политехнического университета. – 2004. – № 1 (21). – С. 13 – 15. 5. *Холодный Ю.Ф.* Оптимизация производства автомобилестроительных предприятий с применением современных технологий / *Ю.Ф. Холодный, А.И. Богдан, В.Ю. Холодный* // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Транспорт. Дорожні та будівельні машини. – 2008. – № 6 (53), Ч. 1. – С. 98 – 101. 6. *Стернюк О.Б.* Особливості асортиментної політики автомобілебудівного підприємства в умовах кризи / *О.Б. Стернюк* // Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. Проблеми економіки та управління. – 2009. – № 640. – С. 400 – 406. 7. *Пирожкова Ю.В.* Особливості правового регулювання конкурентоспроможності автомобілебудівних підприємств в Україні: сучасний правовий аналіз / *Ю.В. Пирожкова* // Вісник Запорізького національного університету. Юридичні науки. – 2009. – № 1. – С. 106 – 110. 8. *Чобиток В.И.* Оценка уровня конкурентоспособности отечественных машиностроительных предприятий / *В.И. Чобиток* // Вестник национального технического университета “ХПИ”: сб. науч. трудов. Тематический выпуск “Технический прогресс и эффективность производства”. – 2010. – № 64. – С. 10 – 16. 9. *Гащенко С.В.* Шляхи підвищення ефективності промислового виробництва в умовах світової фінансової кризи / *С.В. Гащенко* // Труды Одесского политехнического университета. Научный и производственно-практический сборник по техническим и естественным наукам. – 2009. – № 2. – С. 268 – 272. 10. *Пасов Г.В.* Історія становлення запорізького автомобільного заводу та його перспективи / *Г.В. Пасов, В.М. Чуприна, М.В. Міщенко* // Вісник Чернігівського державного технологічного університету “Технічні науки”. – 2010. – № 42. – С. 238 – 242. 11. *Алмашій Я.І.* Аналіз розвитку автомобільних кластерних формувань в контексті транскордонного співробітництва Закарпаття та ЄС / *Я.І. Алмашій* // Науковий вісник ужгородського університету. Економіка. – 2011, № 32. – С. 197 – 204. 12. *Шевцов Д.* Наш автопром: кризис гигантов / *Д. Шевцов* // Авторевю. – 2003. – №4. – С. 12 – 13. 13. Про схвалення Концепції розвитку автомобільної промисловості та регулювання ринку автомобілів у період до 2015 року: Розпорядження Кабінету Міністрів України від 03 серпня 2006 року № 452-р // Офіційний вісник України. – 2006. – № 31. 14. Ассоциация автопроизводителей Украины “УкрАвтопром”. Режим доступа к сайту: <http://ukrautoprom.com.ua>. 15. Державна служба статистики України. Режим доступу до сайту: <http://www.ukrstat.gov.ua>. 16. Офіційний сайт ЗАТ “Запорізький автомобілебудівний завод”. Режим доступу до сайту: <http://www.avtozaz.com/ua>. 17. Офіційний сайт корпорації “Богдан”. Режим доступу до сайту: <http://www.bogdan.ua>. 18. Офіційний сайт ЗАТ “ЄвроКар”. Режим доступу до сайту: <http://www.eurocar.com.ua>. 19. Офіційний сайт ТОВ “ВО “КрАСЗ”. Режим доступу до сайту: <http://krasz.com.ua>. 20. Офіційний сайт ТОВ “Автомобільний завод “Віпос”. Режим доступу до сайту: <http://www.vipos.ua>. 21. Офіційний сайт ТОВ “Yazaki Ukraine”. Режим доступу до сайту: <http://www.yazaki-ukraine.com>.

УДК 629.114.026

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»
ОСТРОВЕРХ А.О., инж, НТУ «ХПИ»

**АНАЛИЗ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ
КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ В СОСТАВЕ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ
ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН**

Розроблена та проаналізована оригінальна схема двохпоточної гідрооб'ємно-механічної коробки передач, яка дозволяє виконувати без ступеневе регулювання швидкості підйому і спуску колони труб при ремонтних операціях на свердловинах, та входе до складу трансмісії автомобільної установки типу УПА.

Введение. Высокие темпы роста добычи нефти и газа требует постоянного обновления технического парка машин используемых при различных видах работ на устьях скважин. К одним из таких видов работ, относится ремонтная операция «спуска-подъема» колонны труб.

Анализ последних достижений и публикаций. В процессе эксплуатации каждой действующей скважины, необходимо выполнение ремонтных работ. Основным видом таких работ на скважине является спускоподъемные операции, выполняемые специальными мобильными машинами [1].

На территории Украины разработчиками и производителями данных мобильных машин является Харьковский завод транспортного оборудования (ХЗТО), выпускающий на шасси автомобилей КрАЗ установки подъемные автомобильные типа УПА-60, УПА-80ПХ [2], осуществляющие подъем и опускание колонны из труб весом 60 и 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 [3].

Цель и постановка задачи. Разработка и анализ использования бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач (ГОМКП), на машинах типа УПА как более перспективной и эффективной.

Механические трансмиссии автомобильных подъемных установок типа УПА имеют восемь механических диапазонов передач, переключаемых при подъеме груза, вес которого изменяется во время работы машины, при этом происходит разрыв потока мощности, и мощность двигателя используется не полностью.

В работе [4] была построена математическая модель механической трансмиссии автомобильной установки УПА-80ПХ, и проведен кинематический и силовой анализ трансмиссии в процессе подъема и опускания колонны труб. В результате анализа механической трансмиссии авторами предложено заменить цилиндрический редуктор механической трансмиссии на ГОМКП, которая состоит из планетарного механизма, регулируемых гидронасоса и мотора. Применение данной коробки передач в трансмиссии существенно улучшит эргономику установки, позволит плавно и бесступенчато изменять скорость подъема от минимальной до максимальной. Отличительной особенностью ГОМКП является то, что мощность от двигателя идет двумя потоками, частично через гидрообъемную передачу (гидравлическую ветвь) и частично через планетарную коробку передач (механическую ветвь) в которой

происходит слияние поток мощности. На рис. 1 показана кинематическая схема ГОМКП входящей в состав трансмиссии автомобильной установки.

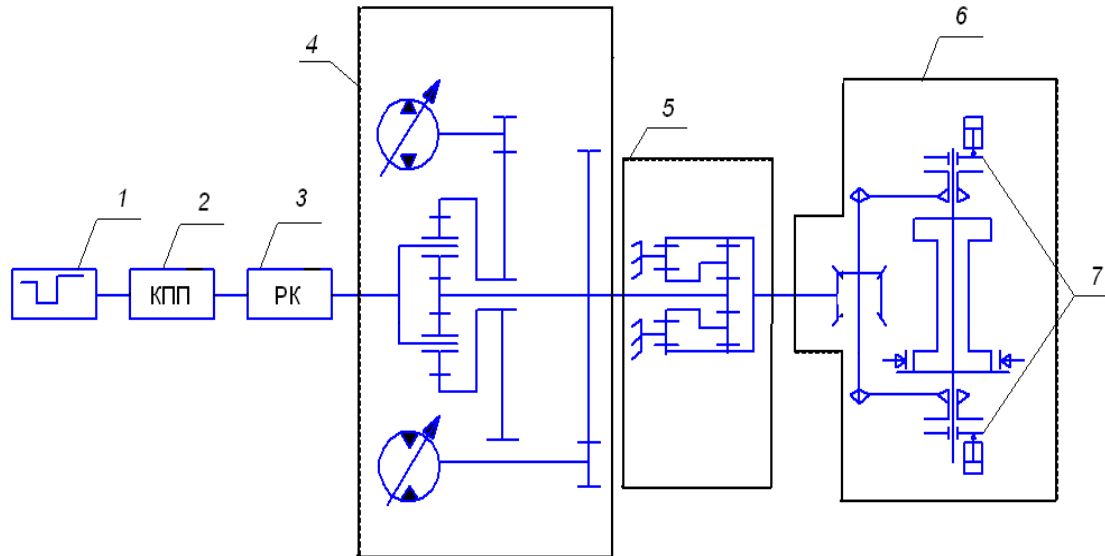
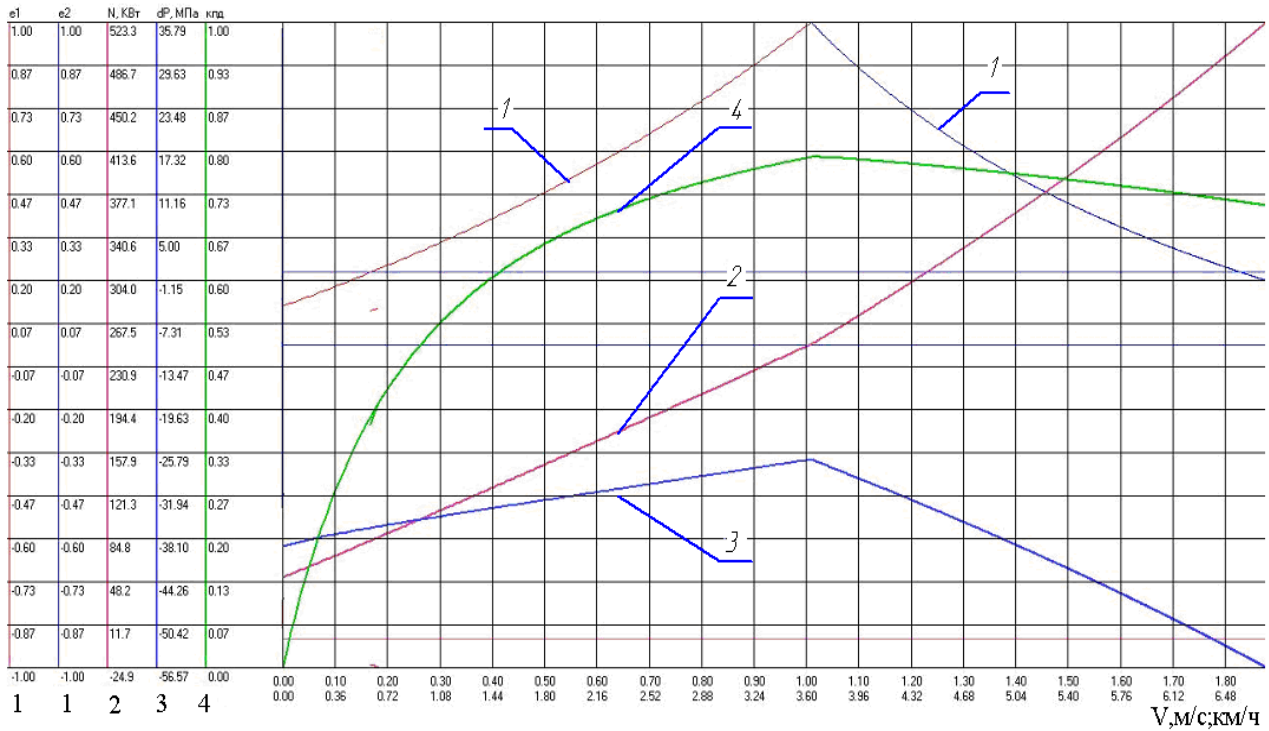


Рисунок 1 – Кинематическая схема ГОМКП входящей в состав трансмиссии автомобильной установки УПА-80ПХ:

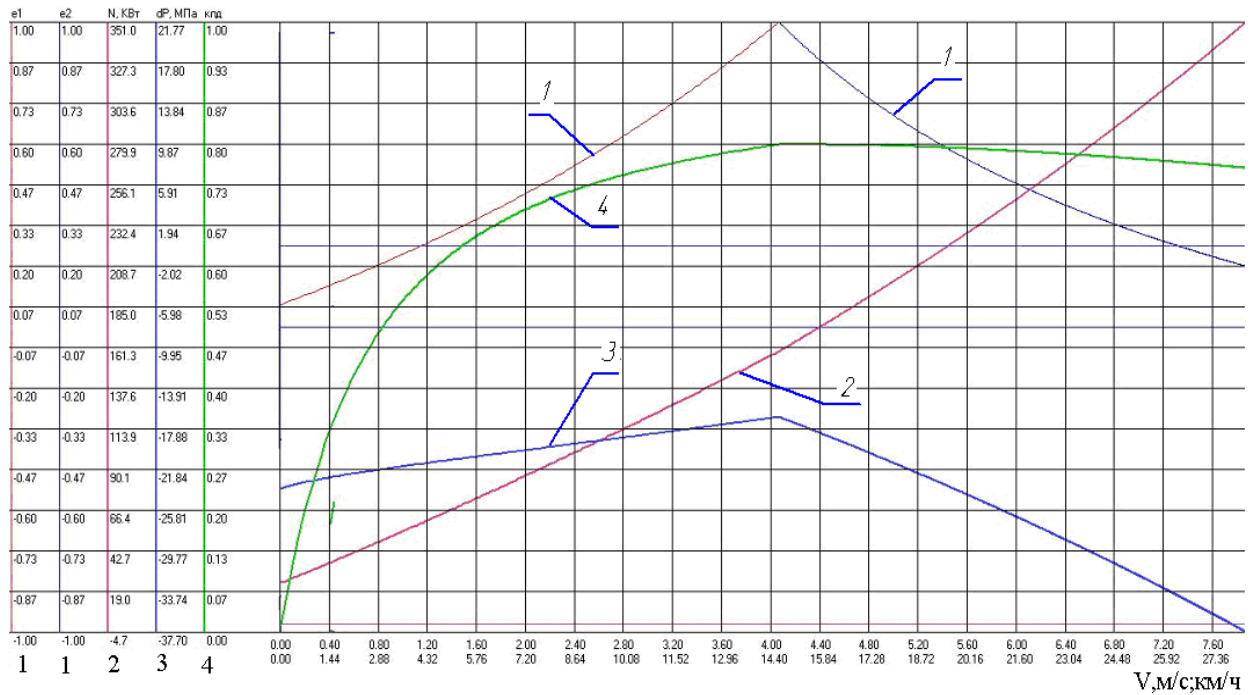
- 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – коробка передач КрАЗ;
3 – раздаточная коробка КрАЗ; 4 – ГОМКП; 5 – промежуточный редуктор;
6 – лебедка; 7 – фрикционы лебедки, отвечающие за диапазоны: «тихий, быстрый» ход

Применение ГОМКП в трансмиссии уменьшило число диапазонов передач с восьми до двух. Первый диапазон «тихий», второй диапазон «быстрый» ход трансмиссии при этом включено: двигатель внутреннего сгорания, прямая передача коробки передач КрАЗ, вал отбора мощности раздаточной коробки КрАЗ, ГОМКП в которой регулируется скорость подъема и опускания груза, промежуточный редуктор, фрикционы лебедки, отвечающие за соответствующий диапазон. «Тихий» ход – подъем груза массой 50 – 100 тонн, «быстрый» ход – подъем груза массой 0 – 50 тонн.

Используя методику трансмиссионного матричного анализа [5-8], были получены характеристики регулирования работы трансмиссией, а именно параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД трансмиссии, мощность ДВС, давление в гидросистеме, показаны на (рис. 2 а,б). Характеристика подъема груза массой 50 – 100 тонн показана на (рис. 2 а), скорость подъема груза 0 – 0,91 м/с; КПД 79%, давление в гидросистеме 27 МПа, при мощности ДВС 230 кВт. Характеристика подъема груза массой 0 – 50 тонн показана на (рис. 2 б), скорость подъема груза 0 – 5,6 м/с; КПД 79%, давление в гидросистеме 24 МПа, при мощности ДВС 230 кВт



а)



б)

Рисунок 2 – Основные характеристики двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач входящей в состав трансмиссии автомобильной установки УПА-80ПХ
1 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора;
2 – мощность ДВС; 3 – давление в гидросистеме; 4 – КПД трансмиссии

Выводы

1. Разработана оригинальная кинематическая схема бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач входящей в состав трансмиссии автомобильной установки типа УПА, которая обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости подъема и опускания груза, при этом мощность двигателя используется без разрыва.
2. Применение ГОМКП уменьшило число диапазонов передач с восьми до двух, что в свою очередь повысит производительность и эргономику установки.

Список литературы: 1. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы – М.: «НЕДРА», 1988. – 501 с. 2. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 3. Установка подъёмная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин УПА-80ПХ. Руководство по эксплуатации. – ГП «Харьковский завод транспортного оборудования», 2000. - 104 с. 4. Самородов В.Б., Мандрыка В.Р., Островерх А.О. Математическая модель бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля оборудованного для ремонта нефтяных и газовых скважин // Вестник НТУ «ХПИ» «Транспортное машиностроение». – 2010. – № 39. – 79-83 с. 5. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. - Харьков: ХГАДГУ. - 1999. - С.61-68. 6. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 2000. - №.47. - С.33-37. 7. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. – С.109-115. 8. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 1999. - №.46. С.51-54.

УДК 629.113-592.5

БОНДАРЕНКО А.І., к.т.н., доц. НТУ “ХПІ”

ОПТИМІЗАЦІЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МОДУЛЯТОРА ТИСКУ ЗІ ЗМІННИМИ ПРОХІДНИМИ ПЕРЕТИНАМИ (АБС З ШИРОТНО – ІМПУЛЬСНОЮ МОДУЛЯЦІЄЮ)

Выполнена оптимизация основных параметров исполнительного механизма антиблокировочной системы с широтно-импульсной модуляцией - модулятора давления с переменными проходными сечениями. Определены оптимальные параметры проходных сечений модулятора давления, значения коэффициентов чувствительности и пробного воздействия при которых достигается максимальная из возможных для предложенных условий формирования пульсирующего сигнала эффективность торможения, минимальный расход сжатого воздуха, минимальное отклонение от заданной траектории при криволинейном движении.

Вступ. Процес гальмування автомобіля, оснащеного антиблокувальною системою (АБС), характеризується ефективністю гальмування, стійкістю та керованістю, економічністю по витраті запасів робочого тіла. Суттєвим чинником, що впливає на вище перелічені показники є спосіб модуляції тиску в АБС, а також конструктивні параметри модулятора тиску (МТ).

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Оптимальною з точки зору працездатності, адаптивних властивостей та собівартості конструкції є АБС з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ) [1].

В роботі [2] доведено, що найменші витрати стислого повітря спостерігаються при застосуванні в якості виконавчої частини АБС з ШІМ - МТ на базі клапана прискореної дії, що має змінні прохідні перетини.

Значення площ прохідних перетинів МТ, а також коефіцієнтів пробної дії та чутливості (показники, які впливають на формування пульсуючого сигналу при ШІМ [3]), при яких досягається максимальна ефективність гальмування, стійкість та керованість, мінімальні витрати запасів робочого тіла, підлягають визначенню.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є визначення оптимальних площ прохідних перетинів МТ, коефіцієнтів пробної дії та чутливості при яких досягається максимальна ефективність гальмування, стійкість, мінімальні витрати запасів робочого тіла. Для досягнення поставленої мети необхідно визначити основні оцінні характеристики, побудувати часткові критерії, ввести обмеження та виконати оптимізацію по узагальненому критерію.

Оптимізація основних параметрів МТ зі змінними прохідними перетинами (АБС з ШІМ). Найбільше практичне значення мають наступні оцінні характеристики: гальмівна ефективність, траєкторна керованість, економічність по витраті запасів робочого тіла.

Траєкторна стійкість (найбільше відхилення від прямої), як оціночний критерій в роботі не розглядається, тому що саме в процесі маневрування, повороту виникають найбільші відхилення від наміченої траєкторії, а цей показник – траєкторна керованість.

Економічність АБС по витраті запасів стислого повітря оцінюється по величині

зниження тиску в ресиверах за одне повне гальмування з включеною АБС, в такому разі вираз для розрахунку часткового критерію – економічності по витраті запасів робочого тіла, доцільно представити у наступному вигляді:

$$K_1(K_n, K_h, f_m) = \frac{1}{1 - \frac{P(K_n, K_h, f_m) - Y_{11}}{P}}, \quad (1)$$

де $P(K_n, K_h, f_m)$ – значення тиску в ресиверах після повного гальмування автомобіля з включеною АБС;

K_n – коефіцієнт пробної дії;

K_h – коефіцієнт чутливості;

f_m – площа прохідних перетинів МТ при роботі АБС;

Y_{11} – функція, яка занижує дійсне значення тиску в ресивері в момент початку гальмування для того, щоб знаменник не обертався до 0;

P – тиск в ресиверах перед початком гальмування автомобіля.

Функція Y_{11} записується в наступному вигляді:

$$Y_{11} = \begin{cases} 0, & P - P(K_n, K_h, f_m) > 10^{-2}; \\ 10^{-2}, & P - P(K_n, K_h, f_m) \leq 10^{-2}. \end{cases} \quad (2)$$

Витрати стислого повітря найменші при максимальному значенні $K_1(K_n, K_h, f_m)$ (1).

Для оцінки гальмівної ефективності зручно використовувати в якості показника гальмівний шлях. Більшість дослідників оцінюють ефективність гальмування шляхом порівняння величин гальмівних шляхів при заблокованих колесах і при включеній АБС. На слизьких дорогах АБС не повинна знижувати ефективність гальмування в порівнянні з гальмуванням при заблокованих колесах, а на дорожніх покриттях з високим коефіцієнтом зчеплення допускається збільшення гальмівного шляху, але не більше, ніж на 5%. Виходячи з чинних вимог гранично допустима величина гальмівного шляху задається в наступному вигляді:

$$S_T^* = S_t, \quad (3)$$

де S_t – гальмівний шлях при гальмуванні із заблокованими колесами.

З погляду підвищення ефективності гальмування (мінімізації гальмівного шляху) відносно прослизання доцільно підтримувати рівним S^* , що відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення.

Оптимальні значення прохідних перетинів МТ – f_m та коефіцієнтів пробної дії – K_n , чутливості – K_h дозволяють здійснити максимальне наближення до значення відносного прослизання S^* . У такому випадку вираз для розрахунку часткового критерію ефективності гальмування має наступний вигляд:

$$K_2(K_n, K_h, f_m) = 1 - \frac{S_T(K_n, K_h, f_m)}{S_T^*}, \quad (4)$$

де $S_T(K_n, K_h, f_m)$ – дійсна величина гальмівного шляху.

Ефективність гальмування найліпша при максимальному значенні $K_2(K_n, K_h, f_m)$ (4).

Траєкторну керованість можна оцінювати по величині відхилення автомобіля Δ від заданої траєкторії. При визначенні траєкторної керованості автомобіля в якості тестової траєкторії була прийнята крива, по якій автомобіль може рухатися без поперечних відхилень при заданій початковій швидкості, постійному куту установки керованих коліс і гальмуванні з АБС. Граничне значення Δ^* для оцінки відхилення автомобіля, при допущенні, що до початку гальмування автомобіль рухався строго по середині смуги руху, знаходиться з виразу:

$$\Delta^* = 0,5(B_{\Pi} - B_a), \quad (5)$$

де B_{Π} – ширина смуги руху, регламентована для даної категорії доріг;

B_a – габаритний розмір автомобіля, зміряний по перпендикуляру до його подовжньої осі, яка проходить через точку, що максимально відхилилася від початкової траєкторії.

Вираз для розрахунку часткового критерію – траєкторна керованість представлено в наступному вигляді:

$$K_3(K_n, K_h, f_m) = 1 - \frac{\Delta(K_n, K_h, f_m)}{\Delta^*}, \quad (6)$$

де $\Delta(K_n, K_h, f_m)$ – величина відхилення автомобіля Δ від заданої траєкторії після повного гальмування автомобіля з включеною АБС.

Найменше відхилення від заданої траєкторії буде спостерігатися при максимальному значенні $K_3(K_n, K_h, f_m)$ (6).

При такій побудові часткових критеріїв можлива оптимізація по узагальненому критерію:

$$K_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n Z_i \cdot K_i + \sum_{j=1}^m Z_j \cdot P_j, \quad (7)$$

де Z_i, Z_j – вагові коефіцієнти;

P_j – штрафна функція, яка знижує значення узагальненого критерію при виході варійованого параметра за межі допустимих значень.

Кожна з варійованих величин K_n, K_h, f_m має діапазон, в межах якого може змінюватися. Вихід за межі допустимих значень призведе до отримання недостовірних результатів. Для вияву моменту виходу в процесі оптимізації за гранично допустимі межі значень K_n, K_h, f_m вводяться штрафні функції P_j .

Діапазон, в межах якого можуть змінюватися площі прохідних перетинів f_m

МТ, обумовлений перш за все конструктивними особливостями модулятора. Тому слід зазначити, що змінні площі прохідних перетинів МТ повинні варіюватися в межах $1,963 \cdot 10^{-7} \dots 7,854 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ (відповідно, діаметр отвору $0,5 \dots 10 \text{ мм}$). В такому випадку штрафну функцію, що враховує зміну площ прохідних перетинів МТ f_m , можна записати в наступному вигляді:

$$P_{f_{lim}}(f_m) = \begin{cases} 1 - \frac{f_{m \min}}{f_m}, & f_m < f_{m \min}; \\ 0, & f_{m \min} \leq f_m \leq f_{m \max}; \\ 1 - \frac{f_m}{f_{m \max}}, & f_m > f_{m \max}. \end{cases} \quad (8)$$

Для значення коефіцієнта пробної дії K_n встановлена лише нижня межа: $K_n > (1 - S^*)$, а для коефіцієнта чутливості K_h взагалі не встановлено обмежень, тобто $-\infty < K_h < \infty$. В такому випадку P_{K_n} має наступний вигляд:

$$P_{K_n}(K_n) = \begin{cases} 1 - \frac{K_{n \min}}{K_n}, & K_n \leq K_{n \min}; \\ 0, & K_n > K_{n \min}. \end{cases} \quad (9)$$

При гальмуванні автомобіля узагальнений критерій має вигляд:

$$K_\Sigma(K_n, K_h, f_m) = Z_1 \cdot \frac{1}{1 - \frac{P(K_n, K_h, f_m) - Y_{11}}{P}} + Z_2 \cdot \left(1 - \frac{S_T(K_n, K_h, f_m)}{S_T^*} \right) + \\ + Z_3 \cdot \left(1 - \frac{\Delta(K_n, K_h, f_m)}{\Delta^*} \right) + Z_{f_m} \cdot P_{f_m}(f_m) + Z_{K_n} \cdot P_{K_n}(K_n). \quad (10)$$

Згідно роботи [4] вимоги до настройки АБС для отримання мінімального гальмівного шляху при мінімальному курсовому відхиленні автомобіля знаходяться в суперечності. При мінімізації курсових відхилень збільшується гальмівний шлях, при мінімізації гальмівного шляху збільшується курсове відхилення.

В зв'язку з тим, що значна частина гальмувань виконується спільно з маневруванням, необхідно більшу увагу приділяти не зниженню гальмівного шляху, а мінімізації курсових відхилень. За даними, що наведені в роботі [4], кількість гальмувань на повороті досягає 52% від загального числа гальмувань.

Процес оптимізації обмежується розглядом тільки двох граничних режимів: гальмування ненавантаженого автомобіля на дорозі з найменшим коефіцієнтом зчеплення і гальмування автомобіля з повною масою на дорозі з коефіцієнтом зчеплення, при якому ще можливе блокування коліс.

Оптимальні значення K_n і K_h будуть виявлені для різних умов руху (прямолінійне, криволінійне), ваги автомобіля, умов зчеплення з опорною поверхнею.

Для вирішення поставленого завдання оптимізації основних параметрів МТ можливе використання одного з методів багатовимірної оптимізації [5]: симплекс метод, симплекс на “жалі”, Хука – Дживса, градієнтний метод.

В роботі при пошуку оптимальних значень прохідних перетинів f_m і коефіцієнтів K_n та K_h використовувався метод Хука – Дживса, тому що даний метод є досить ефективним і завжди, як правило, приводить до знаходження максимуму або мінімуму функції. Пошук складається з послідовних кроків дослідницького пошуку навколо базисної точки, за якою, в разі успіху, слідує пошук по зразку [5].

Результати, отримані в процесі оптимізації, зведено до табл. 1 Під криволінійним рухом в табл. 1 мається на увазі фіксування керованих коліс на рівні 10^0 одразу після початку гальмування зі швидкості 40 км/год. Похибки при знаходженні оптимальних значень: коефіцієнт $K_n - 0,01$; $K_h - 0,05$; діаметри прохідних перетинів – 0,01 мм.

Таблиця 1 – Результати розрахунків ($K_n = 1,435$, $K_h = 19,7875$, діаметр змінних прохідних перетинів 1,17 мм)

Параметр	Рух прямолінійний		Рух криволінійний	
	Дорожні умови – сніг, вага автомобіля мінімальна	Дорожні умови – асфальт сухий, вага автомобіля максимальна	Дорожні умови – сніг, вага автомобіля мінімальна	Дорожні умови – асфальт сухий, вага автомобіля максимальна
Зниження тиску в ресиверах за повне гальмування ΔP , МПа	0,04607	0,04195	0,046065	0,04194
Гальмівний шлях S_T , м	41,40	10,61	44,33	10,78
Найбільше відхилення від наміченої траєкторії Δ , м	–	–	0,33	0,14
Час гальмування, с	7,68	1,852	8,39	1,87
K_Σ	0,309	0,276	1,056	1,179

Суттєво на значення узагальненого критерію та величин K_n , K_h , f_m впливає величина вагових коефіцієнтів. Це обумовлено перш за все тим, що часткові критерії K_i та штрафні функції P_j змінюються в різних діапазонах: $1 \leq K_1(K_n, K_h, f_m) < \infty$, $-\infty < K_2(K_n, K_h, f_m) < 1$, $-\infty < K_3(K_n, K_h, f_m) \leq 1$, $-\infty < P_{f_m}(f_m) \leq 0$, $-\infty < P_{K_n}(K_n) \leq 0$. Слід зазначити, що найліпші результати стосовно гальмівного шляху та відхилення від заданої траєкторії спостерігаються при наступних значеннях вагових коефіцієнтів: $Z_1 = 10^{-2}$, $Z_2 = 1$, $Z_3 = 1$, $Z_{f_m} = 1$, $Z_{P_{K_n}} = 1$, при цьому значення гальмівного шляху

зменшилося на 28,1%, а відхилення від заданої траєкторії зменшилося на 31,2% в порівнянні з випадком, коли $Z_1=Z_2=Z_3=Z_{f_m}=Z_{P_{K_n}}=1$.

Час адаптації до зміни дорожніх умов, тобто за який час відбувається налаштування на $\varphi_{x_{\max}}$ при переїзді з сухого асфальту на сніг та навпаки, при визначених значеннях K_n , K_h , f_m складає 0,3 – 0,36 с.

Результати теоретичного дослідження довели, що витрати стислого повітря при гальмуванні автотранспортного засобу з АБС з ШІМ (МТ зі змінними прохідними перетинами на базі клапана прискореної дії) відповідають чинним правилам ЄЕК ООН №13 (запасу стислого повітря повинно вистачати на роботу АБС при гальмуванні з початкової швидкості не менше 50 км/год на поверхні, що має коефіцієнт зчеплення не більше 0,3 протягом проміжку часу не менше 15 секунд. Потім при зупиненому транспортному засобі чотири рази підряд натискають повністю на педаль робочого гальма, при п'ятому натисненні на гальмівну педаль автотранспортний засіб повинен загальмувати з ефективністю, що відповідає аварійному гальмуванню навантаженого автотранспортного засобу). В якості об'єкта дослідження виступав процес гальмування автомобіля (дорожні умови – лід ($\varphi_{x_{\max}}=0,1$), вага автомобіля максимальна, гальмування відбувається з початкової швидкості 60 км/год), в процесі моделювання процесу гальмування було виявлено, що автомобіль з АБС загальмував за 19,2 с і після виконання вимог правил ЄЕК ООН №13 повітря вистачило на загальмовування з ефективністю, що відповідає аварійному гальмуванню навантаженого автотранспортного засобу.

Висновки

При значеннях $K_n=1,435$, $K_h=19,7875$ та діаметрах змінних прохідних перетинів, рівних 1,17 мм, досягається максимальна з можливих для запропонованих умов формування пульсуючого сигналу ефективність гальмування, мінімальні витрати стислого повітря, мінімальне відхилення від заданої траєкторії при криволінійному русі. Однак при цьому зменшується здатність адаптуватися до зміни дорожніх умов (час до встановлення середнього тиску, що відповідає новим умовам зчеплення, досягає – 0,36 с.), що обумовлено низькою частотою спрацювання МТ – 7 Гц та малими прохідними перетинами МТ.

Список літератури: 1. Бондаренко А.І. Вибір способу модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі / А.І. Бондаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – 2008. – Т. 1, № 75. – С. 360 – 365. 2. Гецович Е.М. Влияние схемы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе / Е.М. Гецович, А.И. Бондаренко // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2006. – № 26. – С. 81 – 86. 3. Гецович Є.М. Вплив змінних коефіцієнтів чутливості та пробної дії на ефективність гальмування, керованість та стійкість / Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко, В.В. Шелудченко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 1/5 (37). – С. 4 – 6. 4. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: автореф. дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / И.К. Пчелин. – М., 1984. – 39 с. 5. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: [пер. с англ. О.В. Шихеевой]; под. ред. В.А. Волынского. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

УДК 621.43.068

В.Н.БГАНЦЕВ, к.т.н., ИПМаш НАН України

**СНИЖЕНИЕ РАСХОДА КИСЛОРОДА ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ
ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ С МЕХАНИЧЕСКИМ
УДАЛЕНИЕМ ИЗБЫТОЧНЫХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА**

У статті розглянуто проблему надлишкових витрат кисню при здійсненні замкнутого циклу дизельної енергоустановки універсального призначення для випадку механічного видалення продуктів згорання. Пропонується спосіб повернення кисню, що знаходиться у продуктах згорання, у циркулюючу газову суміш за рахунок використання газорозподільних мембран. Для цієї мети перевага віддається мембранам у вигляді молекулярних сит, для яких характерно незрівнянно нижчий гідравлічний опір у зрівнянні із мембранами, виготовленими на основі полімерних плівок.

Введение. Вероятно, что в ближайшем будущем интерес к энергоустановкам с замкнутым циклом (ЗЦ) работы будет расти. Они могут выступить в качестве эффективных источников энергии в виде газогенерирующих энергоустановок при нефтедобыче, энергообеспечении при выполнении подводных работ, в безвыбросных автотранспортных энергоустановках, а также как источники энергии для различных подземных сооружений. Уже сейчас достаточно интенсивно развивается строительство подземных бункеров для комфортного существования людей в условиях глобального потепления и высоких температур окружающей среды. И здесь в качестве основных или аварийных источников энергии могут быть рассматриваемые энергоустановки.

В качестве двигателя внутреннего сгорания в энергоустановках с ЗЦ работы в основном используются дизельные двигатели. При осуществлении ЗЦ дизельной энергоустановки (ДЭУ) отработавшие газы (ОГ) дизеля охлаждают, путем конденсации удаляют из них водяной пар, механическим или химическим путем освобождают от избыточного диоксида углерода (CO_2), подмешивают к ним кислород, подогревают полученную искусственную газовую смесь (ИГС) и направляют на впуск дизеля.

Кислород, расходуемый в процессе сгорания топлива, постоянно поступает в циркулирующее рабочее тело из специально создаваемых запасов, организованных в виде разнообразных систем хранения. В зависимости от способа организации ЗЦ дизеля освобождение контура циркуляции от избыточных продуктов, образующихся при сгорании топлива, может осуществляться различными способами. В простой и наиболее распространенной схеме водяной пар конденсируют и накапливают в цистернах, а избыточный диоксид углерода с помощью эвакокомпрессора направляют за пределы установки. Это может быть закачка в нефтяную скважину или выброс за борт подводного аппарата или же ожижение и последующее накопление в соответствующих цистернах.

В ОГ дизеля всегда присутствует кислород, так как этот тип ДВС работает с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$. В связи с этим в эвакуируемом избыточном диоксиде углерода присутствует и кислород и из-за этого на соответствующую величину приходится увеличивать расход кислорода на подпитку. Неэкономное расходование кислорода при этом снижает эффективность ДЭУ ЗЦ. В связи с этим поиск путей минимизации расхода окислителя в ЗЦ представляет собой актуальную задачу.

Анализ последних достижений и публикаций. В ДЭУ ЗЦ с химическим поглощением избыточного CO_2 с данной проблемой не сталкиваются, так как кислород из контура циркуляции не выводится и не связывается с веществом-поглотителем. Для нормальной работы дизеля, в циркулирующую ИГС достаточно добавить кислород, стехиометрическое количество которого оценивается как $3,324 G_T$, где G_T – расход топлива дизелем. Соответствующее соотношение в зависимости от режима работы дизеля поддерживается автоматической системой регулирования.

Существуют, но пока на уровне патентов схемы ДЭУ ЗЦ, в которых избыточные продукты сгорания удаляются в твердом виде [1], благодаря отбору тепла от них за счет использования кислорода, хранящегося в криогенном виде и при наличии таких устройств как криогенный насос, морозильник, льдогенератор, обеспечивающие замораживание избыточных продуктов сгорания.

В патенте [2] предлагается при переходе на работу по ЗЦ в качестве топлива использовать генерируемый при взаимодействии с водяным паром водород. Установка однако не лишена химического поглотителя CO_2 и CH_4 , образующихся при выгорании углеводородных смазок. Кислород, хранящийся в специальной емкости, при осуществлении ЗЦ работы не теряется.

Разработанные японскими специалистами в конце 70^{-х} годов предыдущего столетия автономные подводные энергоустановки HIRUP-30 и HIRUP-30E работали с выбросом избыточных продуктов посредством специального эвакокомпрессора [3] через клапан, отрегулированный на давление, соответствующее глубине погружения.

Отрицательная сторона таких схем – неизбежные потери кислорода и невозможность использования других газов в качестве инертной части рабочего тела. Удельный эффективный расход кислорода составил $2,011 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$.

В связи с повышенным расходом кислорода приходилось обеспечивать больший запас его для непрерывной работы установки. Ликвидировать излишние расходы кислорода удалось в последних разработках безвыбросных энергоустановок, где в качестве источника энергии используется двигатель Стирлинга.

Обусловлено это тем, что источник тепла для работы такого двигателя получают при сжигании стехиометрических смесей различных топлив и окислителя и не имеющих его избыточного количества в продуктах сгорания.

Цель и постановка задачи. Цель работы – снижение расхода кислорода в ДЭУ ЗЦ при механическом удалении избыточных продуктов из циркулирующей газовой смеси.

Основные задачи включали:

- анализ возможности отделения кислорода из выбрасываемой смеси с помощью молекулярной мембраны;
- разработка способа использования молекулярных мембран для предлагаемых целей в схемах ДЭУ ЗЦ.

Основные этапы и результаты исследования. Механическое удаление избыточных продуктов при осуществлении ЗЦ работы ДЭУ является наиболее простым способом, так как для этого необходимо наличие в схеме установки соответствующего регулятора давления и эвакокомпрессора. Однако потери кислорода с удаляемыми продуктами снижают эффективность этого способа. Относительное количество теряемого кислорода (по отношению к общей подпитке) можно выразить зависимостью:

$$C_{O_2} = \frac{3.19G_T \cdot g_{O_2}}{3.324G_T + 3.19G_T \cdot g_{O_2}} \cdot 100\% \quad (1)$$

где G_T – расход топлива дизелем, кг/ч;

g_{O_2} – массовая доля кислорода в ОГ.

Числитель зависимости (1) характеризует массовый расход кислорода в ОГ, а знаменатель – общее количество кислорода, идущего на подпитку.

После простых преобразований зависимость (1) приобретает вид:

$$C_{O_2} = \frac{1}{(1.042/g_{O_2}) + 1} \cdot 100\% \quad (2)$$

Рассчитанные по зависимости (2) значения C_{O_2} для двигателя мощностью 100кВт приведены в таблице 1:

Таблица 1- Относительные потери кислорода в процессе подпитки

Относительная мощность дизеля, %	Массовая доля кислорода в ОГ	Относительные потери кислорода при подпитке, %
100	0,144	12,1
70	0,165	13,7
30	0,185	15,1
холостой ход	0,202	16,2

Как видно из таблицы 1 относительные потери кислорода при подпитке ДЭУ ЗЦ возрастают с уменьшением мощности дизеля. В этом плане более выгодным является режимы работы дизеля с нагрузкой более 50%.

Уменьшить потери кислорода при механическом удалении избыточных продуктов из ДЭУ ЗЦ можно путем внесения некоторых изменений в технологическую схему и применяя при этом газовые разделительные мембраны. Принцип их действия основан на различной проницаемости компонентов газовой смеси через активную поверхность. При этом различают компрессионный (сжатие над мембраной) и вакуумный (разряжение над мембраной) способы [4].

В последнее время с появлением технологий "сжигание топлива с нулевым выбросом", где наиболее перспективным считается сжигание в атмосфере кислорода, стало активно развиваться направление создания мембран в виде молекулярного сита с калиброванными отверстиями, на которых и происходит селекция.

Такие молекулярные сита обладают несравнимо меньшим гидравлическим сопротивлением, чем пленочные мембраны [5]. При соответствующей организации технологической схемы ДЭУ ЗЦ подобные газоразделительные устройства могут быть использованы для снижения или исключения потерь кислорода при механическом удалении избыточных продуктов сгорания. Схема ДЭУ ЗЦ с газоразделительной мембраной приведена на рис. 1.

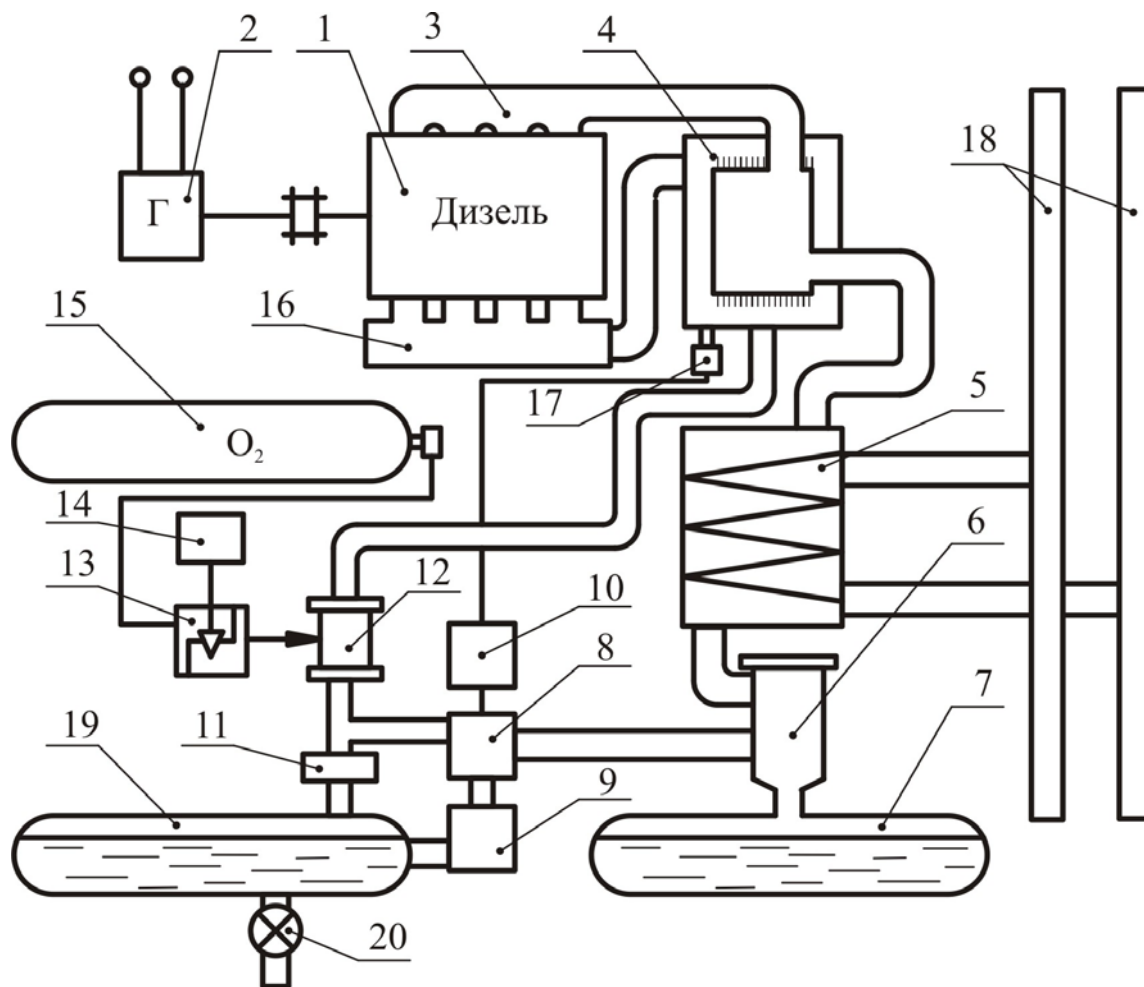


Рисунок 1- Принципиальная схема ДЭУ ЗЦ:

1 – ДВС, 2 – генератор, 3 – выпускной коллектор, 4 – подогреватель ИГС, 5 – охладитель ОГ, 6 – сепаратор влаги, 7 – сборник конденсата, 8 – регулятор давления ИГС, 9 – компрессор, 10 – блок управления, 11 – газоразделительная мембрана, 12 – кислородный смеситель, 13 – регулятор расхода кислорода, 14 – блок управления, 15 – емкость с кислородом, 16 – впускной коллектор, 17 – датчик давления ИГС, 18 – внешний контур охлаждения, 19 – накопительная емкость для CO_2 , 20 – клапан сброса.

Приведенная схема установки отличается от описанной в [6] наличием емкости 19 для сбора избыточных продуктов и кислородной разделительной мембраны 11. Избыточные продукты, а это в основном увлажненная смесь CO_2 и O_2 , сжимается эвакокомпрессором 9 до ожижения CO_2 . Из присутствующей смеси газовой фазы CO_2 и кислорода последний компонент через газоразделительную мембрану 11 возвращается в контур циркуляции. Таким образом, расход кислорода на подпитку из расходной емкости 15 в зависимости от режима работы дизеля снижается от 12 до 16% масс. Накопленный в процессе работы ДЭУ ЗЦ CO_2 можно использовать по соответствующему назначению.

На основе предлагаемой схемы ДЭУ ЗЦ (рис.1) может быть создана безвыбросная энергоустановка для автотранспортного средства. В иностранных публикациях уже начинают появляться подобные схемы. Причем накопительную цистерну для сжиженного CO_2 предлагается разделять подвижной перегородкой, с

одной стороны которой находится запас топлива, а с другой - накапливающийся CO_2 . По мере расходования топлива и заполнения объема цистерны CO_2 подвижная перегородка перемещается.

После расходования топлива, на специальных заправочных станциях ожиженный CO_2 сливается, а в освободившийся объем цистерны за подвижной перегородкой закачивается топливо. Попутно освобождается соответствующая цистерна от конденсата водяного пара. Газоразделительная мембрана в этом случае не позволяет в цистерне для избыточного CO_2 накапливаться смеси его с кислородом. К тому же присутствие кислорода снижает парциальное давление CO_2 и требует больших уровней общего давления для перевода этого компонента в жидкое состояние.

Для получения кислорода на борту автотранспортного средства организуют второй контур с целью разделения воздуха из окружающей среды в высокотемпературном мембранном реакторе. При этом используют теплоту отработавших газов дизельного двигателя.

Выводы

Использование газоразделительных мембран в системах снабжения ДЭУ ЗЦ кислородом повышает эффективность таких установок, в которых осуществляется механическое удаление избыточных продуктов из циркулирующей газовой смеси. При существующих технологиях производства газоразделительных мембран, применение их в ДЭУ ЗЦ незначительно увеличит стоимость установки, зато будут сэкономлены средства на организацию хранения окислителя – кислорода. Для одного и того же запаса кислорода в составе системы хранения возрастает время автономной работы ДЭУ ЗЦ при наличии системы отделения кислорода от избыточных продуктов, что также способствует повышению эффективности эксплуатации подобных установок.

На основе предлагаемой схемы ДЭУ ЗЦ может быть создан спектр разнообразных энергоустановок, как стационарных так и транспортных, способных функционировать в условиях отсутствия связи с окружающей средой или же не загрязняющих ее вредными выбросами.

Список литературы: 1. Пат. РФ. Дизельная энергетическая установка замкнутого цикла с удалением продуктов сгорания в твердом виде / А.Б. Тихонов, Е.С. Класников // МПК⁶ F02B51/04, №02070985, Заявл.04.11.95, Оpubл. 27.12.96. 2. Пат. РФ. Анаэробная установка замкнутого цикла / Н.Г. Кириллов, В.В. Дыбок, С.С. Воскресенский // МПК⁶ F25B27/02, F02B47/10. №2171956, Заявл. 25.05.2000, Оpubл. 10.08.2001. 3. Tadataka Asada and Masashi Nagai. Investigations on Recycle and Closed-Cycle Diesel Engines. / Tadataka Asada and Masashi Nagai // SAE Technical Paper Series. – 1980. – №800964. – P. 1–22. 4. Дытнерский Ю.И. Мембранное разделение газов. – М. – 1991. – 344 с. 5. Mkrtychan V.R., Zubakha S.N. Synthetic polimeric membranes / V.R.Mkrtychan, S.N. Zubakha. // Chemistry and Technology of Fuels and Oils. –2010.-Vol.46. – №2. – P.108–111. 6. Бганцев В.Н. Особенности использования когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания в системах активации малодебетных нефтяных скважин / В.Н. Бганцев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – с. 141–143.

УДК 629.4.06:621.822.614:620.179

МИХАЛКІВ С.В. к.т.н., доц., УкрДАЗТ

РАВЛЮК В.Г. инж., УкрДАЗТ

ОСОБЛИВОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОБЕРТАЛЬНИХ ВУЗЛІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Рассмотрен стохастический подход вибродиагностирования подшипников качения транспортных средств. Проанализированы составляющие зарегистрированных вибрационных реализаций и получены различные законы распределения, которые можно использовать как диагностические признаки технического состояния.

Вступ. Ефективність експлуатації машин і механізмів багато в чому визначається досконалістю методів технічного обслуговування й ремонту. Традиційний планово-попереджувальний метод обслуговування й ремонту обладнання не забезпечує підтримки його в справному стані в період експлуатації. Основним принципом технічного обслуговування й ремонту, що заснований на технічному діагностуванні, є принцип попередження відмов у роботі обладнання за умови забезпечення максимально можливого його напруження. Останніми десятиріччями широким фронтом розгорнулися дослідження механізмів збудження коливань у типових кінематичних вузлах машин при наявності дефектів, особливостей викривлення коливань на шляху поширення від джерела до давача, їх взаємовпливу. Проводиться розробка тонких методів аналізу віброакустичних процесів у машинах з метою формування діагностичних ознак, здійснюється удосконалення апаратного й програмного забезпечення тощо. Отже, використання діагностичних методів контролю забезпечує відповідність між технічним станом і обсягом робіт з технічного обслуговування й ремонту транспортних засобів [5].

Аналіз останніх досягнень й публікацій. В 60-і роки минулого сторіччя Б. В. Павлов [6] вперше вжив термін "акустична діагностика" для розв'язання завдання технічного обслуговування тракторів. Розвиток експлуатаційного пошкодження від стадії зародження до гранично допустимого рівня призводить до значних порушень правильності функціонування машини й формування нелінійної динамічної моделі [2, 3, 7]. За таких умов спектрально-кореляційні характеристики [4] перестають адекватно описувати процеси, що відбуваються всередині вузлів з обертовими елементами, а спектри наповнюються численними складовими [1], які не мають природніх джерел збудження, що змушує проводити додаткову обробку сигналу, оцінювати вигляд і вплив нелінійної характеристики моделі на відгук, застосовувати ймовірнісну й багатомірну обробку сигналу, використовувати в складних випадках методи теорії розпізнавання образів.

Мета й постановка завдання. Обґрунтування особливостей стохастичного підходу, як дієвого заходу достовірного оцінювання технічного стану підшипників кочення вузлів транспортних засобів з можливістю подальшого прогнозу залишкового ресурсу, оцінки оптимального часу ремонту, об'єму й вартості ремонтних робіт.

Особливості контролю технічного стану підшипників кочення. Розвиток дефекту в працюючій машині з обертальними частинами визначається методами віброакустичної діагностики. Аналіз досвіду контролю технічного стану систем з обертальними елементами показує [5], що для виявлення можливих відмов найбільш ефективний (до 77 %) контроль стану устаткування саме за вібраційними параметрами. Це обумовлене тим, що шляхи зовнішнього прояву прихованих механічних дефектів є доволі обмеженими. Показниками наявності дефектів є температура й вібрація, які на стадіях зародження дефектів легко виміряти. З поміж цих двох показників перевагами вібрації є миттєва реакція на зміну технічного стану об'єкту й відносна простота вимірювання.

Статистичні методи аналізу вібрації, яка вимірюється в конкретній точці машини слід застосовувати тоді, коли неможливо точно задати значення вібрації $x(t)$ у будь-який момент часу t або встановити точний зв'язок між її значеннями, що відрізняються на часовий інтервал Δt тобто коли сигнал вібрації є стохастичним випадковим процесом. У практичній діагностиці доцільно використовувати лише деякі з основних методів одномірного статистичного аналізу вібрації або її параметрів.

Першим з таких методів є кількісна оцінка відмінності параметрів реального розподілу щільності ймовірності $p(x)$ вимірюваного сигналу $x(t)$ або попередньо виділених з нього компонентів від відповідних параметрів нормального закону розподілу.

Другий метод полягає у визначенні граничних значень для кожного з обраних параметрів вібрації, що розділяють об'єкти контролю на класи з різними властивостями за результатами періодичного контролю цих параметрів.

У рамках третього методу виконується кількісна оцінка тенденцій зміни параметрів вібрації в часі, тобто будуються відповідні тренди.

Центральні моменти розподілу порядку вище двох використовуються для кількісних оцінок відхилень закону розподілу $p(x)$ від нормального не всього сигналу вібрації, а попередньо виділених з нього компонентів (низькочастотних, середньочастотних або високочастотних). При цьому мірою відхилення є нормовані третій і четвертий моменти, які називаються коефіцієнтами асиметрії й ексцесу

$$\gamma_x = \frac{1}{(N-2)\sigma_x^3} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3, \quad (1)$$

$$\eta_x = \frac{1}{(N-3)\sigma_x^4} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4. \quad (2)$$

де N — кількість відліків вібраційної реалізації;

σ_x^3, σ_x^4 — третій і четвертий центральні моменти вібрації;

x_i — i -те значення віброприскорення, м/с^2 ;

$\bar{x}$ — середнє значення віброприскорення, м/с^2 .

Коефіцієнт асиметрії γ_x вибірових значень вібрації більшості об'єктів контролю близький до нуля, якщо забезпечена лінійність засобів вимірювання вібрації, бо оцінка асиметрії розподілу $p(x)$ відбувається відносно середнього (нульового) значення.

Коефіцієнт ексцесу η_x характеризує ступінь відхилення форми закону розподілу $p(x)$ від нормального з тим же середньоквадратичним значенням σ_x . Найбільша реакція утворюється на появу викидів у сигналі внаслідок виникнення мікро- і макроударів в об'єктах контролю. Розподіл, на відміну від нормального, набуває гострих вершин з "хвостами" в області великих по модулю значень $x(t)$. Коефіцієнт ексцесу може набувати значень більше 100, тоді як величина пік-фактора вібрації не перевищує 10. Для можливості порівняння цих величин замість коефіцієнта ексцесу іноді використовується параметр, що представляє собою корінь четвертого ступеня з коефіцієнта ексцесу. В більшості випадків коефіцієнт ексцесу високочастотної вібрації несе більшу діагностичну цінність, ніж величина пік-фактора або хрест-фактора [2].

Досліджено, що вибіркові середньоквадратичні значення $\zeta(t)$ вузькосмугового випадкового стаціонарного сигналу вібрації $x(t)$ розподілені не за нормальним законом, а за законом Релея

$$p(\zeta) = \frac{\zeta}{\sigma_x^2} \exp\left[-\frac{\zeta^2}{2\sigma_x^2}\right], \quad (3)$$

де σ_x — середньоквадратичне значення випадкового сигналу вібрації.

Якщо в сигналі присутня, крім випадкових складових, і гармонічна складова з амплітудою A_0 , розподіл вибірових значень підкорюватиметься закону Релея-Райса

$$p(\zeta) = \frac{\zeta}{\sigma_x^2} \exp\left[-\frac{\zeta^2 + A_0^2}{2\sigma_x^2}\right] I_0\left(\frac{\zeta}{\sigma_x} g \frac{A_0}{\sigma_x}\right) \quad (4)$$

де $I_0(\alpha) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \exp(\pm \alpha \cos \varphi) d\varphi$ — модифікована функція Бесселя першого роду нульового порядку.

Якщо гармонічна складова більше за випадкову ($A_0 / \sigma_x \geq 3$), закон Релея-Райса переходить у нормальний із середнім значенням $\bar{\zeta}(t) = A_0(1 + \sigma_x^2 / 2A_0^2)$ і дисперсією σ_x^2 .

Проте в будь-якому засобі вимірювання потужності або середньоквадратичного значення вібрації використовуються інтегруючі пристрої, амплітуда сигналу на виході пристрою, навіть при дії на вході тільки випадкової вібрації, буде розподілена за законом, що практично збігається з нормальним. На рис. 1 наведені форми розподілу амплітуди трьох різних сигналів, з яких на практиці зустрічаються переважно два останні.

Отже, в практичних завданнях статистичного аналізу результатів виміру контрольованих параметрів вібрації обмежуються їх описом у рамках нормального закону розподілу з ненульовим середнім значенням. У цьому випадку інформація міститься у вибіркових середніх значеннях параметра і у його середньоквадратичному відхиленні.

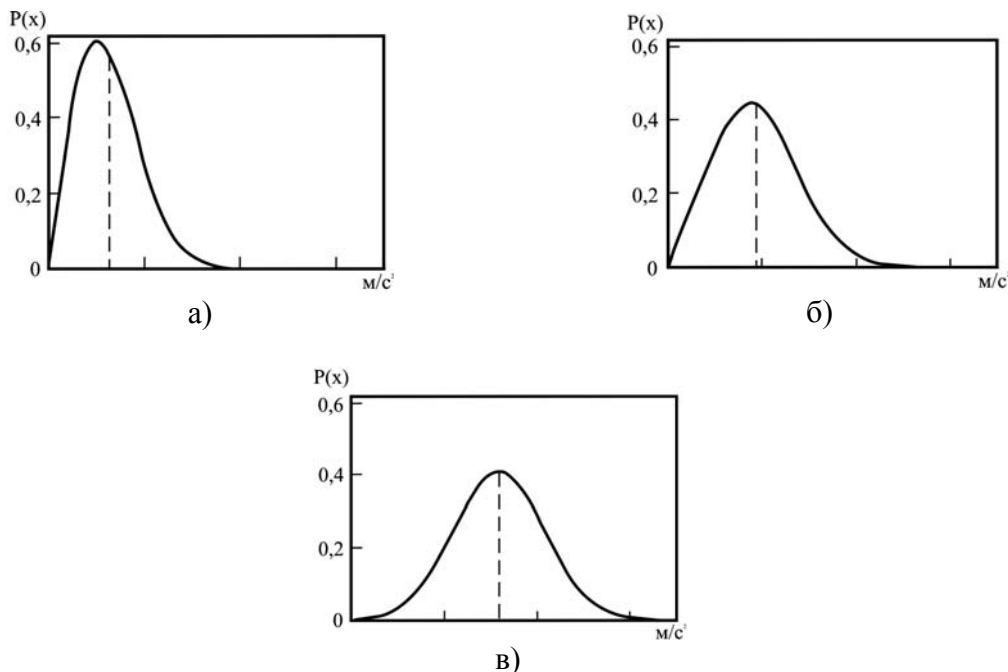


Рисунок 1 — Форми розподілу сигналів вібрації в міру збільшення внеску детермінованих складових:

а) закон Релея при дії тільки випадкової вібрації, б) закон Релея-Райса при малих амплітудах детермінованих складових; в) нормальний закон при значній кількості детермінованих складових

Висновки

1. Використання простих систем вібромоніторингу підшипникових вузлів транспортних засобів заснованих на стохастичному підході аналізу вібрації дозволяє без суттєвого зростання витрат істотно підвищити достовірність результатів контролю потокового технічного стану.
2. Розглянутий підхід дозволяє з погіршенням технічного стану досліджуваного вузла встановлювати наявність монотонного зростання параметрів вібрації, які дозволяють будувати тренди зміни технічного стану за часом.

Список літератури: 1. Биргер И. А. Техническая диагностика. — М.: Машиностроение, 1978. — 211 с. 2. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков. — М.: Наука, 1984. — 120 с. 3. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с. 4. Михалків С. В. Удосконалення технології діагностування підшипників кочення електричних двигунів тепловозів за вібраційними характеристиками: Дис. ...канд. техн. наук: 05.22.07. — Харків, 2007. — 168 с. 5. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7-т. Под общ. ред. В. В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова и др. Вибро-диагностика — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с. 6. Павлов Б. В. Акустическая диагностика механизмов. — М.: Машиностроение, 1971. — 427 с. 7. Хамдан Р. Виброакустическое диагностирование кинематических дефектов зубчатых передач автогрейдеров: Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.04. — Воронеж, 2005. — 168 с.

УДК 621.83.062.1

СЕРГИЕНКО Н.Е. к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»,
БЕЗПАЛЬКО А.Ю. инж., НТУ «ХПИ»,
МИРОШНИЧЕНКО Н.В. инж., НТУ «ХПИ»

ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕДАЧИ ТЕЛЕМЕТРИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены особенности сбора и передачи телеметрической информации на рабочую станцию во время проведения полевых испытаний автотранспортной техники.

Введение. При проведении полевых испытаний автотранспортной техники возникает необходимость накапливать и обрабатывать большие объёмы данных.

Условия некоторых экспериментов предусматривают необходимость визуализации и обработки данных непосредственно во время проведения эксперимента. Это делает невозможным построение систем по принципу накопления полученной информации об объекте с последующей её обработкой и требует организации каналов связи между объектом испытания и стационарным вычислительно-обрабатывающим комплексом.

Такие каналы связи должны обеспечивать передачу данных без потери информации в реальном режиме времени и иметь минимальную задержку между моментом измерения и моментом получения данных стационарным вычислительно-обрабатывающим комплексом.

Анализ последних достижений и публикаций. Проведенный анализ публикаций [1 - 4 и др.] показал, что разработка эффективных средств сопряжения для компьютеров, обеспечивающих сбор и передачу информации, является актуальной задачей. Для решения поставленных задач требуется использование современных языков программирования высокого уровня. При испытании подвижных объектов требуются оригинальные каналы передачи требуемого объема данных в необходимом масштабе времени.

Цель и постановка задач исследования. Определение рациональных вариантов каналов, систем, средств сбора и передачи данных с измерительного комплекса испытываемой автотранспортной техники с учетом особенностей ее использования.

Основной материал. Поскольку передача данных осуществляется с подвижного объекта, то наиболее удобным решением, с точки зрения измерений на удалении от центра обработки и анализа информации, представляется использование беспроводных каналов передачи данных.

На сегодняшний день наиболее перспективным представляется использование GSM-каналов связи (рис. 1).

Применение беспроводных интернет-каналов связи сопряжено с рядом трудностей, обусловленных достаточной сложностью используемых протоколов передачи данных, как на физическом, так и логическом уровне.



Рисунок 1– Передача данных с подвижного объекта с использованием GSM-каналов связи

Значительно облегчает задачу наличие на рынке большого числа беспроводных модемов, способных работать с различными стандартами беспроводной передачи данных.

И, несмотря на то, что задача передачи данных фактически сводится к задаче создания интерфейса обмена данными между устройством сбора и модемом, её решение всё равно требует глубоких знаний в области программирования и интерфейсов коммуникации между устройствами.

С точки зрения передачи данных с использованием беспроводного модема, возможно два варианта построения системы сбора и передачи данных. В первом варианте модем подключается непосредственно к управляющему контролеру (рис. 2). Во втором варианте используется персональный переносной компьютер (ноутбук), как связывающее звено между управляющим контролером и модемом (рис. 3).

Использование персонального компьютера позволяет существенно сократить сроки разработки программного обеспечения, необходимого для организации передачи данных, благодаря использованию языков высокого уровня, ориентированных на работу с интернетом, и драйверам, предоставляемым разработчиками модемов. Более того, при изменении модели модема или его типа не требуется вмешательство в оригинальное программное обеспечение, поскольку вся работа по передаче данных в модем осуществляется посредством стандартного интерфейса обеспечиваемого драйвером модема. Благодаря этому, появляется возможность работы практически с любым радио-модемом, а передача данных, с точки зрения программирования, становится не сложнее, чем запись их в файл.

Недостатками применения персонального компьютера являются значительные его габариты, что не всегда совместимо с условиями эксперимента, и необходимость организации его питания, если необходимое время работы выше времени разряда его батарей, а также стоимость и ограниченный температурный диапазон. Кроме того, в современных ноутбуках наиболее распространенным интерфейсом коммуникации с внешними устройствами является USB. Этот интерфейс обеспечивает возможность передачи данных с высокой скоростью до 480 Мбит/с для стандарта USB2.0. Однако драйвера USB интерфейса являются очень чувствительными к разнице потенциалов на принимающем и передающем концах. Ошибки, возникающие при этом, блокируют работу интерфейса до момента физического переподключения соединительного шнура, либо выключения и повторной подачи питания на одно либо оба из приема/передающих устройств. Особенно ярко это проявляется при использовании USB интерфейса на подвижных объектах с искровой системой зажигания.



Рисунок 2 – Схема передачи данных без использования ПК



Рисунок 3 – Схема передачи данных с использованием ПК

Одним из методов борьбы с этим явлением является организация гальванически развязанных каналов передачи данных через USB интерфейс.

Подключение модема непосредственно к управляющему контроллеру, не имеющему стандартной операционной системы, уменьшает объем затрат на аппаратное обеспечение, и весогабаритные параметры системы, а также её энергоёмкость. Однако значительно усложняется процесс написания программного обеспечения для такого контроллера и сужается спектр моделей модемов возможных к применению. В случае

изменения типа используемого модема значительным доработкам должно быть подвержено и программное обеспечение.

На сегодняшний день на рынке существует достаточно большой спектр беспроводных модемов сотовой связи, которые могут быть подключены непосредственно к управляющему контроллеру. Их данные приведены в таблице.

Таблица – Технические параметры беспроводных модемов

Наименование	Исполнение	Интерфейс	Стандарт	Питание	Температурный диапазон
GSM-модуль WISMO QUIK Q2400A	Для монтажа на плату	SPI/RS232	E-GSM 900/1800	3,6В	-20 +55°C
GSM-модуль WISMO QUIK Q2406A	Для монтажа на плату	SPI/RS232	E-GSM/GPRS 900/1800	3,6В	-20 +55°C
GSM-модуль WISMO QUIK Q2406B TCP/IP	Для монтажа на плату	SPI/RS232	E-GSM/GPRS 900/1800 с GPRS	3,6В	-20 +55°C
GSM-модуль WISMO QUIK Q2686F TCP/IP	Для монтажа на плату	SPI/RS232	E-GSM/ GPRS 850/ 900/1800/1900	3,6В	-20 +55°C
GSM-модуль WISMO QUIK Q2501B	Для монтажа на плату	SPI/RS232	E-GSM/ GPRS /DCS 900/1800, 16-каналов GPS	3,6В	-20 +55°C
INTEGRA M2106B TCP/IP	Ударопрочный металлический корпус	RS232	E-GSM/GPRS 900/1800	5В	-20 +55°C
FASTRACK MODEM M1306B TCP/IP	Герметичный металлический корпус	RS232	E-GSM/GPRS 900/1800	5,5 – 32В	-20 +55°C
Siemens ES75	Ударопрочный металлический корпус	USB/RS232	EGSM 900 / GSM 1800 / GSM 1900 / GSM 850	9-24В	-20 +55°C

Выводы. На основе анализа возможных систем передачи информации, определены рациональные варианты сбора и передачи телеметрических данных во время проведения испытаний автотранспортной техники. Представлены характеристики серийно выпускаемых беспроводных модемов сотовой связи, как составляющих средств рассматриваемой системы.

Список литературы: 1. Новиков Ю.В., Калашников О.А. Гуляев С.Э. Разработка устройств сопряжения для персонального компьютера. Под общей редакцией Ю.В. Новикова. Практ. пособие – М.: Эком., 1997 – 224 с. 2. Рихтер Дж. Windows для профессионалов: создание эффективных Win32-приложений с учётом специфики 64-разрядной версии Windows / Пер. с англ. – 4-е изд. – СПб: Питер; М.: Издательско-торговый дом «Русская Редакция», 2001. – 752 с. 3. Харви Дейтел, Пол Дейтел Как программировать на С++ / Пер. с англ. – М.: ЗАО «Издательство БИНОМ», 2000. – 1024 с. 4. Сергиенко Н.Е., Безпалько А.Ю. Деякі аспекти збору і передачі інформації при проведенні польових випробувань автотранспортної техніки. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Матеріали XVIII міжнародної н.-практ. конференції. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – С.163.

УДК 629.083:621.431

САРАЄВА І.Ю., к.т.н., доц., ХНАДУ

**УДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЦЕСУ
ДІАГНОСТУВАННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ
ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ**

Работа направлена на повышение достоверности, точности, информативности и углубленности процесса диагностирования герметичности камеры сгорания двигателя. Для достижения поставленной цели разработана автоматизированная система диагностирования, которая позволяет фиксировать изменение давления в цилиндре при каждом градусе поворота коленчатого вала, воспроизводить, длительно сохранять и передавать по каналу Internet диагностическую информацию в цифровом, графическом и текстовом виде. Усовершенствован метод диагностирования, который предусматривает оценку герметичности камеры сгорания одновременно по нескольким диагностическим параметрам.

Вступ. Діагностичний комп'ютер дозволяє контролювати всі електронні системи автомобіля, включаючи комплексну систему управління двигуном. Проте, існуючі діагностичні комп'ютери не дозволяють повною мірою продіагностувати технічний стан механізмів двигуна. Проблематика питання діагностики герметичності камери згоряння бензинових двигунів виникла давно і пов'язана, перш за все, з труднощами при постановці технічного діагнозу. В літературних джерелах, де досліджується дана проблема, вказується на наступний факт: відомі методи і засоби діагностики не дають повної інформації про технічне становище та герметичність камери згоряння бензинових двигунів, внаслідок неточності і суперечності результатів діагностування, що і дало підставу для проведення наукових досліджень.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. З використанням інформації, що приводиться в науково-технічній літературі, розширена класифікація методів діагностування герметичності камери згоряння та циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна (рис. 1).

Проаналізовані відомі наукові праці, що розглядають проблеми діагностування автомобільних двигунів, таких учених, як Ф.М. Авдоськін, І.М. Аринин, О.В. Бажинов, О.В. Дитятєв, Я.Х. Закин, О.І. Зелик, Л.В. Мирошников, О. Фламиш [1]. Аналіз літературних джерел показав, що кількісна характеристика наявного спектра діагностичних параметрів ЦПГ досліджена в основному для застарілих двигунів сімейства ЗМЗ й ЯМЗ, які застосовуються на автомобілях ЗІЛ, ГАЗ, МАЗ, КамАЗ, КрАЗ, КАЗ, УРАЛ, ГАЗ, УАЗ, ВАЗ.

Як показує практика технічного обслуговування й ремонту сучасних автомобільних двигунів [2] найбільш поширеними, доступними і достовірними залишаються методи технічної діагностики, що дають загальну оцінку герметичності надпоршневого простору з вірогідністю, яка не перевищує 50%, за допомогою різних засобів діагностування: компресометра, компресографа, приладу К-69М, мотортестера. На підставі виконаного аналізу поставлені основні завдання дослідження.

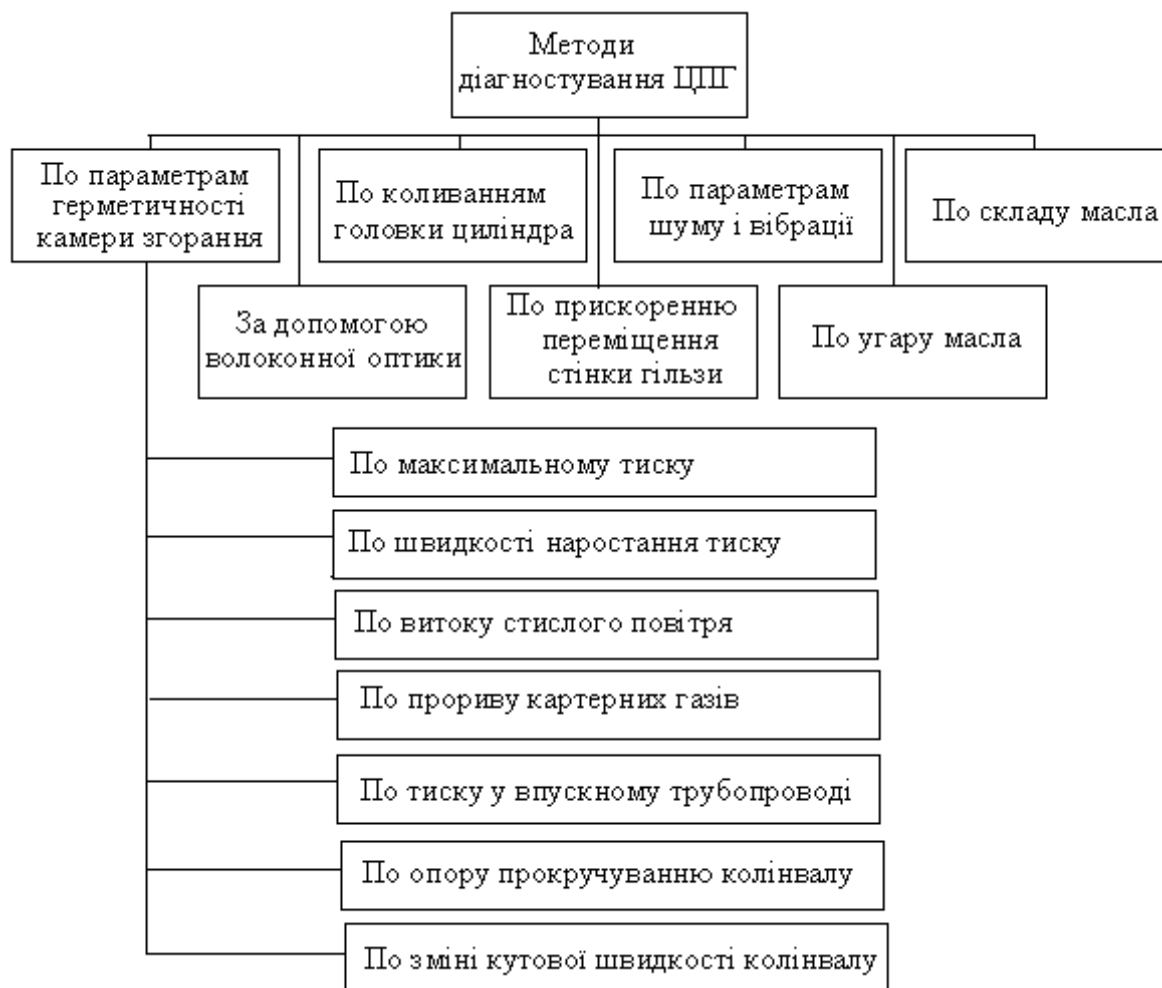


Рисунок1 – Класифікація методів діагностики герметичності камери згорання двигуна

Мета і постановка задачі. Мета роботи – удосконалити процес діагностування герметичності камери згорання двигуна зробивши його більш достовірним, точним, інформативним і поглибленим.

Відповідно до поставленої мети в роботі необхідно вирішити наступні основні задачі:

- удосконалити метод діагностування герметичності камери згорання бензинового двигуна;
- удосконалити систему діагностування герметичності камери згорання бензинового двигуна;
- провести експериментальні дослідження розробленої діагностичної системи.

Автоматизована система діагностування двигуна. На базі персонального комп'ютера з використанням 16-ти канального аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) розроблений діагностичний стенд. Програма для обробки цифрової інформації забезпечує відтворення функції тиску в циліндрі двигуна й одночасно розраховує частоту обертання колінчатого вала. Розроблений діагностичний стенд дозволяє

проводити вимір тиску в циліндрі двигуна із частотою 3200 Гц при кожному градусі повороту колінчатого вала з погрішністю, що не перевищує 1,67 %. Діагностувалися двигуни автомобілів ВАЗ, Opel, Audi, Ford, Skoda, ZAZ-Daewoo, BMW, Mazda, Mitsubishi, Honda зі ступенем стиску 9,5-10,5 одиниць, з робочим обсягом 1,2-2,8 л., із двома, чотирма й п'ятьма клапанами на циліндр. Протягом 5 років у рамках експерименту було продіагностовано 75 двигунів. Експериментальні дані були оброблені з використанням методів математичної статистики.

Відповідно до технічних вимог по експлуатації й ремонту закордонних автомобілів деякі фірми рекомендують урахувати при діагностуванні мінімальну величину компресії й темп наростання компресії, однак, характеристики цих параметрів однозначно не визначені. Тому, у роботі мінімально припустиме значення величини компресії визначено на основі виділення толерантних меж нормального розподілу відповідно доповнення до ГОСТ 27.302-86 [3]:

$$P_{\min} = \bar{P} - K(P, j, n)\sqrt{D} \quad , \quad (1)$$

де $\bar{P}$ - вибіркове середнє; D - дисперсія; K - коефіцієнт, що залежить від заданих ймовірностей, $K=2,696$; n - розмір вибірки, $n=172$.

З використанням отриманих статистик мінімально припустиме значення величини компресії становить 0,958 МПа.

Дослідження темпу наростання компресії дозволило встановити, що низький темп наростання компресії в циліндрі можливий при зношуванні поршневих кілець і поршневих канавок по висоті перетину (рис. 2). На цей факт з обов'язковим обліком першого сплеску компресії указують і літературні джерела.

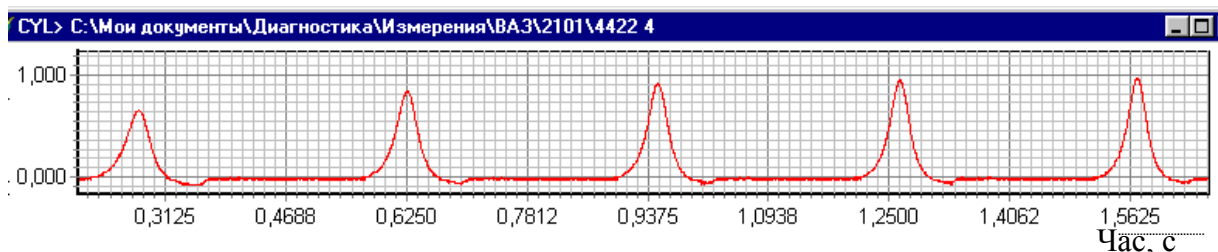


Рисунок 2 – Темп наростання компресії в циліндрі, МПа

У ході дослідження було встановлено, що величина першого сплеску компресії залежить від довільного положення кривошипно-шатунного й газорозподільного механізмів у момент старту. Тому, щоб уникнути помилки, пропонується враховувати, як діагностичну ознаку, різницю між максимальним за величиною $K_{\max}$ і другим за рахунком K_2 сплесками компресії:

$$f(K) = K_{\max} - K_2 \quad (2)$$

Експериментально визначені характеристики таких діагностичних параметрів, як темп наростання компресії, різниця компресії між циліндрами двигуна, тиск картерних газів (табл.1).

Таблиця 1 – Експериментально встановлені значення діагностичних параметрів

Діагностичний параметр	Припустимі значення, МПа	Граничні значення, МПа
Темп наростання компресії	0-0,24	0,25
Різниця компресії між циліндрами	0-0,24	0,25
Тиск картерних газів	0-0,044	0,045

У процесі експерименту виявлені типові порушення герметичності камери згоряння і визначені відповідні значення діагностичних параметрів (рис. 3). Так, наприклад, при прогару поршня, деформації й зламі поршневих перегородок, заляганні поршневих кілець спостерігається падіння компресії в несправному циліндрі стосовно справного й пульсуюче підвищення тиску картерних газів. При порушенні герметичності клапана внаслідок прогару головки або деформації стержня відбувається падіння компресії в несправному циліндрі без підвищення тиску картерних газів.

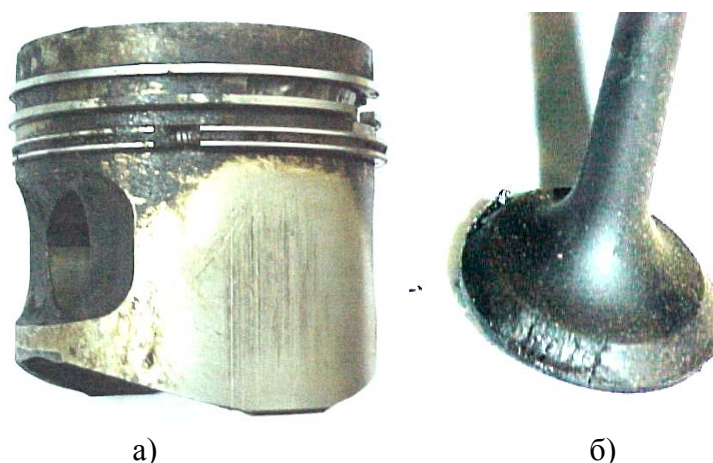


Рисунок 3 – Несправності деталей, що забезпечують герметичність камери згоряння двигуна: а) залягання поршневих кілець, деформація й злам поршневих перегородок, прогар поршня, б) прогар головки клапана

У ході дослідження об'єкт діагностування розглядався у вигляді «чорного ящика» з невідомими структурними параметрами, вихідними діагностичними параметрами і параметрами, що впливають. Номенклатура структурних параметрів, які перевіряють, визначена відповідно до ГОСТ 23435-79: зазор між циліндром і поршнем, зазор у стиках поршневих кілець, зазор між поршнем і кільцем по висоті канавки, герметичність клапана. Кінцева множина діагностичних параметрів, яка встановлена в ході попереднього експерименту, містить у собі тиск картерних газів, темп наростання компресії й різницю компресії між циліндрами. Кінцевою множиною параметрів, що впливають, є: температура рідини для охолодження, кут відкриття дросельної заслінки й частота обертання колінчатого вала. Передбачається, що кінцеву множину параметрів, що впливають, у процесі діагностування можна стабілізувати.

Розроблена методика діагностування герметичності камери згоряння бензинового двигуна сучасних легкових автомобілів. Умовно можна виділити кілька основних етапів процесу діагностування ЦПГ і герметичності клапанів двигуна: монтажні роботи, пов'язані з установкою датчика, цикл вимірів й автоматизована

постановка діагнозу. При виявленні несправностей здійснювалося розбирання двигунів і мікрообмір деталей. Відповідно до ГОСТ 26656-85 коефіцієнт безрозбірного діагностування визначається відношенням числа контрольованих параметрів об'єкта, для яких не потрібне проведення демонтажних робіт, до їх загального числа:

$$K_{б.о} = \frac{P_k}{P_n}, \quad (3)$$

де P_k – число контрольованих параметрів даного виду діагностування;
 P_n - загальне число контрольованих параметрів.

Коефіцієнт безрозбірного діагностування для розробленої системи становить 0,75.

Висновки

1. Існуючі засоби і методи діагностування не дозволяють швидко, точно й однозначно розрізнити характерні несправності циліндро-поршневої групи та порушення герметичності клапанів бензинового двигуна автомобіля, при цьому результат діагностичного висновку багато в чому визначається досвідом оператора та має суб'єктивний характер внаслідок неточності і суперечливості одержуваних відомостей, вірогідність яких не перевищує 50%.
2. На основі вдосконаленого методу діагностування, що оцінює технічний стан циліндро-поршневої групи та герметичність клапанів двигуна за трьома діагностичними параметрами: різниця компресії між циліндрами, темп наростання компресії, тиск картерних газів, - розроблена статистична модель, що дозволяє на відміну від існуючих детермінованих моделей, по-перше, локалізувати несправність циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна, по-друге, формалізувати процес автоматизованої постановки технічного діагнозу; по-третє, забезпечити коефіцієнт безрозбірного діагностування 0,75, що на 25 % вище, ніж у відомих аналогів.
3. Розроблено автоматизовану систему діагностування циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів двигуна, що на відміну від існуючих вітчизняних і закордонних аналогів дозволяє: фіксувати й відтворювати діагностичну інформацію в цифровому, графічному та текстовому виді; довгостроково зберігати діагностичну інформацію й передавати її по каналу Internet; фіксувати зміну тиску в циліндрі при кожному градусі повороту колінчатого вала; забезпечувати вимір динамічних процесів із частотою 3200 Гц і погрішністю, яка не перевищує 1,67%, що на 0,3-1,3% менше ніж у відомих аналогів.

Список літератури: 1. *Фламин О.* Диагностика автомобилей (способы обнаружения скрытых неисправностей.) Пер. с венг. *А.П. Самойлова.* – М.: Транспорт, 1971. – 208с.
 2. *Хрулев А.Э.* Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 440 с., ил., табл. 3. Методика определения предельных и допустимых диагностических параметров агрегатов машин. Всесоюзный научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ). – Горький, 1980. – 34с.

УДК 621.43.016.4

В.В. ШПАКОВСКИЙ, д.т.н., НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ КОРУНДОЭЛЕКТРЕТА, ОБРАЗОВАННОГО НА ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ НА ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДВС

Наведено аналіз впливу корундової теплоізоляції поршнів камери згоряння двигунів внутрішнього згоряння на підвищення потужності двигунів і зниження витрати палива. На підставі експериментальних стендових досліджень тракторного дизеля й тривалих експлуатаційних ресурсних випробувань тепловозних дизелів зроблена спроба пояснення причин підвищення ефективності роботи дизелів з погляду теорії автотермічного горіння.

Постановка проблемы и связь с научными и практическими задачами. Исследованиями, выполненными на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» установлено, что применение поршней с керамическим покрытием днища поршня и с поршнями с модифицированной поверхностью корундовым слоем рациональной толщины приводит к повышению эффективности работы двигателей. Однако нет убедительного объяснения механизма влияния корундовой рабочей поверхности поршней на снижение эффективного расхода топлива и повышение мощности ДВС.

Анализ публикаций. Экспериментальные исследования дизелей, с поршнями с керамическим покрытием продемонстрировали снижение эффективного расхода топлива и повышение мощности [1], [2]:

- 1Ч 18/22 снижение g_e составило 7–9 г/(кВт·час);
- 1ЧН18/20 на 2,7 г/(кВт·час);
- 2ЧН21/21 на 5,44 г/(кВт·час);
- 1Ч 24/36 на 2,5–13 г/(кВт·час);
- 1ЧН 25/34 на 5–8 г/(кВт·час);
- Д20 на 3–10 г/(кВт·час);
- Д-240Л на 6,6%, увеличилась максимальная мощность на 8,66%;
- Д65НТ1 на 5,1%, увеличилась развиваемая мощность на 4,4%.

На двигателе МеМз-245 снижение g_e составило до 10%; на двухтактном двигателе снижение g_e 3,2%, на 6% увеличилась максимальная мощность. Объяснения этого эффекта каталитическим воздействием керамического покрытия на параметры рабочего цикла без раскрытия механизма катализа не совсем убедительны.

Цель исследований. На основании экспериментальных стендовых испытаний тракторного дизеля, эксплуатационных испытаний тепловозного дизеля и теории горения Е.И. Андреева сделать попытку объяснить механизм каталитического влияния корундовой (с электретными свойствами) рабочей поверхности поршня на снижение эффективного расхода топлива и повышение мощности ДВС.

Обоснование научных и практических результатов. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» проведены исследования работы дизеля с поршнями с корундовым слоем [3]. Было показано, что происходит увеличение максимального давления цикла на 0,5 МПа (рис.1), изменяется индикаторный КПД (рис.2) и среднее индикаторное давление (табл.1).

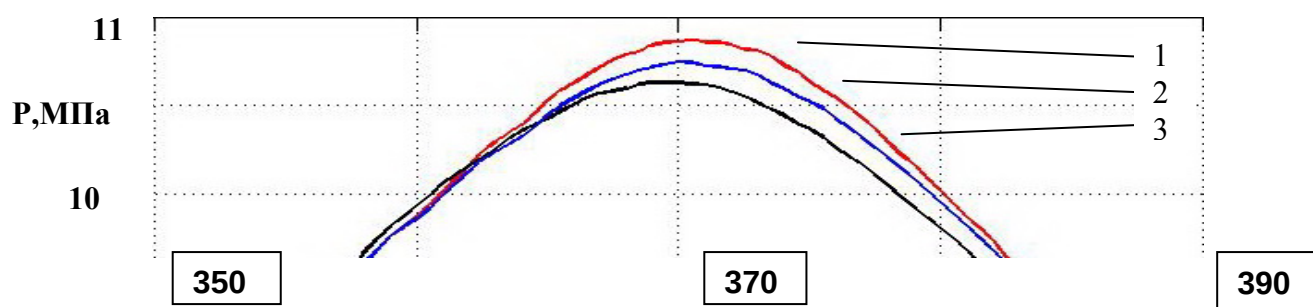


Рисунок 1 – Фрагмент индикаторной диаграммы дизеля 4ЧН12/14

$n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,95 \text{ МПа}$.

1 – корундовый слой на всей поверхности поршня,

2 – только на доньшке,

3 – серийный поршень

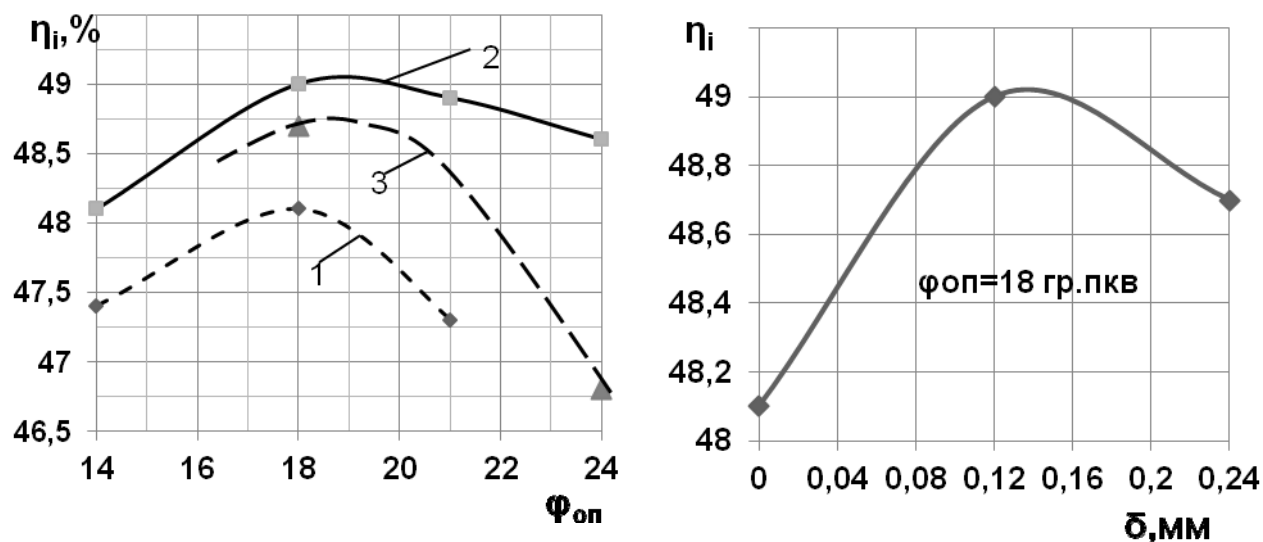


Рисунок 2 – Индикаторный КПД дизеля 4ЧН12/14 $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,95 \text{ МПа}$

1 – серийные поршни; 2 – с корундовым слоем толщиной $\delta=0,12 \text{ мм}$;

3 – с корундовым слоем толщиной $\delta=0,240 \text{ мм}$

Таблица 1 – Среднее индикаторное давление в цилиндрах

№ режима	$n, \text{мин}^{-1}$	$p_e, \text{МПа}$	$p_i, \text{МПа}$	
			штатный	опытный
1	2000	0,95	1,38	1,28
2		0,70	1,06	1,01
3		0,47	0,80	0,81
4		0,24	0,63	0,62
5		0,10	0,47	0,47
6	1500	1,07	1,29	1,24
7		0,81	1,02	0,99
8		0,54	0,76	0,71
9		0,28	0,49	0,49
10		0,14	0,42	0,38

Уменьшаются механические потери в ЦПГ дизеля [4] и снижается массовый выброс твёрдых частиц с отработавшими газами на 19 – 30% [5].

В работе [3] с точки зрения общепринятой теории горения дано объяснение улучшения перечисленных параметров. Однако испытания тепловозного дизеля с поршнями с корундовым слоем продемонстрировали значительное улучшение эффективности его работы.

Так, реостатные испытания дизеля тепловоза с корундовыми поршнями после наработки 114676 моточасов и проведения ТР-3 показали, что его реостатная мощность на 40 -150 кВт превышает мощность дизеля с новыми серийными поршнями [3]. Превышение мощности дизеля с поршнями с корундовым слоем на низких режимах может достигать более 50%. При переходе на более высокие режимы превышение мощности снижается до 20%. Такое превышение мощности общепринятой теорией горения объяснить затруднительно. Этот эффект трудно объяснить только снижением потерь тепла и уменьшением механических потерь.

В результате стендовых испытаний дизеля 4ЧН12/14, выполненных на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» установлено, что применение поршней модифицированной поверхностью корундовым слоем рациональной толщины приводит к некоторому снижению расхода топлива. Однако реостатные испытания тепловозных дизелей, выполняемые в депо Харьков-Сортировочный на протяжении 18 лет показали повышение мощности и значительное снижение эффективного расхода топлива дизеля тепловоза при установке поршней с корундовым слоем. В процессе реостатных испытаний проводились замеры расхода топлива прибором «АИРТ-2», разработанным Украинской Государственной Академией железнодорожного транспорта и фирмой «РЕКОРД», поверенным ДП «Харківстандарт- метрологія» (Свидетельство №3383 от 09.07.2008 г.). Результаты замеров часового расхода топлива приведены в таблице 2 и рис.3.

Таблица 2 – Часовой расход топлива

Позиция контроллера	Число оборотов дизеля $n, \text{мин}^{-1}$	Часовой расход топлива	
		Серийного дизеля $B_{\text{ч}}$ кг/час	С поршнями с корундовым слоем $B_{\text{чк}}$ кг/час
2	280	11,4	
2	290		15
3	330		34,2
3	350	28,2	
4	410		69,6
4	420	53,4	
5	460	89,4	
5	480		103,8
6	550		137,4
6	560	123	
7	610	138,6	
7	620		159
8	680	187,8	
8	690		191,4

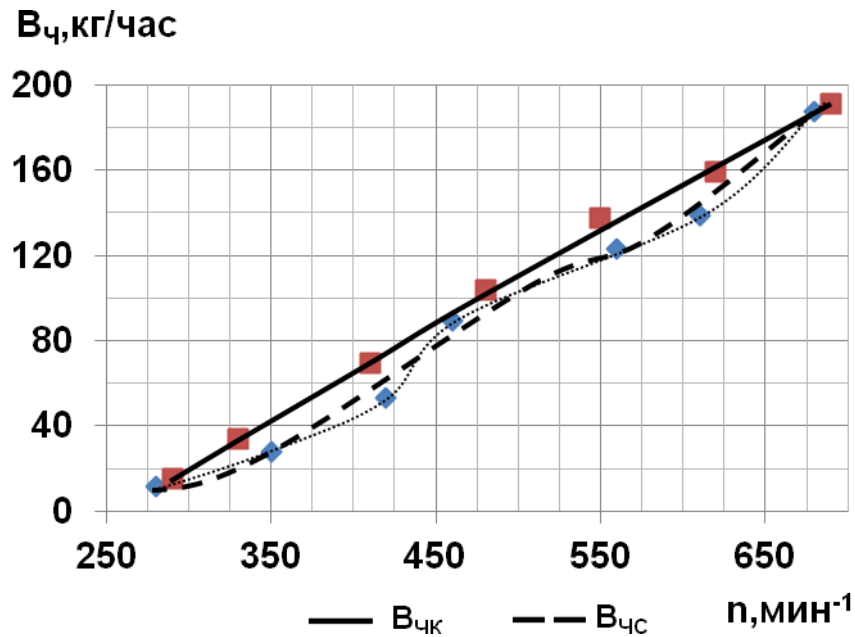


Рисунок 3 – Часовой расход топлива серийного дизеля $V_{чс}$ с новой ЦПГ и дизеля с поршнями с корундовым слоем $V_{чк}$ после наработки 114676 моточасов

В таблице 3 приведены значения удельного реостатного (тягового) расхода топлива серийного дизеля с новой ЦПГ (g_r) и дизеля с поршнями с корундовым слоем (g_{rk}) после наработки 114676 моточасов, а на рис. 4 - 6 приведены графики удельного реостатного (тягового) расхода топлива.

Таблица 3

режим	$n, \text{мин}^{-1}$	g_r	g_{rk}
2	280	1194,9	
2	290		505,9
3	330		437,6
3	350	579,5	
4	410		271,3
4	420	286	
5	460	299	
5	480		237,7
6	550		264,9
6	560	278	
7	610	245,7	
7	620		215,3
8	680	296	
8	690		255,5

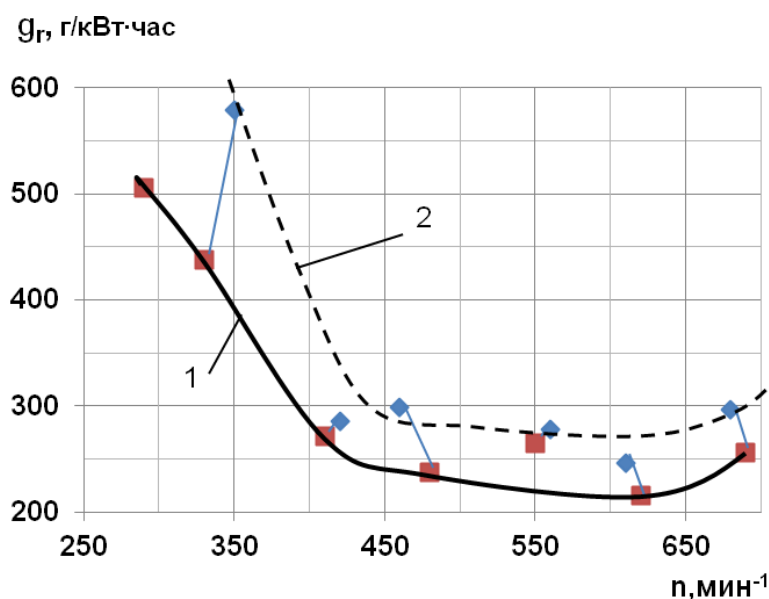


Рисунок 4 – Удельный реостатный (**тяговый**) расход топлива дизелей тепловозов ЧМЭ-3

1 – с поршнями с корундовым слоем после наработки 114676 моточасов,
2 - серийного дизеля с новой ЦПГ

Значительное снижение удельного тягового расхода топлива дизеля тепловоза ЧМЭ-3 при установке поршней с корундовым слоем происходит на 2, 3 и 4 режимах. Маневровый тепловоз основном и работает на низких режимах. Так на 4 режиме при $n = 410 - 420 \text{ мин}^{-1}$ удельный тяговый расход топлива снижается на 60-70 г/(кВт·час) (рис.5), т.е примерно на 20% (рис.6).

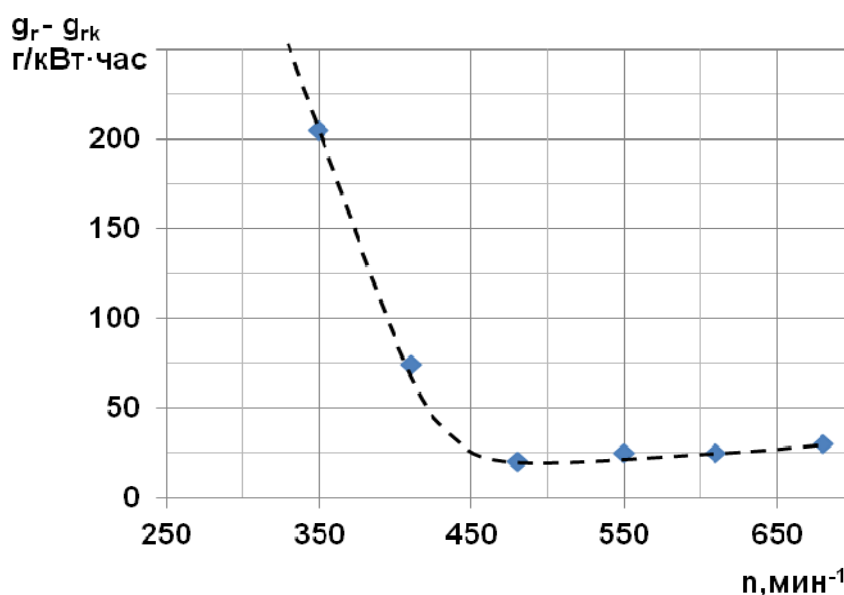


Рисунок 5 – Величина снижения удельного реостатного (**тягового**) расхода топлива (г/кВт·ч) дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на разных режимах при установке поршней с корундовым слоем

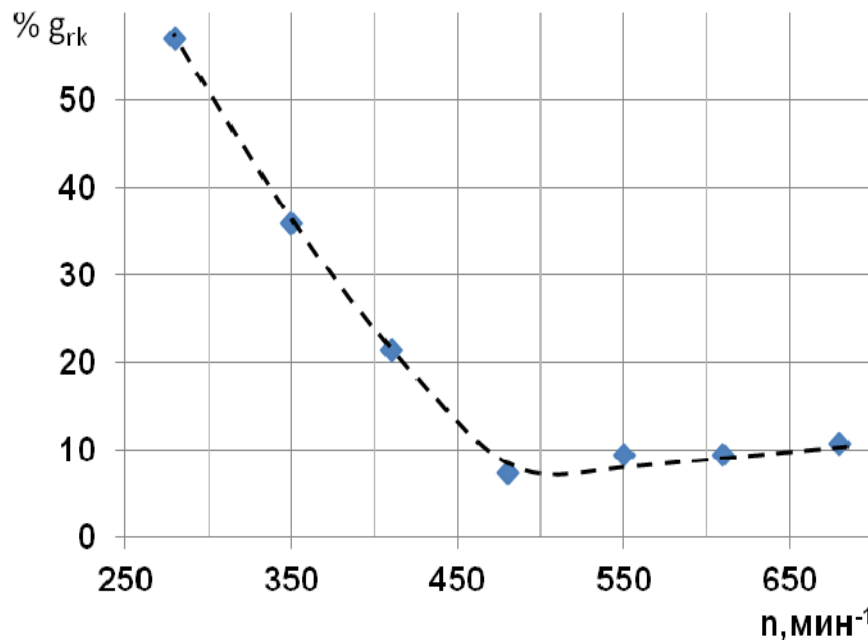


Рисунок 6 – Процент зниження удельного реостатного (тягового) расхода топлива дизеля тепловоза ЧМЭ-3 при установке поршней с корундовым слоем

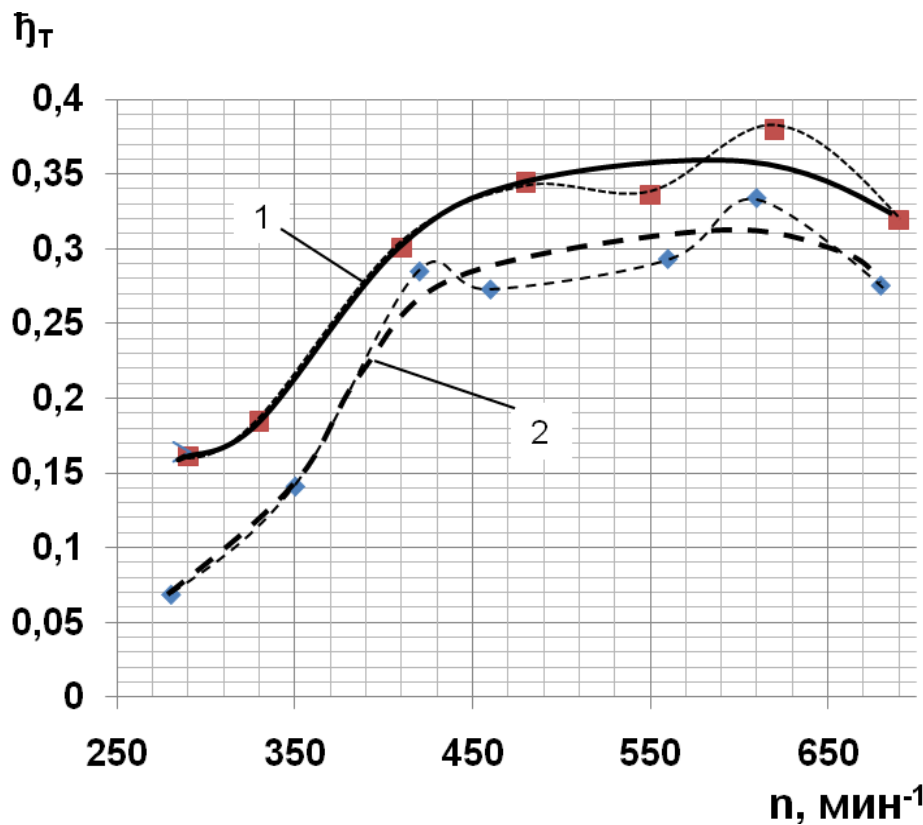


Рисунок 7 – Реостатный (тяговый) КПД дизелей тепловозов ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым слоем (η_{TK}) после наработки 114676 моточасов и серийными с новой ЦПГ (η_{TC}).

Максимальное значение реостатного (тягового) КПД дизеля тепловоза ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым слоем достигает 36%, а дизеля тепловоза с серийными поршнями 31%. (рис.7). Практически на 5 - 8 режимах тяговый КПД дизеля с поршнями с корундовым слоем на 5% выше (рис.8).

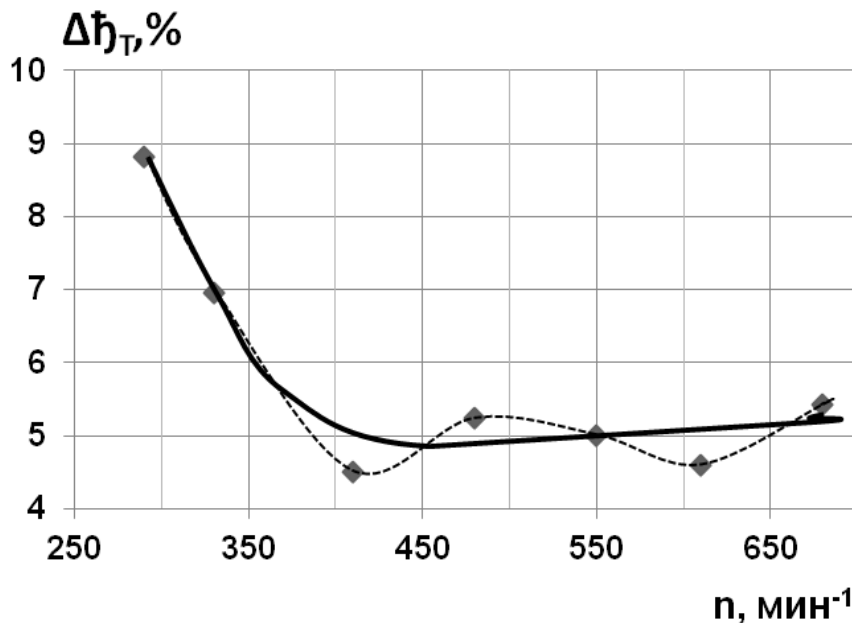


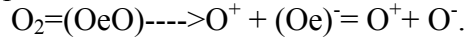
Рисунок 8 – Превышение реостатного (тягового) КПД дизеля с поршнями с корундовым слоем после наработки 114676 моточасов над КПД дизеля с серийными поршнями.

Значительное снижение расхода топлива с точки зрения теории автотермического горения, разработанной Е.И. Андреевым в 2000 г. [13] можно объяснить следующим. В камере сгорания вместе с топливом горит кислород воздуха. Физический механизм процесса энерговыделения разработал Д.Х. Базиев в 1982 г. Им были открыты мельчайшие частицы электрино с зарядом $\varepsilon = 1,9876643 \cdot 10^{-27}$ Кл, находящиеся вокруг атомов веществ. Позже они были получены экспериментально Российской Академией Наук.

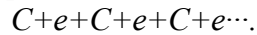
На основе этого механизма энерговыделения была предложена теория автотермического горения, а в 2001 г. автотермическое горение было осуществлено на карбюраторном двигателе автомобиля ВАЗ-2106 с экономией топлива от 30 до 70%. Пока результаты работы нескольких десятков автомобилей нестабильны. При любом изменении режимов работы двигателя или перегазовках автотермический режим пропадает. Необходима новая настройка на автотермический режим работы двигателя. После каждых 1000 км пробега должна производиться подрегулировка двигателя. Слой катализатора из угольной пыли (~20 мкм), нанесённый на стенки цилиндра, обеспечивает работу двигателя в автотермическом режиме при пробеге автомобиля до 4000 – 5000 км, т.е. в течение ~100 моточасов, а затем каталитический эффект пропадает.

Теория горения Е.И. Андреева. позволила установить источник энергии, выделяющейся при взрыве кислорода, разряде молнии, в электрической дуге, а в данной работе – получение дополнительной энергии при эксплуатации дизеля маневрового тепловоза с поршнями с корундовым слоем.

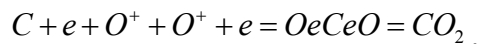
В процессе сгорания происходит повышение температуры в локальной области КС, что приводит к образованию плазмы (состоянию разогретого, ионизированного, раздробленного на атомы газа). При попадании в плазму молекулы газа диссоциируют на атомы. Молекулы кислорода воздуха разрушаются на положительно заряженный атом (ион) и отрицательно заряженный ион



Углеродные цепочки топлива разрушаются на атомы



На каждый атом углерода приходится по одному электрону связи, который становится свободным. Свободный, отрицательно заряженный электрон, полученный в плазме горения от топлива, вырывает из атома кислорода значительно более мелкие положительно заряженные частицы электроно. Он становится генератором энергии. Вокруг него формируется электронная глобула (электрон, окружённый атомами кислорода). При каждом взаимодействии с электроном атом O^+ излучает одно электроно. Обладающее высокой скоростью ($\sim 10^{16}$ м/с), электроно отдаёт свою кинетическую энергию (энергию связи в составе нейтрона) окружающим атомам и частицам электродинамически или при непосредственных столкновениях. Затем превращается в фотон и со скоростью света $\sim 10^8$ м/с удаляется из зоны реакции в пространство. Продукты реакции объединяются в соединение CO_2 .



Эта реакция является следствием процесса горения.

Таким образом, при горении топлива идет реакция частичного расщепления кислорода, где на один атом кислорода приходится только один свободный электрон от топлива. За счет энергии связи его элементарных частиц и выделяется тепловая энергия. Для увеличения выделяемой тепловой энергии нужны дополнительные свободные электроны. Так как кислород имеет 16 атомных единиц массы, то для более полного расщепления атома кислорода необходимы ещё свободные электроны. Поставщиком электронов в плазму горения может служить корундовый слой, образованный на огневой поверхности поршня и являющийся корундоэлектретом. Он имеет поверхностный заряд плотностью $\sigma = -3,9 \cdot 10^{-8}$ Кл/см². На 1 см² его поверхности находится $2,434 \cdot 10^{11}$ электронов:

$$\sigma/e = -3,9 \cdot 10^{-8} / -1,6021892 \cdot 10^{-19} \approx 2,434 \cdot 10^{11} \text{ н/см}^2,$$

где $e = -1,6021892 \cdot 10^{-19}$ Кл – заряд электрона.

При использовании поршней с корундовым слоем, в период диффузионного сгорания происходит увеличение температуры газа в КС на 30 К [13], а на корундовой поверхности поршня на 60 К, что позволяет получить плазму с повышенной концентрацией ионизирующего воздействия и ускоряет процесс диссоциации молекул газа на атомы.

Избыточный заряд газа в основном положительный, а избыточный заряд корундоэлектрета отрицательный. Притяжение молекул газа к корундовой поверхности усиливается, их скорость многократно увеличивается, что приводит к усилению удара молекул о корундовую поверхность и разрушению самой молекулы. Действуя как катализатор, корундовый слой способствует разрушению крупных молекул на мелкие фрагменты. Уменьшается энергия активации начала цепной реакции распада молекул кислорода. Свободные электроны, полученные в плазме горения от топлива, начинают реакцию частичного расщепления кислорода. Затем происходит взаимодействие атомов кислорода с электронами корундового слоя. Когда с поверхности корундового слоя в

зону плазмы горения кислорода попадают дополнительные электроны, происходит более полное частичное расщепление атомов кислорода, что и приводит к выделению дополнительной тепловой энергии. В процессе эксплуатации происходит постепенное снижение повышения мощности дизеля. Это объясняется уменьшением электретного влияния корундового слоя на процесс сгорания.

Выводы

По теории горения Е.И. Андреева повышение мощности ДВС с поршнями с корундовым слоем можно объяснить влиянием корундового слоя на огневой поверхности КС, который:

- позволяет повысить температуру газа в КС, что ускоряет процесс диссоциации молекул газа на атомы;

- являясь электретом, поставляет дополнительные свободные электроны в зону плазмы горения кислорода, что приводит к более полному частичному расщеплению атомов кислорода, дополнительному выделению тепловой энергии и повышению эффективности двигателя.

Список литературы: 1. *Костин А.К.* Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / *Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И.* – Л.: Машиностроение. 1978. – 119 с. 2. *Никитин М.Д.* Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей / *Никитин М.Д., Кулик А.Я., Захаров Н.И.* – Л.: Машиностроение. 1977. – 165с. 3. *Марченко А.П.* Влияние корундового слоя на рабочих поверхностях поршней на процесс сгорания в ДВС / *Марченко А.П., Шпаковский В.В.* / Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 24–28. 4. *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. 5. *Парсаданов И.В.* Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня на выбросы твердых частиц с отработавшими газами дизеля / *И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук* // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 97–100.

УДК 621.43.016

ТРИНЁВ А.В., к.т.н. доц., НТУ «ХПИ»
ОБОЗНЫЙ С.В., инж., НТУ «ХПИ»
КАЛАНТАЙ В.И., студ., НТУ «ХПИ»

ВОЗМОЖНОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА БЫСТРОХОДНОГО АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Проблеми підвищення паливної економічності, надійності та довговічності пропонується вирішувати за рахунок узгодження теплового стану деталей камери згоряння (КЗ), зокрема гільзи циліндра, з тепловими процесами двигуна та використання локального охолодження гільзи.

Введение. Значительное влияние на работоспособность деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) оказывает гильза цилиндра, ограничивающая рабочий объем цилиндра с поршнем и головкой цилиндров. От работы пары гильза – поршневые кольца во многом зависит износ втулки. На характер изнашивания втулки, скорость изнашивания влияют многие факторы. Среди них можно выделить главные: температуру зеркала втулки в сочетании с применяемым моторным маслом, степень деформации втулки по её окружности в зависимости от нагрева.

Удовлетворительные характеристики изнашивания гильз цилиндров достигаются за счет наличия стабильной масляной пленки между гильзой цилиндров и поршневыми кольцами. С ростом уровня форсирования автотракторных дизелей повышаются температуры зеркала гильзы и удельное давление поршневых колец. Поэтому необходимо уделять особое внимание сохранению на зеркале устойчивой масляной плёнки, поддержанию вязкости моторного масла в оптимальных пределах. В известных конструкциях малооборотных и среднеоборотных дизелей поставленная проблема является малоизученной, интенсификация охлаждения опорного бурта гильз таких ДВС с использованием жидкого охладителя представляет собой практически неразрешимую конструктивную задачу, что связано со сравнительно малыми размерами гильз, плотным размещением гильз в блоке, чем достигаются высокие массогабаритные показатели современных автотракторных ДВС. Решением поставленной проблемы, на наш взгляд, может стать локальное охлаждение опорного бурта сжатым воздухом.

Анализ последних достижений и публикаций. Как показали проведенные ранее теоретические и экспериментальные исследования, за счет поддержания определенного температурного состояния гильзы по её высоте, что в свою очередь влияет на вязкость моторного масла и потери на трение в сопряжении кольца - гильза, можно снизить механические потери по дизелю, улучшить также индикаторные показатели за счет уменьшения теплоотвода в систему охлаждения через стенку гильзы. Результаты таких исследований, например, можно найти в работах проф. Третьяка Е.И. [1-3], проведенных на одноцилиндровом отсеке судового дизеля 6ЧН26/34 на кафедре ДВС ХПИ. Ставилась задача нахождения оптимальных конструктивных соотношений для охлаждаемой гильзы цилиндра. Расчётным путём была минимизирована высота охлаждаемого пояса гильзы при ограничении температуры в зоне первого компрессионного кольца при положении поршня в ВМТ значением 160°C. Как отмечалось в работе [1], такое ограничение по температуре обусловлено требованиями работоспособности, надежности и долговечности гильзы.

Была рассчитана минимальная высота охлаждаемого пояса, которая составила 0,18S(60 мм), был предложен конструктивный вариант узла цилиндра с укороченным охлаждаемым поясом, проведен эксперимент для проверки его работоспособности. В эксперименте были определены: абсолютные значения температур в характерных точках гильзы; профиль температур по образующей гильзы; плотность тепловых потоков вдоль образующей. Эксперимент подтвердил работоспособность опытного узла гильзы, улучшение индикаторного и механического КПД, что выразилось в целом в уменьшении удельного эффективного расхода топлива на 1,8 – 4,2 г/(кВт·час)[1].

В работе [2] были обоснованы возможные пути оптимизации и выравнивания температуры гильзы по высоте, а именно: подогрев нижнего пояса гильзы цилиндров выпускными газами или воздухом после компрессора, введение высокотемпературного охлаждения, уменьшение поверхности охлаждения по высоте гильз, интенсификация охлаждения опорного бурта для снижения температуры в этой зоне от 200-220°C до рациональных 160°C.

В работе [3] были проанализированы конструктивные мероприятия, снижающие тепловые потери в охлаждающую жидкость: органосиликатные покрытия теплопередающих поверхностей, теплозащита тепловоспринимающих поверхностей с помощью керамических материалов, локальное охлаждение, использование тепловой защиты нижнего (переохлажденного) пояса в виде воздушной кольцевой прослойки толщиной 1,5-2мм. Таким образом, проведенные исследования доказали возможность выравнивания температуры гильзы по её высоте до рациональных значений, при которых вязкость моторного масла становится оптимальной, снижаются механические потери и уменьшаются потери теплоты в систему охлаждения.

Детальный анализ теплонапряженного состояния (ТНС) гильзы цилиндра быстроходного автотракторного дизеля 4ЧН12/14 приведен в работе [4]. Для исследования ТНС была разработана на основе МКЭ нестационарная математическая модель гильзы цилиндров, для уточнения граничных условий задач теплопроводности и механики проведен моторный эксперимент, включающий термометрию гильзы(16 термопар) и оценку деформированного состояния (16 тензодатчиков). Моторный эксперимент показал существенную неравномерность температур по высоте гильзы от 230-250°C в зоне опорного бурта до 100-115°C в охлаждаемой зоне. При этом максимальные температурные деформации изменялись от 0,058мм в верхней части до 0,017мм в нижней части гильзы, что необходимо учитывать при выборе рабочих зазоров между поршнем и гильзой [4].

Цель и постановка задачи. Целью исследования является улучшение технико-экономических показателей форсированных быстроходных дизелей автотракторного типа за счет получения оптимального температурного профиля по высоте гильзы, снижения механических и тепловых потерь.

Для достижения поставленной цели на начальном этапе предполагалось решить следующие задачи:

- оценить возможности локального воздушного охлаждения опорного бурта гильзы автотракторного дизеля с точки зрения его эффективности и энергетических затрат;
- разработать конструкцию безмоторного стенда для исследования условий локального охлаждения гильзы;
- уточнить граничные условия (ГУ) задачи теплопроводности для математической модели ТНС гильзы цилиндров с локальным охлаждением опорного бурта;

- исследовать характер протекания переходных процессов от момента подачи охладителя – воздуха до момента стабилизации теплового состояния гильзы, оценить влияние на протекание процессов режимных факторов (давление, температура охладителя).

Исследование условий локального воздушного охлаждения гильзы цилиндра в безмоторном эксперименте. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» накоплен значительный опыт в проведении безмоторных экспериментов для исследования ТНС деталей ДВС [5-7], безмоторные стенды также успешно используются при решении практических задач ведущими зарубежными мотостроительными компаниями, например, такими как Caterpillar [6].

Исследуется температурное поле гильзы цилиндров дизеля 4ЧН12/14 с локальным воздушным охлаждением верхнего опорного бурта. Для образования полости охлаждения на верхнем посадочном поясе после его дообработки напрессован чугунный бандаж с внутренней проточкой и подводящим штуцером. Общий вид гильзы с охлаждаемым опорным буртом представлен на рис. 1. Гильза оснащена пятью хромель-алюмелевыми термопарами, равномерно размещенными по её высоте.

Моделирование теплового состояния гильзы с локальным охлаждением опорного бурта проводится на стенде, схема которого показана на рис.2. Стенд содержит опытную гильзу 1 с термопарами 2, плавильную электропечь 3 открытого типа, трансформатор 4 с регулируемым напряжением на выходе от 0 до 250 В, переключатель 5, цифровой прибор 6 для регистрации температур в контрольных точках гильзы, расходомер охлаждающего воздуха 7. Цифровой прибор 8 типа А566 используется для контроля температур охлаждающего воздуха на входе в гильзу и на выходе из нее по сигналу от термометра сопротивления. Давление охлаждающего воздуха непосредственно на входе в гильзу контролируется пружинным манометром 9.

Поршневой компрессор с электроприводом создает и поддерживает в ходе эксперимента заданное давление в ресивере 11.

Гильза цилиндров своим опорным буртом установлена на плавильную печь, между печью и гильзой уложена асбестовая прокладка. Путём регулирования напряжения трансформатора 4 подбирается режим нагрева, при котором достигается и поддерживается необходимая температура нагрева опорного бурта гильзы, соответствующая номинальному режиму работы дизеля (250 - 260°C) 4ЧН12/14, используются результаты термометрии гильз в моторных экспериментах. После этого включается подача охлаждающего воздуха и выполняются замеры. Такой безмоторный стенд и такая методика успешно использовалась ранее при моделировании теплового состояния головки цилиндров дизеля СМД [6] и



Рисунок 1 - Гильза цилиндра с охлаждаемым буртом

Параметры охлаждающего воздуха на режиме с $P_v=0,1$ МПа составили: расход воздуха $G_v=6,0$ м³/час; температура воздуха на входе в гильзу $t_{в1}=18^\circ\text{C}$; температура воздуха на выходе из гильзы $t_{в2}=75^\circ\text{C}$. Для режима с $P_v=0,2$ МПа: $G_v=6,9$ м³/час; $t_{в1}=18,5^\circ\text{C}$; $t_{в2}=65^\circ\text{C}$.

По результатам безмоторного эксперимента были построены динамические температурные характеристики в зависимости от продолжительности охлаждения t , мин. в переходных процессах, представленные на рис.4. Приведены характеристики для контрольных точек 1-3.

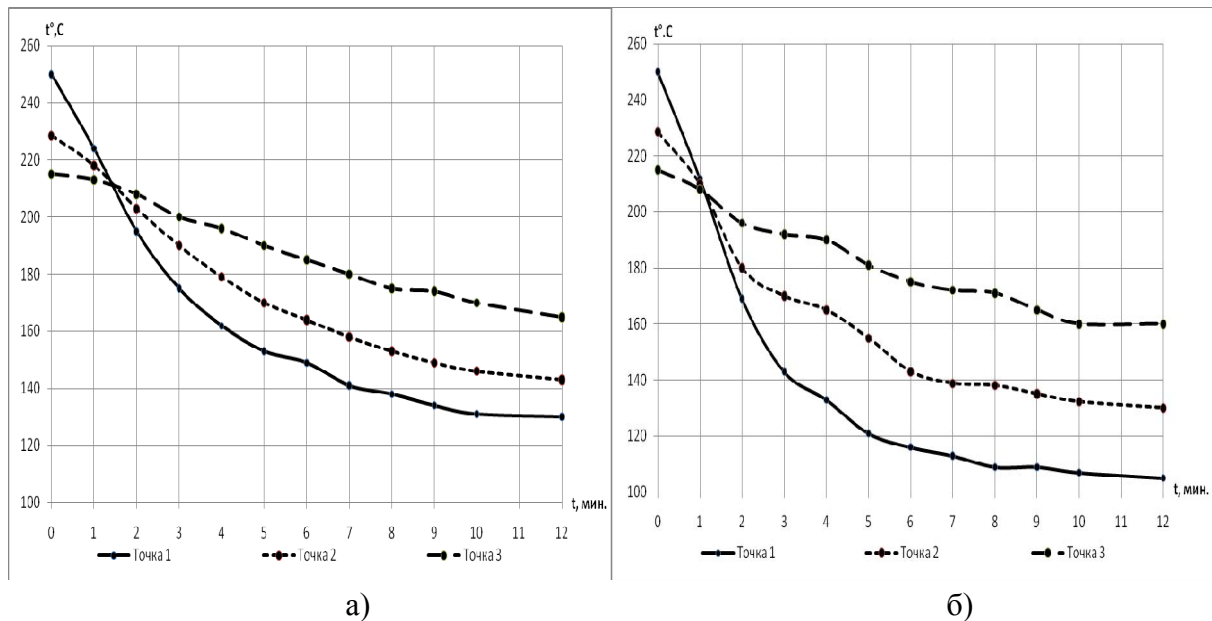


Рисунок 4 – Динамика изменения температуры в контрольных точках гильзы при подводе охладителя: а) $P_v=0,1$ МПа; б) $P_v=0,2$ МПа

Для уточнения ГУ задачи теплопроводности для охлаждаемых воздухом поверхностей опорного бурта гильзы была разработана МКЭ-модель гильзы, в расчетах воспроизводились условия нагрева гильзы в безмоторном эксперименте. По результатам безмоторного эксперимента и путем решения серии тестовых задач были уточнены ГУ 3-го рода для указанных поверхностей. Так значение коэффициента теплоотдачи составило для рассмотренных режимов $\alpha=500-700$ Вт/(м²К) при результирующих температурах $t_{рез}=40...70^\circ\text{C}$.

Проводилась оценка возможных дополнительных энергетических затрат по двигателю в пересчете на $z=4$ цилиндра. Для варианта применения в качестве источника сжатого воздуха приводного поршневого компрессора, который используется в тормозных системах автотракторных ДВС, затраты могут составить от 0,425 до 1,6 кВт.

Выводы

В результате проведенного расчетно-экспериментального исследования можно отметить:

- эксперимент показал высокую эффективность локального воздушного охлаждения зоны опорного бурта гильзы цилиндров автотракторного дизеля с учетом необходимых энергетических затрат, снижение температуры наиболее нагретой части гильзы составило 100-120°C, что позволяет изменять в дальнейшем температуру этого участка в широких пределах для получения оптимальной температуры стенки гильзы и оптимальной вязкости моторного масла по её длине;
- получены уточненные ГУ задачи теплопроводности для локального охлаждения гильзы цилиндров, что позволяет разработать уточненную математическую модель ТНС гильзы, а также решить оптимизационную задачу, используя факторы как интенсификации, так и ограничения теплоотвода по высоте гильзы, обеспечить наиболее рациональный температурный профиль для снижения механических и тепловых потерь;
- разработанный безмоторный стенд позволяет достаточно точно исследовать влияние различных факторов (охлаждение, теплоизоляция) на тепловое состояние гильзы, разработать практические рекомендации по улучшению экономических и ресурсных показателей форсированных автотракторных ДВС.

Список литературы: 1. Экспериментальное исследование эффективности ограниченного теплоотвода гильз цилиндра дизеля 6ЧН26/34 / *Е.И. Третьак, Б.Л. Гоцкало, А.А. Науменко, А.Г. Соколов* // Двигатели внутреннего сгорания. 1989. Вып. 52 с.78-85. 2. Определение пределов регулирования теплового состояния гильзы цилиндров судового дизеля 6ЧН26/34 при ограниченном теплоотводе / *Е.И. Третьак, Б.Л. Гоцкало, К.Н. Васильев и др.* // Двигатели внутреннего сгорания. 1989. Вып. 49 с.28-30. 3. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6ЧН26/34 при тепловой защите гильзы цилиндра / *Е.И. Третьак, Б.Л. Гоцкало, О.С. Кинжалов и др.* // Двигатели внутреннего сгорания. 1987. Вып. 45 с.33-39. 4. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках / *А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров* // Двигатели внутреннего сгорания. 1993. Вып. 54 с.9-22. 5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / *Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др. под общ. ред. А.Ф. Шеховцова* // -К.: Техніка, 1992. – 272с. 6. Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров и использованием безмоторного стенда / *А.В. Тринёв, А.Н. Авраменко, С.В. Обозный и др.* // Двигатели внутреннего сгорания. 2007. №1 с.31-38. 7. Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров дизеля КаМАЗ в безмоторном эксперименте / *А.В. Тринёв, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный и др.* // Двигатели внутреннего сгорания. 2011. №2 с.19-24

УДК 621.314-621.391

БОРИСЕНКО А.Н., д.т.н., НТУ «ХПИ»
СЕРГИЕНКО А.Н., аспірант, НТУ «ХПИ»
ГАЛУЦКИХ А.Д., інж., НТУ «ХПИ»

ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВС

Ідентифікація дефектів, побудова вирішальних правил і формування сукупностей, що навчають, для систем управління і діагностики ДВЗ на базі теорії ЛПВП.

Постановка проблемы. Обеспечение наилучших технико-экономических и экологических показателей ДВС тесно связано с поддержанием на должном уровне технического состояния агрегатов и качества работы систем регулирования, которые в процессе эксплуатации изменяются. В связи с этим возникает необходимость непрерывного контроля технического состояния силовой установки в процессе эксплуатации по соответствующим информативным параметрам и диагностическим признакам, которые необходимо выбрать с учетом экспериментальных данных.

Анализ литературы показывает, что диагностирование дизелей производят либо по сигналам множества датчиков режимных параметров агрегата [1, 2], либо по сигналу одного датчика неравномерности вращения вала [3-6], что удобнее в плане привязки к объекту, но усложняет процесс обработки информации. Глубина диагностирования при этом существенно зависит от выбора математической модели диагностического сигнала. Например, в работах [5,6] в качестве таковой был использован линейный периодический случайный процесс (ЛПСР), низшие моменты которого (дисперсия и корреляционная функция) используются в качестве диагностических признаков, и позволяют обнаружить неисправный цилиндр.

Цель работы – на базе математической модели ЛПСР, описывающей процесс неравномерности вращения вала дизеля с учетом случайного его характера и физической природы явлений, происходящих в ДВС, теоретически обосновать, а затем экспериментально проверить новые информативные параметры, характеризующие техническое состояние дизелей, на основании предложенных параметров построить обучающие совокупности (образы) и разработать решающие правила, которые с большей точностью позволяют выявить дефекты в дизельном ДВС.

По своей физической природе дизель-генератор (ДГ) является объектом циклического действия и угловая скорость его коленчатого вала содержит три составляющие: постоянную (среднее значение), переменную (отклонение мгновенной скорости от среднего значения, что может охарактеризовано дисперсией) и импульсную составляющую, имеющую место при резких изменениях тока генератора. Поскольку указанная угловая скорость подвержена влиянию множества случайных факторов (подача топлива, воздухообеспечение, изменение нагрузки и т.д.), ее можно рассматривать как случайный процесс $\{\xi(t) \ t \in (-\infty, \infty)\}$, к которому в качестве математической модели в полной мере подходит ЛПСР [5, ... ,8].

Определения и основные характеристики ЛПСР. Согласно [5, ... ,8], случайный процесс $\{\xi(t) \ t \in (-\infty, \infty)\}$ называется периодическим в широком смысле, если

существует такое $T > 0$, для которого одномерная и двумерная функции распределения удовлетворяют условиям:

$$\begin{aligned} F(x; t) &= F(x; t + T), \\ F(x_1; x_2; t_1, t_2) &= F(x_1, x_2; t_1 + T, t_2 + T), \\ t_1, t_2 &\in (-\infty, \infty) \end{aligned}$$

ЛПСИ имеет моменты высшего порядка (включая и коэффициенты асимметрии и эксцесса), которые можно использовать в качестве диагностических признаков для уточнения технического состояния двигателя.

С целью получения сигнала угловой скорости коленчатого вала ДГ была проведена серия экспериментальных работ на агрегатах типов 10Д100 и Д70, в ходе которых упомянутый сигнал снимался либо с индуктивного датчика, установленного вблизи венца валоповоротной шестерни или специальной измерительной шестерни, либо с оптоэлектронного датчика типа ПДФ-3, который устанавливался на свободном конце вала дизеля. Для определения типа распределения процесса изменения скорости вала (рис.1), реализации были обработаны с использованием гистограммного анализа с последующим сглаживанием полученных гистограмм по методу наименьших квадратов [9]. Отметим, что тахограммы на рис.1-4, 6, 7 были записаны на шлейфовый осциллограф в установившемся режиме работы ДГ, причем для синхронизации использовался сигнал отметчика верхней мертвой точки первого цилиндра (этот сигнал на графиках не показан).

На рис. 1 приведена осциллограмма девиации угловой скорости вала ДГ типа 10Д100 без дефектов, работающего в номинальном режиме, гистограмма распределения угловой скорости и сглаживающая кривая, построенная по методу наименьших квадратов. Общий объем выборки данных за один оборот вала составляет 1500 точек.

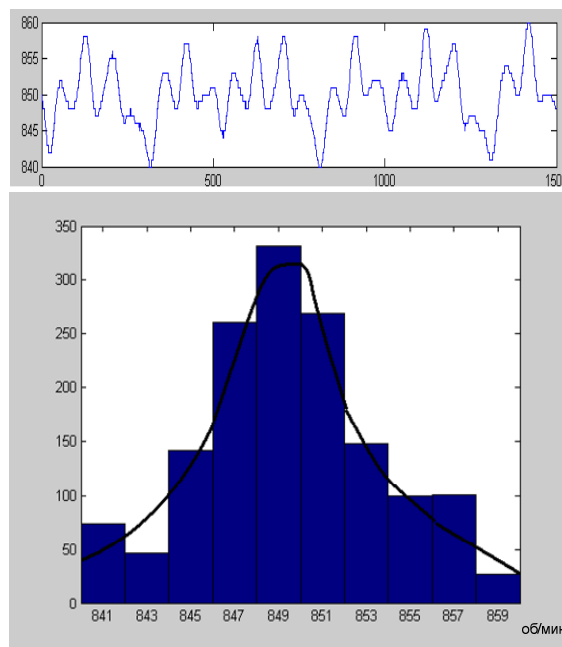


Рисунок 1 – Осциллограмма девиации угловой скорости вала ДГ 10Д100 и гистограмма распределения угловой скорости и сглаживающая кривая (ДВС без дефектов, режим номинальный)

На рис. 2 приведены тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100, имеющего дефекты в цилиндро-поршневой группе, в частности, задиры. За один оборот вала при этом было снято 3000 точек.

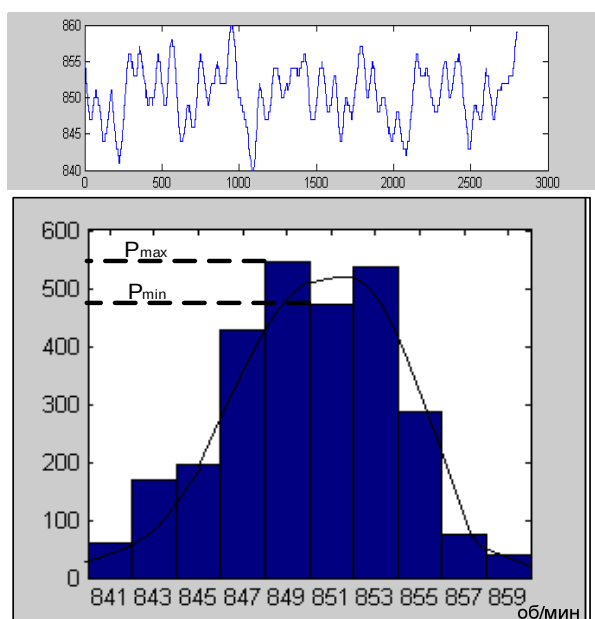


Рисунок 2 – Тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100 (дефекты в ЦПГ – задиры, режим – номинальный)

На рис. 3, 4 приведены графические иллюстрации для дизельной установки того же типа с дефектами в топливоподающей аппаратуре. Рис. 3 соответствует случаю пониженной цикловой подачи топлива, а рис. 4 – позднему впрыскиванию топлива. За оборот вала регистрировалось 2500 точек.

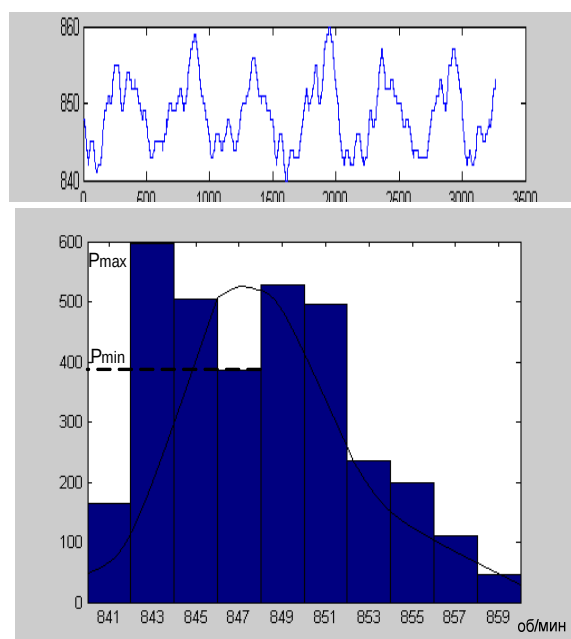


Рисунок 3 – Тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100 с дефектом в ТНВД – пониженная цикловая подача топлива

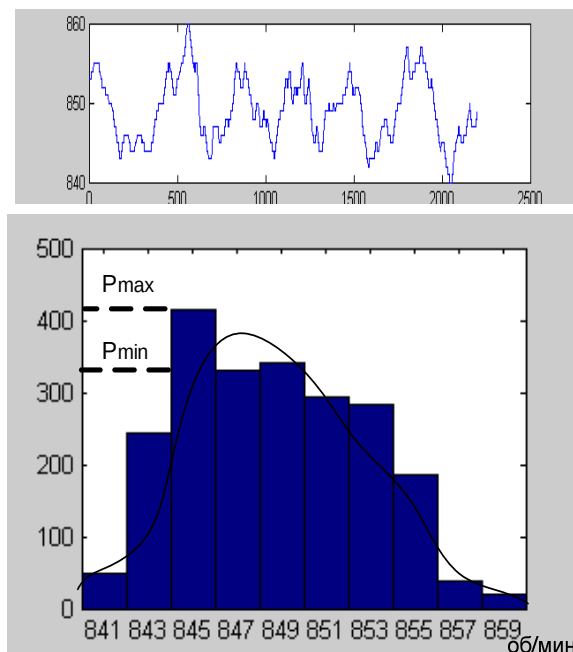


Рисунок 4 – Тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100 с отклонением угла впрыска топлива – поздний впрыск

Для этих кривых найдены асимметрия и эксцесс [7], которые были приняты в качестве диагностических признаков.

$$k = \frac{\sqrt{n}}{\sqrt{(n-1)^3 \cdot (G_x)^3}} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^3,$$

$$j = \frac{n}{(n-1)^2 \cdot (G_x)^4} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^4 - 3,$$

где n - число измерений;

x_i - i -я измеренная величина;

m_x - математическое ожидание измеренной величины;

G_x - среднеквадратическое отклонение измеренной величины.

Именно эти параметры были выбраны в качестве координат диагностического пространства, в котором по количественным оценкам k и j были построены обучающие совокупности.

После обработки 387 гистограмм со сглаживающими кривыми были сформированы обучающие совокупности, соответствующие различным техническим состояниям ДГ. Это иллюстрируется рис.5.

В частности, область I соответствует дизель-генератору без дефектов; области II – агрегату с дефектами цилиндрической группы, причем в случае $k > 0$ имеют место неплотности, а в случае $k < 0$ – задиры; область IV соответствует отклонению цикловой подачи топлива от требуемого значения, причем в случае $k > 0, j < 0$ – цикловая подача топлива ниже нормы, а при $k < 0, j > 0$ – выше нормы; область IV означает отклонение фазы топливоподачи от нормы: при $k > 0$ - ниже нормы, при $k < 0$ - выше нормы.

Была выполнена статистическая обработка осциллограмм мгновенной угловой скорости коленчатого вала ДГ 10Д100, в котором поочередно отключался тот или иной

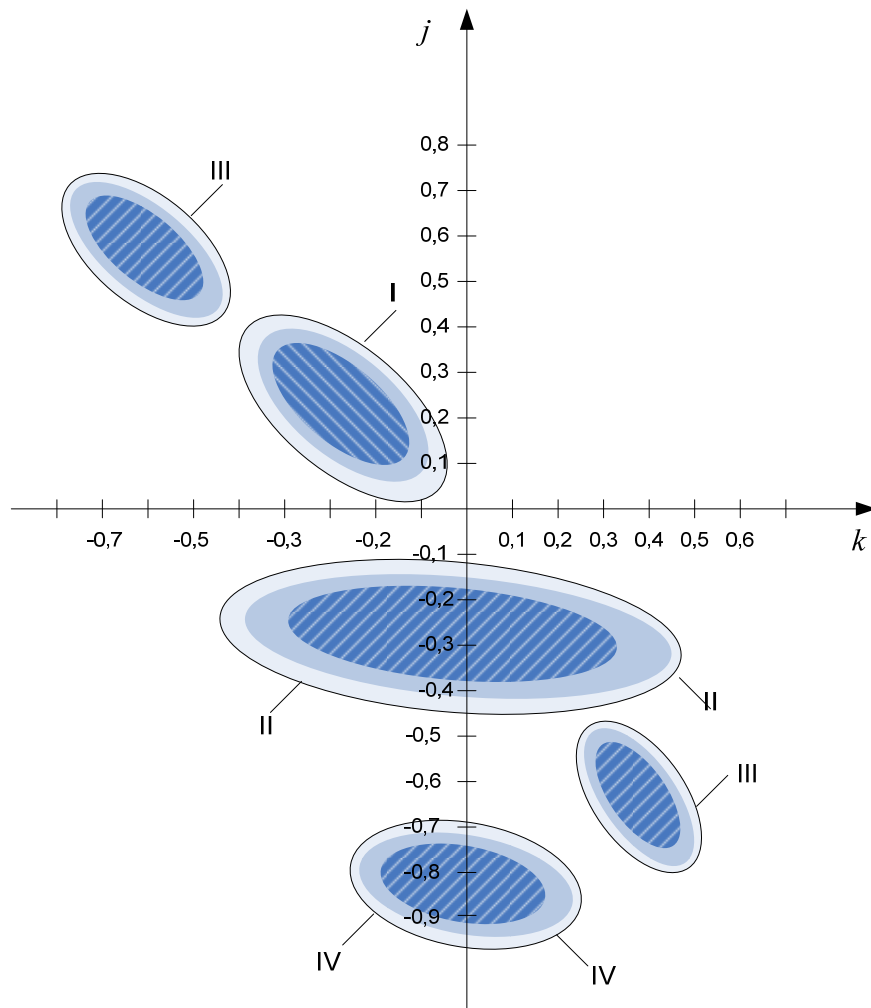


Рисунок 5 – Обучающие совокупности, соответствующие различным техническим состояниям ДГ

цилиндр путем установки в нулевое положение соответствующей рейки топливного насоса. В качестве примера на рис.6 приведены гистограмма и сглаживающая кривая при отключенном первом цилиндре, а на рис.7 – при отключенном втором цилиндре. Анализируя полученные гистограммы, можно отметить следующее.

При отсутствии дефектов у ДГ гистограмма и сглаживающая кривая имеют единственный экстремум (максимум) в точке, соответствующей настройке регулятора скорости (на рис.1 – это 850 об/мин). При наличии дефектов, как видно из рис. 2, 3, 4, на гистограмме между двух максимумов (большой из которых обозначен P_{max}), имеется минимум (обозначенный P_{min}) вблизи точки, соответствующей настройке регулятора скорости. У дизеля с дефектами, но всеми работающими цилиндрами, коэффициент работоспособности $K_{pc} = \frac{P_{min}}{P_{max}}$ составляет не менее 0,5. Если же у дизеля отключен хотя

бы один цилиндр, то $K_{pc} < 0,5$. Например, рис. 6 соответствует $K_{pc} = 0,43$, а рис.7 соответствует $K_{pc} = 0,27$. Такое расхождение значений K_{pc} объясняется, по-видимому, неполной идентичностью отключаемых (первого и второго) цилиндров.

По величине коэффициента K_{pc} можно судить о техническом состоянии ДГ, то есть его можно использовать как дополнительный диагностический признак.

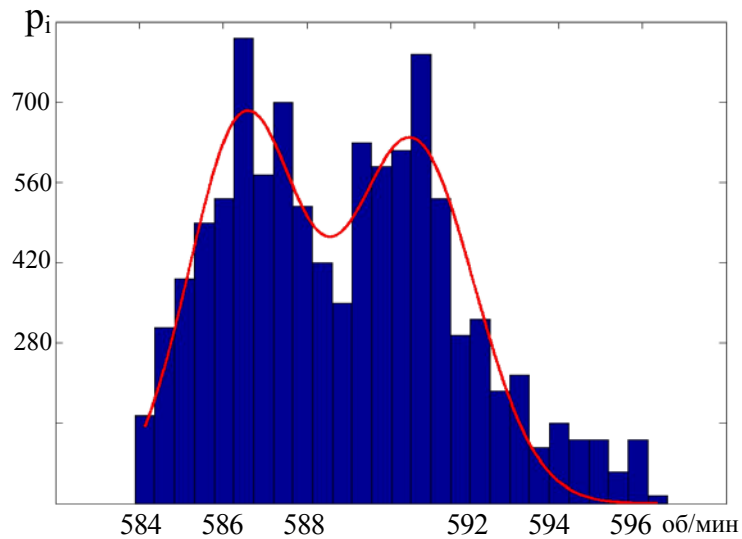


Рисунок 6 – Гистограмма и сглаживающая кривая при отключенном первом цилиндре

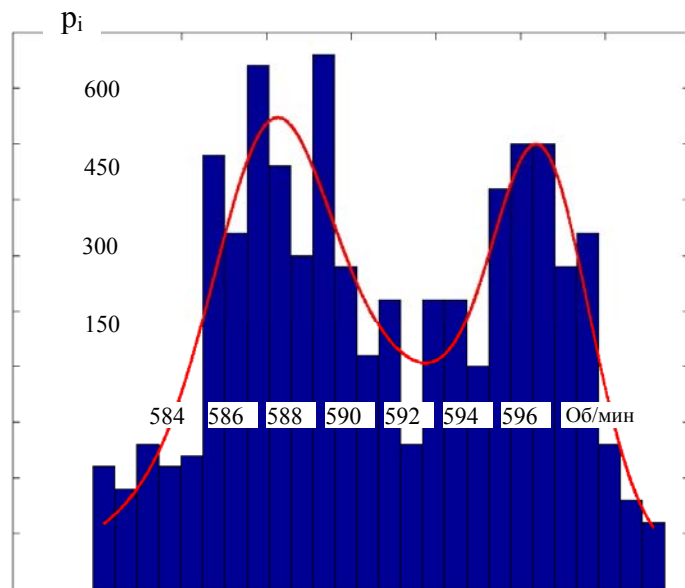


Рисунок 7 – Гистограмма и сглаживающая кривая при отключенном втором цилиндре

Выводы

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали:

1. В качестве диагностических признаков технического состояния ЦПГ дизеля эффективно можно использовать коэффициенты асимметрии и эксцесса, а также коэффициент работоспособности $K_{рс}$.
2. В качестве диагностического пространства для формирования обучающих совокупностей предложено использовать плоскость, осями координат в которой используются коэффициенты асимметрии и эксцесса.
3. В выбранном диагностическом пространстве предложен способ построения образов, соответствующих следующим техническим состояниям узлов ЦПГ:
 - условно исправны;
 - наличие задиров;
 - наличие неплотностей.
4. Предложен способ выявления разрегулировки цикловой подачи и фазы впрыска топлива.
5. Полученные результаты целесообразно использовать при разработке алгоритма управления подачей топлива ДВС.

Список литературы: 1. *Станиславский Л.В.* Техническое диагностирование дизелей.- Киев, Донецк // Вища школа. Главное издательство, 1983. – 135 с. 2. *Ле Ван Дием.* Модели и алгоритмы технического диагностирования силовых дизельных установок в процессе эксплуатации.- Автореф. дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Санкт-Петербург, 2006. – 24 с. 3. *Марченко Б.Г., Мыслович М.В.* Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 1. модели динамики цилиндрических мощностей на валу дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1998. – № 5 – С. 36-40. 4. *Марченко Б.Г., Мыслович М.В.* Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 2. Построение оценок линейных ПКСП, описывающих динамику цилиндрических мощностей на валу дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1998. – № 6. – С. 39-42. 5. *Марченко Б.Г., Мыслович М.В.* Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 3. Физическая конкретизация параметров модели и имитационное моделирование динамики цилиндрических мощностей на валу дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1999. – №1. – С. 59-63. 6. *Марченко Б.Г., Мыслович М.В.* Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 4. Экспериментальная проверка методики диагностики цилиндро-поршневой группы дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1999. – № 4. – С. 40-45. 7. Вопросы статистической теории радиолокации / *П.А. Бакут, И.А. Большаков* и др.: под ред. *Г.П. Татаковского*. – Т.1. – М.: Сов. Радио, 1963. – 424 с. 8. *А.Н. Борисенко, С.А. Литвиненко.* Вопросы выбора информативных параметров и диагностических признаков для систем управления и диагностики дизель-генераторов. – Харьков //Вестник НТУ ХПИ, 2008. 9. *Дьяконов В.П., Круглов В.В.* Математические пакеты расширения MATLAB: специальный справочник. – СПб.: Питер, 2001.

УДК 623.438.3

ЕПИФАНОВ В.В., к.т.н., НТУ "ХПИ"
ПИСАРСКАЯ Н.В., НТУ "ХПИ"

**ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР КИРОВСКОГО ЗАВОДА
(К 80-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.С. ПОПОВА)**

Розглянуто основні етапи життя та творчої діяльності видатного конструктора танків, гусеничних машин спеціального призначення та енергонасичених колісних тракторів Миколи Сергійовича Попова

Николай Сергеевич Попов (рис. 1) родился 14 декабря 1931 года в казачьей станице Усть-Лабинская Краснодарского края. Окончил семилетнюю школу, учился в специальной школе военно-воздушных сил в городе Краснодар. В 1950 году поступил в Харьковский политехнический институт (ХПИ) (сейчас – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт") на кафедру тракторостроения, которую в тот период возглавлял академик Всесоюзной академии сельскохозяйственных наук, профессор Михаил Иванович Медведев. В 1952 году по инициативе главного конструктора танков Александра Александровича Морозова на кафедре тракторостроения открыта подготовка по специальности "Колесные и гусеничные машины" ("Танкостроение") [1, с.127; 2, с. 135-137].



Рисунок 1 – Н.С. Попов

После окончания в 1955 году ХПИ с отличием всю свою трудовую деятельность связал с Кировским заводом города Ленинграда (ныне Санкт-Петербург). В 1955-1961 годах работает инженером-конструктором, в 1961-1967 годах начальником отдела вооружений, в 1967-1968 годах заместителем главного конструктора особого конструкторского бюро (КБ) танкостроения. В этот период под руководством главного конструктора КБ Жозефа Яковлевича Котина (в 1927-1930 годах студент механического факультета Харьковского технологического института) создаются опытные тяжелые танки, опытные танки с ракетным вооружением, 406-мм самоходная установка и 420-мм миномет, последний серийный тяжелый танк Т-10, плавающий танк ПТ-76, бронетранспортер БТР-50П. Наряду с работами в области военных

гусеничних машин в начале 60-х годов XX столетия идет разработка колесного трактора большой мощности К-700 "Кировец" (класс 50 кН) [3, с. 282-283; 4].

В 1968 году Н.С. Попова назначают главным конструктором КБ Кировского завода. Под его руководством проводятся работы по созданию первого в мире основного танка с газотурбинным двигателем (ГТД), которые завершились в 1976 году принятием на вооружение танка Т-80 (рис. 2) с ГТД мощностью 1000 л.с. разработки научно-производственного объединения им. В.Я. Климова (г. Ленинград), выпускаемого Калужским опытным моторным заводом. В последующем машина проходила модернизацию и в 1978 году принят на вооружение Т-80Б с новой пушкой и комплексом управляемого ракетного вооружения с радиоуправляемой ракетой; в 1985 году Т-80БВ с комплексом навесной динамической защиты и Т-80У с более мощным ГТД (1100 л.с.), повышенной защищенностью и усиленной огневой мощностью; в конце 1980-х годов – Т-80УМ с ГТД мощностью 1250 л.с. и усовершенствованными системами вооружения и живучести; в конце 1990-х годов – Т-80УМ1 "Барс". Харьковское КБ по машиностроению им. А.А. Морозова в 70-е – 80-е годы XX столетия разработало вариант Т-80 с дизельным двигателем 6ТД, который в 1987 году принят на вооружение как танк Т-80УД, в дальнейшем эта машина была усовершенствована, оснащена двигателем 6ТД-2 мощностью 1200 л.с. и получила обозначение Т-84. Одновременно с работами по Т-80 создаются другие военные гусеничные машины: 203-мм самоходное орудие большой мощности 2С7 "Пион" (1975) и его модификация 2С7М "Малка" (1983), превосходящие по дальности стрельбы все аналогичные зарубежные орудия; унифицированное шасси для зенитно-ракетного комплекса С-300В (1981); высокозащищенное специальное транспортное средство (1976) и его модификация (1994), позволяющие экипажу работать в автономном режиме в течение нескольких суток (за рубежом подобных аналогов не было) [5; 6, с.372-390; 7, с. 437-439].



Рисунок 2 – основной танк Т-80

В 1985 году Н.С. Попов назначается генеральным конструктором Кировского завода, с 1992 года – генеральный директор и генеральный конструктор ОАО "Специальное КБ транспортного машиностроения" (г. Санкт-Петербург). Наряду с совершенствованием основного танка под его руководством разрабатываются и внедряются в производство: универсальный агрегат УСА "К-21" (1992) для оснащения нагрузкой летательных аппаратов; быстроходная гусеничная машина БТМ-4М "Тундра" (1997) для инженерных войск. КБ создает и народнохозяйственную технику: сельскохозяйственный энергонасыщенный трактор К-701 (1973) (рис.3), его модификации промышленного назначения и для лесодобывающей промышленности К-701М, К-702М и К-703М (1988), не уступающие по своим характеристикам подобным зарубежным образцам. В 1990-х годах под руководством Н.С. Попова созданы: на базе трактора К-701М и его трехосного варианта семейство дорожно-

строительных машин (погрузчик, грейдер, экскаватор, бульдозер, виброкаток); комплекс машин для лесозаготовительной промышленности (трелевочный трактор, лесопогрузчик-штабелер, лесодорожная машина); универсальная дорожная машина; траншейная машина. Разработаны на базе К-703М подъемные установки различной грузоподъемности для ремонта нефте- и газоскважин: 60 тонн (1992), 80 тонн (1996), 100 тонн (1997); на базе артиллерийского самоходного орудия – высококомбинированный гусеничный кран СГК-80Р грузоподъемностью 80 тонн для ликвидации на железнодорожном транспорте последствий техногенных и стихийных аварий и катастроф (1995) [4].



Рисунок 3 – трактор К-701

На рубеже XX и XXI столетий Н.С. Попов с коллективом КБ создал прообраз перспективного танка – высокоавтоматизированную машину с двумя членами экипажа и эффективной комплексной защитой; разработал, исследовал и внедрил систему дистанционного управления транспортными средствами. За заслуги перед государством удостоен звания Героя Социалистического Труда (1975); Лауреат Ленинской премии (1978), Государственных премий СССР (1984) и России (1993); награжден орденами Ленина, Октябрьской Революции, Трудового Красного Знамени, "За заслуги перед Отечеством" 4-й степени, медалями [1, с.127;5].

Николай Сергеевич ушел из жизни 4 февраля 2008 года.

Список литературы: 1. Еліта держави – видатні випускники Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"/ [упоряд.: Л.Л. Товажнянський, Ю.Д. Сакара, Г.В. Бистріченко та ін]. – Х.: НТУ "ХПІ", 2010. – 188с. 2. Історія танкобудування України. Персоналії: Навчальний посібник / [С.С. Александров, Л.М. Бесов, В.Ф. Клімов, Г.В. Лісачук]. – Х.: НТУ "ХПІ", 2007.–200с. 3. Епифанов В.В. 100-летие со дня рождения Ж.Я. Котина /В.В. Епифанов, Л.М. Бесов, Н.В. Епифанова// Механіка та машинобудування. – 2008. – №1. – с.280-284. 4. Официальный сайт Центрального научно-исследовательского и опытно-конструкторского института работотехники и технической кибернетики Государственного научного центра Российской Федерации [электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rtc.ru/encyk/biogr-book/15P/2340.shtml> . 5. Патриотический интернет проект "Герои страны" [электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero_id=10880 . 6. Карпенко А.А. Обзорение отечественной бронетанковой техники (1905-1995гг.)/ А.В. Карпенко. – Санкт-Петербург: "Невский Бастион", 1996.– 480с. 7. Бронетехника XX века: танки, САУ, военные машины/[сост.: Р.Исмаилов, Г. Корнюхин, Д. Марченко, Б. Проказов]. – Смоленск: "Русич", 2006. – 560с.

Поступила в редколлегию 10.11.11

УДК 631.3

ЗАБЕЛЫШИНСКИЙ З.Э., главный инженер проекта АО "ХТЗ"**К 80-ЛЕТИЮ ХАРЬКОВСКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДА:
НАМ ЕСТЬ ЧЕМ ГОРДИТЬСЯ!**

У статті наведено аналіз технічних досягнень та наукових розробок "Харківського тракторного заводу ім. С. Орджонікідзе", з початку його існування і до теперішнього часу. Також виконано порівняння продукції вітчизняного та закордонного виробництва.

1931 год. На производство ставится трактор СХТЗ-15/30 - копия американского трактора фирмы «Интернэйшенел Харвестер». Это был первый и единственный случай, когда мы изготавливали трактор по «чужим» чертежам. Первая серьезная разработка конструкторов ХТЗ чуть не закончилась провалом. Был объявлен конкурс на создание гусеничного трактора. Чтобы обеспечить стабильную глубину вспашки, предписывалось применить полужесткую подвеску типа «Катерпиллер». Головной институт НАТИ и СТЗ применили, нарушив условия конкурса, эластичную подвеску с английской танкетки «Карден Ллойд». Аргумент - на базе этого трактора можно создать танк. Танк не получился, а подвеска оказалась удачной и применяется на тракторе Т-150 до сих пор. После проигрыша в конкурсе раздосадованный директор завода П.И.Свистун закрыл конструкторский отдел. Спасибо наркому С.Орджоникидзе: появляется его приказ о создании объединенной бригады конструкторов НАТИ, СТЗ и ХТЗ по проектированию нового трактора.

Во время войны работники ХТЗ, оказавшиеся в эвакуации, создавали танки (Сталинград, Челябинск, Нижний Тагил), двигатели для танков (Барнаул, Челябинск) и тракторы (Рубцовск). После войны именно на Алтае был спроектирован (в основном харьковчанами) дизель Д55. Он был установлен на легендарном тракторе ДТ-54, который выпускался на трех тракторных заводах: Харьковском, Сталинградском и Алтайском. Но калькодержателем был ХТЗ. Только мы имели право вносить изменения в чертежи.

В это же время на ХТЗ (главный конструктор Н.Г.Зубарев) впервые в СССР создавался колесный (на резиновых пневматических шинах) трактор ХТЗ-7. Он был снабжен гидрофицированным навесным устройством и полностью реверсивной коробкой передач, регулируемые колесами и агротехническим просветом и т.д. За создание ХТЗ-7 группа работников ХТЗ и ХТЗС получила Сталинскую премию. Уже при главном конструкторе Б.П.Кашубе произошло несколько модернизаций трактора ХТЗ-7: ДТ-14, ДТ-20 и Т-25 с двухцилиндровым дизельным мотором. Все двигатели до середины 60-х годов проектировались и изготавливались на ХТЗ. Сначала передали во Владимир производство дизелей для трактора Т-25, а потом - и его самого. Когда в 1992 году на ХТЗ было решено возобновить производство Т-25, владимирцы отказались вернуть конструкторскую документацию, и трактор пришлось разрабатывать заново. Обновленные тракторы выпускаются под марками ХТЗ-2511, ХТЗ-3510.

На ХТЗ было освоено производство особо сложной и точной продукции - топливной аппаратуры для дизельных двигателей. Наши конструкторы на базе узлов Минского тракторного завода (выиграв конкурс у минчан) создали трактор Т-50В для обработки виноградников. Было изготовлено 330 единиц такой техники, а затем

производство передали на Кишиневский тракторный завод, который выпустил несколько десятков тысяч этих машин.



Рисунок 1 – Пахотно-пропашной трактор ХТЗ-16131 (вид сзади)

Опыт эксплуатации тракторов ДТ-54 показал, что можно существенно повысить скорость трактора на вспашке, а следовательно, и производительность. Был разработан трактор Т-75 мощностью 75 л.с. Для обеспечения его надежности и долговечности пришлось полностью переделать трансмиссию. После прекращения производства двигателей на ХТЗ на трактор был установлен двигатель СМД-14 завода «Серп и молот». С этим двигателем трактор стал выпускаться под маркой Т-74.

Во время посещения в 1961 году США Н.С.Хрущев ознакомился с новым мощным колесным трактором «Джон Дир 8010». Эта машина произвела на него столь сильное впечатление, что было отдано распоряжение запретить проектирование новых гусеничных тракторов и срочно создать на Кировском заводе в Ленинграде и на ХТЗ конструкторские бюро по разработке мощных колесных тракторов.

На ХТЗ создание такого трактора возглавил талантливейший конструктор А.А.Сошников. Он не стал повторять американскую модель, а пошел своим путем, правильность которого спустя годы подтвердили испытания в американской же Небраске. Были последовательно созданы модели Т-76, Т-90, Т-92 и Т-125. Трактор Т-125 прошел приемочные испытания. Началось его внедрение. Было изготовлено 125 машин. В это время главный конструктор по гусеничным тракторам Б.П.Кашуба со своими соратниками, несмотря на прямой запрет руководства, подпольно начал проектирование энергонасыщенного гусеничного трактора. После снятия Хрущева новый министр сельского хозяйства заявил, что мощные колесные тракторы не нужны, а новых гусеничных тракторов нет. И вот тут-то и наступил звездный час Кашубы и трактора Т-150. Революционная компоновка этого трактора - унификация с колесным «братом», смещение центра тяжести вперед, коробка передач с переключением на ходу без разрыва потока мощности, кабина повышенной комфортности, рулевое колесо вместо рычагов нашли поддержку у потребителей.



Рисунок 2 – Пахотно-пропашной трактор ХТЗ-16131 (вид спереди)

После перехода Сошникова на «Южмаш» отделы были объединены под руководством Кашубы.

Унификация колесного и гусеничного тракторов оказалась очень сложной задачей. В процессе ее решения пришлось полностью переделать колесную машину - новый двигатель, КПП, мосты, кабину, редуктор ВОМ и пр. Фирма «Катерпиллер» создала похожий по компоновке «Челленджер», фирма «Джон Дир» унифицировала колесную и гусеничную модели. Фермеры стран дальнего зарубежья сполна оценили достоинства семейства тракторов типа Т-150. На экспорт было изготовлено более 23 тысяч колесных тракторов Т-150К.

На международном тракторном полигоне университета штата Небраска трактор Т-150К не только успешно прошел испытания (только один трактор из десяти преодолевал очень жесткие условия испытаний, причем повторные испытания не допускались), но и установил несколько мировых рекордов: по тяговому КПД, максимальной силе тяги и др. На базе семейства Т-150 были созданы многочисленные модификации: погрузчик Т-156, бульдозеры Т-150Д и Т-150ДК, военный инженерный тягач Т-155, промышленный и лесопромышленный тракторы Т-158 и Т-157, машина химизации ЭСВМ-7 и др.

До 2005 года (главный конструктор С.Л.Абдула) были освоены гусеничный трактор ХТЗ-181, а также колесные ХТЗ-17021, ХТЗ-17221, ХТЗ-17222, которые являются глубокой модернизацией тракторов типа Т-150. Особо следует отметить пахотно-пропашной трактор ХТЗ-16131 (рис. 1, рис. 2). Обладая всеми достоинствами трактора общего назначения, он является на сегодняшний день самым мощным и производительным пропашным (для работы в междурядьях) трактором в мире. Для мелких хозяйств выпускался трактор малой мощности Т-08 и его модификации Т-010, Т-012 и ХТЗ-1410.

Вспомним о производстве товаров, не являющихся профильными для нашего предприятия. Перед войной ХТЗ первым в СССР освоил производство компрессорных холодильников. После Победы их производство было передано на московский ЗИС (ЗИЛ). Только конструкторы ХТЗ сумели на базе импортных образцов создать швейную машину с электроприводом - легендарную «Белку» Подольского завода. Было

налажено виробництво газового опалювача АОГВ, плугів для тракторів малої потужності, причепів і т.п.

В наші часи під керівництвом головного конструктора Е.П.Пономарева на нашому підприємстві освоєно виробництво потужних гусеничних бульдозерів ТС-10 (рис. 3). Представлена челябінцями конструкторська документація оказалась дуже сирою. Пришлось її суттєво переробляти. В результаті на ХТЗ уже випущено більше 80 машин самого високого технічного рівня з використанням безступінчатих гідрооб'ємних передач з комп'ютерним управлінням і діагностикою.



Рисунок 3 – Трактор ТС-10

Останні розробки – три моделі потужних тракторів нового покоління: колесний трактор загального призначення ХТЗ-22021 (три зразки проходять випробування), пахотно-пропашний ХТЗ-22031 і чотирьохгусеничний ХТЗ-220Т знаходяться в стадії виготовлення. Продуктивність трактора ХТЗ-22021 на вспашку порівняно з серійним трактором ХТЗ-17221 оказалась в півтора рази вище при зменшенні витрати палива на 10%.

І сьогодні на ХТЗ продовжується робота по підвищенню якості серійних тракторів, розширенню їх можливостей і зниженню собівартості. Так в тісному співробітництві з НТУ «ХПІ» (кафедра «Автомобіле- і тракторостроєння», зав. каф. проф. Самородов В.Б.) розроблена і знаходиться в процесі виготовлення на ХТЗ двупоточна, безступінчатая гідрооб'ємно-механічна трансмісія, розрахована на використання в тракторах нової серії ХТЗ-220. По нашому загальному висновку (спеціалістів ХТЗ і вчених кафедри) – нова безступінчатая трансмісія має високий техніко-економічний рівень, робить трактор більш ергономічним і конкурентоспроможним. Аналогічні трансмісії будуть встановлюватися і на перспективні, більш потужні трактори виробництва ХТЗ.

УДК 631.372

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф. НТУ “ХПИ”,
БОНДАРЕНКО А.И., к.т.н., доц. НТУ “ХПИ”

РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ FENDT VARIO КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ 900 СЕРИИ

В роботі ідентифіковані основні конструктивні параметри, типорозміри гідромашин гідрооб'ємної передачі, коефіцієнти корисної дії трансмісії відповідно до її кінематичної схеми та рекламних даних по тракторах серії Fendt 900 Vario, проаналізовані отримані результати.

Введение

Одной из наиболее оригинальных и эффективных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) является Fendt Vario (рис. 1) для гаммы универсально-пропашных тракторов Fendt (серии 200, 300, 400, 700, 800, 900) мощностью 51 – 287 кВт (70 – 390 л.с.), соответствующих тяговым классам 14 – 60 кН.

За более чем пятнадцатилетний период существования трансмиссионной технологии Fendt Vario единственной информационной средой по этим трансмиссиям являются данные рекламы и официальных сайтов [1].

Однако, ни в одном рекламном материале не даются параметры объемных гидромашин (их рабочие объемы, максимальные или номинальные угловые скорости их валов, значения давлений, объемный, механический и общий коэффициент полезного действия (КПД)), не указываются передаточные отношения планетарного ряда и редукторов трансмиссии.

В связи с этим идентификация основных конструктивных параметров трансмиссии Fendt Vario является важным этапом в понимании рабочих процессов в ГОМТ и развитии теории ГОМТ в целом.

Анализ последних достижений и публикаций

Серии тракторов, оснащенных трансмиссиями Fendt Vario с различными мощностными, массовыми и скоростными характеристикам, сведены в табл. 1.

В рекламных материалах фирмы Fendt [1] отмечается, что КПД трансмиссии Fendt Vario при скоростях движения трактора 4,5 – 7 км/ч равен 0,82. При технологическом режиме вспашки (при скоростях движения 7 – 9 км/ч, КПД трансмиссии 0,8 – 0,82) через гидравлическую ветвь передается 75%, а через механическую – 25% мощности двигателя.

В работах [2, 3] проведен анализ влияния передаточных отношений на перераспределение потоков мощности в двухпоточных трансмиссиях типа Fendt Vario; проанализировано влияние структурных схем гидрообъемных передач (ГОП) в трансмиссиях типа Fendt Vario (первая схема включает регулируемый гидронасос и два регулируемых гидромотора, вторая схема – моноблочная ГОП с двумя регулируемыми гидромашинами различных объемов) на КПД трансмиссии и мощность тепловыделений в ГОП.

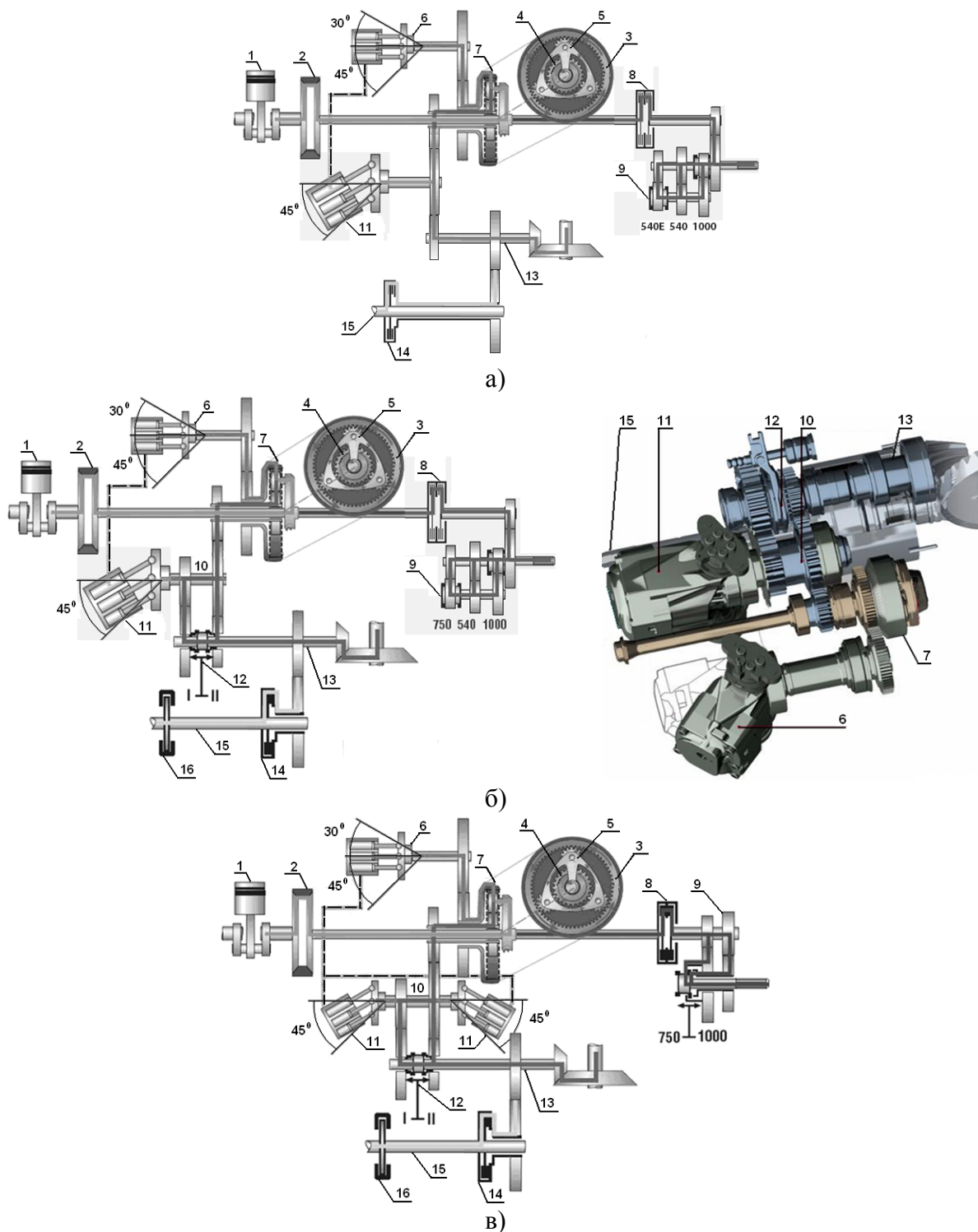


Рисунок 1 – Функциональная схема трансмиссии Fendt Vario:

1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – демпфер крутильных колебаний; 3 – коронная шестерня; 4 – солнечная шестерня; 5 – водило; 6 – гидронасос; 7 – планетарная передача; 8 – муфта включения вала отбора мощности; 9 – вал отбора мощности; 10 – суммирующий вал; 11 – гидромотор; 12 – муфта переключения диапазонов движения; 13 – привод на задний мост; 14 – муфта включения привода переднего моста; 15 – привод на передний мост; 16 – трансмиссионный тормозной механизм.

Таблица 1 – Трактора, оборудованные трансмиссией Fendt Vario

Серия	Мощность двигателя, кВт (л.с.)	Масса трактора / полная масса с балансировкой, кг	Диапазон скоростей
Fendt 200 Vario (рис.1, а)	51 – 81 (70 – 110)	2780 – 3930/ 4000 – 6500	от 0,02 до 35 (вперед от 0,02 до 35 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч) либо же от 0,02 до 40 км/ч (вперед от 0,02 до 40 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч)
Fendt 300 Vario (рис.1, а)	70 – 92 (95 – 125)	4130 – 4350/ 8000	от 0,02 до 40 км/ч (вперед от 0,02 до 40 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч)
Fendt 400 Vario (рис.1, б)	85 – 114 (115 – 155)	5400 – 5450/ 9000 – 9500	от 0,02 до 50 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 24 км/ч, назад от 0,02 до 17 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 50 км/ч, назад от 0,02 до 40 км/ч)
Fendt 700 Vario (рис.1, б)	96 – 176 (130 – 240)	6605 – 7900/ 11500 – 12500	от 0,02 до 50 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 28 км/ч, назад от 0,02 до 17 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 50 км/ч, назад от 0,02 до 40 км/ч (до 33 км/час при мощности двигателя 200 – 240 л.с.))
Fendt 800 Vario (рис.1, в)	162 – 206 (220 – 280)	9300 – 9450/ 14000	от 0,02 до 60 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 35 км/ч, назад от 0,02 до 20 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 60 км/ч, назад от 0,02 до 33 км/ч)
Fendt 900 Vario (рис.1, в)	176 – 287 (240 – 390)	10700 – 10830/ 16000	

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является анализ основных параметров трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario:

- идентификация передаточных отношений редукторов и типоразмеров гидромашин ГОП в соответствии с кинематической схемой и декларируемыми в рекламе показателями трансмиссии;
- определение кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии, КПД ГОП и трансмиссии в целом;
- анализ полученных результатов.

Математическая модель трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario.

Структурная схема трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario приведена на рис. 2. Кинематика трансмиссии описывается системой следующих уравнений:

$$\begin{cases}
 \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; \\
 \omega_4 - k \cdot \omega_2 + (k-1) \cdot \omega_1 = 0; & S_1 \cdot \omega_4 - S_1 \cdot \omega_1 - \omega_s = 0; \\
 \omega_2 \cdot i_1 - \omega_3 = 0; & \omega_4 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 = \Delta Q; \\
 \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; & \omega_5 \cdot i_4 - \omega_7 = 0; & \omega_6 - \omega_8 = 0, \Psi = 1; \\
 \omega_7 - \omega_8 = 0, \Psi = 0; & \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; & (\omega_9 - \omega_{10}) \cdot \Psi = 0; \\
 (\omega_{10} \cdot i_9 + \omega_{16}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{16} \cdot i_6 - \omega_{11}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{16} \cdot i_6 - \omega_{12}) \cdot \Psi = 0; \\
 \omega_8 \cdot i_7 - \omega_{13} = 0; & \omega_{13} \cdot i_8 - \omega_{14} = 0; & \omega_{13} \cdot i_8 - \omega_{15} = 0,
 \end{cases} \quad (1)$$

где ω_i – угловая скорость звена;

ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда [4];

S_1 – характерный параметр сателлитов [4];

ω_s – относительная угловая скорость сателлита;

i_j – передаточное отношение редуктора;

e_1, e_2 – относительный параметр регулирования ГОП;

q_1, q_2 – максимальная производительность гидромашин;

ΔQ – суммарные потери рабочей жидкости во всех гидромашинах, которые вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП [3 – 6];

Ψ – коэффициент, характеризующий диапазон движения (при $\Psi = 0$ – транспортный, при $\Psi = 1$ – тяговый).

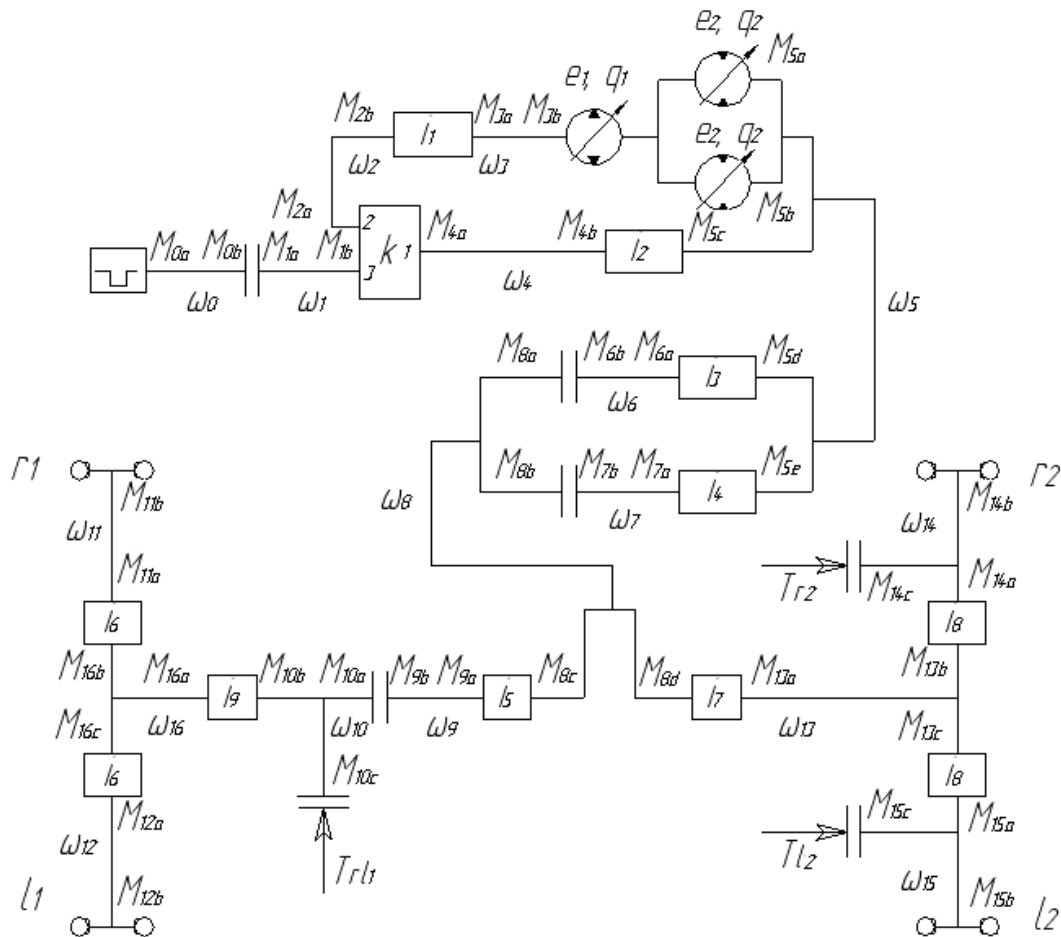


Рисунок 2 – Структурная схема трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario

Суммарные потери рабочей жидкости в гидронасосе и двух гидромоторах [4]:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + 2 \cdot \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_3|) + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|), \quad (2)$$

где λ_1, λ_2 – коэффициент объемных потерь, пропорциональный перепаду давления для гидронасоса и гидромоторов соответственно;

Δp – перепад рабочего давления в ГОП;

K_{iy}, C_{iy} – коэффициенты потерь для гидронасоса ($i=1$) и для гидромотора ($i=2$);

m – коэффициент динамической вязкости.

Силовые параметры трансмиссии описываются системой следующих уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{4a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} + M_{1b} = 0; \\ M_{4a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{2b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5c} = 0; \\ M_{3b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{30}); \quad M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \\ M_{5b} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \quad M_{5d} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \quad M_{6b} = 0, \Psi = 0; \quad M_{5e} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5e})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; \\ M_{7b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{8b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{8c} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{9b} + M_{10a} \cdot \Psi = 0; \\ (M_{10b} \cdot \eta_9^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{10b})} - i_9 \cdot M_{16a}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{16b} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{16b})} + i_6 \cdot M_{11a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{16c} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{16c})} + i_6 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{8d} \cdot \eta_7^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8d})} + i_7 \cdot M_{13a} = 0; \\ M_{13b} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{13b})} + i_8 \cdot M_{14a} = 0; \quad M_{13c} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{13c})} + i_8 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} + M_{5e} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} = 0; \\ (M_{10a} + M_{10b} + M_{10c} \cdot T_{r11}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{16a} + M_{16b} + M_{16c}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12a} + M_{12b}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} = 0; \quad M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{r2} = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} \cdot T_{l2} = 0; \quad (M_{11b} - M_{12b}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{14b} - M_{15b} = 0; \\ \left[\frac{M_{11b} + M_{12b}}{M_{14b} + M_{15b}} - \frac{R_{ZCTn1} \cdot r_{n1} + R_{ZCTl1} \cdot r_{l1}}{R_{ZCTn2} \cdot r_{n2} + R_{ZCTl2} \cdot r_{l2}} \right] \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11b} + M_{12b}) \cdot \Psi + M_{14b} + M_{15b} = ((R_{ZCTn1} + R_{ZCTl1}) \cdot r_{i1} + (R_{ZCTn2} + R_{ZCTl2}) \cdot r_{i2}) \cdot f, \end{array} \right. \quad (3)$$

где M_{mn} – моменты на звеньях ГОМТ; m-индекс-число совпадает с номером угловой скорости звеньев; n-индексы-буквы – соответствуют моментам на концах звеньев (рис. 2);

η_j – КПД редуктора;

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

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

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – потери момента в гидромашинах, вычисляемые, например, согласно математической модели потерь К.И. Городецкого [5 – 7], как функции параметров регулирования e_1, e_2 , угловой скорости валов гидромашин ω_3, ω_5 , рабочих объемов q_1, q_2 и перепада давления Δp ;

R_{zctij} – статическая нагрузка на колеса трактора ($i = r$ – правый борт, $i = l$ – левый борт, $j = 1$ – передняя ось, $j = 2$ – задняя ось);

T_{ij} – параметр включения тормоза ($T_{ij} = 1$ – тормоз включен, $T_{ij} = 0$ – выключен);

r_{ij} – радиус колес;

f – коэффициент сопротивления движению.

Момент потерь в гидромашинах определяется из следующего выражения [5 – 7]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (4)$$

где $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коэффициенты гидромеханических потерь [5 – 7];

D_{qi} – характерный размер гидромашин, $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

Системы кинематических (1) и силовых (3) уравнений нелинейны за счет потерь в ГОП и зубчатых зацеплениях, решаются совместно итерационным методом при заданных моменте сопротивления на ведущих колесах, угловой скорости вала двигателя ω_d и параметре регулирования $e = e_1/e_2$. Совместное решение систем (1) и (3) дает моменты на всех звеньях ГОМТ, включая момент нагрузки на двигателе – M_d , а произведение угловых скоростей на соответствующие моменты с учетом знака дают величину и направление потоков мощности на конкретных звеньях и элементах ГОМТ.

Общий объемный КПД ГОП при прямом потоке мощности через гидropередачу:

$$\begin{aligned} \eta_o &= \frac{Q_{1T} - \Delta Q_1 - 2 \cdot \Delta Q_2}{Q_{1T}} = \eta_{o1} - \frac{2 \cdot \Delta Q_2}{Q_{1T}} = \eta_{o1} - \frac{2 \cdot (Q_{2T} - Q_{2T} \cdot \eta_{o2})}{Q_{1T}} = \\ &= \eta_{o1} - \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 \cdot \eta_{o1} - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} = \eta_{o1} - \frac{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 \cdot \eta_{o1}}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} + \frac{2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} = \frac{2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3}. \end{aligned} \quad (5)$$

где Q_{1T}, Q_{2T} – теоретический расход через гидронасос и гидромотор соответственно;

$\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – объемные потери в гидромашинах, складывающиеся из утечек, внутренних перетечек в гидромашинах и потерь на сжатие;

η_{o1}, η_{o2} – объемный КПД гидронасоса и гидромотора соответственно.

Общий КПД ГОП при прямом потоке мощности:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{gm} = \frac{(M_{5a} + M_{5b}) \cdot \omega_5}{M_{3b} \cdot \omega_3}, \quad (6)$$

где η_{gm} – общий гидромеханический КПД.

Следует обратить внимание на распределения потоков мощности в трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario. Значения и направления потоков мощности, передаваемых звеньями двухпоточной трансмиссии, определяются только круговым передаточным отношением замкнутого контура [8]:

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{4a}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{4a} \cdot \omega_4}. \quad (7)$$

При $-\infty < i_{xkbx} < 0$ направления потоков мощности по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии одинаковы, а при $0 < i_{xkbx} < \infty$ мощность по ветвям двухпоточной трансмиссии передается в противоположенных направлениях, т.е. в замкнутом контуре возникает циркулирующая мощность.

Определим основные параметры трансмиссии трактора Fendt 939 Vario (рис. 2, 3) с двигателем мощностью 287 кВт (максимальная угловая скорость двигателя 2200 об/мин); радиусом передних колес $r_{i1} = 0,8$ м, задних колес $r_{i2} = 0,98$ м; массой трактора 10830 кг; рабочим объемом гидронасоса – 130 см³, и рабочими объемами гидромоторов – по 160 см³ (“Sauer-Danfoss”) для различных диапазонов движения: тяговый диапазон движения (передний и задний ход при $f = 0,5$, $f = 0,05$), транспортный диапазон движения (передний и задний ход при $f = 0,05$).

Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом и транспортном диапазонах приведены на рис. 4 – 9 (ранее не использованные обозначения: η_{TP} – КПД трансмиссии; N_d – мощность двигателя, кВт; N_2 – мощность, выходящая с ГОП, кВт; $N_{gid} = 100 \cdot N_2 / (N_2 + M_{5c} \cdot \omega_5)$ – отношение мощностей в процентах, передаваемых через гидравлическую ветвь к выходной мощности из замкнутого контура на звене с угловой скоростью ω_5). Изменение от скорости трактора кругового передаточного отношения замкнутого контура приведено на рис. 10.

В замкнутом контуре трансмиссии трактора Fendt 939 Vario:

– отсутствует циркуляция мощности ($i_{xkbx} < 0$, рис. 10) при движении передним ходом (рис. 11, а):

- на тяговом диапазоне ($f = 0,5$) при скоростях 0,02...12 км/час;
- на тяговом диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...27,5 км/час;
- на транспортном диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...60 км/час;
- возникает циркуляция мощности ($i_{xkbx} > 0$, рис. 10) при движении задним

ходом (рис. 11, б):

- на тяговом диапазоне ($f = 0,5$) при скоростях 0,02...10 км/час;
- на тяговом диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...15 км/час;
- на транспортном диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...30 км/час.

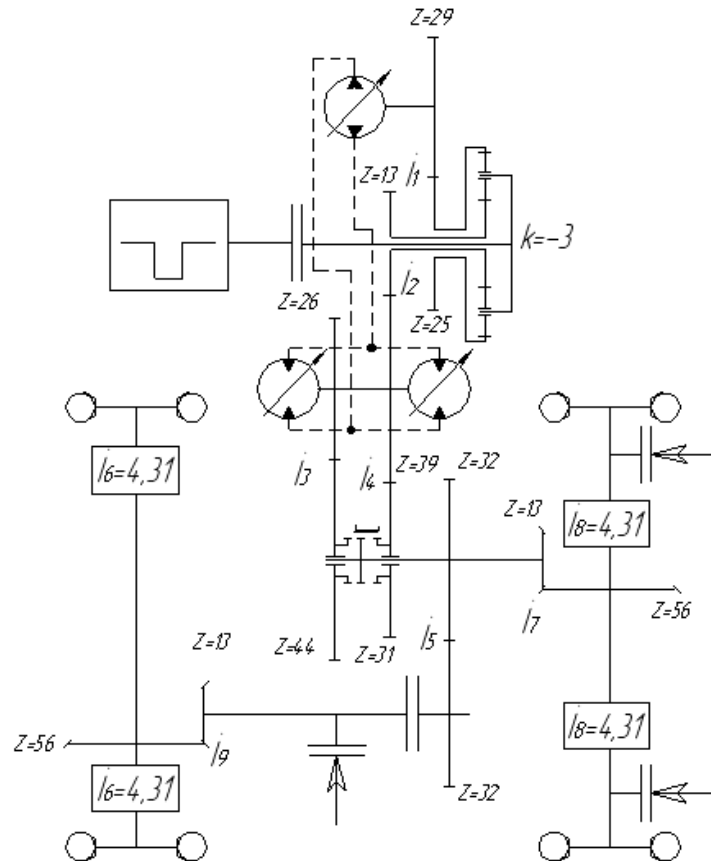


Рисунок 3 – Кинематическая схема с идентифицированными параметрами трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario

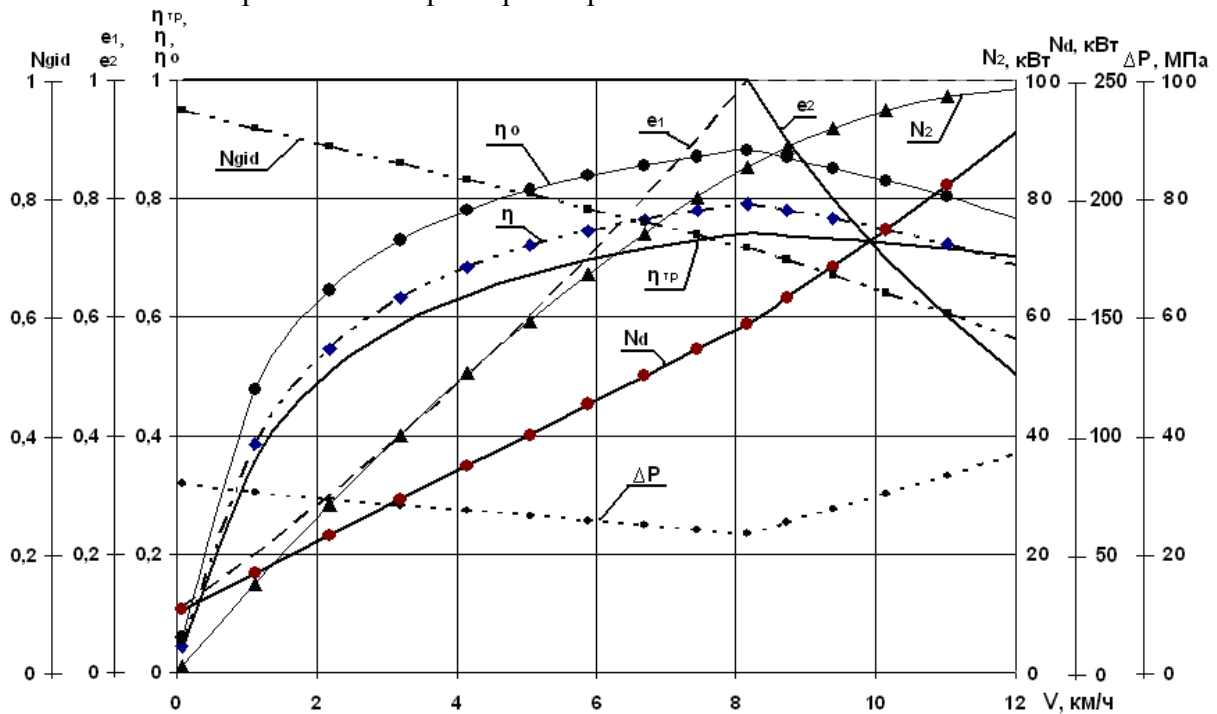


Рисунок 4 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,5$, передний ход)

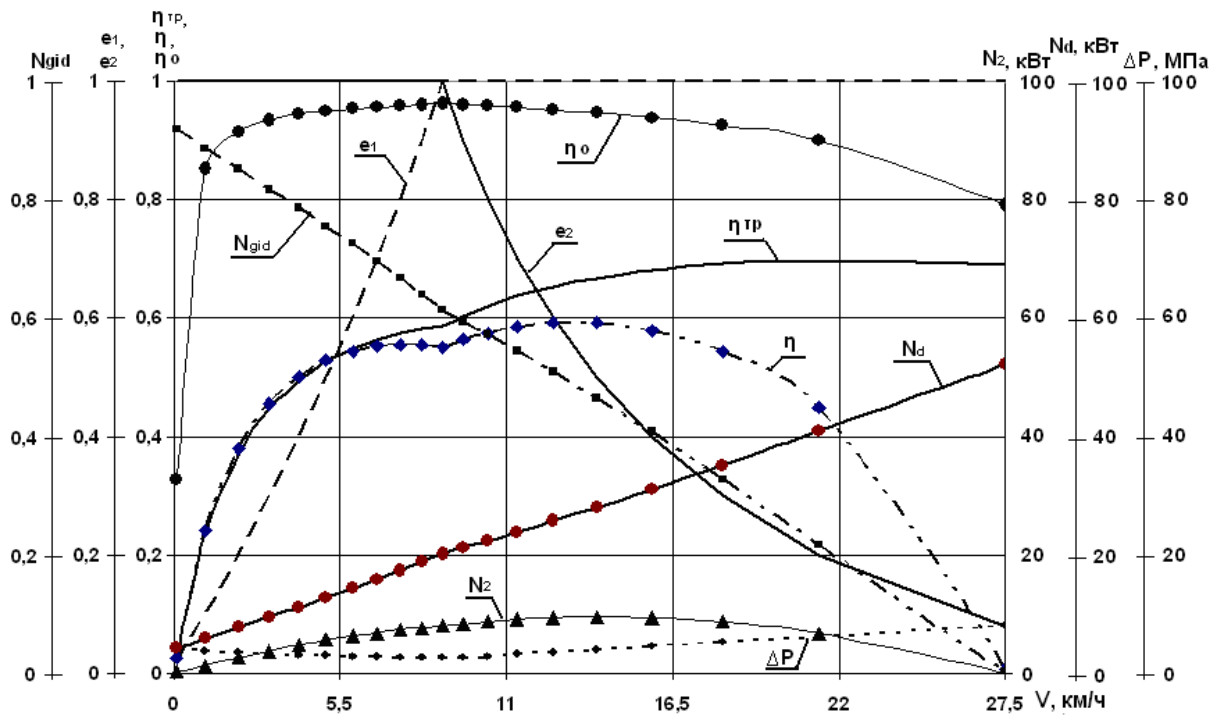


Рисунок 5 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,05$, передний ход)

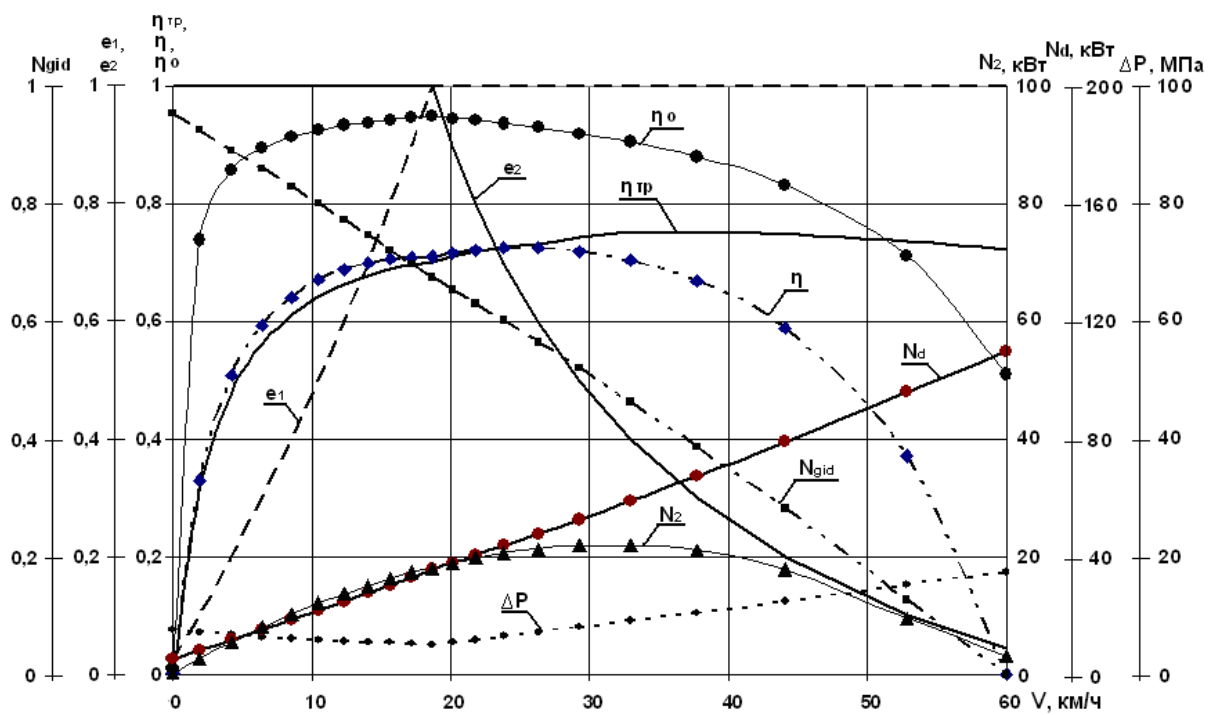


Рисунок 6 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на транспортном диапазоне движения ($f = 0,05$, передний ход)

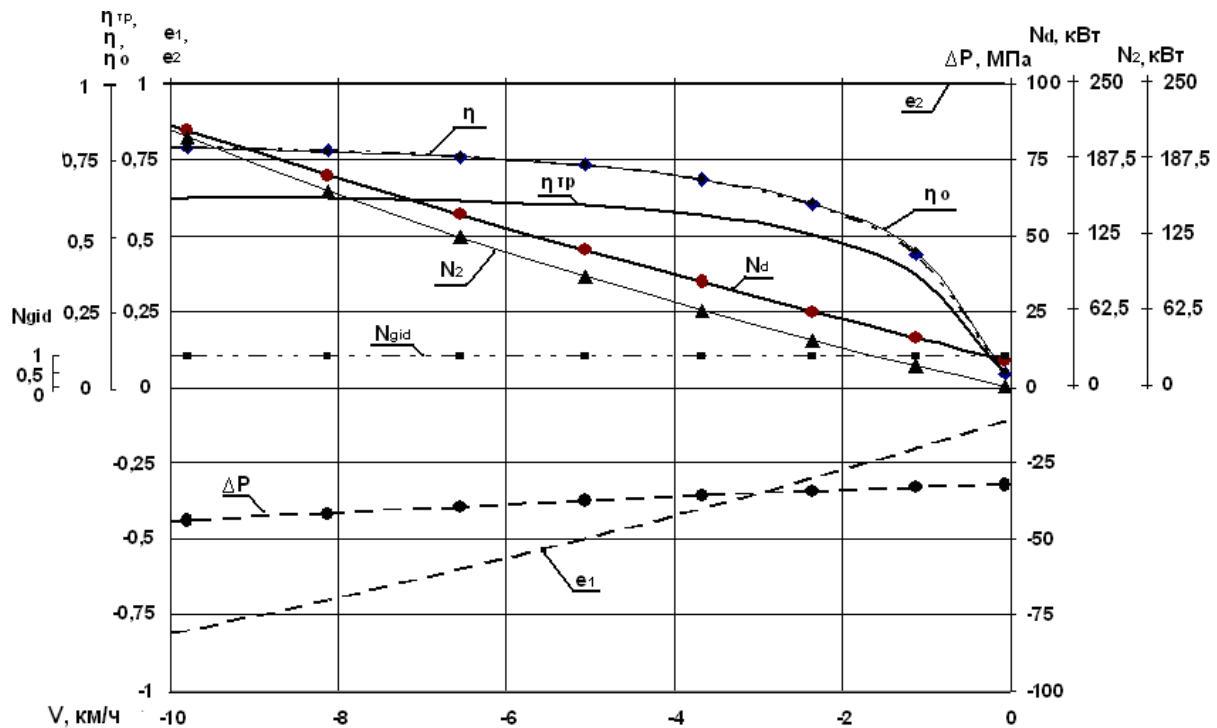


Рисунок 7 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,5$, задний ход)

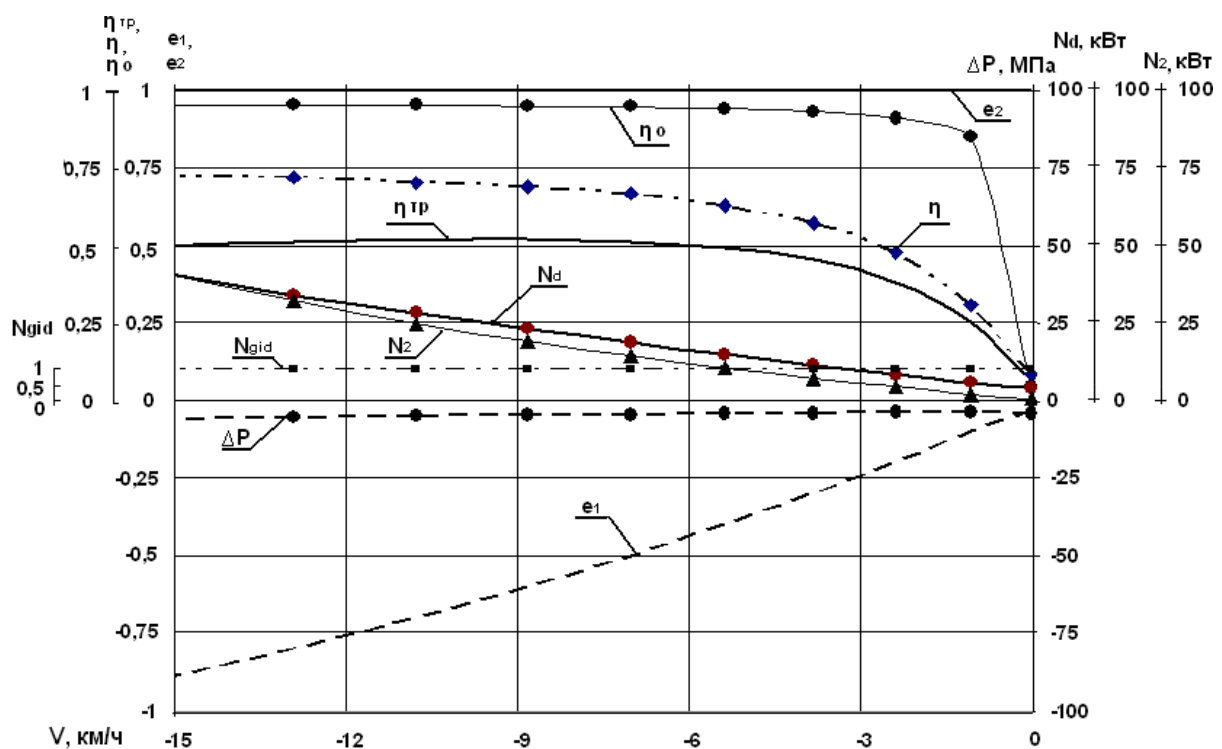


Рисунок 8 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,05$, задний ход)

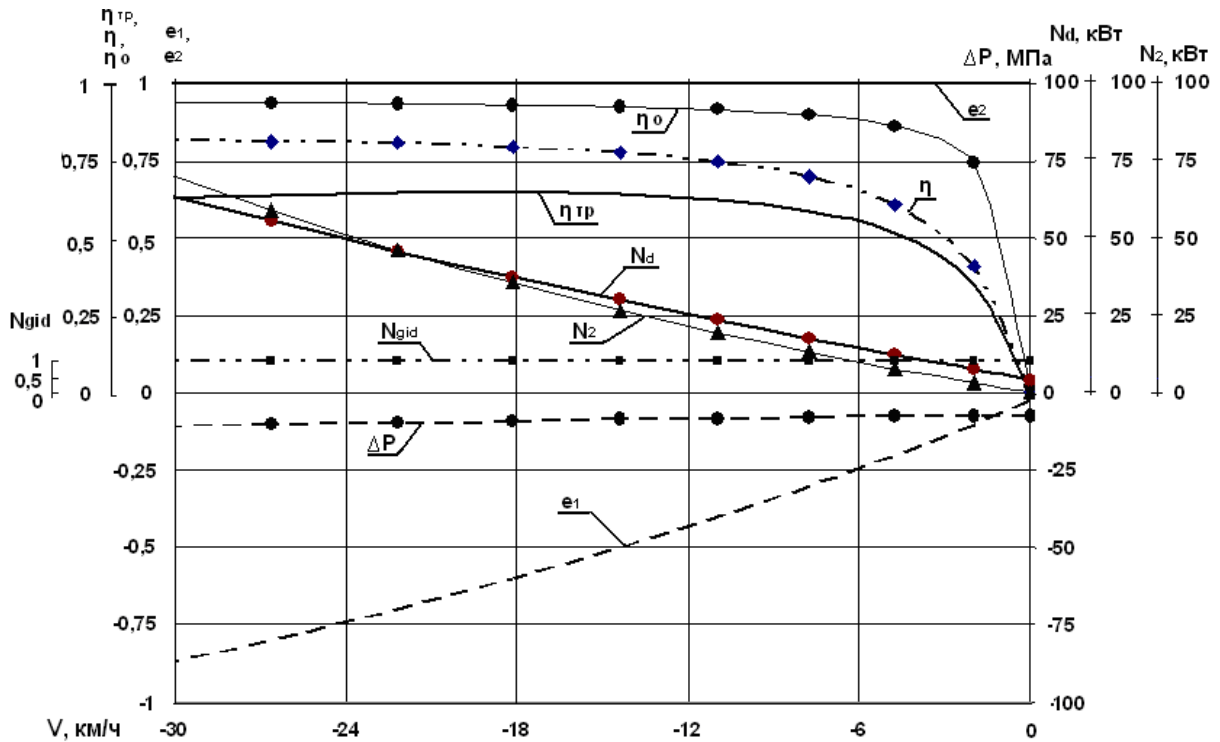


Рисунок 9 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на транспортном диапазоне движения ($f = 0,05$, задний ход)

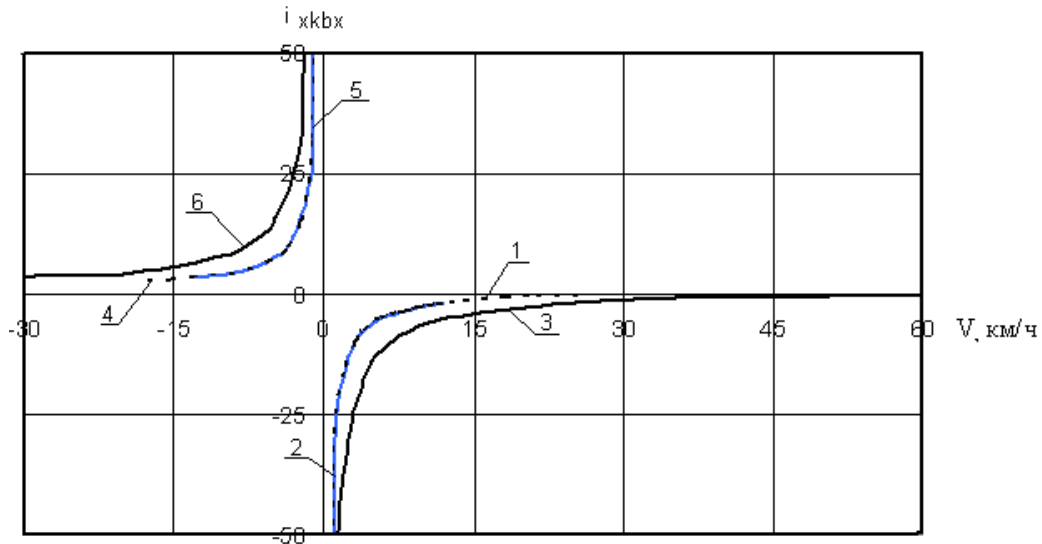


Рисунок 10 – Изменение кругового передаточного отношения замкнутого контура:
 1 – тяговый диапазон движения, $f = 0,05$, передний ход; 2 – тяговый диапазон движения, $f = 0,5$, передний ход; 3 – транспортный диапазон движения, $f = 0,05$, передний ход; 4 – тяговый диапазон движения, $f = 0,05$, задний ход; 5 – тяговый диапазон движения, $f = 0,5$, задний ход; 6 – транспортный диапазон движения, $f = 0,05$, задний ход

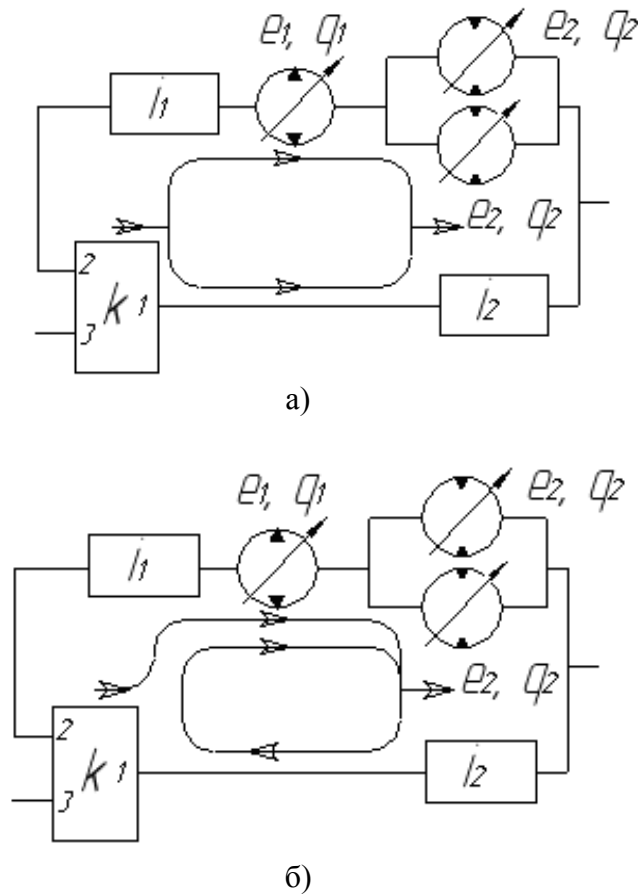


Рисунок 11 – Распределения потоков мощности в замкнутом контуре трансмиссии трактора Fendt 939 Vario: а – движение передним ходом; б – движение задним ходом

Выводы

По известным данным трактора Fendt 939 Vario (мощности двигателя, угловой скорости коленчатого вала, массе трактора, максимальной скорости движения на тяговом и транспортном диапазонах) идентифицированы основные конструктивные параметры трансмиссии (см. рис. 2) и объемы гидромашин (рабочий объем гидронасоса – 130 см^3 , рабочий объем гидромоторов – по 160 см^3).

В результате анализа было установлено, что максимальное значение КПД трансмиссии при технологическом режиме вспашки составляет 0,74, которое является ниже декларируемого в рекламе (максимальное – 0,82). Возможно, это связано с использованием модели Городецкого К.И. для определения КПД ГОП, которая может занижать значения КПД гидромашин и трансмиссии в целом.

Декларируемые в рекламе 75% мощности, которые проходят по гидравлической ветви в диапазоне скоростей 7 – 9 км/ч на тяговом диапазоне движения, подтверждены расчетом (рис. 4).

В рассматриваемой двухпоточной ГОМТ с дифференциалом на входе при движении передним ходом в замкнутом контуре трансмиссии циркуляция мощности отсутствует – мощность передается по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии. На заднем ходу в замкнутом контуре появляется циркулирующая мощность, что приводит к перегрузке гидравлической ветви.

Особенностью трансмиссии тракторов Fendt серий 800, 900 является наличие двух регулируемых гидромоторов, что существенно уменьшает рабочее давление в гидропередаче при движении вперед и, особенно, на заднем ходу, когда в режиме циркуляции мощности перегружена гидравлическая ветвь.

Список литературы: 1. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Rogov, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2003. – №4. – С. 3 – 19. 2. Самородов В.Б. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора / В.Б. Самородов, А.В. Rogov // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2010. – №1. – С. 8 – 14. 3. Официальный сайт компании Fendt. Режим доступа к сайту: www.fendt.com (http://fendt.co.uk/downloadcenter_brochurespdf.asp). 4. Rogov A.B. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / Rogov Андрій Владимирович. – Харків, 2006. – 168 С. 5. 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. 6. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередач / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9-14. 7. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17. 8. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с. 9. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Ваищ. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Деркач О.И., Шуба С.А., Колодяжный А.В. Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4.....	3
Сергиенко Н.Е., Ребров А.Ю., Сергиенко А.Н. Определение нагруженности балансира подвески гусеничного трактора	9
Ребров А.Ю., Кучков В.В. Пути повышения производительности пахотных МТА на базе колесных тракторов	15
Артюшенко А.Д. Сравнительные исследования подвесок сиденья для трактора.....	22
Пісарєв В.П. Можливості транспортного засобу з гальмування за відсутності пробою підвіски.....	29
Водченко О.П. Исследование провисающего участка цепного (гусеничного) обвода	34
Аврунин Г.А., Самородов В.Б., Деркач О.И., Мирошниченко Н.В., Ткачев О.Ю. Анализ развития номенклатуры объемных гидромашин ОАО «Пневмостроймашина».....	38
Самородов В.Б., Мирошниченко Н.В. Особенности управления бесступенчатой гидрообъемно-механической коробкой передач трактора.....	49
Костюкевич А.И., Таран И.А., Ковтанец М.В., Ноженко В.С. Экспериментальные исследования характеристик сцепления в контакте «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды	56

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Сергиенко А.Н., Маренич А.Н., Самородов В.Б., Сергиенко Н.Е. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля	63
Назаров А.И., Сергиенко Н.Е., Назаров И.А. Снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов легковых автомобилей.....	73
Кривоконь О.Г. Сучасний стан та характеристика автомобілебудування як галузі промислового виробництва країни.....	78
Самородов В.Б., Островерх А.О. Анализ двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач в составе трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин.....	87
Бондаренко А.І. Оптимізація основних параметрів модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами (АБС з широтно-імпульсною модуляцією).....	91
Бганцев В.Н. Снижение расхода кислорода при осуществлении замкнутого цикла работы дизеля с механическим удалением избыточных продуктов сгорания топлива	97
Михалків С.В., Равлюк В.Г. Особливості контролю технічного стану обертальних вузлів транспортних засобів	102

Сергиенко Н.Е., Беспалько А.Ю., Мирошниченко Н.В. Особенности передачи телеметрической информации при испытаниях автотранспортной техники.....	106
Сарасва І.Ю. Удосконалення автоматизованого процесу діагностування герметичності камери згоряння двигуна автомобіля.....	110
Шпаковский В.В. Влияние корундозлектрета, образованного на поверхности поршня на процесс горения топлива в камере сгорания ДВС.....	115
Тринев А.В., Обозный С.В., Калантай В.И. Возможности оптимизации конструкции гильзы цилиндра быстроходного автотракторного дизеля.....	124
Борисенко А.Н., Сергиенко А.Н., Галуцких А.Д. Информационно-измерительные параметры для систем управления и диагностирования ДВС.....	130

ІСТОРІЯ НАУКИ І ТЕХНІКИ

Елифанов В.В., Писарская Н.В. Генеральный конструктор Кировского завода (к 80-летию со дня рождения Н.С. Попова).....	137
Забелышинский З.Э. К 80-летию Харьковского тракторного завода: нам есть чем гордиться!	140

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

Самородов В.Б., Бондаренко А.И. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии	144
--	-----

УДК 621.83.062.1

Самородов В.Б. Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4 / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, А.В. Колодяжный // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 3-8.

В статье проведено сравнение двухпоточной гидрообъемной-механической трансмиссии с расположением дифференциала на выходе и на входе гидropередачи, выполнен расчет основных характеристик и проанализированы потоки мощностей в приведенных схемах трансмиссий.

In this article a comparative analysis of two-engine hydromechanical transmission with input and output differential placement presented, a calculation of main characteristics and power fluxes are depicted.

УДК 629.027

Сергиенко Н.Е. Определение нагруженности балансира подвески гусеничного трактора / Н.Е. Сергиенко, А.Ю. Ребров, А.Н. Сергиенко // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 9-14.

Представлены результаты количественной оценки нагруженности балансира подвески гусеничного трактора при сборке и аварийных условиях работы МТА.

In this article the results of quantitative load estimation of balance beam load of caterpillar tractor suspension during assembly and emergency working conditions presented.

УДК 631.372

Ребров А.Ю. Пути повышения производительности пахотных МТА на базе колесных тракторов / А.Ю. Ребров, В.В. Кучков // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 15-21.

Предложена методика определения направлений модернизации тракторов путем совместного изменения веса трактора и мощности его двигателя на основе использования поверхности производительности пахотного МТА и вектора-градиента, который обеспечивает максимальный прирост производительности при соответствующем изменении основных параметров трактора с учетом передаточных чисел трансмиссии.

Proposed methods of tractors modernization by changing tractor's mass and engine's power, using the surface of tillage performance and gradient vector, which produce maximal effectiveness increase with main tractors parameters changing.

УДК 631.3.072.3

Артюшенко А.Д. Сравнительные исследования подвесок сиденья для трактора // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 22-28.

Приведены результаты сравнительных исследований виброзащитных свойств пневматической подвески сиденья и серийной на тракторе Т-150 К, во время проведения пахоты стерни и выполнении транспортных работ. Предложены требования к подвеске сиденья с учетом особенностей его работы.

Presented results of comparative researches of vibroprotective features of pneumatic and serial suspension of a tractor's T – 150 – K seat, during tillage. Proposed requirements for tractor's seat suspension according to it's working peculiarities

УДК 629.4.027

Пісарєв В.П. Возможности транспортного засоба з гальмування за відсутністю пробою підвіски // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 29-33.

Приведены результаты теоретических исследований процесса торможения бронетранспортера (БТР) с разными вариантами конструкций гидропневматических подвесок.

Presented results of theoretical researches for armored personal carrier braking process with different constructive variants of hydropneumatic suspensions

УДК 629.1.032.1

Водченко О.П. Исследование провисающего участка цепного (гусеничного) обвода// Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 34-37.

Созданный стенд для исследования одного провисающего участка цепи, при малых денежных затратах, позволяет измерять характерные параметры цепи: усилие растягивания, потери в шарнирах, стрелы провисания. Объекты исследования: цепной привод, гусеница шириной до 600 мм.

Made a test rig for investigation of chain sagging segment contour which with small monetary expanses allows to measure required parameters of a contour. Research object: track with the width of 600 mm.

УДК 621.22

Аврунин Г.А. Анализ развития номенклатуры объемных гидромашин ОАО «Пневмостроймашина» / Г.А. Аврунин, В.Б. Самородов, О.И. Деркач, Н.В. Мирошниченко, О.Ю. Ткачев // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 38-48.

Рассмотрены пути развития и современная номенклатура производства объемных гидромашин ООО «ПНЕВМОСТРОЙМАШИНА» (г. Екатеринбург)

Presented ways of nomenclature development of positive-displacement hydraulic machine on JSC "PNEVMOSTROYMASHYNA"

УДК 621.83.062.1

Самородов В.Б. Особенности управления бесступенчатой гидрообъемно-механической коробкой передач трактора / В.Б. Самородов, Н.В. Мирошниченко // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 49-55.

Приведен перечень и анализ технических условий при проектировании системы управления двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач сельскохозяйственных колесных тракторов. Проанализированные потенциальные аварийные состояния функционирования трансмиссии, рассмотрены некоторые аспекты построения системы управления трансмиссией для безопасной эксплуатации трактора.

Presented amount and analysis of technical conditions during control system projecting for continuously variable hydrostatic-mechanic transmission of a track for wheeled tracks. Analyzed potential dangerous conditions of transmission work, presented some aspects of transmission control system.

УДК 622.625.28.032

Костюкевич А.И. Экспериментальные исследования характеристик сцепления в контакте «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды / **А.И. Костюкевич, И.А. Таран, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко** // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 56-62.

В работе на основании экспериментальных исследований определено влияние относительного проскальзывания на коэффициент сцепления при взаимодействии гладких поверхностей, которые контактируют при наличии промежуточного слоя, это позволит с большей степенью точности решать задачи разработки трансмиссий шахтного рельсового транспорта.

Determined influence of slippage on the coupling coefficient during cooperation of different surfaces which contact with presence of intermediate surface, this allow to deal more preciously with transmission development in mine-rod transport

УДК 629.113, 62-523.8, 629.054

Сергиенко А.Н. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля / **А.Н. Сергиенко, А.Н. Маренич, В.Б. Самородов, Н.Е. Сергиенко** // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 63-72.

Предложено использование управления потоками мощности на автомобиле для улучшения его технико-экономических показателей. Разработанная структурная и электрическая схема системы управления потоками мощности автомобиля, подобраны необходимые датчики для системы. Составлены алгоритмы работы составных частей системы управления потоками мощности, разработан интерфейс системы управления.

Proposed to use power flows for improvement of it's technical characteristics. Developed structural and electrical schemes. Made a working algorithm, developed interface for control system.

УДК 629.113

Назаров А.И. Снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов легковых автомобилей / **А.И. Назаров, Н.Е. Сергиенко, И.А. Назаров** // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 73-77.

Предложен способ регулирования тормозных сил между осями автомобиля, который приводит к выравниванию энергонагруженности тормозных механизмов передней и задней осей.

Proposed method for braking forces regulation between automobile axes, which is lead for electric load regulation of braking mechanisms

УДК 629.331

Кривоконь О.Г. Сучасний стан та характеристика автомобілебудування як галузі промислового виробництва країни // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 78-86.

У роботі визначене місце автомобілебудування в економіці України: частка галузі в промисловому виробництві, у створенні національного внутрішнього валового продукту й т.д. Також у роботі наведена характеристика основних виробників легкових автомобілів України, обсяги їхнього виробництва, частка ринку кожного підприємства, проаналізована динаміка зміни обсягів виробництва, причини змін.

Determined place of automobile building industry in Ukraine, for industrial brunch and creation of strong national country produce. Presented characteristics of main national vehicle building plants.

УДК 629.114.026

Самородов В.Б. Анализ двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач в составе трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 87-90.

Разработана и проанализирована оригинальная схема двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач, которая позволяет выполнять бесступенчатое регулирование скорости подъема и спуска колонны труб при ремонтных операциях на скважинах, и входе в состав трансмиссии автомобильной установки типа УПА.

Developed and analyzed original scheme of double-flow hydraulic displacement transmission which allows to regulate speed of repairmen operations.

УДК 629.113-592.5

Бондаренко А.І. Оптимізація основних параметрів модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами (АБС з широтно-імпульсною модуляцією) // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 91-96.

Виконано оптимізацію основних параметрів виконавчого механізму антиблокувальної системи із широтно-імпульсною модуляцією - модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами. Визначено оптимальні параметри прохідних перетинів модулятора тиску, значення коефіцієнтів чутливості й пробного впливу при яких досягається максимальна з можливих для запропонованих умов формування пульсуючого сигналу ефективність гальмування, мінімальна витрата стисненого повітря, мінімальне відхилення від заданої траєкторії при криволінійному русі.

Made an optimization of main parameters of executive mechanisms of ABS with pulse-duration modulation. Determined optimal parameters of flow area of pressure modulator, means of sensitive coefficients and trial action which allows maximal signal pulsation and braking.

УДК 621.43.068

Бганцев В.Н. Снижение расхода кислорода при осуществлении замкнутого цикла работы дизеля с механическим удалением избыточных продуктов сгорания топлива // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 97-101.

В статье рассмотрена проблема избыточных затрат кислорода при осуществлении замкнутого цикла дизельной энергоустановки универсального назначения для случая механического удаления продуктов сгорания. Предлагается способ возврата кислорода, который находится в продуктах сгорания, в циркулирующую газовую смесь за счет использования газораспределительных мембран. Для этой цели преимущество отдается мембранам в виде молекулярных сит, для которых характерно несравненно низшее гидравлическое сопротивление в сравнении с мембранами, изготовленными на основе полимерных пленок.

The article considers the problem of excess oxygen supply when making a closed cycle diesel energy installations for the case of multi-purpose mechanical removal of combustion products. A method to return the oxygen that is in the products of combustion in the circulating gas mixture through the use of gas distribution membranes. For this purpose the preferred membrane as molecular sieves, which are characterized by much lower hydraulic resistance in comparison with membranes, made on the basis of polymeric films.

УДК 629.4.06:621.822.614:620.179

Михалків С.В. Особливості контролю технічного стану обертальних вузлів транспортних засобів / С.В. Михалків, В.Г. Равлюк // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 102-105.

Розглянутий стохастичний підхід вібродіагностування підшипників кочення транспортних засобів. Проаналізовано складові зареєстрованих вібраційних реалізацій і отримані різні закони розподілу, які можна використати як діагностичні ознаки технічного стану.

We consider the stochastic approach vibro- diagnostics of vehicles bearings. Components were analyzed and recorded vibration realizations obtained different distributions that can be used as diagnostic features of the technical state.

УДК 621.83.062.1

Сергиенко Н.Е. Особенности передачи телеметрической информации при испытаниях автотранспортной техники / Н.Е. Сергиенко, А.Ю. Беспалько, Н.В. Мирошниченко // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 106-109.

Рассмотрены особенности сбора и передачи телеметрической информации на рабочую станцию во время проведения полевых испытаний автотранспортной техники.

The features of the collection and transmission of telemetry data to the workstation during the field test motor vehicles.

УДК 629.083:621.431

Сарасва І.Ю. Удосконалення автоматизованого процесу діагностування герметичності камери згоряння двигуна автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 110-114.

Робота спрямована на підвищення вірогідності, точності, інформативності й поглибленості процесу діагностування герметичності камери згоряння двигуна. Для досягнення поставленої мети розроблена автоматизована система діагностування, що

дозволяє фіксувати зміну тиску в циліндрі при кожному градусі повороту колінчатого вала, відтворювати, довгостроково зберігати й передавати по каналу Internet діагностичну інформацію в цифровому, графічному й текстовому виді. Удосконалено метод діагностування, що передбачає оцінку герметичності камери згоряння одночасно по декількох діагностичних параметрах.

This work is aimed at improving the reliability, accuracy, information content and deepening the process of diagnosing the engine combustion chamber seal. To achieve this goal have developed an automated system diagnostics, which allows you to record the change in pressure in the cylinder for each degree of rotation of the crankshaft, reproduce, store and transmit continuously via Internet diagnostic information in digital, graphical and textual form. Improved method of diagnosis, which will assess the tightness of the combustion chamber at the same time for several diagnostic parameters.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В. Влияние корундозлектрета, образованного на поверхности поршня на процесс горения топлива в камере сгорания ДВС // Вісник НТУ "ХП". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 115-123.

Приведен анализ влияния корундовой теплоизоляции поршней камеры сгорания двигателей внутреннего сгорания на повышение мощности двигателей и снижение затрат топлива. На основании экспериментальных стендовых исследований тракторного дизеля и продолжительных эксплуатационных ресурсных испытаний тепловозных дизелей сделана попытка объяснения причин повышения эффективности работы дизелей с точки зрения теории автотермического горения.

The analysis of the impact of insulation corundum pistons combustion chamber of internal combustion engines to increase engine power and lower fuel consumption. Based on the experimental bench investigations of tractor diesel and long operational test resource locomotive diesel engines attempt to explain the reasons for increasing the efficiency of diesel engines in terms of theory auto technical burning.

УДК 621.43.016

Тринев А.В. Возможности оптимизации конструкции гильзы цилиндра быстроходного автотракторного дизеля / А.В. Тринев, С.В. Обозный, В.И. Калантай // Вісник НТУ "ХП". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 124-129.

Проблеми підвищення паливної економічності, надійності та довговічності пропонується вирішувати за рахунок узгодження теплового стану деталей камери згоряння (КЗ), зокрема гільзи циліндра, з тепловими процесами двигуна та використання локального охолодження гільзи.

Problems of improving fuel economy, reliability and durability offered by coordination to solve the heat of combustion chamber components (circuit), such as cylinder liners, engine with thermal processes and the use of local cooling sleeve.

УДК 621.314-621.391

Борисенко А.Н. Информационно-измерительные параметры для систем управления и диагностирования ДВС / А.Н. Борисенко, А.Н. Сергиенко, А.Д. Галуцких // Вісник НТУ "ХП". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 130-136.

Идентификация дефектов, построение решающих правил и формирования обучающих совокупностей для систем управления и диагностики ДВС на базе теории ЛПВП.

Identification of defects, building decision rules and the formation of aggregates that are taught to management systems and diagnose DIC based on the theory of HDL.

УДК 623.438.3

Епифанов В.В., Писарская Н.В. Генеральный конструктор Кировского завода (к 80-летию со дня рождения Н.С. Попова) / В.В. Епифанов, Н.В. Писарская // Вісник НТУ "ХП". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 137-139.

Рассмотрены основные этапы жизни и творческой деятельности выдающегося конструктора танков, гусеничных машин специального назначения и энергонасыщенных колесных тракторов Николая Сергеевича Попова.

The main stages of life and creative activity of outstanding designer of tanks, tracked vehicles and special purpose wheeled tractors of powerful utility Nikolay Sergeyevich Popov.

УДК 631.3

Забельшинский З.Э. К 80-летию Харьковского тракторного завода: нам есть чем гордиться! // Вісник НТУ "ХП". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 140-143.

В статье приведен анализ технических достижений и научных разработок "Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе", с начала его существования и до настоящего времени. Также выполнено сравнение продукции отечественного и заграничного производства.

The article presents an analysis of technical progress and scientific developments "Kharkiv Tractor Plant", from the beginning of its existence to the present date. Also performed the comparison of domestic and foreign production.

УДК 631.372

Самородов В.Б. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Вісник НТУ "ХП". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – 2011. – № 56. – С. 144-156.

В работе определены и проанализированы основные параметры трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario: коэффициент полезного действия трансмиссии, гидрообъемной передачи, кинематические и силовые параметры трансмиссии и т.д.

Basic parameters of transmission of tractors of series of Fendt 900 Vario have been found: output-input of transmission ratio, kinematics and power parameters of transmission have been found.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ “ХПІ”

“АВТОМОБІЛЕ- та ТРАКТОРОБУДУВАННЯ”

№ 56, 2011 р.

Науковий редактор В.Б. Самородов
Технічні редактори С.О. Шуба,
А.Г. Мамонтов
Відповідальний за випуск І.Б. Обухова

Підп. до друку 16.12.2011 р.

Формат 60 × 90 1/8. Папір Captain

Друк – різнографія. Обл.- вид. арк. 10,21. Ум. друк. арк. 9,83.

Тираж 100. Зам. № . Ціна договірна.

НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
