



**ВІСНИК**  
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ  
**«ХПІ»**

**19'2012**

**Харків**

# ВІСНИК

## НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

**«Транспортне машинобудування»**

**19'2012**

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

Держвидання

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

**КООРДИНАЦІЙНА РАДА:**

**Голова**

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

**Секретар координаційної ради**

К.О. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

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

**РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:**

**Відповідальний редактор:**

В.В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.

**Відповідальний секретар:**

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

С.Є. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, доц.;  
В.І. Омельяненко, д-р техн. наук, проф.;  
І.В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Харків 2012

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

**Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».** Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – №19. – 156 с.

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

Для студентів, викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

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

Для студентов, преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

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

ISSN 2079-0066

© Національний технічний університет «ХПІ»

# АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 621.22

*Г.А. АВРУНИН*, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;  
*А.Д. ЖУКОВСКИЙ*, студент НТУ «ХПИ»

## **АНАЛИЗ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН**

В статье рассмотрена и проанализирована методика расчета скорости убыли деталей гидронасоса при абразивном износе цилиндро-поршневой группы.

У статті розглянута та проаналізована методика розрахунку убытку деталей гідronасоса при абразивному зносі циліндро-поршневої групи.

The paper reviewed and analyzed the method of calculating the rate of decrease of hydraulic pump parts for abrasive wear of the cylinder group.

**Введение.** Если в технически развитых странах затраты на ремонт и межремонтное обслуживание машин не превышают в среднем 10—15% от капитальных затрат, то в Украине в различных отраслях промышленности затраты только на капитальный ремонт достигают 50% стоимости машин и оборудования; до 85% их деталей выходят из строя в результате абразивного изнашивания.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В работах [1-3] подробно изложена информация об износостойкости и долговечности деталей, о влиянии твердости абразива на износ деталей, с помощью которых проводилось обоснование и доработка методики расчета абразивного износа.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является разработка и анализ методики расчета скорости убыли деталей цилиндро-поршневой группы объемного гидропривода.

**Методика расчета скорости убыли деталей гидронасоса.** Даже мягкие частицы органического происхождения (например, угля), как это показал М.М. Тененбаум [1], могут быть причиной локальной пластической деформации поверхности детали с последующим разрушением.

На износ, помимо скорости, давления, твердости частиц, в немалой степени влияет износостойкость материала деталей насоса.

Твердость деталей цилиндро-поршневой группы и клапанов должна быть не ниже 60% твердости абразивных частиц, находящихся в рабочей жидкости. Особенно эффективно использование сталей 20ХН, 40Х, 40ХН,

ШХ-15 с обязательной цементацией или азотированием для повышения их износостойчивости. Срок службы деталей, выходящих из строя из-за износа при различных отношениях твердости материала НМ и твердости абразива, можно определить на основе эмпирической формулы М.М. Тененбаума и А.Е. Костромина [1]:

$$\frac{T_{d1}}{T_{d2}} = \frac{e^{5,5(\frac{H_{M2}}{H_A}-0,6)^{1,7}}}{e^{5,5(\frac{H_{M1}}{H_A}-0,6)^{1,7}}}, \quad (1)$$

где  $T_{d1}$  – срок службы детали, материал которой после термообработки приобрел твердость  $H_{m1}$ ;

$T_{d2}$  – срок службы детали из материала с поверхностной твердостью  $H_{m2}$ ;

0,6 – критическое отношение твердости материала и твердости абразива, по данным испытаний [1, 2].

На основе анализа литературных источников по абразивному износу [1 – 4] можно заключить, что взаимосвязь абразивного износа и давления частиц на поверхность носит экспоненциальный характер, перегиб кривой обусловлен прочностью зерен абразива, твердостью сопрягаемых деталей, скоростью взаимного перемещения и всецело определяется удельным давлением движущейся среды. В подобных условиях при скорости потока и абразивных частиц около 50 – 70 м/с износ резины в несколько раз окажется меньше износа стали [1].

По данным В.А. Локшина [5], износ деталей под действием потока абразива прямо пропорционален скорости движения частиц в кубе, их числу, размеру и зависит от сопротивления материала натиранию.

Объемную скорость убыли деталей цилиндро-поршневой группы и клапанов в общем виде можно представить как функцию ряда переменных:

$$\Delta V = \varphi \left[ \frac{mV^2}{2} N; \frac{H_A}{H_M}; G_{TB} \alpha \beta; \pi D S n; \Delta p; \Delta; Q \right], \quad (2)$$

где  $H_A$  и  $H_M$  – твердость абразива и материала;

$G_{TB}$  – количество по весу твердого в одном кубометре рабочей жидкости транспортируемого материала;

$n$  – число ходов поршня;

$\alpha$  – коэффициент вероятности соприкосновения абразивных частиц с деталями насоса;

$\beta$  – доля абразивных частиц от всех частиц твердого в жидкости;

S – ход поршня;  
 D – диаметр цилиндра;  
 $\pi DS$  – поверхность контакта рабочей жидкости с элементами цилиндро-поршневой группы;

V – линейная скорость движения потока;

m – масса одной частицы;

N – число частиц в потоке жидкости;

$\Delta p$  – давление при нагнетании рабочей жидкости;

$\Delta$  – зазор между поршнем и цилиндром.

Используя теорию подобия и размерности [6, 7], принимаем за независимые переменные  $\frac{mV^2}{2}N$ ,  $\Delta p$  и  $Q$ , представим функцию (2) в виде критериев подобия:

$$\frac{\Delta V}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z} = \varphi \left[ \frac{H_A}{H_M}; \frac{G_{TB}\alpha\beta}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z}; \frac{\pi DS n}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z} \right];$$

$$\Pi_1 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z};$$

$$\Pi_2 = \frac{H_A}{H_M};$$

$$\Pi_3 = \frac{G_{TB}\alpha\beta}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z};$$

$$\Pi_4 = \frac{\pi DS n}{\left(\frac{mV^2}{2}N\right)^X (\Delta p)^Y Q^Z};$$

$$\Pi_5 = \frac{\Delta}{\left( \frac{mV^2}{2} N \right)^X (\Delta p)^Y Q^Z}. \quad (3)$$

Представим все величины через массу  $M$ , длину  $L$ , время  $T$ , отсюда получаем:

$$\Pi_1 = \frac{\Delta V}{Q};$$

$$\Pi_2 = \frac{H_A}{H_M};$$

$$\Pi_3 = \frac{G_{TB} \alpha \beta \cdot \left( \frac{mV^2}{2} N \right)^{\frac{1}{3}}}{\Delta p^{\frac{4}{3}}};$$

$$\Pi_4 = \frac{\pi D S n \left( \frac{mV^2}{2} N \right)^{\frac{1}{3}}}{\Delta p^{\frac{1}{3}} Q};$$

$$\Pi_5 = \frac{\Delta (\Delta p)^{\frac{1}{3}}}{\left( \frac{mV^2}{2} N \right)^{\frac{1}{3}}}. \quad (4)$$

Заменим выражение  $\frac{mV^2}{2} N$  через  $G_{TB}$ , подачу насоса  $Q$  ( $m^3/c$ ) и время его работы  $T_y$  (ч) до заданного износа и земное ускорение  $g$ :

$$\frac{mV^2}{2} N = \frac{G_{TB} Q 3600 T_y}{2g} V^2. \quad (5)$$

Одновременно зазор между подвижными и неподвижными деталями цилиндро-поршневой группы представим в виде равенства:

$$\Delta = \Delta_{HAC} + \Delta_T T_y, \quad (6)$$

где  $\Delta_{HAC}$  – первоначальный зазор между поршнем и цилиндром;

$\Delta_T$  – интенсивность возрастания зазора между этими деталями в единицу времени;

$T_y$  – длительность работы насоса.

С учетом уравнений (5) и (6) представим параметры  $\Pi_3$ ,  $\Pi_4$ ,  $\Pi_5$  в несколько иной записи:

$$\Pi_3 = \frac{G_{TB} \alpha \beta}{\Delta p^{\frac{4}{3}}} \left( \frac{1800 G_{TB} Q T_y V^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}};$$

$$\Pi_4 = \frac{\pi D S n}{\Delta p^{\frac{1}{3}} Q} \left( \frac{1800 G_{TB} Q T_y V^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}};$$

$$\Pi_5 = \frac{(\Delta_{HAC} + \Delta_T T_y)(\Delta p)^{\frac{1}{3}} g^{\frac{1}{3}}}{(1800 G_{TB} Q T_y V^2)^{\frac{1}{3}}}.$$

На основании взаимосвязи критерииров подобия получаем:

$$\Delta V = \frac{H_A G_{TB}^{\frac{4}{3}} \alpha \beta (1800 Q V^2 T_y)^{\frac{1}{3}} (\Delta_{HAC} + \Delta_T T_y) \pi D S n}{H_M g^{\frac{1}{3}} (\Delta p)^{\frac{4}{3}}}. \quad (7)$$

Выявим взаимосвязь скорости нарастания зазора между цилиндром и поршнем в процессе работы насоса:

$$\Delta_T = \varphi_2 \left[ n; (\Delta p \pi r^2); \frac{H_A}{H_V}; m; Q_{YT} \right], \quad (8)$$

где  $r$  – радиус твердой частицы;

$$m \text{ – масса частицы, } m = \rho_T \frac{4}{3} \pi r^2;$$

$Q_{YT}$  – утечки между поршнем и поверхностью цилиндра,

$$Q_{YT} = \pi D (\delta + \Delta_T T_T) \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho n}},$$

где  $\delta$  – первоначальный зазор между поршневым кольцом и стенкой цилиндра;

$\mu$  – коэффициент расхода щели;

$\rho_n$  – плотность жидкости;

$T_T$  – время работы насоса.

Представим функцию (8) через критерии подобия, приняв за независимые переменные число ходов поршня  $n$ , усилие воздействия частицы на контактирующие поверхности  $\Delta p t r^2$  и массу частицы  $m$ , тогда:

$$\Pi_1 = \frac{\Delta_T nm}{\Delta p \pi r^2} = \frac{4\Delta_T n P_T r}{3\Delta p},$$

$$\begin{aligned} \Pi_2 &= \frac{Q_{YT} n^5 m^3}{(\Delta p \pi r^2)^3} = \\ &= \frac{\pi D (\delta + \Delta_T T_T) \mu \sqrt{2 \Delta p} n^5 \left(\frac{4}{3}\right)^3 \rho_T^3 \pi^3 r^9}{\sqrt{\rho_n} (\Delta p)^3 \pi^3 r^6} = \\ &= \frac{\pi D (\delta + \Delta_T T_T) \mu \sqrt{2} n^5 4^3 \rho_T^3 r^3}{3^3 \sqrt{\rho_n} (\Delta p)^{\frac{5}{2}}}; \end{aligned}$$

$$\Pi_3 = \frac{H_A}{H_M}.$$

На основе взаимосвязи критериев подобия можно записать:

$$\Delta_T = \frac{16 \cdot 1,41 \pi D (\delta + \Delta_T T_T) \mu n^4 \rho_T^2 r^2 H_A}{27 H_M \sqrt{\rho_n} (\Delta p)^{\frac{5}{2}}}, \quad (9)$$

$$\text{или } A \Delta_T = \delta + \Delta_T T_T, \text{ где } A = \frac{27 H_M \sqrt{\rho_n} (\Delta p)^{\frac{5}{2}}}{16 \cdot 1,41 \pi D \mu n^4 \rho_T^2 r^2 H_A},$$

следовательно,

$$\Delta_T = \frac{\delta}{A - T_T}. \quad (10)$$

После замены в формуле (7)  $\Delta_T$  из формулы (10) получим скорость убыли деталей насоса:

$$\Delta V = \frac{H_A G_{TB}^{\frac{4}{3}} \alpha \beta (1800 Q V^2 T_T)^{\frac{1}{3}} \left( \Delta_{HAq} + \frac{\delta T_T}{A - T_T} \right) \pi D S n}{H_M g^{\frac{1}{3}} (\Delta p)^{\frac{4}{3}}}. \quad (11)$$

**Выводы.** Анализ данного расчета показывает, что при сохранении неизменным давления  $P$ ,  $G_{TB}$ ,  $\alpha$ ,  $n$  абразивный износ тем выше, чем больше  $n$ ,  $D$ ,  $S$ , а также скорость движения рабочей жидкости  $V$  и время работы насоса.

**Список литературы:** 1. Тененбаум М.М. Износостойкость деталей и долговечность горных машин. – М.: ГПТН по горному делу, 1960. 2. Хрущев М.М., Бабычев М.А. Исследование влияния твердости абразива на износ металлов // Повышение износостойкости и срока службы машин. – М.: Машгиз, 1956. – С. 12-16. 3. Мархасин Э.Л. Повышение износостойкости нефтепромыслового оборудования и инструмента. – М.: Гостоптехиздат, 1956. – 148с. 4. Лапидус А.С. Данные по износу и методы повышения долговечности ходовых винтов токарно-винторезных станков. – М.: ЭНКМС, ЦБТН, 1952. – С. 5-6. 5. Локшин В.А. Снижение интенсивности износа поверхностей нагрева котлоагрегатов // Известия ВТИ. – 1977. – №7. – С. 27-30. 6. Алабушев П.М. и др. Теория подобия и размерностей, моделирование. – М.: Высшая школа, 1968. – 208 с. 7. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. – М.: Наука, 1987. – 432 с. 8. Горелов Ю.В., Горелова Л.С. Об абразивном износе цилиндро-поршневой и клапанной групп гидравлической машины объемного действия // Транспорт Урала. – 2005. – №1(4). – С. 8-11.

Поступила в редакцию 03.04.2012

*A.B. ЕВСТРОПОВ*, студент НТУ «ХПИ»

## ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрен и проведен анализ основных существующих способов торможения автомобиля.

Розглянуто та проведено аналіз основних існуючих способів гальмування автомобіля.

Reviewed and analyzed the major existing methods of braking the car.

### **Введение**

Процесс торможения является наиболее значимым для безопасного управления автомобилем. С одной стороны, он позволяет скомпенсировать последствия многих ошибок в процессе движения, с другой стороны, трудность и неправильность его выполнения является одной из основных причин возникновения дорожно-транспортного происшествия.

Процесс торможения может выйти из-под контроля водителя и привести к потере устойчивости и управляемости автомобиля из-за блокирования колес при интенсивном торможении, особенно при низком коэффициенте сцепления шин с дорогой. Ошибка водителя может спровоцировать критический занос, снос, вращение и опрокидывание автомобиля.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Анализу основных способов торможения автомобиля посвящены работы [1 – 10].

### **Цель и постановка задачи**

Целью данной работы является определение основных способов торможения автомобиля, анализ служебного, экстренного, аварийного торможения.

### **Основные способы торможения автомобиля**

Автомобиль замедляется под действием тормозных сил на передних и задних колесах. На движущийся автомобиль действует также сила инерции, приложенная в центре автомобиля, выше поверхности дороги. Под ее действием при торможении передние колеса догружаются, а задние - разгружаются.

Максимальная тормозная сила определяется не тем, как сильно водитель давит на педаль тормоза, а зависит от нагрузки, приходящейся на колесо, и от сцепления колеса с дорогой. Чем сильнее нагружено колесо, тем больше тормозная сила. Известно, что трение покоя (отсутствие проскальзывания

колеса относительно дороги) всегда больше трения скольжения. Сцепление зависит от степени проскальзывания колеса по поверхности. Максимальный коэффициент сцепления ( $\varphi$ ) достигается при частичном проскальзывании 10 – 25% (S). А при полном проскальзывании коэффициент сцепления может падать почти вдвое (рис. 1). Это значит, что при экстренном торможении нельзя доводить колеса до полного проскальзывания (юза).

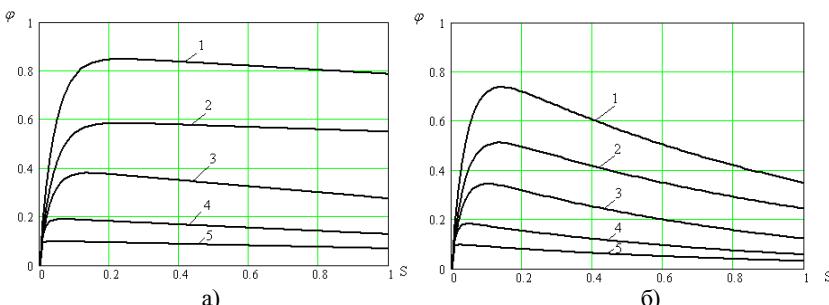


Рисунок 1 – Зависимость  $\varphi = f(S, V)$ : а – скорость стремится к 0 км/ч; б – 150 км/ч;  
1 – асфальт сухой; 2 – асфальт влажный; 3 – булыжник влажный;  
4 – снег; 5 – лед.

Если колесо полностью заблокировано, то по поверхности дороги трется один и тот же участок шины. При этом резина истирается. Обычно о начале юза можно судить по характерному писку скользящей по асфальту резины. Но, во-первых, он возникает только на сухом покрытии, а во-вторых, его легко спутать с встречающимся иногда писком в самом тормозном механизме. Другими косвенными признаками блокировки колес являются усилие на руле и увод автомобиля с заданной траектории.

Кроме того, сцепление зависит от состояния покрытия дороги и от того, насколько изношено колесо. Так, на мокром асфальте сцепление примерно в 2 раза меньше, а при гололеде – в 8 раз меньше чем на сухом асфальте. Соответственно уменьшается тормозная сила, и увеличивается тормозной путь.

Во время торможения сила сцепления колес в продольном направлении используется почти полностью. Поэтому достаточно небольшой боковой силы, чтобы наступила потеря сцепления в боковом направлении. Эта потеря сцепления наступает раньше на задних колесах, которые при торможении разгружаются. Одновременно с началом юза может начаться занос задних колес. Выправить положение автомобиля можно рулем. Но для того, чтобы выравнивание автомобиля было эффективным, необходимо прекратить торможение. После выравнивания автомобиля можно снова продолжить торможение.

Классификация приемов торможения. Различают:

- служебное;
- экстренное;
- аварийное торможение.

### **Служебное торможение**

В зависимости от конкретных ситуаций существует несколько способов служебного торможения:

1. Стандартный прием городского движения – плавное торможение двигателем и педалью тормоза.
2. Торможение коробкой передач – выполняется для постепенного снижения скорости на продолжительных спусках.
3. Импульсное торможение, прерывистый способ (рис. 2, а) – применяется на мокрой, скользкой, грязной и гравийной дороге.

Прерывистое торможение – периодическое нажатие на педаль тормоза и полное ее отпускание. Основной причиной, вынуждающей временно прекратить действие тормозных механизмов, является блокировка колес. Такой способ применяется на неровной дороге и там, где чередуются участки с разными коэффициентами сцепления, например асфальт со льдом, снегом и грязью. Перед наездом на неровность или скользкий участок следует полностью отпустить тормоз. Эффективность прерывистого способа при экстренном торможении недостаточна, так как временное прекращение действия тормозов влияет на увеличение тормозного пути автомобиля.

4. Комбинированное торможение – двигателем и импульсами применяется на скользкой дороге, на льду, закруглениях магистрали, на поворотах и спусках горных дорог. При комбинированном торможении лучше обеспечивается поперечная устойчивость автомобиля.

### **Экстренное торможение**

В зависимости от конкретных ситуаций существует несколько способов экстренного торможения для автомобилей без антиблокировочной системы:

1. Импульсное торможение, ступенчатый способ (рис. 2, б).
2. Комбинированное торможение.

Для экстренного торможения характерен ступенчатый способ, который внешне напоминает прерывистый, однако в отличие от прерывистого не имеет пассивной фазы, связанной с полным прекращением действия тормозных механизмов. Для него характерно последовательное увеличение каждого последующего усилия на тормозной педали, а также времени его приложения. Первое же нажатие на педаль должно быть предельно коротким и слабым. Перетормаживание в одном из импульсов ступенчатого торможения требует своей компенсации, которая проявляется в увеличении времени на разблокирование колес. Кроме того, торможение с многократно повторяемым кратковременным блокированием колес требует дополнительной компенсации устойчивости автомобиля с помощью руля.

В большинстве случаев применение экстренного торможения связано с эффектом полного или частичного кратковременного блокирования колес.

Чаще всего блокирование возникает на задних колесах автомобиля, так как при торможении нагрузка в автомобиле перераспределяется по осям: передние колеса загружаются, а задние разгружаются. Поэтому многие автомобили имеют специальные регуляторы тормозных сил, ослабляющие действие задних тормозов на ненагруженном автомобиле.

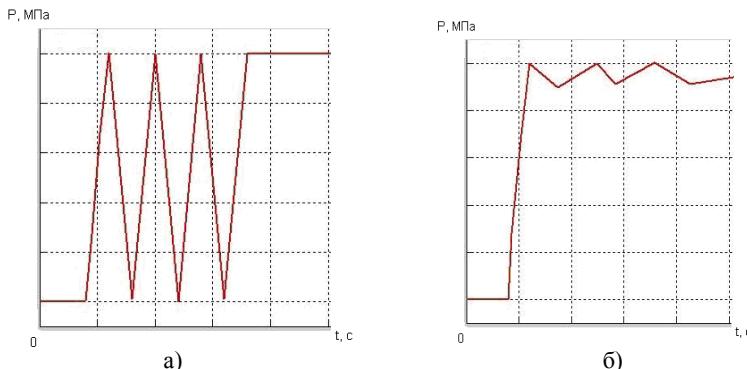


Рисунок 2 – Импульсное торможение: а – прерывистый способ; б – ступенчатый способ; Р – давление в тормозном приводе; t – время торможения

### **Аварийное торможение**

Аварийное торможение может осуществляться стояночным тормозом, а также нетрадиционными способами, в том числе и контактным способом с использованием естественных и искусственных препятствий. В аварийной ситуации, когда все возможности совершения экстренного маневра были исчерпаны и/или произошел отказ тормозной системы, большинство водителей из-за неумения и стресса прекращают управление. Однако пассивная безопасность конструкции современного автомобиля позволяет существенно снизить тяжесть последствий дорожно-транспортного происшествия за счет деформации сминаемых частей кузова, таких как крылья, бампер, багажник. При этом важно выбрать направление контакта, а также как водителю, так и пассажирам необходимо уметь быстро принимать безопасную позу для снижения последствий удара.

### **Торможение двигателем**

Торможение двигателем не дает большого эффекта замедления в чистом виде, поэтому часто игнорируется водителями. Однако его значимость существенна при управлении автомобилем в условиях низкого коэффициента сцепления и позволяет повысить устойчивость и управляемость автомобиля, его стабильность при экстренных маневрах. Безопасное управление автомобилем требует, чтобы любой прием торможения выполнялся комбинированным способом, т.е. при включенной передаче. Торможение на нейтральной передаче в нормальных условиях следует расценивать как

легкомысленное действие, а в сложных условиях - как опасное. У некоторых начинающих водителей выработан рефлекс: начиная тормозить, обязательно выключать сцепление. В основе такой привычки лежит ученическая боязнь заглушить двигатель. Но двигатель глохнет при частоте вращения вала менее 500 – 700 об/мин. Этому режиму на прямой передаче соответствует скорость 13 – 15 км/ч, поэтому выключать сцепление следует практически перед самой остановкой автомобиля.

## Выводы

При анализе основных существующих способов торможения автомобиля определили, что служебное торможение (с интенсивностью замедления менее 3 м/с) не связано с дефицитом времени для замедления или остановки автомобиля и в нормальных условиях движения является наиболее приемлемым, так как осуществляется в комфортной зоне отрицательных ускорений. Экстренное торможение используется в критических ситуациях, связанных с дефицитом времени и расстояния. Оно реализует самое интенсивное замедление с учетом тормозных свойств автомобиля, а также возможностей водителя применить традиционные или нетрадиционные приемы в зависимости от коэффициента сцепления шин с дорогой и других внешних условий. Аварийное торможение применяется при выходе из строя или отказе рабочей тормозной системы и во всех других случаях, когда эта система не позволяет добиться необходимого эффекта.

**Список литературы:** 1. Мащенко А.Ф. Тормозные системы автотранспортных средств / А.Ф. Мащенко, В.Г. Розанов. – М.: “Транспорт”, 1972. – 144 с. 2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригalo M.A., Волков B.P., Кирчатый B.I., Бобошко A.A. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2002. – 403 с. 3. Хохлов А.М. Оценка тормозных свойств и нормирование уровня снижения эффективности тормозной системы седельно-прицепных автопоездов, находящихся в эксплуатации: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.10 “Эксплуатация автомобильного транспорта” / А.М. Хохлов. – Ташкент, 1986. – 21 с. 4. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Е. Михайловский, В. Цимбалин. – М.: “Сельхозгиз”, 1960. – 336 с. 5. Гольд Б.В. Теория, конструирование и расчет автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Б.В. Гольд, Б.С. Фалькевич. – М.: “Машгиз”, 1957. – 536 с. 6. Иванов В.В. Основы теории автомобиля и трактора: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. – М.: “Высшая школа”, 1970. – 224 с. 7. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с. 8. Цитович И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: “Наука и техника”, 1981. – 191 с. 9. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. – М., 1979. – 73 с. 10. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Михаил Александрович Петров. – Омск: Западносибирское книжное издательство, 1973. – 224 с.

Поступила в редакцию 04.04.2012

УДК 629.366

*I.B. КРАВЧЕНКО*, студент НТУ «ХПІ»

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОСТІ ТА МАСИ МАШИНО - ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ**

Проведено розрахунковий та порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик трактора класичного компонування і трактора з шарнірної рамою. Проведено порівняння тягових характеристик трактора ХТЗ 17221 і Беларус 2022 з активним причепом.

Проведен расчетный и сравнительный анализ теоретических тяговых характеристик трактора классической компоновки и трактора с шарнирной рамой. Проведено сравнение тяговых характеристик трактора ХТЗ 17221 и Беларус 2022 с активным прицепом.

A current and comparative analysis of theoretical traction properties of tractor classic tractor assembly and hinged frame. Comparison of traction properties of tractor HTZ 17221 and Belarus in 2022 with a driving trailer.

**Постановка проблеми.** Концепція розвитку трактора, як основного джерела енергії, необхідної для виконання сільськогосподарських технологічних операцій, постійно трансформується. Розвиток світового тракторобудування дуже динамічний, особливо в останнє десятиліття. Це пов'язано з безперервним підвищеннем технічного рівня трактора, який визначається комплексом оціночних показників і характеристик.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** В роботі [1] систематизовано основні напрямки розвитку тракторної енергетики на найближчі роки та перспективи, які базуються на результатах розгляду проблеми у цій галузі.

**Мета роботи.** Дослідження теоретичних тягових характеристик трактора з активним причепом класичного компонування і трактора з активним причепом з шарнірною рамою, порівняння їх з теоретичними тяговими характеристиками цих тракторів без використання приводу на причеп.

### **Дослідження підвищення ефективності використання енергонасиченості та маси машинно - тракторного агрегату**

Починаючи з часу створення першого трактора і до сьогодні трактори розвивалися у напрямку підвищення експлуатаційно-технологічних показників за рахунок підвищення потужності і маси, технічного рівня і, частково, універсальності, досягнувши високих техніко-економічних показників.

Враховуючи тенденцію, що простежується останнім часом, до трансформації трактора з тягового в тягово-енергетичний засіб і надалі –

в енергетичний необхідно вирішити ряд проблем тракторної енергетики [1].

Енергонасиченість – один з найголовніших показників машинотракторного агрегату (МТА). Енергосмість технологічних сільськогосподарських операцій в значній мірі визначається експлуатаційними властивостями машин і режимами роботи машинотракторних агрегатів. Як показує досвід експлуатації МТА, зростання енергонасиченості тракторів не дало пропорційного приросту продуктивності МТА. Однією з причин таких результатів є недовикористання потужності двигуна, встановленого заводом виробником [2].

Основною проблемою трактора тягово-енергетичної концепції являється забезпечення необхідного зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею.

Зростання потужності двигуна сільськогосподарських тракторів вимагає збільшення маси. Наслідком збільшення маси трактора є ущільнення ґрунту, на величину якого впливає не тільки питомий тиск рушіїв, але й загальна маса трактора. Це не тільки істотно порушує фізико-механічні якості ґрунту і призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур від 5 до 50%, а й збільшує енерговитрати на додаткове розпушування ґрунту.

Застосування приводу на причеп дозволяє використовувати вагу причепа як зчіпну масу. При цьому опорні колеса технологічної частини машинотракторного агрегату забезпечуються приводом від енергозасобу, технологічна частина перетворюється з пасивної в активну. В цьому випадку масу трактора можна істотно зменшити із збереженням тягово-зчіпних властивостей агрегату та одночасним підвищенням його енергонасиченості в порівнянні з аналогічним показником звичайного трактора тягової концепції [1].

Для оцінки енергонасиченості були розглянуті трактори ХТЗ 17221 і Білорус 2022. Проведено розрахунковий та порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик трактора класичного компонування і трактора з шарнірною рамою, а також порівняння тягових характеристик трактора ХТЗ 17221 і Білорус 2022 з активним причепом.

Проведені дослідження показали, що трактор ХТЗ 17221 має достатню вагу для забезпечення необхідних тягових властивостей. Завдяки тому, що трактор добре збаластований вся потужність тракторного двигуна реалізується у повному обсязі.

Тяговий коефіцієнт корисної дії трактора на основній робочій передачі становить 0,634, буксування – 8,9 %, максимальна сила тяги на робочому діапазоні становить 42,07 кН, сила тяги на гаку при буксуванні 14% становить 40 кН.

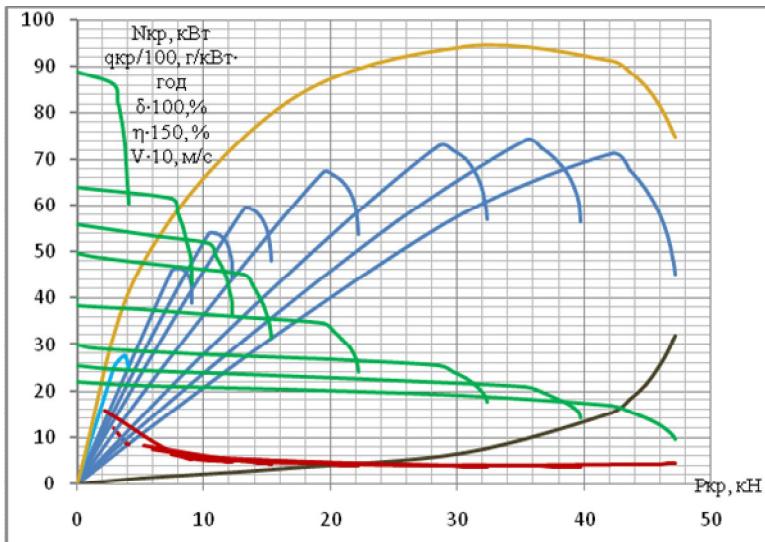


Рисунок 1 – ТТХ трактора XTZ 17221

Для порівняння був розглянутий трактор класичного компонування Білорус 2022.

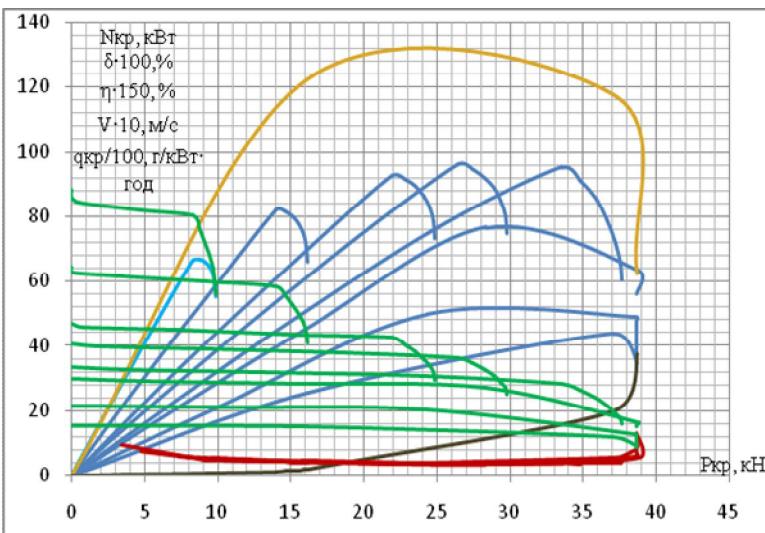


Рисунок 2 – ТТХ трактора Білорус 2022

Аналіз теоретичних тягових характеристик показав, що тяговий коефіцієнт корисної дії трактора Білорус 2022 на основній робочій передачі становить 0,447, буксування – 39,5 %, максимальна сила тяги на робочому діапазоні становить 38,83 кН, сила тяги на гаку при буксуванні 14% становить 33 кН.

Таким чином, результати досліджень показали, що Білорус 2022 являється трактором тягово-енергетичної концепції. Він має відносно невелику вагу і потужний двигун. Вся потужність двигуна не може реалізуватися у повній мірі, внаслідок недостатнього зчеплення ведучих коліс трактора з опорною поверхнею.

Основною проблемою трактора тягово-енергетичної концепції являється забезпечення необхідного зчеплення рушія з опорною поверхнею. Одним із перспективних методів подолання цієї проблеми є застосування надлишку потужності двигуна трактора в якості джерела механічної енергії для причепа.

Для оцінки ефективності використання приводу на причеп були розглянуті трактори ХТЗ 17221 і Білорус 2022.

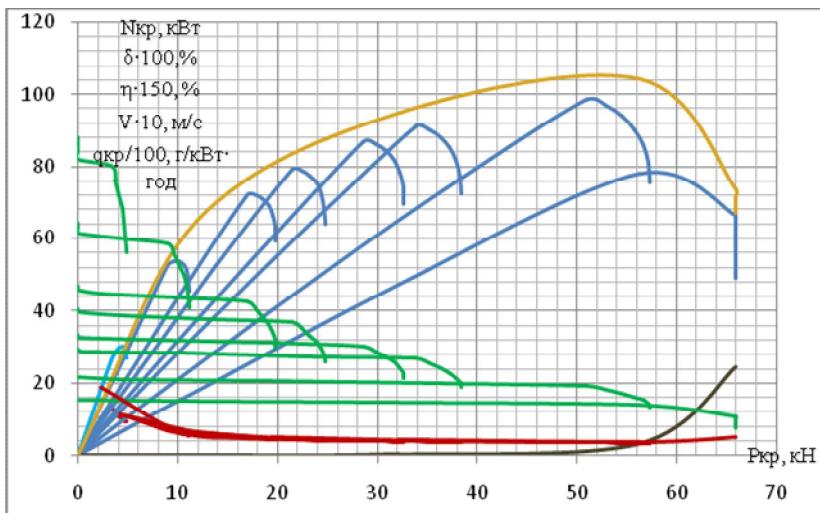


Рисунок 3 – ТТХ трактора Білорус 2022 з активним причепом

Шляхом дослідження математичних моделей ХТЗ 17221 і Білорус 2022 з активним причепом були виконані тягові розрахунки тракторів та побудовані теоретичні тягові характеристики. Отримані результати показали: тяговий коефіцієнт корисної дії трактора ХТЗ 17221 на основній робочій передачі становить 0,596, буксування – 0,2 %, максимальна сила тяги на робочому

діапазоні становить 37,07 кН, сила тяги на гаку при буксуванні 14% становить 27 кН.

Для трактора Білорус 2022 тяговий коефіцієнт корисної дії – 0,642, буксування – 0,3%, максимальна сила тяги – 65,87 кН, сила тяги на гаку при буксуванні 14% – 62 кН.

На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що використання приводу на причеп для ХТЗ 17221 не дає суттєвих позитивних змін в тягово-зчіпних характеристиках трактора. Таким чином, аналіз результатів вказує на недоцільність використання приводу на причеп і ще раз підтверджує, що ХТЗ 17221 – трактор тягової концепції.

На відміну від ХТЗ 17221, агрегатування трактора Білорус 2022 з причепом з ведучими мостами дає можливість збаластувати його на оптимальну тягу, реалізувати всю потужність двигуна, завдяки кращому зчепленню з опорною поверхнею, що досягається ведучими колесами причепа.

Протиріччя вимог агротехніки та розвитку функціональних властивостей трактора тягової концепції досягло критичного стану і створює об'єктивні труднощі у подальшому вдосконаленні їх параметрів, так як не можна поступитися одними вимогами на користь інших. Подальше підвищення потужності трактора і втримання його в рамках тягової концепції неможливе, тому що це вимагає збільшення його експлуатаційної ваги, у той час як вже зараз навантаження на ґрунт досягло граничного значення.

Протиріччя між необхідністю зниження ваги трактора і збереженням тягово-зчіпних властивостей можна усунути, якщо як зчіпну використовувати вагу всього агрегату. Радикальний спосіб активізації ваги МТА – оснащення його технологічної частини ведучими колесами, які б приводилися від системи відбору потужності або гідравлічної системи трактора.

Застосування трактора з активним причепом дає можливість більш раціонально використовувати потужність тракторного двигуна, є перспективним варіантом для підвищення родючості ґрунту.

Інтенсифікація сільськогосподарського виробництва привела до підвищення кількості заходів, пов'язаних з роботою МТА на полі. Необхідно враховувати, що через недосконалість технологічних процесів підготовки ґрунту, догляду за рослинами, збирання врожаю різні машини проходять по полю від п'яти до п'ятнадцяти разів. Сумарна площа відбитків їх рушій і опорних коліс майже в два рази перевищує площину оброблюваної польової ділянки. Якщо взяти до уваги, що недобір врожаю при ущільненні ґрунтів рушіями тракторів коливається в межах від 15% (універсально-просапні трактори) до 25% (трактори загального призначення), то щорічні втрати врожаю з цієї причини становлять тисячі тонн [1].

Виявилося, що практично всі типи сільськогосподарських тракторів ущільнюють ґрунт на значну глибину. Проходи коліс важких МТА по розпущеному і зволоженому ґрунту особливо несприятливі. Ущільненню сприяє буксування і вібрація рушій.

Несприятливі фактори ущільнення негативно впливають на водно-фізичні властивості ґрунту: зростає щільність і твердість (за різними даними - до глибини 30-120 см), знижується швидкість надходження в ґрунт атмосферної вологи, зменшується її доступність і різко погіршуються умови для розвитку кореневих систем рослин. Дослідженнями встановлено, що збільшення або зменшення об'ємної маси ґрунту від оптимальної на 0,1-0,3 г/см<sup>3</sup> призводить до зниження врожаю на 20-40%.

При роботі трактора ХТЗ 17221 ущільнювальна дія поширюється на глибину 50-70 см. Іноді ущільнення від дії ходових систем тракторів поширяється на глибину 1-1,2 м. При цьому істотно збільшується об'ємна маса орного і підорного шарів, досягаючи 1,35-1,45 г/см<sup>3</sup>, зменшується загальна пористість на 23-25%. У багатьох ґрунтово-кліматичних зонах щільність будови ґрунту не самовідновлюється і в наступні роки.

Ущільнення ґрунту пов'язане насамперед із зміною порового простору, причому цей процес починається з деформації крупних некапілярних пор. Так, при ущільненості ґрунту від 1,25 до 1,62 г/см<sup>3</sup> загальна пористість зменшується від 52 до 39. Це призводить до того, що при однаковій ваговій вологості внаслідок ущільнення ґрунту зменшується кількість доступної рослинам вологи і збільшується вміст недоступної води в мікропорах. Навіть після поливу запас доступної вологи в активному шарі ґрунту на ущільнених ділянках на 250-300 м<sup>3</sup>/га нижчий, ніж на неущільнених. Крім того, водопроникність ущільненого ходовими системами тракторів ґрунту зменшується в 2-4 рази і більше.

Ущільненість ґрунту погіршує повітрообмін, поживний і температурний режими, знижує біологічну активність ґрунту. Інтенсивність виділення із ущільненого ґрунту СО<sub>2</sub> зменшується в 1,2-1,6 разів.

Температура ґрунту по сліду трактора відрізняється від температури ґрунту на цьому самому місці протягом доби. Ущільнений ґрунт у ранкові години має нижчу температуру, ніж неущільнений, вдень прогрівається сильніше, а увечері швидше охолоджується.

Збільшення твердості ґрунту внаслідок ущільнення перешкоджає проходженню зародкового корінця в період підвищення вологості, що знижує схожість насіння. Коріння на ущільнених ділянках деформоване і концентрується у прошарках зі зниженою щільністю ґрунту, внаслідок чого зменшується урожайність культур. В ущільнених ґрунтах коріння рослин проникає слабко, до 80% його знаходиться в шарі 7-10 см.

Ущільнення ґрунту ходовими системами спричинює брилоутворення. На ущільнених ділянках суглинкових і глинистих ґрунтів під час оранки утворюються брили діаметром 60-70 см і масою 35-40 кг. Істотно

погіршується кришіння при підготовці такого зораного ґрунту під посів культур[3].

Оранка і наступний механічний обробіток попередньо ущільненого ґрунту хоч і знижують його об'ємну масу до 0,9-1 г/см<sup>3</sup>, але супроводжуються утворенням брил. Одночасно з цим зростають затрати енергії на обробіток.

Механічну дію рушіїв машини на ґрунт не слід розглядати лише як ущільнючу, оскільки одночасно відбувається руйнування його структури під дією буксування. Стирання ґрунту, утворення колій від проходу рушіїв створюють умови розвитку водної і вітрової ерозії. Ці процеси поглиблюються тенденцією до збільшення маси машини за рахунок ускладнення конструкції і появи нових вузлів і агрегатів.

**Висновки.** Аналіз результатів дослідження вказує на недоцільність використання приводу на причеп для трактора ХТЗ 17221. Агрегатування трактора Білорус 2022 з активним причепом дає можливість збаластувати його на оптимальну тягу, реалізувати всю потужність двигуна, завдяки кращому зчепленню з опорою поверхнею, що досягається ведучими колесами причепа.

**Список літератури:** 1. Лебедєв А.С., Кравчук В., Лебедєв С. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання // журнал «Техніка і технологія АПК» - 2011. - №2. 2. www.ua-referat.com. 3. www.pidruchniki.ws.

*Надійшла до редколегії 04.04.2012*

**О.Г. КРИВОКОНЬ**, канд. філос. наук, доц. НТУ «ХПІ»;  
**А.І. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

## КОНКУРЕНТНОЗДАТНІСТЬ ТА КЛЮЧОВІ ПРОБЛЕМИ В ГАЛУЗІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ УКРАЇНИ

В роботі аналізуються сильні та слабкі сторони вітчизняного автомобілебудування, визначені основні ризики та ключові проблеми в галузі легкового автомобілебудування, встановлені основні конкуренти української автомобільної промисловості на теперішній час і в найближчому майбутньому.

В работе анализируются сильные и слабые стороны отечественного автомобилестроения, определены основные риски и ключевые проблемы в отрасли легкового автомобилестроения, установлены основные конкуренты украинской автомобильной промышленности в настоящее время и в ближайшем будущем.

The strong and weak sides, basic risks and key problems, the basic competitors of domestic motor industry on a present time and in the near future have been set.

### **Вступ**

Автомобілебудівна галузь, яка є пріоритетною в багатьох країнах світу, в Україні, нажаль, розвивається досить повільно та невпевнено. Відсоток наповнення внутрішнього ринку легковими автомобілям за рахунок імпорту збільшується з року в рік (з 44,5% в 2006 році до 71% в 2011 році.). Обсяг виробництва легкових автомобілів в Україні на теперішній час тільки наближається до показників 2003 року.

Все вище наведене змушує замислитись над проблемами, які існують в вітчизняній галузі легкового автомобілебудування та її конкурентноздатністю.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Дослідженню проблем в галузі легкового автомобілебудування України, оцінці рівня конкурентноздатності вітчизняних виробників присвячені роботи [1 – 8].

Слід відмітити, що при підготовці матеріалів для даної публікації, скористались деякими доробками, люб'язно наданими науковцями і практиками, які разом з авторами брали активну участь в формуванні та впровадженні концепції “Програма розвитку легкового автомобілебудування України” [9].

Особлива увага конкурентноздатності та ключовим проблемам в галузі легкового автомобілебудування України була приділена представниками державного підприємства «Укрпромзовнішекспертиза» [10] на третьій міжнародній конференції з розвитку автомобільної індустрії AutoPROm.UA 2011 [11], організатором якої виступила Асоціація автовиробників України

«Укравтопром» [12]. Доповідь, присвячена розвитку автоіндустрії та її економічної цінності для України, була представлена в рамках презентації проекту Державної цільової програми розвитку легкового автомобілебудування України на період до 2020 року.

### **Мета та постановка завдань**

Метою даної роботи є аналіз конкурентноздатності та визначення ключових проблем в галузі легкового автомобілебудування України. Для досягнення поставленої мети необхідно встановити:

- основних конкурентів української автомобільної промисловості (автопром) на теперішній час і в найближчому майбутньому;
- сильні та слабкі сторони вітчизняного автопрому;
- основні ризики для вітчизняного автомобілебудування;
- ключові проблеми в галузі легкового автомобілебудування.

### **Конкурентноздатність та ключові проблеми в галузі легкового автомобілебудування України**

Україна тісно інтегрована у глобальний ринок легкових автомобілів, і сьогодні на вітчизняному ринку представлена продукція практично всіх провідних світових автопродукцентів.

Лідерство утримує російський виробник «АвтоВАЗ», хоча його частка на ринку протягом 2004 – 2011рр. знизилася майже вдвічі (відповідно з 29% до 15%). Причини - зняття з виробництва дешевих моделей, що нівелювало основну конкурентну перевагу російських автомобілів - низьку ціну, ріст попиту в Україні на більш сучасні та якісні автомобілі.

Частина іноземних виробників наростила свою частку на українському ринку. Найбільш суттєво - Hyundai (з 1% в 2004 році до 9% в 2010 році), Toyota (з 3% до 6%), Chery (з 0% до 5%), Renault (з 1% до 5%), Ford (з 1% до 5%), Mitsubishi (з 3% до 5%) та Skoda (з 3% до 5%).

Особливої уваги заслуговує значне збільшення частки корейської компанії Hyundai, що вдалося здійснити за рахунок оптимального поєднання фактору ціни та якості автомобілів. За результатами 2010 року компанія ввійшла в трійку найбільших постачальників легкових автомобілів на український ринок, і в 2011 році продовжувала нарощувати свою присутність на ньому (частка компанії зросла до 10,5%).

Світові автовиробники розглядають український ринок як надзвичайно привабливий, з огляду на досягнуті обсяги продажу і темпи приросту в докризовий період, а також потенціал зростання ринку.

Згідно оцінок світової асоціації виробників автомобілів IOMVM (International Organization of Motor Vehicle Manufacturers), за потенціалом зростання український автомобільний ринок займає друге місце в Європі після Росії.

В даний час більшість світових автовиробників в Україні представлені дилерськими мережами продажу та сервісу, і лише компанії Volkswagen (Skoda), GeneralMotors, Opel, Hyundai, KIA, Chery, Gelly, SsangYong, Great Wall, LandWind і Changan Benni здійснюють збирання окремих моделей.

Оскільки вітчизняний автопром не має власного повноцінного виробництва легкових автомобілів, перспективи його розвитку слід розглядати в контексті конкуренції України з іншими державами світу як виробничого майданчика глобальних автомобільних концернів.

В 2010 році на українському ринку продавалися легкові автомобілі виробництва більше 30 країн світу [12], але найбільше на ринку була представлена продукція 8 країн (рис.1).

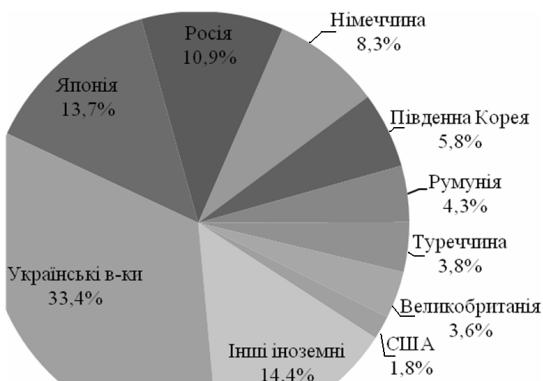


Рисунок 1 – Наповнення українського ринку легкових автомобілів за країнами в 2010 році, %

Країни світу, продукція яких найбільше представлена на українському ринку, формують дві групи:

– розвинені країни, де розміщені головні офіси автоконцернів та здійснюються розробки нових моделей – Японія, Німеччина, Південна Корея та США;

– країни, де розташовані виробничі площаадки автоконцернів – Румунія, Туреччина, Узбекистан, Китай та Росія.

В розвинених країнах висока конкурентоздатність автопрому забезпечується масштабністю виробництва, постійним впровадженням передових технологій і технічних рішень та інтенсивним оновленням модельного ряду.

Слабкими сторонами є висока вартість робочої сили та соціальні стандарти, що змушує автоконцерні переміщувати виробництва в інші країни світу. Найперше це стосується бюджетних і середніх за вартістю

автомобілів (7 – 20 тис. євро), де частка витрат на оплату праці складає 12 – 18%.

За інформацією світової асоціації виробників автомобілів ІОМВМ, переміщення виробництва з розвинених країн у розвиваючі дало можливість автовиробникам знизити собівартість щонайменше на 5 – 7% (по бюджетних автомобілях економія сягає 10 – 12%).

Наприклад, перенесення компанією Renault виробництва бюджетної моделі Logan з Франції в Румунію на завод Dacia дозволило знизити її виробничу собівартість на 11%.

Переміщуючи виробництва, автомобільні концерни керуються двома мотивами:

- доступ до місцевого ринку збуту;
- зниження виробничих витрат.

У випадку організації автоконцерном нового виробництва, імпорт в дану країну аналогічних моделей, що виробляються в інших країнах світу, практично припиняється, і внутрішній попит покривається новим виробництвом.

З огляду на вищевикладене, при організації провідними автоконцернами повноцінного автовиробництва в Україні слід очікувати припинення імпорту автомобілів відповідних марок і, в першу чергу, з розвинених країн світу (Японія, Німеччина, Корея, США).

Окремо із зазначеного списку слід виділити Росію та Китай.

Як уже зазначалося вище, Росія протягом 2004 – 2011 pp. знижувала свою присутність на українському ринку. Проте в Росії з 2006 року діє режим промислового збирання автомобілів, а з 2010 року «Стратегия развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года».

Основна суть даних документів – налагодження провідними світовими автоконцернами сучасного виробництва автомобілів в Росії в обмін на доступ до внутрішнього ринку. Під дією зазначених документів в Росії організовано виробництва автомобілів компаніями General Motors, Toyota, Renault-Nissan, Mitsubishi, Fiat, Ford, Volkswagen. Після розгортання згаданих виробництв слід очікувати посилення конкурентного тиску на Україну, особливо з огляду на географічну близькість та режим вільної торгівлі між державами.

Поставки з Китаю на український ринок поки що є незначними (2,3 тис. од. в 2010 році), але з огляду на зростаючі обсяги виробництва (13,9 млн. од. в 2010 році) Китай здатний значно наростити експорт (в т.ч. в Україну), особливо після первинного насичення власного внутрішнього ринку.

Як свідчить світова практика, в організації нових виробництв спільним для всіх країн були високі ввізні мита на автомобілі протягом періоду становлення автопрому, та створення сприятливого інвестиційного середовища.

Нижче, в табл. приведено порівняння нормативно-правового середовища функціонування автопрому в Україні та основних країнах-конкурентах.

Таблиця – Нормативно-правове середовище функціонування автопрому в Україні та основних країнах-конкурентах

Показник	Країна				
	Україна	Росія	Китай	Туреччина	Узбекистан
Ввізне мито на нові автомобілі, %	0 – 10%	30 – 50%	30% (до 200% в окремі періоди)	65% (до 150% в період становлення автопрому)	30% + 1,5–3\$/1см <sup>3</sup>
Ввізне мито на імпорт обладнання для автопрому, %	3 – 5%	0%	0%	0%	0%
Податок на додану вартість на імпорт обладнання для автопрому, %	20%	0%	0%	0%	0%
Податок на прибуток, %	25%	0% (на прибуток, що реінвестується в розвиток)			

На сьогодні Україна не інтегрована в світовий автопром, і на її території відсутні сучасні виробництва провідних світових компаній.

Існує в Україні крупно-вузлове збирання автомобілів через низьку технологічність є прибутковим і конкурентоздатним лише в умовах високого ввізного мита на імпорт готових автомобілів. Зниження мита з 25% до 10% в 2010 році призвело до часткової відмови іноземних виробників від крупно-вузлового збирання в Україні та збільшення частки імпорту в наповненні внутрішнього ринку.

Зазначене яскраво ілюструє приклад компанії Hyundai. В 2008 році із 45,6 тис. проданих компанією в Україні автомобілів 33,9 тис. од. (або 74%) було вироблено в Україні шляхом крупно-вузлового збирання. В 2010 році, після зниження ввізного мита до 10%, частка вироблених в Україні автомобілів Hyundai в структурі продаж на українському ринку знизилася до 30%.

Отже, в сприятливий період до 2010 року в Україні не було організовано сучасне виробництво автомобілів та автокомплектуючих, а держава не стимулювала заличення в цей процес провідних світових продуцентів.

Таким чином, ключовими проблемами вітчизняного легкового автомобілебудування є:

- відсутність сучасних технологічних ліній;
- низька масштабність та рівень локалізації виробництва;
- несприятливе нормативно-правове середовище.

Разом з тим, в Україні наявний потенціал для організації сучасного автопрому, про що свідчить зростання виробництва в 2000 – 2008рр.

Основними сильними сторонами вітчизняного автопрому є:

- зручна логістика - географічне розташування України в центрі Європи між двома ємкими авторинками – Євросоюзом (ЄС) та Росією;
- наявність підготовлених трудових ресурсів та низька вартість робочої сили порівняно з європейськими країнами та Росією;
- ненасичений та зростаючий внутрішній ринок збуту.

Розглянемо детальніше суть сильних сторін вітчизняного автопрому.

### **Зручна логістика**

Україна географічно розташована між двома значними автомобільними ринками - країнами ЄС та Росією, що формує логістичні переваги для розташування на її території виробництва автомобілів і комплектуючих, з подальшим їх експортом на ринки зазначених країн.

В структурі собівартості автомобіля частка витрат на логістику складає 5 – 8%, тому автовиробники розміщують виробництва якомога ближче до ринків збуту, наближаючи до нього виробництва автокомплектуючих. Тобто, оптимальною є модель створення автокластеру безпосередньо на споживчому ринку.

Також Україна має зручний вихід до Чорного моря та розвинену портову інфраструктуру, що дає можливість поставляти автомобілі та автокомплектуючі морським транспортом в країни далекого зарубіжжя.

Згадане сумарно виділяє Україну як логістично зручний майданчик для виробництва автомобілів та автокомплектуючих.

### **Трудові ресурси**

Україна, в цілому, зберегла успадковану від СРСР систему освіти, і зараз більше 99% жителів отримують середню освіту. Згідно рейтингу ООН, за рівнем освіченості населення та якості середньої освіти Україна входить до числа 25 кращих країн світу.

В даний час державна система підготовки спеціалістів для автомобілебудування включає 40 професійних технічних училищ, 10 технікумів і технічних ліцеїв, 5 вищих навчальних закладів. Вона, хоча і не відповідає в повній мірі сучасним стандартам та вимогам підготовки кадрів, в цілому готує фахівців з добрими базовими навиками та здатністю за короткий проміжок часу навчитися на спеціалізованих виробничих курсах, стажуваннях, тренінгах, тощо.

Зазначене вигідно вирізняє Україну від азійських країн, які зараз розглядаються як нові виробничі площацки. Низький рівень освіченості та

відсутність базових професійних навичок в азійських робітників ускладнюють дотримання технологічної культури на виробництві.

Рівень професійної підготовки українських працівників значно перевищує професійний рівень азійських робітників, та за додаткової спеціальної підготовки не поступається рівню профпідготовки аналогічних працівників в східноєвропейських країнах.

Вартість робочої сили в Україні [13] співставна з азійськими країнами, та нижча ніж в Росії та в європейських країнах (рис. 2).

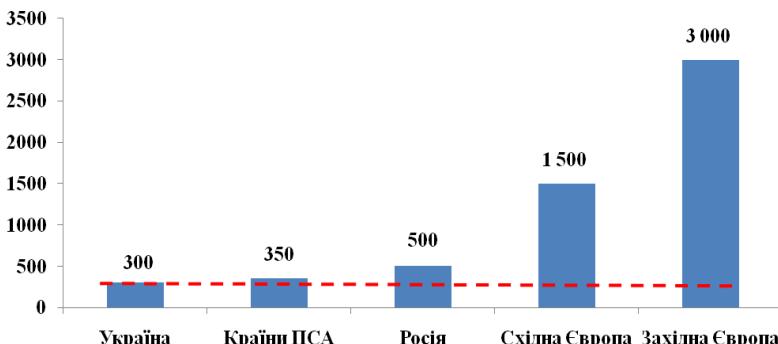


Рисунок 2 – Середньомісячний розмір зарплати робітника в промисловості різних країн світу, євро/місяць

Високий рівень безробіття в Україні (офіційно – 8,5%, неофіційно – понад 16%) стимулюватиме зростання вартості робочої сили.

Найбільший потенціал трудових ресурсів мають густонаселені західноукраїнські області (Львівська, Закарпатська, Волинська) та великі східноукраїнські індустриальні міста – Запоріжжя, Донецьк, Харків, Дніпропетровськ.

#### **Внутрішній ринок збути**

До 2020 року очікується зростання внутрішнього попиту на легкові автомобілі до 1,04 млн. одиниць.

Практичним прикладом реалізації сильних сторін вітчизняного автопрому є організація виробництва електроджгутів величими глобальними компаніями в західноукраїнських областях.

Основними слабкими сторонами вітчизняного автопрому є:

- відсутність сучасних технологічних ліній;
- низька масштабність та рівень локалізації виробництва;
- несприятливе нормативно-правове середовище;
- фінансова слабкість національних автовиробників;
- висока залежність від дій державних органів влади в частині надання пільг та преференцій.

Основні можливості зовнішнього середовища, що потенційно створюють додаткові переваги для українського автопрому, полягають в наступному:

- створення спеціальних промислових зон (індустріальних парків) розвитку автопрому (автокластери) для залучення провідних зарубіжних виробників, надання державою пільг та преференцій;
- зростання обсягів автокредитування;
- впровадження механізму утилізації старих автомобілів;
- стимулювання вітчизняного виробництва автомобілів за рахунок збільшення ввізного мита до >30%;
- створення сприятливого інвестиційного нормативно-правового середовища;
- впровадження вітчизняних наукових розробок, зокрема в матеріалознавстві (конструкційні матеріали), двигунобудуванні, виробництві акумуляторів.

Основні ризики для вітчизняного автомобілебудування полягають у наступному:

- розвиток конкурентного автопрому в Росії та Туреччині, як виробничих площадок провідних світових автоконцернів;
- підписання договору про режим вільної торгівлі з Євросоюзом, зі зниженням ставки на імпорт автомобілів до 0%;
- збереження низького рівня ввізного мита (10%) на імпорт легкових автомобілів;
- не стабільний і не функціональний характер чинного законодавства України в цілому, та на власність, підприємництво, інвестиції, приватизацію і промислову політику, зокрема;
- високі політичні ризики для довгострокових проектів в країні.

З вищевикладених ризиків переважна частина стосується загального політично-економічного клімату в державі, стабільності законодавства та виконання державою взятих зобов'язань. Отже, позиція державних органів влади є вирішальною для реалізації проекту розвитку національного автомобілебудування.

## **Висновки**

Для українського автопрому основну конкуренцію зараз і в найближчому майбутньому формують автопроми Туреччини, Узбекистану, Румунії, Китаю та Росії, які розвиваються як виробничі майданчики провідних світових автопродукцій.

Несприятливий політично-економічний клімат в державі, відсутність стабільності в законодавстві та невиконання державою взятих зобов'язань не дає жодних конкурентних мотивацій для організації місцевого виробництва автомобілів, незважаючи на вигідне географічне положення, розвинену транспортну інфраструктуру, підготовлені трудові ресурси.

Розвиток національного легкового автомобілебудування на пряму залежить від позиції державних органів влади.

**Список літератури:** 1. Кривоконь О.Г. Передумови та перспективи розвитку автомобілебудівної галузі в Україні / О.Г. Кривоконь, А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 6/2 (54).– С. 46–50. 2. Кицун В.А. Виробництво легкових автомобілів: світові та вітчизняні тенденції / В.А. Кицун // Луцький національний технічний університет: зб. наук. праць. Електронне наукове видання. – 2003. – № 13. – С. 137 – 145. 3. Рябчин О.М. Аналіз приоритетних напрямів економічного розвитку українсько-японських відносин / О.М. Рябчин, К.О. Бієнко, К.І. Лісковець // Науковий вісник НГУ. Економіка. – 2010. – № 3. – С. 80 – 84. 4. 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. 5. 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. 6. 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. 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. ДП "Укрпромзовнішкспертиза". Програма розвитку легкового автомобілебудування України, 2011. – 116 с. 10. Українська консалтингова компанія ДП "Укрпромзовнішкспертиза". Режим доступу до сайту: <http://www.expert.kiev.ua>. 11. Третя щорічна міжнародна конференція з розвитку автомобільної індустрії України "AutoPROm.UA 2011". Режим доступу до сайту: <http://www.autoprom.kiev.ua>. 12. Асоціація автопроизводителів України "УкрАвтопром". Режим доступа к сайту: <http://ukrautoprom.com.ua>. 13. Державна служба статистики України. Режим доступу до сайту: <http://www.ukrstat.gov.ua>.

Надійшла до редакції 13.04.2012

**A.Ю. РЕБРОВ,** канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

**T.A. КОРОБКА,** студент НТУ «ХПИ»;

**C.B. ЛАХМАН,** студент НТУ «ХПИ»

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В БЕЗРАЗМЕРНЫХ ВЕЛИЧИНАХ С УЧЕТОМ ЕГО ЗАГРУЗКИ И ПОДАЧИ ТОПЛИВА**

Предложена математическая модель дизельного двигателя, которая учитывает загрузку двигателя по крутящему моменту и по частоте вращения коленчатого вала, а также положение органа управления подачей топлива. Расчет расхода топлива двигателем выполнен с использованием многопараметровой характеристики. Приведены результаты расчета расхода топлива двигателем в ходе выполнения тракторным агрегатом технологического процесса по обработке почвы при нагрузке, которая носит переменный характер.

Запропоновано математичну модель дизельного двигуна у відносних величинах, яка враховує загрузку двигуна по крутому моменту і по частоті обертання колінчастого валу, а також положення органу керування подачею палива. Розрахунок витрати палива двигуном виконаний з використанням багатопараметрової характеристики. Наведено результати обчислення витрати пального двигуном в ході виконання тракторним агрегатом технологічного процесу по обробці ґрунту при навантаженні, яке має змінний характер.

The article presents a mathematical model of diesel engine, which allows for loading of the engine by torque and speed of the crankshaft, as well as the position of throttle body. Calculation of fuel consumption made using multiparameter characteristics. It is shown the results of the engine fuel consumption calculation during the execution of the tractor unit process for treatment of soil under load, which is variable in time.

**Введение.** Экономичность машинно-тракторных агрегатов (МТА) во многом зависит от нагрузочного и скоростного режима работы тракторного двигателя при реализации технологического процесса механической обработки почвы. Топливная экономичность современных сельскохозяйственных тяговых технологий связана с оптимальной загрузкой двигателя и оптимальным управлением топливоподачей. Оба эти фактора определяются универсальной топливной характеристикой двигателя, которая наиболее точно отображает топливную экономичность при условии ее экспериментального определения или при постоянной коррекции данных о расходе топлива бортовой системой управления топливоподачей. Если экспериментальные данные об универсальной топливной характеристике двигателя отсутствуют, то ее можно построить теоретически по известным методикам. При выполнении МТА тяговых технологий нагрузка на двигатель в общем случае носит случайный динамический характер с коэффициентом вариации в пределах 0,12...0,16 [1]. В связи с этим представляет интерес исследование топливной экономичности на динамической модели МТА, включающей дизельный двигатель, математическая модель которого в относительных величинах предлагается к рассмотрению в данной работе.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Для определения параметров и режимов работы дизельного двигателя в динамической постановке задачи обычно используют дифференциальное уравнение движения вала двигателя с приведенными к нему параметрами [1]:

$$J \cdot \dot{\phi} = M_e - M_c, \quad (1)$$

где  $J$ ,  $M_c$  – приведенные к валу двигателя момент инерции маховых масс трансмиссии и трактора с сельскохозяйственным агрегатом и момент сопротивления движению.

В уравнении (1)  $M_c$  формируется внешними сопротивлениями по отношению к МТА и легко определяется, также как и  $J$  на соответствующей передаче. Обычно при моделировании процессов движения МТА возникают проблемы с моделированием эффективного крутящего момента двигателя  $M_e$ , который в общем случае зависит от скоростного режима и положения органа управления подачей топлива (без учета работы системы автоматического регулирования, которую представляет регулятор топливного насоса высокого давления). При решении подобных задач принимается ряд допущений о работе двигателя по внешней скоростной характеристике с полной подачей топлива или же математическая модель двигателя дополняется моделью регулятора, которая требует для своей реализации, зачастую, экспериментального определения коэффициентов, входящих в дифференциальное уравнение регулятора топливного насоса.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является составление математической модели тракторного дизельного двигателя в относительных или безразмерных величинах, которую можно использовать для исследования и поиска экономичных режимов и приемов управления работой МТА как при установленныхся, так и при переходных технологических процессах механической обработки почвы.

**Математическая модель.** Для корректного описания работы дизельного ДВС необходимо точно придерживаться установленной терминологии и понятий для исключения разнотечений. Поэтому введем следующие понятия и обозначения величин, характеризующих работу двигателя.

Коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту [2]:

$$\varepsilon_M = \frac{M_e}{M_{\text{ном}}}, \quad (2)$$

где  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя;

$M_{\text{ном}}$  – номинальный крутящий момент двигателя.

Коэффициент загрузки двигателя по частоте вращения:

$$\varepsilon_\omega = \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$\omega_{\text{ном}}$  – номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Коэффициент загрузки двигателя по мощности (или степень использования мощности) [2]:

$$\varepsilon_N = \frac{N_e}{N_{\text{ном}}} = \varepsilon_M \cdot \varepsilon_\omega, \quad (4)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя;

$N_{\text{ном}}$  – номинальная мощность двигателя.

Коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту:

$$k_m = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}, \quad (5)$$

где  $M_{\text{max}}$  – максимальный эффективный крутящий момент двигателя.

Коэффициент, обратный коэффициенту приспособляемости двигателя по частоте вращения:

$$\nu = \frac{1}{k_n} = \frac{\omega_{M \text{ max}}}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (6)$$

где  $\omega_{M \text{ max}}$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному эффективному крутящему моменту.

Смоделируем внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя, у которого коэффициент запаса двигателя по крутящему моменту не превышает 1,2, что справедливо для дизелей производства стран СНГ. Для таких двигателей (при отсутствии данных по экспериментально снятой внешней скоростной характеристике) можно воспользоваться одним из способов аппроксимации (параболой, повернутой параболой, эллипсом, кубическими сплайнами). Применим аппроксимацию параболой, причем возьмем ее нормированной, так, чтобы в номинальном режиме значение крутящего момента было равно 1. Тогда корректорная ветвь описывается выражением:

$$M_k = \frac{\nu^2 + (1 - 2 \cdot \nu) \cdot k_m}{(1 - \nu)^2} + \frac{2 \cdot (k_m - 1) \cdot \nu}{(1 - \nu)^2} \cdot \varepsilon_\omega - \frac{(k_m - 1)}{(1 - \nu)^2} \cdot \varepsilon_\omega^2. \quad (7)$$

Регуляторная ветвь описывается выражением:

$$M_p = \left( \frac{\omega_x - \omega}{\omega_x - \omega_{\text{ном}}} \right), \quad (8)$$

где  $\omega_x$  – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя:

$$\omega_x = k_x \cdot \omega_{\text{ном}},$$

где  $k_x$  – коэффициент, определяющий крутизну регуляторной ветви внешней скоростной характеристики.

Нормированный крутящий момент двигателя:

$$M_{\text{ном}} = \begin{cases} M_k, & \omega \in [\omega_{\min}, \omega_{\text{ном}}] \\ M_p, & \omega \in (\omega_{\text{ном}}, \omega_x] \end{cases}, \quad (9)$$

где  $\omega_{\min}$  – минимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Чтобы не усложнять модель двигателя моделью регулятора и учесть его возможную частичную загрузку и зависимость эффективного крутящего момента от скоростного режима и положения органа управления подачей топлива, введем понятие коэффициента, характеризующего положение органа управления подачей топлива:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\omega - (M_{\text{норм}} - \varepsilon_M) \cdot (k_x - 1), \quad (10)$$

Коэффициент  $\varepsilon_r$  имитирует загрузку двигателя по положению органа управления подачей топлива. Причем, необходимо отметить, что при максимальной загрузке по крутящему моменту, когда  $\varepsilon_M = M_{\text{норм}}$ , т. е. при выходе на внешнюю скоростную характеристику  $\varepsilon_r = \varepsilon_\omega$ . Таким образом, вполне логично положение о том, что, изменяя положение органа управления подачей топлива, оператор устанавливает определенный скоростной режим работы двигателя и скорость движения. Коэффициент, характеризующий положение органа управления подачей топлива всегда меньше коэффициента загрузки двигателя по частоте вращения, они равны только на внешней скоростной характеристике, когда:

$$M_{\text{норм}} - \frac{M_e}{M_{\text{ном}}} = 0. \quad (11)$$

Эффективный крутящий момент двигателя в соответствии с (10):

$$M_e = M_{\text{норм}} \cdot M_{\text{ном}} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \cdot M_{\text{ном}}. \quad (12)$$

В выражении (12) первое слагаемое представляет собой внешнюю скоростную характеристику двигателя как функцию скоростного режима (7), (8):

$$M_{\text{норм}} = f(\varepsilon_\omega). \quad (13)$$

Второе слагаемое учитывает загрузку двигателя по частоте вращения и подача топлива, причем оно всегда не положительное, так как:

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} = f(\varepsilon_r, \varepsilon_\omega) \leq 0. \quad (14)$$

Если принять во внимание, что:  $\omega = \varepsilon_\omega \cdot \omega_{\text{ном}}$ ;  $M_c = \varepsilon_M \cdot M_{\text{ном}}$  и подставить полученные выражения в (1), получим:

$$J \cdot \dot{\varepsilon}_\omega \cdot \omega_{\text{ном}} = \left( M_{\text{норм}} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} - \varepsilon_M \right) \cdot M_{\text{ном}}. \quad (15)$$

Выражение (15) представляет собой дифференциальное уравнение движения коленчатого вала дизельного двигателя по относительной переменной  $\varepsilon_\omega$  (коэффициент загрузки двигателя по частоте вращения) с учетом загрузки двигателя и положения органа управления подачей топлива.

При реализации уравнения (15) загрузка двигателя моментом сопротивления  $\varepsilon_M$  может быть абсолютно любой, вплоть до перегрузки

моментом на величину, превышающую коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту  $k_x$ . Если подача топлива достаточно интенсивная, то может оказаться  $\varepsilon_r > \varepsilon_{\omega}$ , что недопустимо. В этом случае двигатель переходит на внешнюю скоростную характеристику (корректорную ветвь) и принимается условие  $\varepsilon_r = \varepsilon_{\omega}$ . При этом развивающийся двигателем крутящий момент не зависит от положения органа управления подачей топлива. Для дизельного двигателя, оснащенного всережимным регулятором, который смоделирован выше, частичные характеристики представляют собой регуляторные ветви и фрагменты внешней скоростной характеристики.

В ходе моделирования переменная величина может изменяться в пределах  $\varepsilon_{\omega} \in [\varepsilon_{\omega\min}, k_x]$  ( $\varepsilon_{\omega\min} = \omega_{\min}/\omega_{\hom}$ ), а коэффициент, характеризующий положение органа управления подачей топлива  $\varepsilon_r \in [\varepsilon_{\omega\min} - M_{\hom}(\varepsilon_{\omega\min}) \cdot (k_x - 1), 1]$ .

Достоинством предложенной методики является то, что она позволяет реализовать любой во времени закон изменения внешнего сопротивления  $\varepsilon_M$  и любой закон подачи топлива  $\varepsilon_r$ . Имея многопараметрическую характеристику двигателя, можно рассчитать секундный расход топлива, г/сек:

$$G_M = \frac{g_e \cdot \varepsilon_N \cdot N_{\hom}}{3,6 \cdot 10^6}. \quad (16)$$

В (16) удельный расход топлива определен в соответствии с [3]. Для расчета расхода топлива за интервал времени  $t \in [t_h, t_k]$ , интегрируем (16):

$$G_{tM} = \int_{t_h}^{t_k} G_M dt. \quad (17)$$

Объемные единицы расхода топлива:

$$G_{tV} = G_{tM} \cdot \rho_t, \quad (18)$$

где  $\rho_t$  – плотность дизельного топлива.

При необходимости осуществлять управление органом подачи топлива для получения наивысшей экономичности в работе двигателя при любой загрузке  $\varepsilon_M$  или  $\varepsilon_N$  необходимо определить положение линии наибольшей экономичности (ЛНЭ) [4]. ЛНЭ представляет собой совокупность режимов работы двигателя, позволяющую для каждой загрузки двигателя  $\varepsilon_M$  или  $\varepsilon_N$  поставить в соответствие скоростной режим  $\varepsilon_{\omega}$ , который обеспечивает наименьший удельный расход топлива. Геометрически линия наибольшей экономичности соединяет точки касания линий  $\varepsilon_M = \text{const}$  ( $\varepsilon_N = \text{const}$ ) к линиям равного удельного расхода топлива многопараметрической характеристики двигателя и может быть использована для создания принципов и алгоритмов совместного управления двигателем с трансмиссией путем изменения загрузки двигателя и его скоростного режима.

**Анализ результатов математической модели.** Для имитации внешней динамической нагрузки на двигатель момент сопротивления, приведенный к коленчатому валу, моделировали в виде полигармонических колебаний, а текущее положение органа управления подачей топлива определяли в соответствии с ЛНЭ в зависимости от загрузки двигателя моментом сопротивления. Результаты имитационного моделирования приведены на рис.

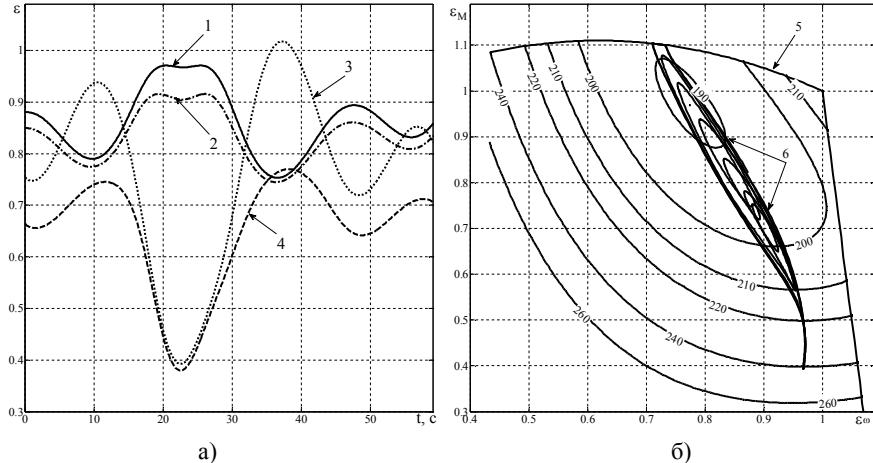


Рисунок – Результаты моделирования работы двигателя:

а – временные зависимости показателей: 1 –  $\varepsilon_\omega$ ; 2 –  $\varepsilon_r$ ; 3 –  $\varepsilon_M$ ; 4 –  $\varepsilon_N$ ; б – режимы работы двигателя: 5 – внешняя скоростная характеристика; 6 – смоделированные траектории изменения режимов в области ЛНЭ.

**Выводы.** В данной работе приведена и апробирована математическая модель дизельного двигателя в относительных величинах, которая учитывает загрузку двигателя по крутящему моменту и по частоте вращения коленчатого вала, а также положение органа управления подачей топлива. Предложенная модель удобна для определения экономичности работы двигателя МТА при выполнении тяговых технологий с переменной нагрузкой и позволяет анализировать эффективность законов управления режимами работы двигателя и трансмиссии.

**Список литературы:** 1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутыков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с. 2. Кутыков Г.М. Тяговая динамика тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с. 3. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Метод разрахунку багаторівневої характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згоряння // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Випуск 1. -2009. (54). Частина 1. – С. 93-96. 4. Новиков Г.В. Система аддаптивной автоматической оптимизации работы двигателя на тракторе с бесступенчатой трансмиссией // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2006. - № 1. – С. 17-20.

Поступила в редакцию 06.04.2012

**В.Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
**О.В. ГРИГОРОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
**О.И. ДЕРКАЧ**, ст. преп. НТУ «ХПИ»;  
**А.В. КОЛОДЯЖНЫЙ**, асп. НТУ «ХПИ»;  
**С.А. ШУБА**, ст. преп. НТУ «ХПИ»

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РЕЖИМАХ**

В статье выполнен сравнительный анализ схем двухпоточных трансмиссий разных типов при эксплуатации на транспортном диапазоне. Также рассчитаны основные параметры трансмиссий при данном режиме работы.

У статті виконано порівняльний аналіз схем двопоточних трансмісій різних типів при експлуатації на транспортному діапазоні. Також розраховано основні параметри трансмісій при даному режимі роботи.

In this paper the comparative analysis of schemes transmissions of various types in operation in the transportation ranges. Also calculated the basic parameters of transmissions in this mode.

**Введение.** Все более широкое применение получают гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ) не только в сельскохозяйственной технике, но также в строительной, подъемно-транспортной и других отраслях.

**Анализ последних публикаций и достижений.** Результаты разработки двухпоточной ГОМТ, представленные в работе [1] могут быть широко использованы при модернизации колесных тракторов класса 1,4 классической компоновки. В публикации [2] проанализированы 2 схемы трансмиссий ГОМТ с дифференциалом на входе и на выходе гидрообъемной передачи. В результате сравнения указаны преимущества и недостатки обеих кинематических схем трансмиссий при их эксплуатации в скоростном диапазоне до 10 км/ч. В работе [3] произведен анализ основных параметров гидрообъемно-механической трансмиссии Fendt Vario с дифференциалом на входе, определены кинематические, силовые и энергетические параметры трансмиссии и коэффициент полезного действия (КПД) гидрообъемной передачи.

**Цель и постановка задачи.** Актуальным вопросом на сегодняшний день является анализ работы трактора с бесступенчатой трансмиссией не только как тягового агрегата, но и как средства способного выполнять транспортные операции с достаточно высокой скоростью. Поэтому целью данной работы является сравнение основных выходных параметров двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий работающих на

транспортных режимах. Для данного сравнения были построены 2 математические модели ГОМТ различных типов, отличающиеся расположением дифференциала в схеме трансмиссии [4]. Обе трансмиссии адаптированы под компоновку колесного трактора класса 1,4 и обеспечивают транспортную скорость движения трактора от 0 до 40 км/ч. На рис. 1 и 2 представлены структурные схемы сравниваемых ГОМТ.

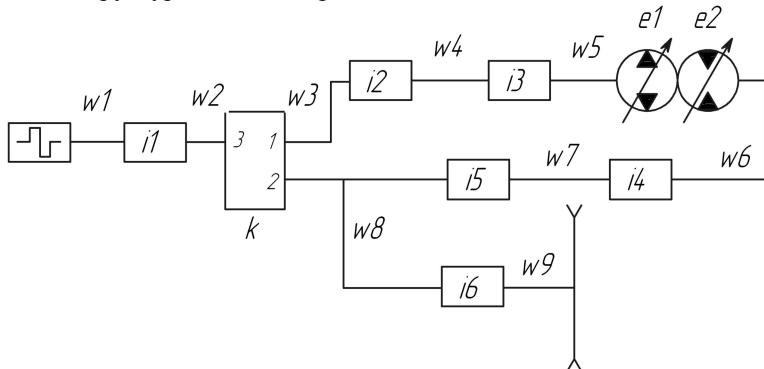


Рисунок 1 – Структурная схема ГОМТ с дифференциалом на входе

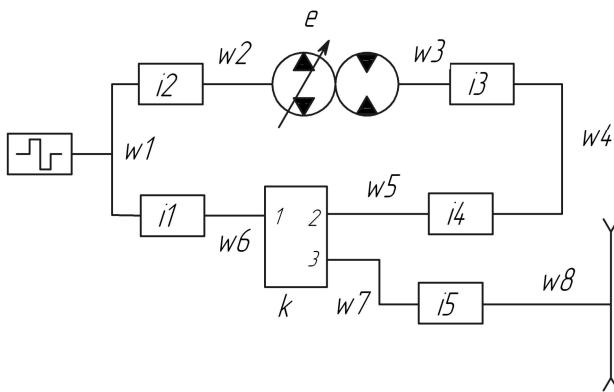


Рисунок 2 – Структурная схема ГОМТ с дифференциалом на выходе

**Сравнение выходных параметров трансмиссий.** В схеме с дифференциалом на входе ГОП регулировочная характеристика имеет нелинейный характер. Как насос, так и мотор гидравлической ветви выполнены регулируемыми. Сперва изменяется параметр регулирования гидронасоса  $e1$  от 0 до 1 при  $e2$  гидромотора равным 1, затем параметр  $e2$  изменяется в пределах от 1 до 0 при постоянном  $e1 = 1$ . В связи с этим система управления данной трансмиссии является более сложной, чем в ГОМТ с дифференциалом на выходе, в которой лишь управляемый гидронасос  $e = [-1...+1]$  и характеристика имеет линейный вид (рис. 3).

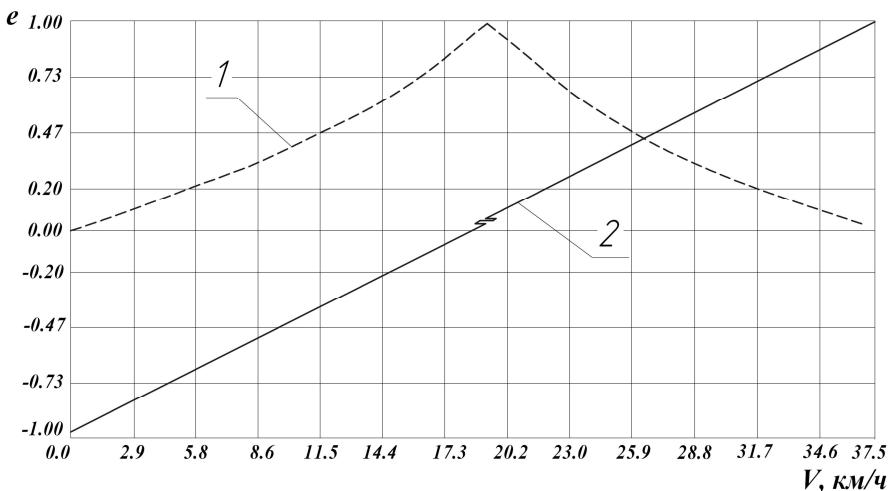


Рисунок 3 – Регулировочная характеристика

На рисунках 3 – 6 обозначены зависимости регулировочной характеристики, перепада давления, КПД:

цифрой 1 – для ГОМТ с дифференциалом на входе;

цифрой 2 – для ГОМТ с дифференциалом на выходе.

На рис. 4 представлены графики перепада давления  $dP$  в гидравлической ветви обеих трансмиссий при разгоне трактора от 0 до 37,5 км/ч. Как видно значения  $dP$  находятся практически в одном диапазоне – 3,03-7,15 МПа. Однако в ГОМТ с дифференциалом на выходе наблюдается скачок давления при значениях параметра регулирования в окрестностях точки  $e = 0$ .

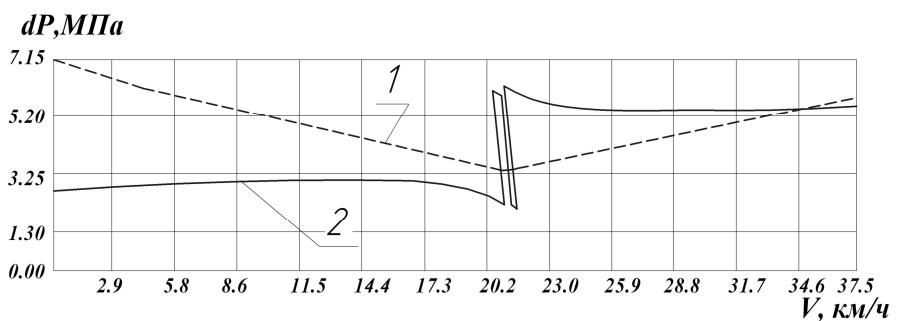


Рисунок 4 – Перепад давления

Максимальный КПД гидрообъемных передач сравниваемых трансмиссий (рис. 5) находится на разных участках транспортного диапазона. В ГОМТ с дифференциалом на входе он достигает 0,61 в диапазоне 12,7 –

22,8 км/ч. В схеме с дифференциалом на выходе этот показатель достигает значения 0,66 при скорости 32,0 – 37,5 км/ч.

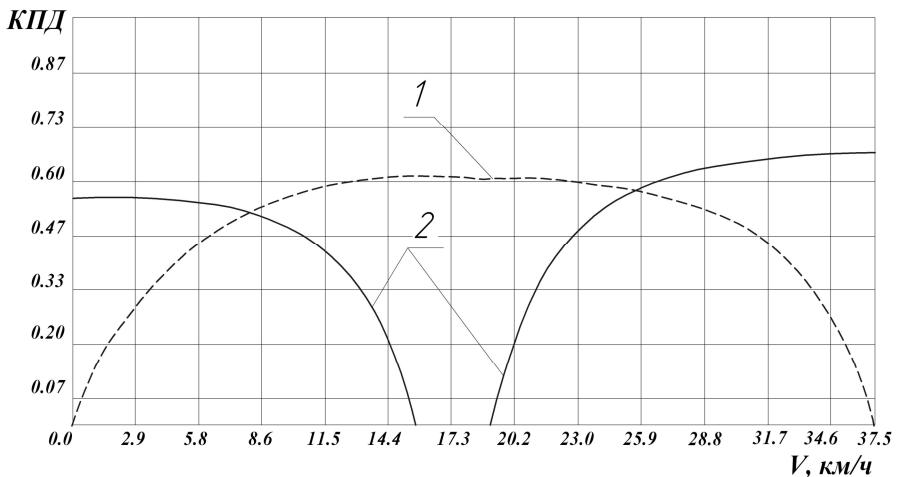


Рисунок 5 – КПД гидрообъемной передачи

При рассмотрении графиков зависимостей общего КПД трансмиссий двух разных типов видно, что в ГОМТ с дифференциалом на выходе достижение приемлемого КПД, равного 0,73 осуществляется при меньшей скорости движения.

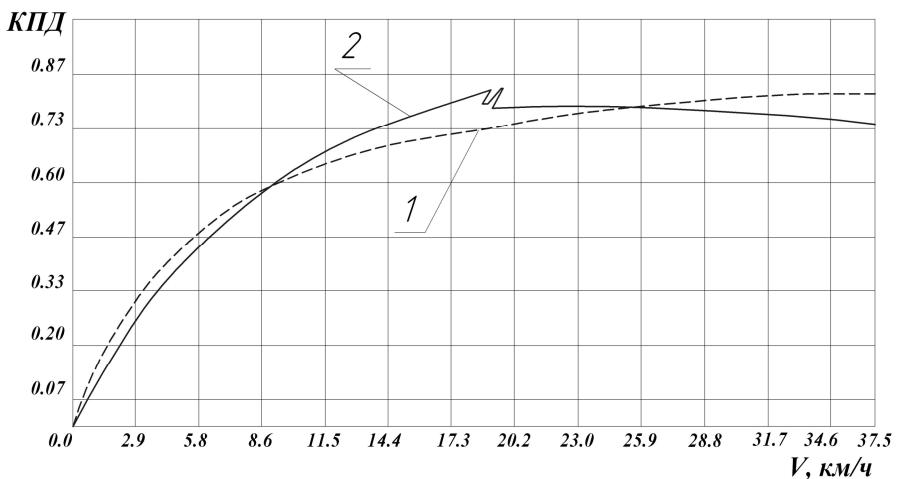


Рисунок 6 – Общий КПД гидрообъемно-механической трансмиссии

## **Выводы.**

1. Произведен сравнительный анализ гидрообъемно-механических трансмиссий разных типов при эксплуатации на транспортном диапазоне, который показал сходные значения основных параметров трансмиссий.

2. Применение двух регулируемых гидромашин в схеме с дифференциалом на входе ГОП существенно усложняет систему управления, тем самым удорожая конструкцию трансмиссии.

3. Кинематическая схема ГОМТ с дифференциалом на входе конструктивно сложнее при реализации, чем ГОМТ с дифференциалом на выходе, ввиду наличия большего количества зубчатых зацеплений.

4. Потери, вызванные циркуляцией мощности в ГОМТ с дифференциалом на выходе, существенно не влияют на значение общего КПД трансмиссии.

Общий вывод – схема ГОМТ с дифференциалом на выходе обладает преимуществами по сравнению с ГОМТ с дифференциалом на входе для трактора типа МТЗ-80.

**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. Самородов В.Б., Деркач О.И., Шуба С.А., Колодяжный А.В.. Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4 // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – №56. – С. 3-8. 3. Самородов В.Б., Бондаренко А.И.. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – №56. – С. 144-156. 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.-185 с.

*Поступила в редколлегию 03.04.2012*

**В.Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;  
**М.О. МІЦЕЛЬ**, студент НТУ «ХПІ»

## РОЗВИТОК ТРАНСМІСІЙНОГО МАТРИЧНОГО АНАЛІЗУ В ОБЛАСТІ АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

У статті запропоновано розвиток методики матричного аналізу, для автомобілів з гібридною силовою установкою на прикладі Toyota Prius, виведені базисні матриці синхронних трифазних двигунів зі збудженням від постійних магнітів на різних режимах роботи.

В статье предложено развитие методики матричного анализа, для автомобилей с гибридной силовой установкой на примере Toyota Prius, выведены базисные матрицы синхронных трехфазных двигателей с возбуждением от постоянных магнитов на разных режимах работы.

The article proposed the development of methods of matrix analysis, for vehicles with hybrid propulsion for the example of Toyota Prius, the basis matrices are derived three-phase synchronous motors with permanent magnet excitation in different modes.

Проблема забруднення навколошнього середовища автотранспортом на сьогодні дуже актуальна. На його частку припадає близько 40% всіх викидів в атмосферу, у великих містах цей показник досягає 60-80%. Великі автовиробники бачать вирішення цих проблем в переході на альтернативні джерела енергії і зменшенні частки роботи бензинових і дизельних двигунів в автомобілі, за рахунок застосування разом з ним електродвигунів різних конструкцій – гібридних силових установок (ГСУ) [1].

Аналіз публікацій [2], [3] свідчить про високу актуальність теми аналізу і синтезу ГСУ, зокрема висувається пропозиція розглядати сумарну потужність на ведучих колесах автомобіля як суму потужностей, що підводяться за окремими ланцюгами. Проте за наявності планетарного механізму в трансмісії такий підхід реалізувати важко, через те, що сталим завжди буде залишатись розподілення крутного моменту, а потужність, як добуток моменту та кутової швидкості буде змінюватися.

Розвиток існуючої методики трансмісійного матричного аналізу на автомобільні гібридні трансмісії, спираючись на основні принципи матричного аналізу ступінчатих механічних трансмісій (СМТ) та гідрооб'ємних механічних трансмісій (ГОМТ) [4], [5] дозволить отримувати математичні моделі для різних режимів роботи ГСУ. Практична цінність роботи полягає в можливості застосування розробленої методики на стадії дослідження існуючих трансмісій з ГСУ та при проектуванні нових, з достатнім рівнем достовірності результатів.

На сьогоднішній день найбільш поширеними електричними машинами в ГСУ є синхронні трифазні двигуни зі збудженням від постійних магнітів (СДПМ), зокрема вони встановлюються на автомобілях фірм Toyota, Honda

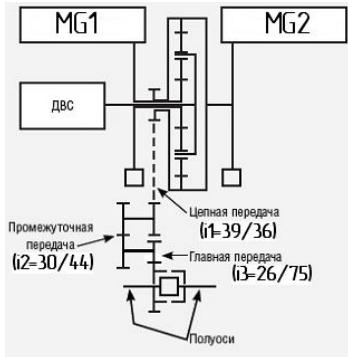


Рисунок 1 – Кінематична схема Toyota Prius II

прямолінійно, тиск в шинах однаковий, за таких умов, для спрощення матричного шаблону, можливо виключити зі структурної схеми диференціал головної передачі. На рис. 2 показана структурна схема трансмісії з позначенням кутових швидкостей та обертьальних моментів на валах, а також можливі напрямки передачі потужності за ланцюгами «ВВБ – двигун», «генератор – ВВБ» та «генератор – двигун», що можуть бути реалізовані бортовим комп’ютером.

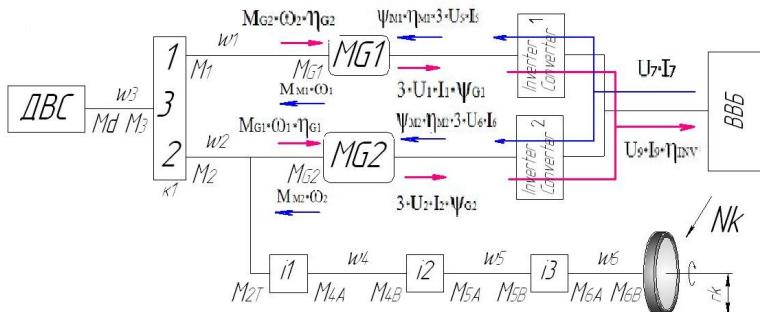


Рисунок 2 – Структурна схема трансмісії

В основу дослідження покладено складання балансу потужностей (тобто застосування закону збереження енергії)  $N_{\text{мех}} = N_{\text{ел}}$  на валах та клемах мотор-генераторів з врахуванням електродинамічних процесів, що протикають в них. Для електрических машин даного типу в режимі двигуна закон збереження енергії  $M_M \cdot \omega_M = 3 \cdot \cos \varphi_M \cdot \eta_M \cdot U_M \cdot I_M$ , а в режимі генератора  $M_G \cdot \omega_G \cdot \eta_G = 3 \cdot U_G \cdot I_G \cdot \cos \varphi_G$ . Кутові швидкості і механічні моменти і визначаються з умов руху автомобіля: лінійної швидкості колеса та кутової швидкості колінчастого валу двигуна, оскільки головна ціль ГСУ – зниження споживання пального, а це можливо лише за оптимального режиму

та Nissan. В якості прототипу був обраний автомобіль Toyota Prius II, на рис. 1 наведена кінематична схема трансмісії. Мотор-генератори 1,2 – СПДМ максимальною потужністю 18 та 33 кВт відповідно, з’єднуються з високовольтною акумуляторною батареєю (ВВБ) через електричний перетворювач – інвертор. Будова, характеристики та опис режимів роботи ГСУ при проведенні дослідження, приймались згідно даних керівництва з експлуатації автомобіля [6].

При подальшому розгляді робиться припущення, що автомобіль рухається

роботи ДВЗ. Невідомими при цьому залишаються струми і напруги в електросистемі живлення, для цього розглянемо схеми заміщення фази СДПМ, що приведені на рис. 3. Фаза електричної машини та ланцюг інвертора (конвертора) розглядається, як єдиний замкнений контур, а індекси М та Г свідчать про приналежність змінних до режиму двигуна чи генератора відповідно. За другим законом Ома рівняння для фазної напруги

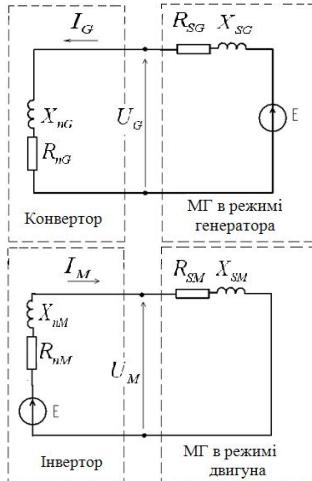


Рисунок 3 – Схеми заміщення фази

Попередньо підставивши (2) в (1) та вирішивши диференційне рівняння отримаємо рівняння для фазних напруг двигуна та генератора:

$$U_G = \frac{\omega_G \cdot w \cdot S_S \cdot \sqrt{W_{mag} \cdot \mu \cdot \mu_0} \cdot L_S \cdot k_{ob} \cdot k_{ns} \cdot k_p}{2\sqrt{2} \cdot R_{nG}}, \quad (3)$$

$$U_M = \frac{\omega_M \cdot w \cdot S_S \cdot \sqrt{W_{mag} \cdot \mu \cdot \mu_0} \cdot L_S \cdot k_p}{2\sqrt{2} \cdot R_{nM} \cdot k_{ob} \cdot k_{ns}}, \quad (4)$$

де  $w$  – кількість витків обмотки статора машини;  $k_p$  – конструктивний коефіцієнт;  $k_{ns}$  – коефіцієнт, що враховує несинусоїдальність струмів;  $\omega_{G,M}$  – кутова частота обертання вала ротора в режимі генератора і двигуна,  $\text{с}^{-1}$ . Активний і реактивний опір статора разом дають величину його комплексного опору  $Z_S = R_S + jL_S$ , це величина визначається з умов максимальної потужності машини і є константою. Комплексний опір інвертора(конвертора)  $Z_n = R_n + jL_n$  буде змінюватись в залежності від режиму та навантаження. Для цього необхідно визначити ЕДС [7] на переходних режимах  $E(t) = (2 \cdot l \cdot v \cdot w \cdot B_m \cdot k_{ns} \cdot k_{ob} \cdot k_p \cdot e^{-i \cdot \omega \cdot t}) / \sqrt{3}$ , де  $v$  – лінійна швидкість переміщення магнітного поля по колу статора,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $l$  – довжина

$$U = R_S \cdot I + \frac{d}{dt} (w \cdot \Phi(t) \cdot e^{-i \cdot \omega \cdot t} + L_S \cdot I). \quad (1)$$

Зміна магнітного потоку передбачається гармонійною, якщо магнітний ротор обертається рівномірно з деякою частотою  $\omega$

$$\Phi(t) = B \cdot S_S = S_S \cdot k_{ob} \cdot B_m \cdot \sin(\omega t). \quad (2)$$

В формулах (1) і (2)  $L_S$  та  $R_S$  – реактивна і активна складові комплексного опору обмоток статора, Гн та Ом;  $k_{ob}$  – обмоточний коефіцієнт, він фігурує в формулі оскільки ми маємо справу з реальними машинами в яких застосовується вкорочення полюсів та розподілення обмотки;  $S_S$  – площа статора, через яку проходить магнітний потік в кожній фазі МГ1 та МГ2,  $\text{м}^2$ ;  $B$  – величина магнітної індукції постійних магнітів ротора, Тл.

статора, м. В такому випадку модуль сумарного комплексного опору замкнутого кола  $|Z| = \sqrt{(E^2 \cdot |Z_S|) / S_{G,M}}$ , де  $S_{G,M}$  – повна потужність, Вт. За формулою Ейлера можна переписати  $Z = Z_n + Z_S = |Z| \cdot e^{i\varphi}$ . В подальшому робляться наступні заміни, з метою більш компактної форми запису:

$$k_G = \frac{w \cdot S_S \cdot \sqrt{W_{mag} \cdot \mu \cdot \mu_0} \cdot k_{ob} \cdot k_{NS} \cdot k_p}{2\sqrt{2}}, k_M = \frac{w \cdot S_S \cdot \sqrt{W_{mag} \cdot \mu \cdot \mu_0} \cdot k_p}{2\sqrt{2} \cdot k_{ob} \cdot k_{NS}},$$

$$k_G^E = \frac{w \cdot S_S \cdot \sqrt{W_{mag} \cdot \mu \cdot \mu_0} \cdot k_{NS} \cdot k_{ob} \cdot k_p}{6\sqrt{6} \cdot \pi}, k_M^E = \frac{w \cdot S_S \cdot \sqrt{W_{mag} \cdot \mu \cdot \mu_0} \cdot k_p}{6\sqrt{6} \cdot \pi \cdot k_{NS} \cdot k_{ob}}.$$

На підставі вище наведених рівнянь можна вивести формулі для знаходження активної складової опору інвертора (конвертора):

$$R_{nG} = \left| \frac{\sqrt{\frac{(k_G^E)^2 \cdot |\omega_G| \cdot |Z_S| \cdot \eta_G}{|M_G|}} \cdot e^{i\varphi}}{1 + i \cdot \tan(\varphi)} \right| - \left| \frac{Z_S}{1 + i \cdot \tan(\varphi)} \right|, \quad (5)$$

$$R_{nM} = \left| \frac{\sqrt{\frac{(k_M^E)^2 \cdot |\omega_M| \cdot |Z_{SM}|}{|M_M| \cdot \eta_M}} \cdot e^{i\varphi}}{1 + i \cdot \tan(\varphi)} \right| - \left| \frac{Z_S}{1 + i \cdot \tan(\varphi)} \right|. \quad (6)$$

В синхронних машинах застосовується частотне регулювання, звідси слідує що  $\omega_{G,M} = 2\pi \cdot f / p$ , де  $p$  – кількість пар полюсів. На підставі закону збереження енергії, формул (3), (4) запишемо базисні матриці СДПМ:

$$\begin{bmatrix} R_{nG} & 0 & 0 \\ 0 & (3 \cdot \cos \varphi_G \cdot \omega_G \cdot k_G \cdot L_S) / R_{nG} & 0 \\ 0 & 0 & 2\pi / p \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_G \\ I_G \\ f_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} |\omega_G| \cdot k_G \cdot L_{S_G} \\ |M_G| \cdot |\omega_G| \cdot \eta_G \\ |\omega_G| \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} R_{nM} & 0 & 0 \\ 0 & (3 \cdot \cos \varphi_M \cdot \omega_M \cdot \eta_M \cdot k_M \cdot L_S) / R_{nM} & 0 \\ 0 & 0 & 2\pi / p \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_M \\ I_M \\ f_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} |\omega_M| \cdot k_M \cdot L_{S_M} \\ |M_M| \cdot |\omega_M| \\ |\omega_M| \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Кутові швидкості та моменти взяті по модулю, оскільки потрібно компенсувати прийняту аксіоматику, щодо врахування знаків «вхідних» та «виходних» потужностей. В електричних машинах кінематичні змінні породжують електричні що і зумовлює вид матриць, тому пропонується матричний аналіз ГСУ проводити в два етапи: починати з вирішення суміщеної матриці кутових швидкостей та моментів і за отриманими даними формувати матриці та вести розрахунок електричних параметрів. Повна матрична система трансмісії має вид

$$\begin{pmatrix} 0 & i_1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i_2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -k & k-1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ S_1 & 0 & -S_1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & i_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & i_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \\ \omega_6 \\ \omega_S \\ M_1 \\ M_{MGI} \\ M_2 \\ M_{MG2} \\ M_{21} \\ M_3 \\ M_{4A} \\ M_{4B} \\ M_{5A} \\ M_{5B} \\ M_{6A} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \omega_{ДВС} \\ \omega_{кол} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_{ДВС} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_{6B} \end{pmatrix} \quad (9)$$

Базисні матриці (7), (8) СДПМ розроблені для використання під час дослідження режимів роботи, включаючи розподіл потужностей по усіх ланках ГСУ в широкому діапазоні робочих режимів автомобіля. В подальшому планується уточнити методику визначення коефіцієнтів електричних машин з метою покращення математичної моделі.

**Список літератури:** 1. Павлова Е.И. Экология транспорта: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 2000. 248 с. 2. Смирнов А.В. Определение необходимой мощности ДВС гибридных силовых установок транспортных средств // Вестник машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 32-35. 3. Александров И.К. Тяговый расчет транспортных средств с аддитивным приводным двигателем // Вестник машиностроения. – 2010. – № 2. – С. 18-21. 4. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий //Механика и машиностроение.– 1998. –№1. – С. – 109-115. 5. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып.46.– С.51-54. 6. Тойота Приус. Модели 2003-2009 гг. выпуска. Устройство техническое обслуживание и ремонт. М.:Легион-Автodata, 2009. – 568с. 7. Кацман М.М. Электрические машины и трансформаторы. – М.:Высшая школа, 1970. – 468 с.

Надійшла до редколегії 13.04.2012

**В.Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
**И.В. УДОД**, асп. НТУ «ХПИ»;  
**О.И. ДЕРКАЧ**, ст. преп. НТУ «ХПИ»

## СРАВНЕНИЕ ДВУХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ДВУХПОТОЧНЫХ ТРАНСМИССИЙ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

В статье были сравнены между собой две двухпоточные гидрообъемно-механические трансмиссии для гусеничного трактора, рассчитаны их оптимальные параметры, а также производительности и затраты топлива.

У статті були порівняні між собою дві двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії для гусеничного трактора, розраховані їх оптимальні параметри, а також продуктивності і витрати палива

The article was comparable between the two stepless dual-flow hydromechanical transmission for caterpillar tractor, designed their optimal parameters, as well as performance and fuel consumption

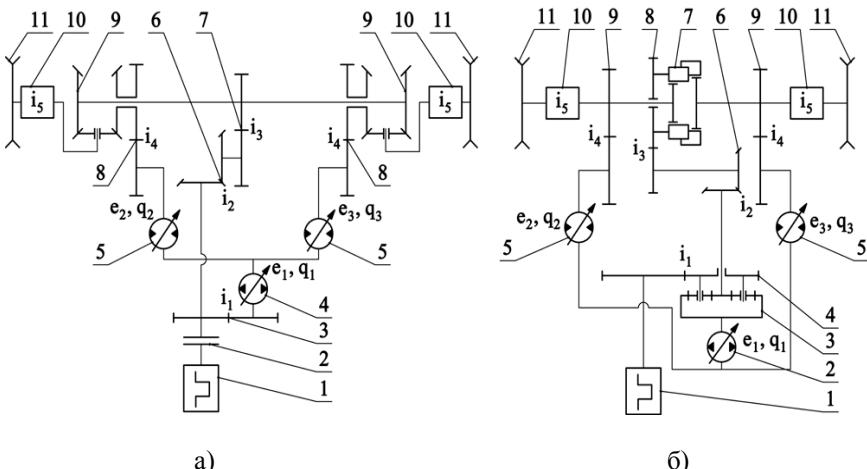
**Введение.** Бесступенчатые двухпоточные гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ) уже получили очень широкое распространение в тракторостроении. Однако, в основном, они ставятся на колесные тракторы, в которых буксование может доходить до 30-35 процентов в процентах работы, соответственно коэффициент полезного действия (КПД) таких тракторов часто довольно низкий. В данной статье речь пойдет о схемах ГОМТ для гусеничного трактора, где буксование доходит до 5 процентов, таким образом КПД таких тракторов гораздо выше, чем у аналогичных колесных тракторов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В работах [1-4] подробно изложена методика расчета ГОМТ, с помощью которой была создана программа для расчета и сравнения двух трансмиссий. Одна трансмиссия для сравнения была взята из [5]. Расход топлива и производительность работы трактора были рассчитаны благодаря методике, описанной в [6].

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является сравнение двух трансмиссий: с дифференциалом на входе и дифференциалом на выходе гидрообъемной передачи (ГОП), обоснование их конструктивных параметров, для обеспечения прямолинейного движения и поворота гусеничного трактора. А также нахождение производительности и расхода топлива трактора.

**Сравнение двух трансмиссий.** Сравнение двух трансмиссий будет происходить параллельно с подбором оптимальных конструктивных

параметров каждой трансмиссии в отдельности. Кинематические схемы анализируемых трансмиссий представлены на рис. 1



а)

б)

Рисунок 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии:  
 а – с дифференциалом на выходе: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – муфта сцепления; 3, 6, 7, 8 – зубчатые зацепления; 4 – регулируемый гидронасос; 5 – регулируемые гидромоторы; 9 – планетарные ряды; 10 – бортовые передачи; 11 – ведущие звездочки; б) с дифференциалом на входе: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – регулируемый гидронасос; 3, 7 – планетарные редукторы; 4, 6, 8, 9 – зубчатые зацепления; 5 – регулируемые гидромоторы; 10 – бортовые передачи; 11 – ведущие звездочки.

Для расчета двух трансмиссий была создана новая программа, которая рассчитывает обе трансмиссии на всем тяговом диапазоне и выводит в результате 3D-графики. Базовая часть этой программы была описана в источнике [5]. Как уже было написано выше – параллельно с анализом будет проводится подбор оптимальных конструктивных параметров. Для этого, мы задавались исходными данными.

Исходные данные для 1 трансмиссии: рабочий объем гидронасоса -  $q_1 = 107 \text{ см}^3$ , рабочие объемы гидромоторов -  $q_{2,3} = 55 \text{ см}^3$ , передаточные числа -  $i_1 = -107/110$ ,  $i_2 = -1$ ,  $i_3 = -1$ ,  $i_4 = -1$ ,  $i_5 = 0.057$ , внутренние передаточные числа планетарных редукторов  $k_1 = -1$ ,  $k_2 = -1$ , частота оборотов двигателя  $\omega_d = 230 \text{ рад/с}$ , параметр регулирования гидронасоса  $e_1 \in [-1, 1]$ , параметр регулирования гидромоторов  $e_{2,3} = 1$ , суммарный коэффициент сопротивления движению трактора на вспашке  $f = 0.5$ .

Исходные данные для 2 трансмиссии: рабочий объем гидронасоса -  $q_1 = 74 \text{ см}^3$ , рабочие объемы гидромоторов -  $q_{2,3} = 110 \text{ см}^3$ , передаточные

числа -  $i_1 = -1$ ,  $i_2 = -0.5$ ,  $i_3 = -1$ ,  $i_4 = -1$ ,  $i_5 = 0.065$ , внутренние передаточные числа планетарных редукторов  $k_1 = -2$ ,  $k_2 = -1$ , частота оборотов двигателя  $\omega_d = 230 \text{ рад/с}$ , параметр регулирования гидронасоса  $e_1 \in [0,1]$ , параметр регулирования гидромоторов  $e_{2,3} = 1$ , однако, при достижении  $e_1 = 1$  -  $e_{2,3} = 1 \dots 0.5$  для обеспечения полного рабочего диапазона, суммарный коэффициент сопротивления движению трактора на вспашке  $f = 0.5$ .

Для нахождения оптимальной массы трактора – ее значение варьировалось от 2 до 6 тонн. Были построены 3Д – графики зависимости КПД трансмиссии от веса и скорости трактора, представленные на рис. 2

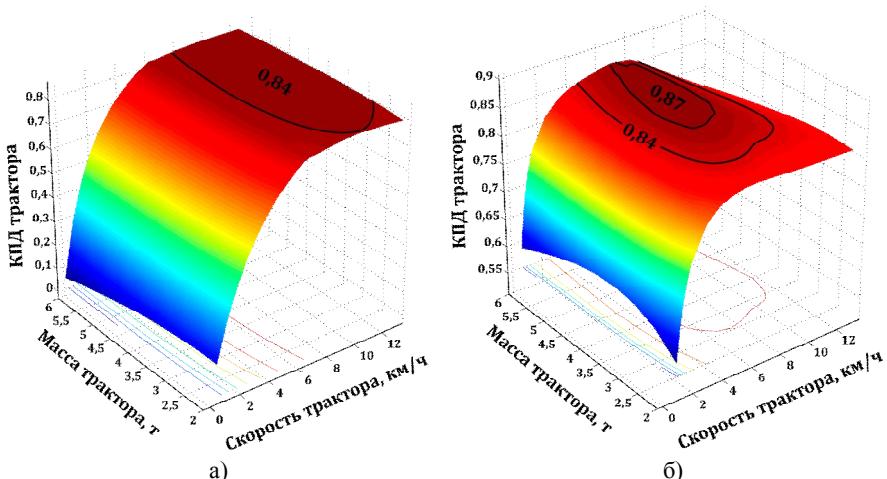


Рисунок 2 – 3Д – графики зависимости КПД трансмиссии от веса и скорости трактора:  
а) трактора с ГОМТ с дифференциалом на выходе;  
б) трактора с ГОМТ с дифференциалом на входе.

Как видно из графиков – наибольший диапазон скоростей с максимальным КПД трансмиссии наблюдается при массе трактора - 4 т, как для первой, так и для второй трансмиссии. И уже сейчас заметно, что у второй трансмиссии уровень максимального КПД выше на 3%.

В качестве подбора оптимальных конструктивных параметров трансмиссий выбираются значения объемных постоянных гидроагрегатов ГОП. При этом в расчете учитывается оптимальное значение массы трактора, определенное ранее.

Выбор оптимальных значений объемных постоянных гидроагрегатов ГОП осуществляется таким же способом, как и в случае с массой трактора.

При этом подобраны следующие рабочие объемы: для первой трансмиссии –  $q_1 = 120 \text{ см}^3$ ,  $q_{2,3} = 60 \text{ см}^3$ ; для второй трансмиссии –  $q_1 = 90 \text{ см}^3$ ,  $q_{2,3} = 120 \text{ см}^3$ .

С учетом известных оптимальных значений конструктивных параметров – строятся графики зависимости КПД трансмиссии от суммарного коэффициента сопротивления движению и скорости трактора (рис. 3).

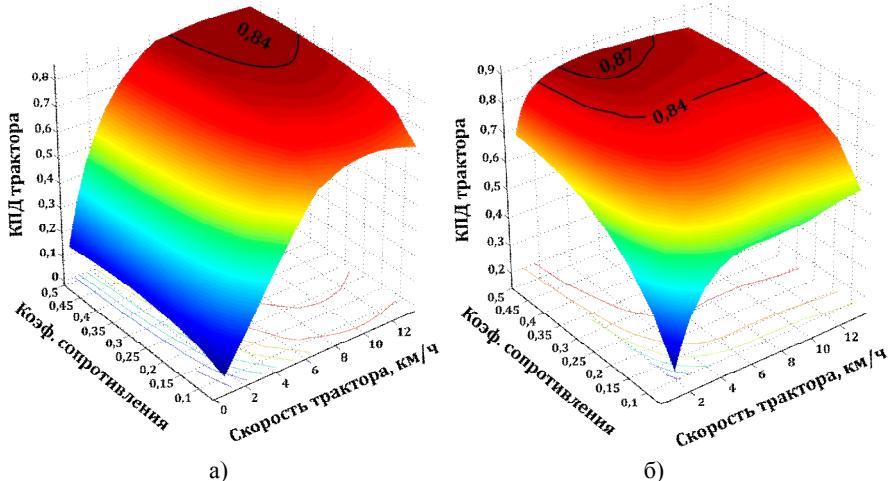


Рисунок 3 – 3Д – графики зависимости КПД трансмиссии от суммарного коэффициента сопротивления движению и скорости трактора:

- а) трактора с ГОМТ с дифференциалом на выходе;
- б) трактора с ГОМТ с дифференциалом на входе.

Как видно с графиков на рис. 3, область максимального КПД первой трансмиссии несколько шире, чем у второй: у первой - при коэффициенте сопротивления 0,3-0,5 наблюдается максимальный коэффициент полезного действия, у второй - при коэффициенте сопротивления 0,4-0,5. Однако если учитывать численное значение максимального КПД – видно, что первая трансмиссия проигрывает второй, если посмотреть область КПД 0,84-0,87 на рис. 3 б) диапазон от 0,3...0,5, но диапазон скоростей гораздо выше, чем на рис. 3 а).

У каждой трансмиссии есть свои преимущества и недостатки. Первая позволяет поворот на месте, однако при параметре регулирования гидронасоса  $\omega_1 = 0$  осуществление поворота достигается лишь с помощью микроконтроллера, изменяющего частоту оборотов двигателя. Минимальный радиус поворота второй же равен колес трактора, однако такой проблемы с поворотом, как у первой нет. В трансмиссии с дифференциалом на выходе

существует циркуляция мощности в диапазоне  $\varepsilon_1 \in [-1; 0]$ , в трансмиссии с дифференциалом на входе такой проблемы не существует.

По совокупности результатов схема трансмиссии с дифференциалом на входе ГОП выглядит предпочтительнее. Для нее далее определяем технико-экономические параметры.

Для построения графиков производительности и расхода топлива была использована математическая матричная модель, представленная в [6]. Необходимо задаться: мощностью двигателя, она будет в диапазоне  $N_d = 50 \dots 100 \text{ кВт}$ ; удельным расходом топлива  $q = 230 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ; шириной захвата плуга  $B = 1,5 \dots 4 \text{ м}$ ; весом трактора  $G = 4 \text{ т}$ . Буксование учитываться не будет. Зависимость расхода топлива от ширины захвата плуга и скорости трактора представлена на рис. 4, а зависимость производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора представлена на рис. 5.

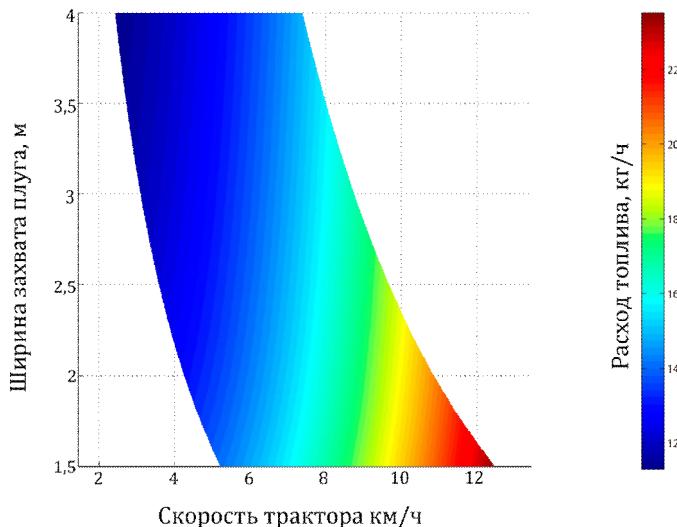


Рисунок 4 – 3Д – график зависимости расхода топлива от ширины захвата плуга и скорости трактора

Графики на рис. 4,5 показывают, что минимальный расход топлива на тракторе с одной из двух рассматриваемых трансмиссий происходит в диапазоне скоростей  $V = 3 \dots 6 \text{ км/ч}$ , а максимальная производительность в диапазоне скоростей  $V = 6,5 \dots 9 \text{ км/ч}$ . Рассмотрев два 3Д-графика, можно сделать вывод, что оптимальная скорость работы составляет  $V = 6 \dots 8 \text{ км/ч}$ .

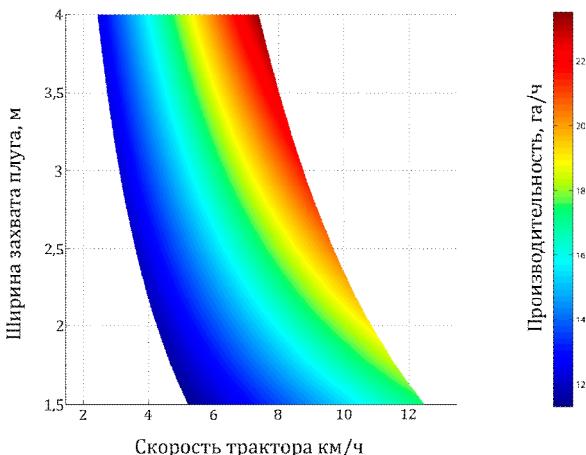


Рисунок 5 – 3Д – график зависимости производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора

**Выводы.** В рассмотренных кинематических схемах трансмиссий гусеничных тракторов при равных условиях эксплуатации и сходных конструктивных характеристиках определенными преимуществами по КПД, безциклическому характеру нагружения элементов конструкции (без учета заднего хода) и удобству управления отличается схема ГОМТ с дифференциалом на входе ГОП. Ее основным недостатком является невозможность реализации режима поворота трактора на месте с радиусом поворота около  $\frac{1}{2}$  значения ширины колеи, в отличие от схемы с дифференциалом на выходе ГОП, что не является критическим критерием для гусеничных сельскохозяйственных тракторов.

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б., Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. / Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ, 1997. – 185с. 2. Самородов В.Б. /Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. –№1, 1998. – с.109-115. 3. Самородов В.Б., Рогов А.В. / Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. «Автомobile- и тракторостроение». – Харьков: ХГТУСХ, 2001. – с. 109-117. 4. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПІ». Сб. наук.тр. «Автомobile- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПІ», 2002. – с. 3-16. 5. Самородов В.Б., Удоо И.В., Деркач О.И. / Бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХПІ» 18'2011 – Харьков: НТУ «ХПІ», 2011. – с. 45-50. 6. Коваль А.А., Самородов В.Б. / Влияние взаимосвязи мощности двигателя и веса трактора на основные технико-экономические показатели на примере ХТЗ-17221 // Трактора и сельскохозяйственные машины. 7. 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.

Поступила в редакцию 09.04.2012

*С.Г. СЕЛЕВИЧ*, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

*И.В. САМОХВАЛОВ*, студент НТУ «ХПИ»;

*И.В. ПРИХОДЬКО*, студент НТУ «ХПИ»

## **АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К РЕШЕНИЮ КЛАССА ЗАДАЧ ПЛАНИРОВАНИЯ ДОСТАВКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ КОММИВОЯЖЕРА**

В статье рассмотрены традиционные и современные способы планирования развоза товаров по пунктам, с учетом заезда в каждый пункт один раз.

У статті розглянуті традиційні та сучасні способи планування доставки товару, з урахуванням заїздів у кожний пункт один раз.

Traditional and modern ways of delivery planning using traveling salesman model are analyzed.

### **Введение**

Большинство компаний-производителей сталкивается с задачей развозки товара в пункты назначения с наименьшими затратами. Одной из разновидностей таких задач является развозка товаров по пунктам назначения, с заездом в каждый пункт лишь по одному разу и последующим возвратом автомобиля в место погрузки. Существует несколько вариантов решения этой проблемы, вплоть до передачи данной задачи фирмам перевозчикам.

Традиционно решение выполняют с помощью масштабной карты с обозначением дорог и линейки для измерения расстояний [1]. При этом в ходе планирования маршрутов сперва осуществляется распределение заказов по транспортным средствам с учетом объемо-весовых характеристик транспортного средства и районов доставки заказов, затем на карте отмечаются пункты доставки заказов для каждого транспортного средства и измеряются расстояния между точками развоза заказов. Маршруты формируются, исходя из минимизации общего пробега каждого транспортного средства.

Такой подход занимает значительную долю рабочего времени сотрудников как при первоначальном планировании, так и при перерасчете и, как правило, приводит к перепробегу за счет неоптимального распределения заказов по транспортным средствам. В то же время отсутствие необходимости в специальном программном обеспечении и достаточной квалификации специалистов говорит в пользу данного подхода.

## **Цель и постановка задачи**

Целью данной работы является анализ современных подходов к решению задачи планирования доставки товаров с учетом заезда в каждый пункт назначения по одному разу и возврата в исходный пункт, а также выявление их ограничений.

## **Анализ подходов к решению задачи планирования доставки с помощью модели коммивояжера**

Кроме эвристических алгоритмов, напрямую не рассчитанных на использование ЭВМ известны ряд методов, позволяющих решить задачу для большего числа точек обхода с использованием как специализированных программных пакетов [2, 3] так и с помощью стандартных средств пакета MS Office [4]. Наиболее распространенными методами являются: «жадный» алгоритм, метод перебора, деревянный алгоритм, метод ветвей и границ, алгоритм Дейкстры и др.

Для «жадного» алгоритма характерно нахождение наикратчайшего расстояния путём выбора самого короткого, ещё не выбранного ребра, при условии, что оно не образует цикла с уже выбранными рёбрами. Решение с помощью «Деревянного» алгоритма предусматривает построение оствоного дерева, показанное на рисунке 1 штриховой линией и эйлерова цикла, который показан сплошной линией на рис. с правой стороны.

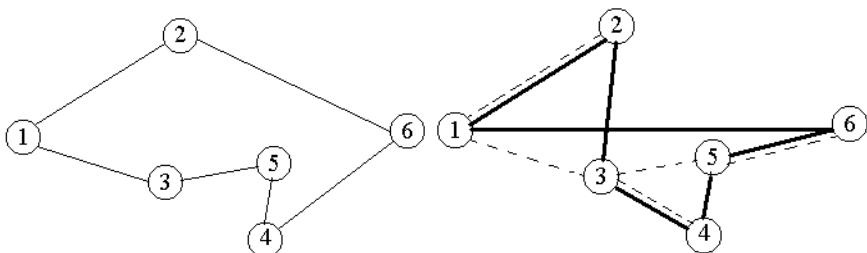


Рисунок – «Деревянный алгоритм решения задачи коммивояжера

Рассмотренные выше методы реализуются на базе специализированного программного обеспечения, как правило, недоступного на рабочем месте специалиста по организации перевозок. При этом, решить задачу коммивояжера, с использованием метода прямого перебора достаточно просто с использованием надстройки Microsoft Excel «Поиск решения» [4]. Решение задачи в этом случае сводится к выбору целевой функции в виде минимизации общей длины маршрута и введением системы ограничений связности, исключающей из решения изолированные контуры. Используется следующая математическая модель:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{i,j} x_{i,j} \rightarrow \min \\ \sum_{j=1}^n x_{i,j} = 1 (\forall i \in \{1, 2, \dots, n\}) \\ \sum_{i=1}^n x_{i,j} = 1 (\forall j \in \{1, 2, \dots, n\}) \\ u_i - u_j + n \cdot x_{i,j} \leq n - 1 (\forall i, j \in \{2, 3, \dots, n\}, i \neq j) \\ x_{i,j} \in \{0, 1\} (\forall i, j \in \{1, 2, \dots, n\}) \\ u_i \in R (\forall i \in \{2, 3, \dots, n\}) \end{array} \right. , \quad (1)$$

где  $n$  – количество вершин исходного графа,  $c_{ij}$  – длина участка  $(i, j)$  исходного графа,  $u_i$  – вспомогательные переменные, которые могут принимать любые действительные значения,  $x_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{если дуга } (i, j) \text{ входит в искомый маршрут} \\ 0 & \text{иначе} \end{cases}$ .

В таблице 1 представлены исходные данные задачи планирования доставки с помощью несимметричной модели коммивояжера на примере сети АЗС торговой марки «Окко» г. Харьков.

Таблица 1 – Матрица расстояний между АЗС «Окко» г. Харьков, км

АЗС	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	999	3.8	11.0	6.6	4.8	7.4	4.0	5.0	8.6	9.1	8.6	12.0	8.7
2	3.8	999	9.5	5.1	3.3	6.2	4.0	3.9	8.6	9.3	11.0	11.0	8.7
3	11.0	9.5	999	6.0	7.1	11.0	8.3	12.0	4.9	12.0	15.0	11.0	8.3
4	6.6	5.1	6.0	999	2.6	4.1	7.4	7.1	8.4	13.0	14.0	13.0	10.0
5	4.9	3.3	7.0	2.5	999	4.3	5.0	5.3	7.5	11.0	13.0	12.0	8.7
6	7.2	6.2	10.8	4.0	4.4	999	7.5	6.4	9.3	13.0	14.0	13.0	11.0
7	3.6	4.0	8.3	7.3	5.0	8.1	999	4.8	4.9	5.3	7.4	7.2	5.3
8	5.1	3.9	12.0	7.0	5.3	6.5	4.8	999	8.9	9.7	8.4	12.0	9.2
9	8.6	8.6	4.9	8.2	7.3	9.5	4.9	8.9	999	7.6	11.0	6.5	3.7
10	9.0	9.6	12.0	12.0	10.0	13.0	5.5	9.9	7.6	999	3.4	4.7	4.7
11	8.6	11.0	15.0	13.5	12.6	14.0	7.5	8.5	11.0	3.4	999	8.5	7.7
12	11.8	11.0	11.0	12.8	11.9	13.1	7.4	12.0	6.5	4.7	8.5	999	2.8
13	8.6	8.7	8.3	10.0	8.6	11.0	5.3	9.2	3.8	4.9	7.7	2.8	999

Матрица расстояний построена путем определения минимального по расстоянию маршрута между парой АЗС с учетом правил дорожного движения. В таблице 2 представлены результаты решения задачи методом перебора. Общая длина маршрута 57,1 км.

Таблица 2 – План обьезда сети АЗС «Окко» г. Харьков

АЗС	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
4	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
11	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0

## Выводы

Метод перебора позволяет отыскать оптимальный маршрут, однако он не эффективен при расчёте маршрута, на большое количество пунктов. При этом, надстройка «поиск решения» в Microsoft Excel, имеет ограничение на количество изменяемых ячеек, что соответствует несимметричной задаче коммивояжера на 13 пунктов.

**Список литературы:** 1. Бочкарев А.А. Планирование и моделирование цепи поставок: Учебно-практическое пособие, – М.: «Альфа-пресс», 2008. – 192 с. 2. Иглин С.П. Математические расчеты на базе MATLAB. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 640с.: ил. 3. Miller C.E., Tucker A.W., Zemlin R.A. Integer Programming Formulation of Traveling Salesman Problems – J.ACM, 1960, Vol.7, p. 326-329. 4. Кузьмичов А. I., Медведев М. Г. – Математичне програмування в Excel: Навч. посіб. – К. Вид-во Європ. Ун-ту, 2005 – 320 с.

Поступила в редакцию 03.04.2012

**H.E. СЕРГІЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;  
**A.H. МАРЕНИЧ**, асп. НТУ «ХПІ»

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ КАРДИОСИГНАЛОВ ВОДИТЕЛЯ В ВИРТУАЛЬНОМ КАРДИОГРАФЕ**

В статье проведен сравнительный анализ существующих методов математической обработки кардиосигналов водителя транспортного средства, выбран наилучший метод анализа, основанный на вейвлет преобразовании

У статті проведений порівняльний аналіз існуючих методів математичної обробки кардиосигналів водія транспортного засобу, вибраний як найкращий метод аналізу, заснований на вейвлет перетворенні

This article deals with comparative analysis a nowadays vehicle drivers ECG processing methods. Proposed analyzing system which processing is based on wavelet signal processing.

Универсальность, высокая скорость работы, возможность хранения большого объема информации и относительно низкая стоимость компьютеров, позволяет разрабатывать на их базе виртуальные многофункциональные измерительные приборы. Особенно актуальна тема использования технологии виртуальных приборов в функциональной диагностике. Стоимость медицинского оборудования растет, стоимость компьютеров постоянно снижается. Применения технологий построения виртуальных приборов позволит разработчикам использовать эти обстоятельства в интересах здоровья людей [1].

**Цель статьи.** С использованием технологий LabVIEW разработать одноканальный виртуальный кардиограф, определить наилучшие методы анализа кардиосигнала.

**Постановка проблемы.** На сегодняшний день, большинство средств для регистрации кардиограммы оснащены функций автоматической постановки диагноза, но уровень достоверности таких диагнозов остается достаточно низким. Развитие современной компьютерной техники позволяет повысить информативность анализа, путем исследования сигнала во временно-частотной области.

Сигнал кардиограммы представляет собой разность потенциалов, возникающую, вследствие работы сердца человека. Кардиограмма регистрируется с помощью металлических пластин, которые накладываются на определенные участки тела человека. Так в зависимости от того, с каких участков тела снимается кардиограмма, различают несколько отведений кардиограммы от тела человека.

Наиболее часто для анализа всех характеристик кардиосигнала используют первое стандартное отведение, т.е. потенциалы регистрируются с правой и левой руки человека. Кардиосигнал несет в себе информацию обо всех процессах, происходящих в сердце, эта информация находится в 6 зубцах кардиограммы и 5 интервалах (рис. 1). Исследование величин амплитуд и интервалов позволяет докторам установить диагноз пациента.

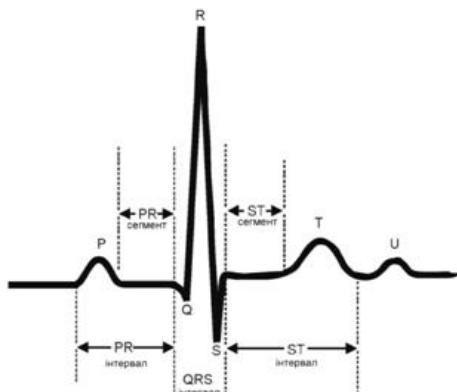
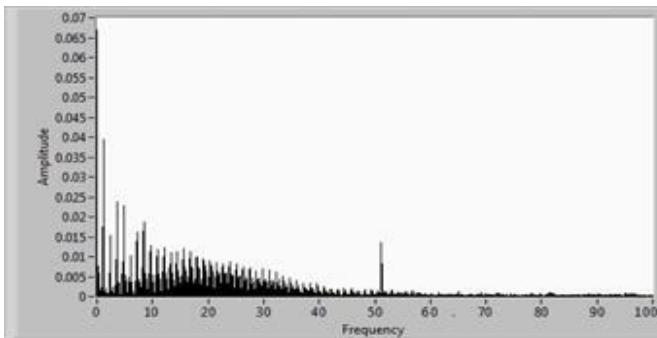


Рисунок 1 – Временные и амплитудные характеристики кардиосигнала

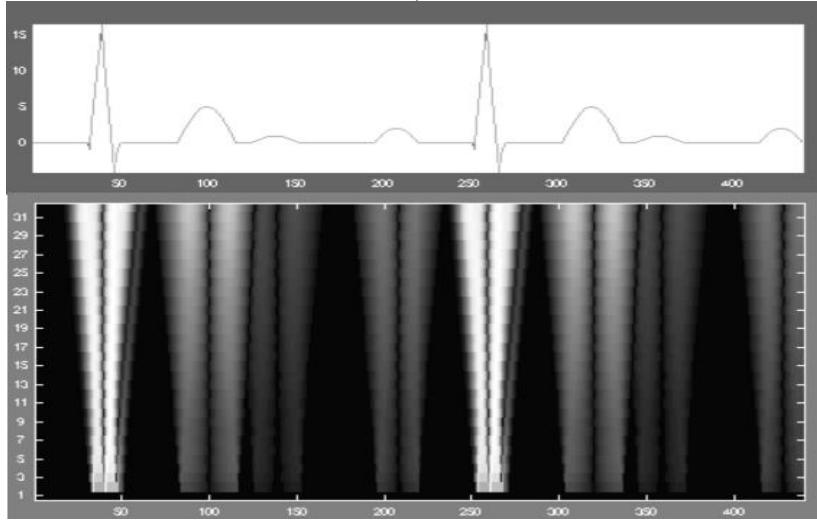
Кроме так называемого «классического» метода, в современной кардиологии также применяются методы цифровой обработки сигналов, основанные на математических преобразованиях сигнала. Так выделяют спектральный анализ сигнала (рис. 2, а), метод, основанный на вейвлет преобразовании (рис. 2, б), а также геометрический метод, основанный на построении хаосограмм (рис. 2, в) [2].

Методика спектрального метода основывается на преобразовании кардиоритма на простые гармонические колебания (быстрое преобразование Фурье) с различной частотой. При этом последовательность сердечных сокращений преобразуется в спектр мощности колебаний длительности интервалов RR, представляющих собой последовательность частот, характеризующих кардиосигнал. При спектральном анализе кардиосигнала по степени изменения показателей спектра можно судить об уровне адаптационных возможностей организма [3].

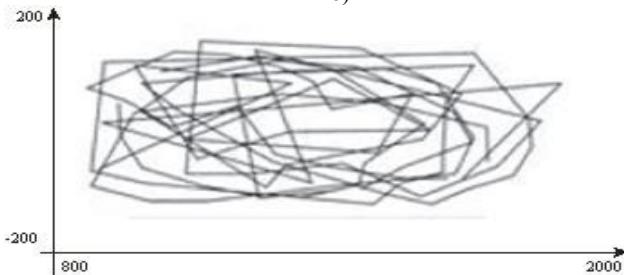
В последнее время, Вейвлет-преобразование стало мощной альтернативой преобразованию Фурье в ряде медицинских приложений благодаря хорошей приспособленности к анализу нестационарных сигналов (то есть таких, чьи статистические характеристики изменяются во времени). Так как электрокардиограмма является нестационарным сигналом, вейвлетные методы могут использоваться для распознавания и обнаружения ключевых диагностических признаков [3].



a)



б)



в)

Рисунок 2 – Цифровые методы обработки кардиограммы:  
а – спектральный анализ сигнала; б – метод, основанный на вейвлет  
преобразовании; в – геометрический метод, основанный на построении хаосограмм.

Геометрический метод анализа нелинейных хаотических колебаний кардиоритма на сегодняшний день является одной из новейших методик анализа кардиосигналов. Основной принцип метода – уход от статистических приемов обработки последовательности RR интервалов и исследование кардиосигнала с помощью геометрических методов. Метод основывается на теории динамического хаоса.

Нелинейная динамика сердечного ритма определяется путем построения ломаной линии на фазовом пространстве ряда RR-интервалов. Для нормального состояния характерна гармоничная «паутинообразная» картина хаосограммы.

При наличии дисбаланса системы картина будет значительно меняться. Типичным признаком является появление запредельных циклов, уходящих за пределы ядра хаосограммы, редуцирование хаосограмма, при которой видна четкая нехаотическая динамика - определяются очертания правильных многоугольников [3].

Для реализации данных методов в виртуальном проборе, был разработан одноканальный виртуальный электрокардиограф. Структурная схема такого прибора состоит из первичных преобразователей (пластинчатых электродов), масштабного преобразователя (усилителя), АЦП, микроконтроллера, а также персонального компьютера со специальным ПО (рис. 3). Была разработана электрическая схема, а также создан алгоритм работы кардиографа, на основании которого была написана программа в LabVIEW.

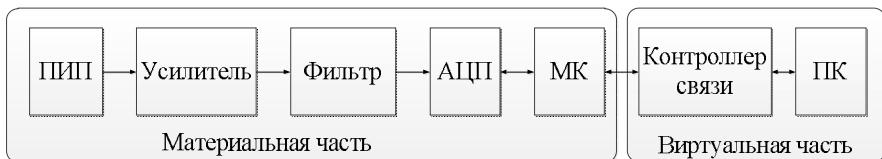


Рисунок 3 – Структурная схема виртуального электрокардиографа

Для анализа были использованы три различных сигнала (рис. 4), один из них сигнал здорового человека, два других, сигналы людей с сердечными заболеваниями. С помощью классического метода анализа, были рассчитаны амплитуды информативных зубцов, а также их интервалы. Согласно принятым нормам, амплитуды и интервалы зубцов не выходят за допустимые пределы.

Был также проведен спектральный анализ сигналов (рис. 5, А), а также анализ, основанный на вейвлет преобразовании сигналов (рис. 5, Б).

Так на рис 5 а и б представляют спектр условно-нормальных кардиограмм – несколько четко выраженных гармоник, кратных основной частоте – частоте пульса, и на более высоких частотах – сплошной спектр, характерный для хаотических сигналов. Как видно сигнал б имеет доминирующую составляющую на уровне 2,5 Гц, что может быть показателем возможного нарушения сердечного ритма. Эту информацию подтверждает и вейвлет преобразование рис. 5 б.

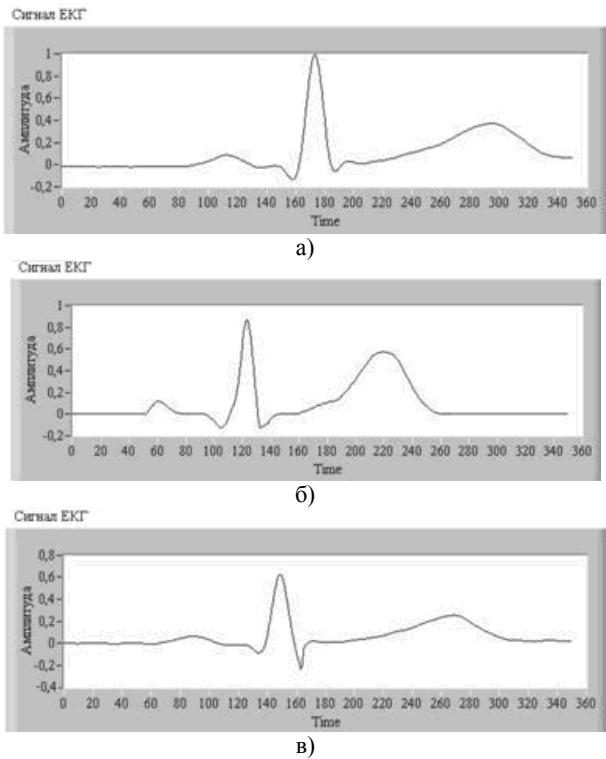


Рисунок 4 – Исследуемые сигналы

Но такой вариант отображения информации не является информативным, необходимо представить данный сигнал в виде трехмерного графика. В LabVIEW была разработана программа, которая отображала вейвлет преобразование на 3-х осевом графике рис. 6.

Для анализа такого сигнала, необходимо анализировать площади под кривыми. Для этого необходимо проанализировать сигнал на  $n$  ступенях разложения сигнала  $N=(0-128)$  (рис. 6).

Теперь проанализируем сигналы, согласно полученных результатов вейвлет преобразования. Анализ будет базироваться на сравнении сигналов с аномалиями с сигналом здорового человека. Так можно отметить, что сигнал б от сигнала а существенно отличается в S и R сегменте, т.е.  $S(R)_A < S(R)_B$ , а также  $S(S)_A < S(S)_B$ , это может быть вызвано, повышенной концентрацией калия в крови, что резко увеличивает разницу потенциалов между потенциалами покоя и работы, и резко увеличивает клеточную активность, это признаки заболевания на умеренную гиперкалемию.

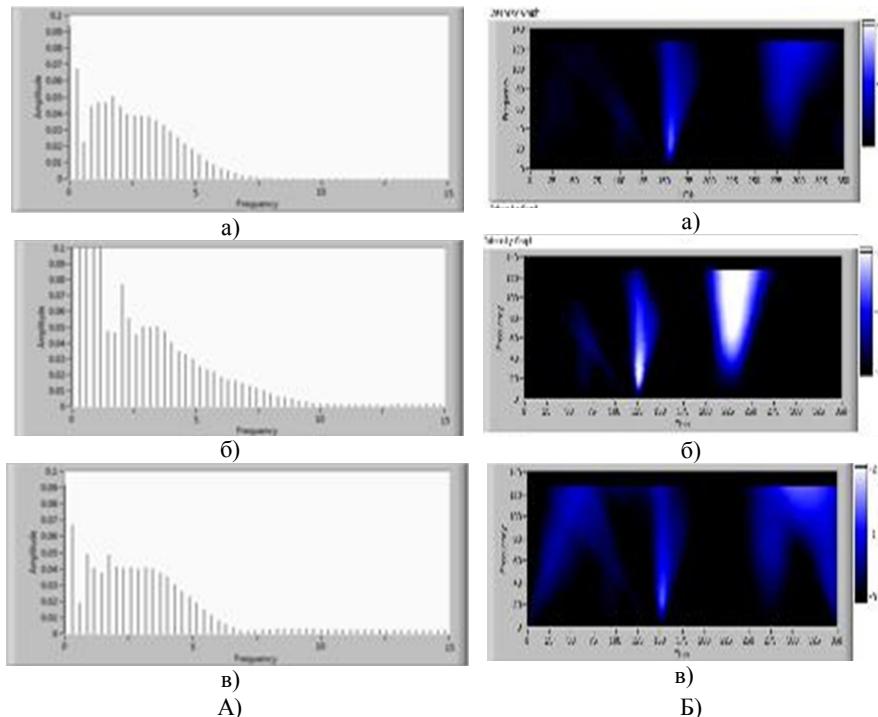


Рисунок 5 – Цифровой анализ кардиосигнала:

а – сигнал здорового человека; б – сигнал человека с симптомами гиперкалемии;  
в – сигнал человека с отклонением электрической оси сердца вправо;  
А – спектральное преобразование сигнала, Б – вейвлет преобразование сигнала.

Сигнал в, от сигнала а он существенно отличается также в S и R сегменте, т.е.  $S(R)_A > S(R)_B$ , а также  $S(S)_A < S(S)_B$ , это может быть вызвано смещением электрической оси сердца вправо, причинаю этого может быть: гипертрофия правого желудочка, блокада правой ножки пучка Гиса, боковой инфаркт миокарда, синдром WPW [4].

Применение метода вейвлет преобразования выявило большую часть нарушений в работе сердца, чем классический метод и метод спектрального анализа. Также следует отметить, что метод спектрального анализа, также показал отклонение в сигнале б, но данный метод как и метод хаосограмм, по нашему мнению более действенный при анализе больших по объему кардиосигналов, например при анализе кардиограмм, которые регистрировались в течении суток, или больше. Для дальнейшей работы, необходимо создать базу данных с амплитудами каждого зубца кардиограммы и соответственно допуском частоты, которая может вызвать такую форму и амплитуду зубца. Это позволит с большей точностью

устанавливать диагноз пациентам, а также способствует дальнейшему изучению процессов работы сердца.

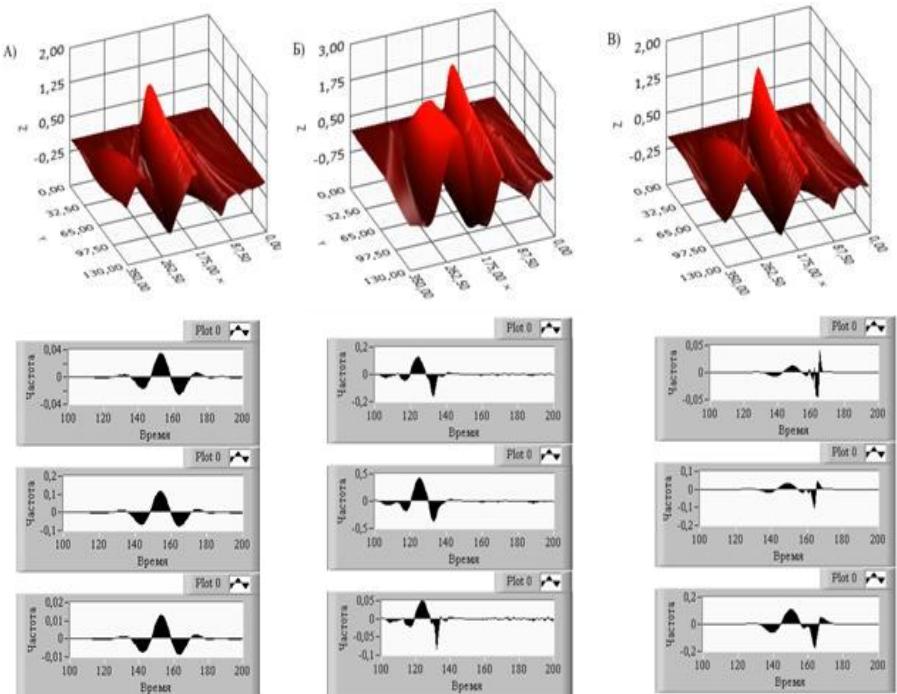


Рисунок 6 – Вейвлет преобразование в LabVIEW

Разработанный прибор и приведенные методы обработки, могут использоваться в медицинских учреждениях в качестве полноценной замены существующих кардиографов на виртуальный, на медицинских кафедрах в качестве учебных приборов для студентов, на производствах для проведения экспресс контроля состояния работников перед допуском их к работе, а также для интеграции данного устройства в современный автомобиль для контроля состояния водителя во время управления транспортным средством.

**Список литературы:** 1. Тревис Дж. LabVIEW для всех. – М.: ДМК пресс. 2005. – 537 с. 2. Райнгаян Р.М. Анализ био-медицинских сигналов. Практический подход / Пер. с англ. под ред. А.П. Немирно. М.: - ФИЗМАТИЛIT. 2007 - 440 с. 3. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. – СПб.: Питер, 2002. – 608с. 4. Орлов В.Н. Руководство по электрокардиографии. - М.: Медицина 2004 5. Сайт <http://www.kairost.ru>. 6. Fridman H.H. Diagnostic ECG and VECG. New York, 2007. 7. Сайт <http://www.altonika.ru>. 8. Сайт <http://www.medical.philips.com>. 9. Сайт <http://www.ecg.su>.

Поступила в редакцию 03.04.2012

**O.Є. СКВОРЧЕВСЬКИЙ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

## **АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ НАЧІПНИХ СИСТЕМ ТРАКТОРІВ ТА ВИРОБЛЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ ЗАСАД ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ**

Метою даного дослідження є вироблення концептуальних засад вдосконалення начіпних систем тракторів. Поставлена мета реалізувалась шляхом порівняльного їх аналізу. В результаті дослідження було визначено, що сучасна система є комплексом глибокоінтегрованих механічних, гіdraulічних, електрических, електронних компонентів та може розглядатися як мехатронний модуль. Тільки такий комплексний підхід може забезпечити виконання усіх функцій та задач, що стоять перед сучасною начіпною системою трактора.

Целью данного исследования является разработка концептуальных основ усовершенствования навесных систем тракторов. Поставленная цель реализуется путем их сравнительного анализа. В результате исследования было установлено, что современная система является комплексом глубокоинтегрированных механических, гидравлических, электрических, электронных компонентов и может рассматриваться как мехатронный модуль. Только такой комплексный подход может обеспечивать выполнение всех функций и задач, которые стоят перед современной навесной системой трактора.

The aim of this study is to develop a conceptual framework to improve power lift of tractors. The goal is realized by means of comparative analysis. The study found that the current system is a complex mechanical, hydraulic, electrical, electronic components and can be regarded as a mechatronic module. Only such an integrated approach can ensure that all functions and tasks that confront the modern tractor power lift.

### **Постановка проблеми в загальному вигляді**

Глобальні зміни клімату, виробництво біопалива, зростання споживання у країнах, що розвиваються, удорожчання енергоресурсів та інші причини провокують стійку тенденцію до зростання цін на продовольство. Можливості екстенсивного ведення сільського господарства вже практично вичерпані у більшості регіонів планети. Однією із основних тенденцій розвитку сучасного інтенсивного сільського господарства є точне землеробство, або як його часто називають прецизійне землеробство (*precision agriculture*).

Точне землеробство можна охарактеризувати, як управління продуктивністю угідь з урахуванням варіативності особливостей середовища розвитку рослин в межах одного поля. Метою такого управління є отримання максимального прибутку сільськогосподарського підприємства при обмежених господарчих та природніх ресурсах. При цьому відкриваються можливості виробництва якісної, екологічно чистої продукції та збереження навколошнього середовища.

Точне землеробство включає в себе багато підходів та принципів, але всі вони умовно можуть бути розділені на три групи:

- збір інформації та створення баз даних, що характеризують сільськогосподарські угіддя, види та сорти рослин, особливості кліматичних умов тощо;

- аналіз інформації та вироблення управлінських рішень та рекомендацій;

- виконання рішень – проведення оптимальних агротехнічних операцій.

Очевидно, що для виконання оптимальних агротехнічних операцій необхідне сучасна сільськогосподарська техніка, що реалізує принципи мікропроцесорного керування із застосуванням адаптивних алгоритмів управління. В рамках даної роботи розглянемо начіпну систему трактора, оскільки вона забезпечує інтеграцію трактора та знарядь та значною мірою визначає якість усього машино-тракторного агрегату. Сучасна електрогідравлічна начіпна система із електронним мікропроцесорним керуванням дозволяє реалізовувати позиційний, силовий та комбінований способи регулювання глибини обробітки ґрунту, відслідковувати рельєф поля і, таким чином, забезпечувати умови точного землеробства на етапі підготовки ґрунту для вирощування рослин.

### **Останні досягнення та публікацій по вдосконаленню гідрравлічних начіпних систем**

Технічна та технологічна відсталість вітчизняного тракторобудування створює широке поле для досліджень по створенню електрогідравлічних начіпних систем вцілому та їх елементної бази. Аналітичний огляд науково-технічних досягнень та публікацій показав, що зацікавленість питанням сучасних електрогідравлічних начіпних систем тракторів спровокувала поява на ринку України системи фірми BOSH REXROTH [1, 2]. Однак при виконанні інформаційно-аналітичного огляду за темою статті були виявлені лише публікації направлені на створення елементної бази електрогідравлічних приводів сільськогосподарської техніки, зокрема електрогідравлічних пропорційних розподільників із LS-керуванням [3-6 та ін.]. Як правило, в таких роботах за основу беруться гідрокінематична та електрогідравлічна схеми фірми BOSH REXROTH та замість оригінальних вузлів та агрегатів пропонується використання елементної бази, що розробляється та досліджується авторами. Публікацій в яких би пропонувалися нові конструктивні, схематичні рішення начіпних систем тракторів виявлені не були. В той же час прорив у створенні конкурентоздатних електрогідравлічних начіпних систем тракторів неможливий без створення їх нових гідрокінематичних та електрогідравлічних принципових схем.

**Задачею даної статті** є порівняльний аналіз гідрокінематичних та електрогідравлічних принципових схем начіпних систем вітчизняного та закордонного виробництва. Виявлення основних вимог до них та формулювання концептуальних зasad вдосконалення начіпних систем тракторів.

## **Аналітичний огляд конструктивних рішень гідравлічних начіпних систем тракторів**

Основні тенденції розвитку сільськогосподарського машинобудування можна визначити за результатами найбільшої в світі спеціалізованої міжнародної виставки AGRITECHNIKA-2011 [7, 8 та ін.], що проходила в Німеччині з 13 по 20 листопада 2011 р. у виставковому павільйоні м. Ганновера та займала 18 залів загальною площею більше 320000 м<sup>2</sup>. В роботі виставки приймали участь більш ніж 2700 фірм, навчальних та науково-дослідних організацій із 48 країн світу. Серед основних напрямків розвитку тракторної техніки експертами були виділені два, а саме: підвищення потужності тракторів та насичення усіх систем тракторів, причіпних та начіпних знарядь керуючою електронікою. Доцільність підвищення потужності тракторів викликає сумніви у більшості аналітиків, в той час як використання керуючої електроніки традиційно розглядається як прогресивний підхід. Саме в цьому ключі проаналізуємо конструктивні рішення начіпних систем, що знайшли найбільшого вжитку в Україні.

На сучасних тракторах застосовують уніфіковану гідравлічну начіпну роздільно-агрегатну систему, яка полегшує працю тракториста, дає змогу покращити тягово-зачепні властивості колісних універсально-просапних тракторів шляхом збільшення їх зачіпної ваги, забезпечує автоматичне регулювання глибини обробки ґрунту.

Трактор, обладнаний начіпною системою, разом з начіпною машиною (знаряддям) утворюють машинно-тракторний агрегат.

Для приєднання до трактора причіпних сільськогосподарських машин і знарядь, а також різних двовісних причепів, які створюють лише поздовжнє навантаження на тягових пристроях і рухаються зі швидкістю до 4 м/с, призначенні причинні пристрої.

Для приєднання до трактора двовісних причепів при роботі зі швидкістю понад 4 м/с на деяких тракторах застосовують буксирні пристрої.

Начіпний механізм, що входить до складу начіпної системи, призначений для приєднання до трактора начіпних та напівначіпних машин та знарядь, переведення їх у транспортний та робочий стан, а також для забезпечення правильного їх положення під час роботи.

Начіпний механізм універсально-просапних тракторів [9], представлений на рис. 1, складається з двох поздовжніх тяг 4 з подовжувачами 10 (або без них), шарнірно закріплених на корпусі заднього моста; центральної тяги 8, з'єднаної з датчиком силового регулювання (не показаний), або кронштейном, що закріплений на корпусі заднього моста; поворотного вала з підйомними важелями 5; лівого та правого розкосів 3, обмежувальних ланцюгів 11 із стяжками 12. Начіпна машина приєднується до кінців нижніх повздовжніх тяг 4 та верхньої центральної тяги 8 сферичними шарнірами 1. Важіль 7 з'єднаний зі штоком 6 силового циліндра.

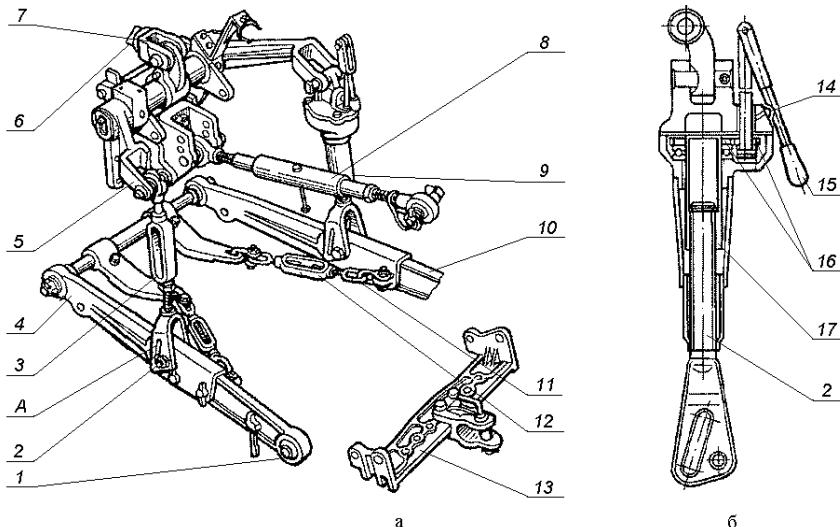


Рисунок 1 – Начіпний механізм універсально-просапних тракторів:

а – будова; б – регулювальний розкіс;

1 – сферичний шарнір; 2 – вилка розкосу; 3 – лівий розкос; 4 – нижня повздовжня тяга; 5 – підйомний важіль; 6 – шток циліндра; 7 – поворотний важіль; 8 – верхня центральна тяга; 9 – редуктор правого розкосу; 10 – подовжувач; 11 – обмежуючі ланцюги; 12 – стяжка ланцюга; 13 – причіпний пристрій; 14 – маслянка; 15 – рукоятка; 16 – шестеренна передача; 17 – труба розкоса.

Система працює наступним чином. При втягуванні штока 6 всередину циліндра поворотний важіль 7 обертає вал, який через підйомні важелі 5 і розкоси 3 піднімає нижні тяги 4 разом з начепленою машиною (знаряддям). Для обмеження переміщень начіпних машин застосовують обмежувальні ланцюги 11. При роботі із широкозахватними машинами болт, який з'єднує розкос з повздовжньою тягою, переставляється із отвору в порізі А, передбачену у вилці 2 розкосу 4. У начіпному механізмі регулюють довжину центральної тяги 8 і правого розкосу 9. Довжину центральної тяги 8 підбирають таким чином, щоб при опущеному знарядді носки передніх і задніх робочих органів начіпного знаряддя (наприклад лемешів плуга) були на однаковій глибині. Якщо знаряддя нахилене, його встановлюють горизонтально, змінюючи довжину правого розкосу. Лівий розкос 3 має постійну довжину і під час роботи з начіпними машинами його не регулюють. Довжину правого розкосу змінюють обертанням рукоятки 15, яка через шестеренну передачу 16 діє на гайку гвинтового механізму. Щоб гарантувати безпеку під час транспортних переїздів агрегатів із начіпними машинами, на начіпних механізмах тракторів МТЗ установлений механізм фіксації.

Начіпні механізми такого типу знайшли досить широке розповсюдження у складі агрегатів із начіпними машинами виробництва країн СНД. Таке

широке застосування обумовлене простотою конструкції, надійністю, дешевизною. Однак, начіпні механізми такого типу, через необхідність ручної зміни довжини центральної тяги 8 і правого розкосу 9, не відповідають сучасним вимогам ергономічності та техніки безпеки. Крім того, їх застосування підвищує металоємкість машинно-тракторного агрегату.

Уніфікований начіпний механізм тракторів загального призначення [9] має іншу будову (рис. 2). Шток 1 силового циліндра з'єднаний з важелем 2, який хитається на валу 5 і вільно спирається на жорстко закріплений на валу підйомний важіль 4. З протилежного боку на валу 5 так само закріплений другий підйомний важіль 7. На центральній тязі 8 встановлено двосторонній пружинний амортизатор 6 для пом'якшення поштовхів та ударів, що передаються начіпним знаряддям на трактор під час руху по нерівній місцевості. Нижні поздовжні тяги 12 та 16 телескопічні, фіксуються пальцями 13. Така будова полегшує приєднання до трактора важких машин та знарядь.

Поршень гідроциліндра через шток 1 та важелі 2, 4 повертає вал 5, а через підйомні важелі 4 та 7 піднімає начеплену машину. Опускання відбувається під дією її ваги. При роботі трактора з начіпними машинами, які заглиблюються примусово, поворотний важіль 2 штока 3 і підйомний важіль 4 жорстко з'єднують пальцем, який встановлюють в отвір 3. Забороняється вставляти палець в отвір при роботі з машинами, які на потребують примусового заглиблення, оскільки це може спричинити їх поламку.

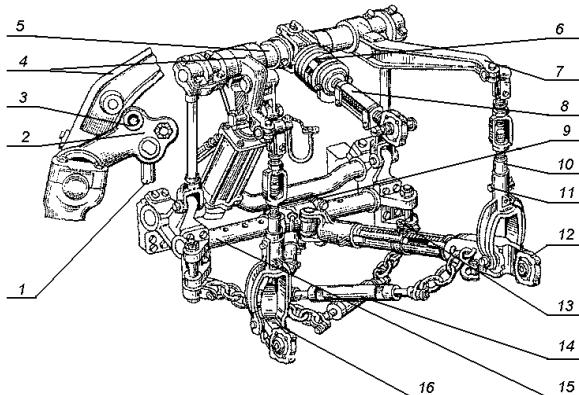


Рисунок 2 – Універсальний начіпний механізм тракторів загального призначення:  
1 – шток гідроциліндра; 2, 4, 7 – важелі; 3 – отвір; 5 – вал; 6 – амортизатор;  
8 – центральна тяга; 9 – упор; 10 – розкіс; 11,13 – пальці; 12, 16 – нижні поздовжні  
тяги; 14 – натяжний пристрій; 15 – вісь.

Начіпний механізм дає змогу приєднувати до трактора загального призначення машини за дво-, три- і чотириточковими схемами.

Двоточкову схему застосовують при роботі з плугами. При роботі по такій схемі передні кінці обох нижніх тяг повинні знаходитись в одній точці на вісі 15 і закріплені упорами 9. Друга точка – це точка приєднання центральної тяги 16.

Триточкову схему використовують для роботи із широкозахватними машинами, які повинні рухатись тільки заданою траекторією, без великих коливань (сівалки, культиватори тощо). При налагодженні начіпного механізму за цією схемою передні кінці повздовжніх тяг пересуваються на край віси 15 і закріплені у цьому положенні упорами 9 при цьому звільняються від фіксуючих пальців 10, що дає змогу начіпній машині вільно копіювати нерівності поля у площині перпендикулярній до напрямку руху.

Чотириточкову схему застосовують при роботі тракторів із землерийними машинами (бульдозер, навантажувач тощо). Начіпний механізм має дві центральні тяги, які забезпечують стійкість знаряддя.

Уніфікований начіпний механізм тракторів загального призначення знайшов широке застосування завдяки своїй універсальності. Однак застосування такого начіпного механізму теж підвищує металоємкість машинно-тракторного агрегату та не відповідає сучасним вимогам ергономічності та техніки безпеки.

Гіdraulічна система призначена для керування машинами, знаряддями та іншими робочими органами. Типова гіdraulічна система тракторів [9, 10, 11] представлена на рис. 3. До її складу входять бак 1, насос 2, розподільник 6, силовий циліндр 10, трубопроводи. Гідророзподільник 6 може керуватися, через тяги 3, за допомогою важелів 4. Фільтр 5 з індикатором забруднення встановлений в зливній лінії. Розривні муфти (не показані) з'єднують рукави з виносними циліндрами, встановленими на причіпних машинах і запобігають розриву трубопроводу та втраті оливи при аварійному роз'єднанні агрегату.

Забезпечення заданої постійної глибини обробки ґрунту – одна з найважливіших вимог агротехніки. Для більшості сільськогосподарських машин з опорними колесами застосовуються механічні гвинтові регулятори глибини. Задану глибину оранки встановлюють методом зміни положення опорного колеса по висоті відносно опорної частини робочих органів знаряддя. Регулятори такого типу називають висотними. Регулювання за допомогою опорного колеса потребує ручного налагодження.

Нині все ширше застосовують автоматичні способи регулювання глибини обробки ґрунту – позиційний або силовий спосіб регулювання. Позиційний спосіб регулювання глибини характеризується тим, що постійним підтримується вибране положення начіпного знаряддя відносно трактора. Силовий спосіб регулювання глибини обробки ґрунту базується на підтриманні тягового опору начіпної машини або знаряддя, обумовлене їх положенням відносно трактора.

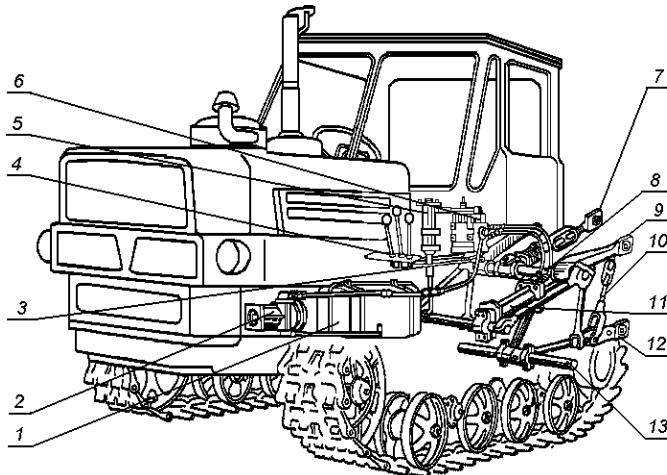


Рисунок 3 – Гідравлічна начіпна система трактора Т-150:

1 – бак; 2 – насос; 3 – тяги гідророзподільника; 4 – важелі гідророзподільника;  
5 – фільтр; 6 – гідророзподільник; 7 – верхня центральна тяга; 8 – вал; 9 – поворотний  
важіль; 10 – розкіс; 11 – гідроциліндр; 12 – нижня повздовжня тяга; 13 – вісь.

Силовий спосіб регулювання застосовують при оранці поля з нерівним рельєфом, на пухких, піщаних та супіщаних ґрунтах, а позиційний на прямолінійних ділянках. Позиційний спосіб регулювання найбільш прийнятний, коли за вимогами агротехніки необхідно точне встановлення начіпної машини або знаряддя відносно трактора.

В довідному посібнику [10] представлена принципова гідрокінематична схема роботи роздільно-агрегатної начіпної системи трактора МТЗ-80. Приведена система може працювати, як в позиційному, так і в силовому режимі регулювання глибини обробки ґрунту. При позиційному способі регулювання вибране положення начіпного знаряддя відносно трактора автоматично підтримується за допомогою спеціального гідралічного регулятора глибини, який через розкіс, важіль та тяги, зв’язаний з нижньою повздовжньою тягою начіпного механізму та реагує на її відхилення від заданого положення. При силовому способі регулювання глибини обробки ґрунту сигналом для гідралічного регулятора глибини є зусилля стиску або розтягування верхньої центральної тяги начіпного механізму.

Однак, наявність в описаній системі додаткових гідралічних елементів та механічних тяг, важелів тощо підвищують металоємкість машини, збільшують габарити, ускладнюють монтаж та технічне обслуговування.

Розвиток гідропривода та його все більша інтеграція з електронікою не могли не зачепити тракторобудування як одну з провідних галузей машинобудування. Розвиток гідралічного обладнання іде як шляхом

створення більш досконалих насосів та гідроапаратури, котрі можуть підтримувати ряд параметрів гідросистеми, як засобами гіdraulіки, так і шляхом передачі все більшої кількості функцій керуючій електроніці. Саме комбінація найбільш ефективних засобів з обох принципів дозволяє спроектувати гідросистему трактора, що поєднує в собі можливість виконання складних процесів сучасного сільськогосподарського виробництва, зручність керування, економічність, надійність, простоту обслуговування та ремонтопридатність агрегатів.

Таким вимогам відповідають гідралічні начіпні системи західно-європейських виробників, зокрема фірми BOSCH REXROTH [1, 2]. На рис. 4 представлена начіпна система трактора запропонована в роботах [1, 2]. Така система побудована за принципом *LS*. Термін *LS* (*load sensing* – відчуває навантаження) застосовується для гідралічних систем, в яких миттєвий тиск навантаження служить сигналом зворотного зв'язку для керуючого пристрою. За допомогою клапанів різниці тиску на дроселях або на дросельюючих щілинах золотників підтримується постійний перепад тиску. Це обумовлює незалежність швидкості руху гідродвигуна від навантаження на ньому [12].

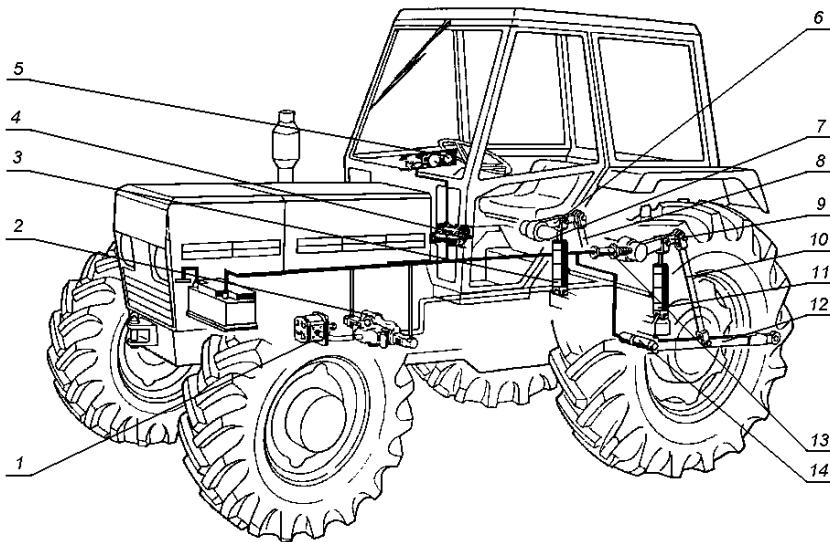


Рисунок 4 – Гідралічна начіпна система конструкції фірми BOSCH REXROTH:  
 1 – насос; 2 – керуючий гідророзподільник; 3, 11 – гідроциліндри; 4 – керуючий електронний блок; 5 – панель керування; 6, 9 – поворотні важелі; 7 – вал; 8, 10 – розкоси; 12 – поздовжня тяга; 13 – датчик положення; 14 – датчик зусилля.

Керування начіпною машиною або знаряддям здійснюється за допомогою панелі 5 керування, яка встановлена в кабіні тракториста, та керуючого електронного блоку 4. Керуючий гідророзподільник 2, що живиться від насосу 1, отримує сигнал керування від керуючого електронного блоку 4. Гідроциліндри 3, 11, що зв'язані з гідророзподільниками трубопроводами (не позначені), через поворотні важелі 6, 9, що закріплені на валу 7, розкоси 8, 10 приводять до руху поздовжні тяги 12. Інформація про реальні параметри роботи начіпної машини або знаряддя керуючий електронний блок 4 отримує від датчика 13 положення та датчика 14 зусилля. При застосуванні такої схеми можуть бути здійснені, як силовий так, і позиційний спосіб регулювання глибини обробки ґрунту. Крім того, використання гідрокінематичної схеми з двома гідроциліндрами, які керуються гідророзподільниками виконаними за принципом  $LS$ , дозволяють розвантажити несучі частини трактора від сил, що діють в площині перпендикулярній руху трактора та здійснити гасіння частини вібрацій, що дозволяє з більшою швидкістю та меншими коливаннями машини рухатись по нерівній місцевості.

Таким чином, із усіх розглянутих гідрокінематичних схем найкращою є схема представлена в роботах [1, 2].

Спроби знайти детальну інформацію про начіпні системи інших іноземних виробників наприклад John Deere, Fendt, New Holland та ін. не дали результатів. В загальному доступі є лише інформація про технічні характеристики та функціональні можливості начіпних систем тракторів вказаних та інших фірм. Однак враховуючи функціональні можливості можна зробити висновок, що начіпні системи мають електрогіdraulічний привод із мікропроцесорним керуванням.

Таким чином, сучасна начіпна система є комплексом механічних, гіdraulічних, електричних та електронних компонентів та може розглядатися як мехатронна система.

### ***Вироблення концептуальних зasad вдосконалення начіпних систем тракторів***

В результаті проведеного аналізу визначено основні вимоги, що ставляться до сучасних начіпних систем тракторів, а саме:

1. забезпечення силового, позиційного та комбінованого способів обробітки ґрунту в автоматичному режимі і таким чином забезпечення сталості глибини оранки при змінних умовах в межах одного поля;

2. інтеграція начіпної системи із іншими системами трактора, зокрема із двигуном та трансмісією, із метою зменшення пробуксовки коліс, підвищення плавності руху машино-тракторного агрегату і, таким чином, економії пального, покращення умов роботи тракториста, зменшення кількості аварій та несправностей, підвищення якості обробки ґрунту;

3. розвантаження рами та інших несучих частин трактора від поперечних навантажень, що виникають під час роботи начіпного

обладнання, шляхом замикання компенсації цих навантажень електрогідравлічним приводом начіпної системи;

4. активне гасіння коливань начіпного обладнання, що виникають при його транспортуванні по перетинній місцевості;

5. зменшення масових та габаритних характеристик начіпної системи.

Виконання цих та інших вимог до начіпної системи тракторів вимагають створення нових гідрокінематичних та електрогідравлічних схем, а також розробки вітчизняної елементної бази для їх реалізації.

Серед інших найбільш перспективних подальших напрямків досліджень потрібно відзначити можливості введення контурів зворотного зв'язку по тиску в порожнинах гідроциліндрів начіпної системи і, таким чином, реалізації силового, позиційного та комбінованого способів регулювання глибини обробітки ґрунту. Використання електрогідравлічної елементної бази модульної конструкції зменшить масові та габаритні характеристики машино-тракторного агрегату, спростить ремонтні роботи. Насоси із пропорційним електричним керуванням дозволить значно підвищити коефіцієнт корисної дії електрогідравлічного приводу начіпної системи та дозволять узгодити режими її роботи із роботою двигуна та трансмісії. Застосування мікропроцесорного управління створить можливості адаптивного управління агротехнічними операціями при змінних рельєфах полів із урахуванням обмеженої потужності гіdraulічного агрегату живлення.

Таким чином вдосконалення існуючих та створення нових електрогідравлічних начіпних систем тракторів вимагають проведення цілого комплексу науково-технічних робіт.

**Список літератури:** 1. Краткое описание системы EHR-4 с регулирующим устройством EHR-D для тракторов. BOSCH REXROTH // Материалы семинара. – Харьков, 2000. 2. Бондарь В.А. Новые решения в гидроприводе тракторов // Промислова гіdraulіка і пневматика – Винница, 2003. – №2. – С. 81-86. 3. Лурье З.Я., Цента Е.Н., Макей В.А. Динамический синтез гидроагрегата навесного оборудования трактора // Промислова гіdraulіка і пневматика. – Вінниця: ВНАУ. – № 4 (22), 2008. – С. 103-107. 4. Лурье З.Я., Макей В.А., Цента Е.Н. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 2/4 (32). – С. 36-41. 5. Лозінський Д.О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / Д.О. Лозінський – Вінниця, 2010. – 20 с. 6. Репінський С.В. Система керування аксіальнно-поршневого регульованого насоса з профільованим віконом золотника комбінованого регулятора подачі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.08 “Машинознавство” / С.В. Репінський – Вінниця, 2011. – 20 с. 7. [www.agritechnica.com](http://www.agritechnica.com). 8. Дивак Ю.С. Agritechnika-2011 // Інформаційно-рекламний журнал Агробізнес України. – № 6, 2011. – С. 8-16. 9. Білоконь Я. Ю., Окоча А. І. Трактори і автомобілі. – К.: Урожай, 2002. 10. Воспуков В. К. Гидравлические и пневматические схемы сельскохозяйственных машин: Справочное пособие. – Мин.: Выш. шк., 1985. 11. Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. – М.: Агропромиздат, 1990. 12. Jonson O. Load-sensing systems control speed accurately // HYDRAULICS & PNEUMATICS, March 1995. p. 33-36.

Надійшла до редакції 03.04.2012

**A.H. ТУРЕНКО**, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;  
**A.B. УЖВА**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;  
**A.B. СЕРГИЕНКО**, инженер ХНАДУ, Харьков

## ПОДХОД К ИССЛЕДОВАНИЮ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА АВАРИЙ

В статье приведены статистические данные аварий спортивных автомобилей, проведен анализ полученных результатов и предложены нагрузочные режимы соответствующие наиболее характерным случаям.

В статті приведені статистичні дані аварій спортивних автомобілів, проведений аналіз отриманих результатів і запропоновані режими навантажень відповідні найбільш характерним випадкам.

This article presents statistical data of accidents sports cars, the analysis of the results and offered load regimes corresponding to characteristic most cases.

### Постановка проблемы и анализ литературы

Автомобильный спорт является уникальным полигоном для ускоренной проверки вариантов модернизации автомобиля в целом или его определенных узлов и агрегатов. Кольцевые автомобильные гонки на специальных гоночных автомобилях вот уже много лет являются передовым направлением для новейших разработок которые через некоторое время становятся доступными для широкого круга автомобилистов. Многие из известных сейчас систем, а именно: АБС, ЕСП, ПБС впервые были применены на гоночных трассах.

Однако, характер соревнований, стремление каждого пилота к победе приводит к тому, что избежать гоночных инцидентов и аварий практически невозможно. Технические требования для автомобилей разрабатывают таким образом, чтобы обеспечить максимальную безопасность пилота, предоставить участникам равные возможности и при этом попытаться дать возможность «эвристического» поиска для конструкторов.

Следовательно, на первом месте ставится безопасность автомобиля как активная, так и пассивная. Международная Федерация Автоспорта каждый год издает технические требования, предъявляемые к гоночным автомобилям. Требования безопасности изложены в приложении J[1], которые являются минимально необходимыми для того, чтобы автомобиль был допущен к соревнованиям.

Для конструктора важно не только знать особенности содержательной части технических требований, но и принципы на основании которых они получены, для создания конструкции с заранее определенными свойствами с

наименьшими затратами на поиск оптимальной конструкции. Для этого оптимально подходят типовые инженерные расчеты на прочность по заранее известным нагрузочным режимам. Для определения таких режимов рационально использовать статистические данные аварий, однако в открытых источниках данных по статистике и анализу аварий спортивных автомобилей нет. Учитывая отличие режимов движения и конструкции систем пассивной безопасности спортивных автомобилей для них нельзя применять статистические данные аварий обычных автомобилей.

**Цель статьи** – провести сбор и анализ статистических данных аварий спортивных автомобилей типа «Формула»

### **Сбор статистических данных**

При сборе статистических данных применялся метод декомпозиции, аварии рассматривались по следующим критериям:

- а) участок движения (прямая, поворот);
- б) причина аварии (потеря курсовой устойчивости, столкновение);
- в) движение автомобиля перед ударом (устойчивое, вращение, опрокидывание);
- г) скорость перед ударом (больше 70 км/ч, меньше 70 км/ч);
- д) степень разрушения зоны элемента пассивной безопасности (частичное, полное);
- е) тип удара (первичный удар, вторичный удар).

Зоны безопасности автомобиля были разделены на характерные секторы которые учитывали направление удара (рис.1), что дает возможность определить наиболее характерные случаи ударов. Следует отметить что автомобили класса «формула» имеют следующую структуру пассивной безопасности [2,3]: капсула безопасности, носовая структура, боковая и задняя структуры, а также дуга безопасности и рычаги подвески. Капсула безопасности - часть автомобиля в которой расположен пилот а также топливный бак, она должна обеспечивать сохранение жизненного пространства при столкновении. Ее деформация а также проникновение каких либо частей автомобиля внутрь капсулы не допускается. Капсула безопасности конструктивно выполняется в виде монококка из композитных материалов и является частью несущей системы автомобиля.

Так как монокок выполняется максимально жестким для обеспечения требований к капсule безопасности и при столкновении не поглощает энергию удара к нему крепятся конструктивные элементы, которые при столкновениях деформируются (разрушаются) и поглощают энергию удара. К таким элементам относятся: носовая структура безопасности - поглощает энергию удара при фронтальном и кософронтальном столкновении; боковая структура безопасности - поглощает энергию удара при боковом и касательном столкновении; передняя и задняя подвеска - поглощает энергию

удара при боковом и касательном ударе, при кософронтальном столкновении (передняя подвеска) при заднем ударе со смещением (задняя подвеска); задняя структура безопасности - поглощает энергию удара при заднем столкновении; дуга безопасности - обеспечивает сохранение жизненного пространства при опрокидывании автомобиля.

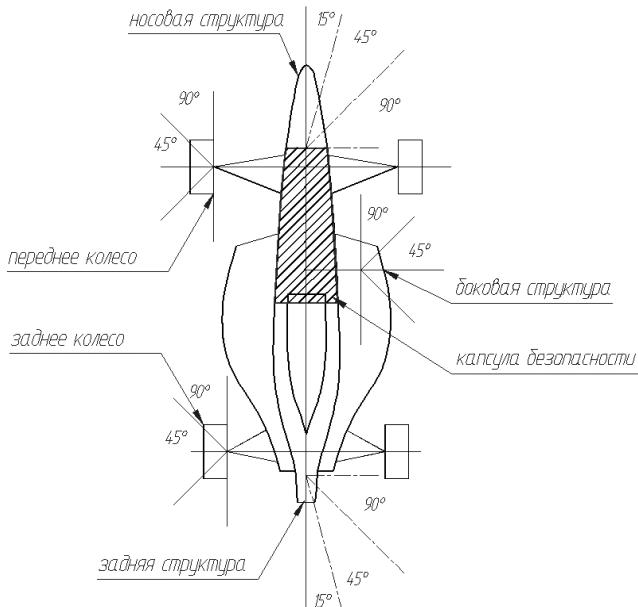


Рисунок 1 – Зоны пассивной безопасности

Полученные результаты были обработаны и объединены по следующим критериям: зона безопасности- все аварии делятся на следующие главные виды по типу зоны безопасности подвергшейся удару при аварии, так же учитывается угол столкновения автомобиля (рис. 2)

Большинство аварий приходится на передние структуры безопасности, при этом направление удара происходит в основном под косым углом к структуре безопасности. Это накладывает дополнительные требования к проектированию структур безопасности т.к. необходимо рассчитывать эффективное поглощение энергии удара при смещённой нагрузке. Для носовой структуры безопасности, которая выполняется в виде легкосъемного элемента, точки её крепления должны выдерживать боковые нагрузки при ударе.

Рис. 3 содержит сравнительные данные о авариях произошедших на разных участках трассы при этом исходили не только из характера трассы но и из характера стабильной траектории движения автомобиля.

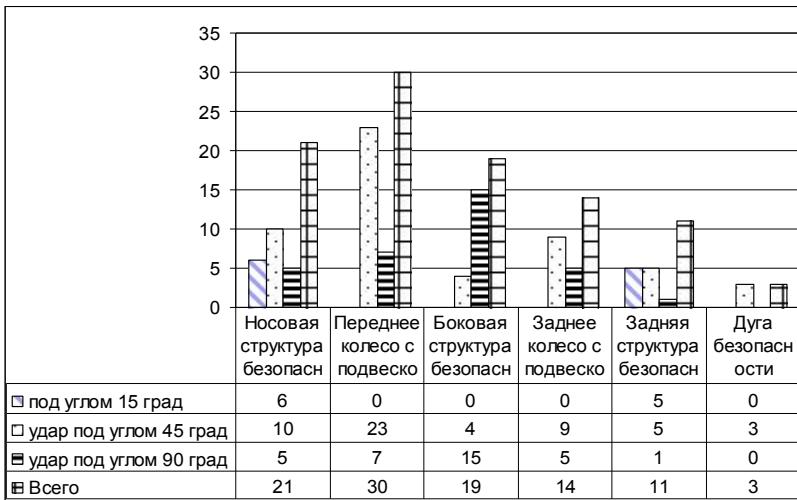


Рисунок 2 – Виды аварий

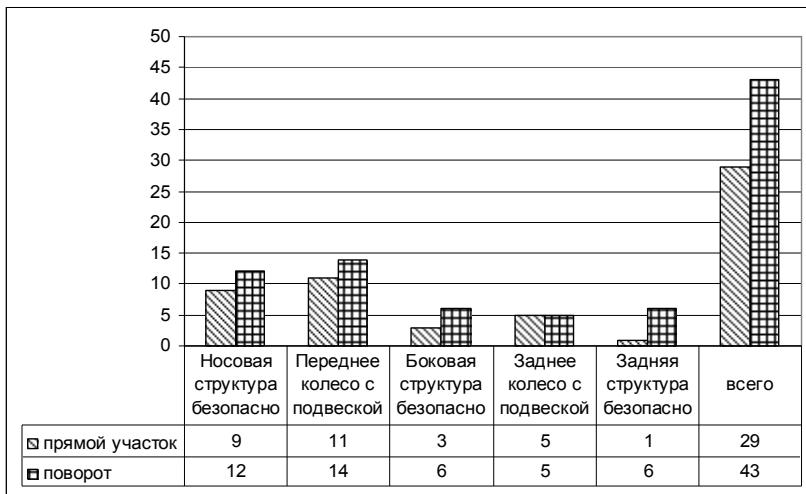


Рисунок 3 – Распределение аварий по зонам движения

Из результатов следует, что типы аварий практически равномерно распределены по участкам трассы, с небольшим перевесом в сторону участков с поворотом. Число аварий с участием боковой структуры безопасности, и задней структуры безопасности имеет большой перевес в сторону участков с поворотом. Аварии на прямолинейном участке трассы характеризуются высокими скоростями перед ударом, следует отметить что

на прямолинейном участке характерны касательные удары, при движении в повороте угол столкновения ближе к нормали.

Рис. 4 содержит данные об авариях произошедших в следствии потери курсовой устойчивости или столкновения почти 80% всех аварий происходят в следствии потери курсовой устойчивости автомобилей.

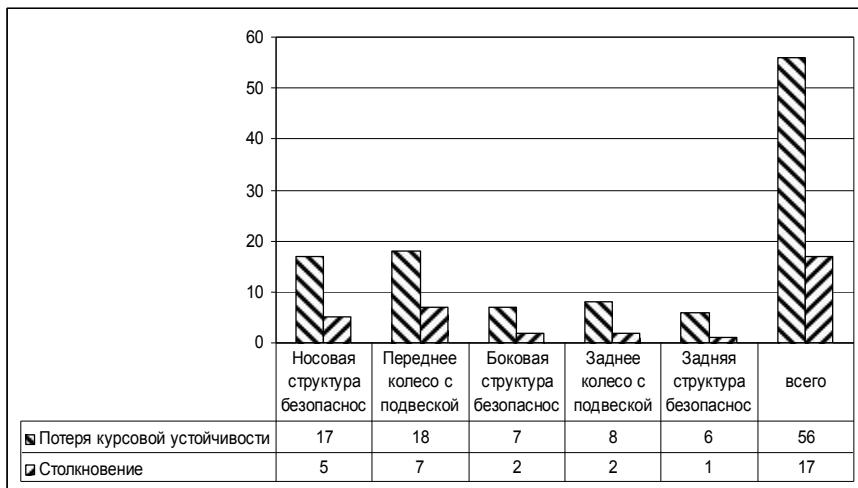


Рисунок 4 – Распределение по причинам аварии

На рис. 5 представлены аварии с учётом характера движения автомобиля перед столкновением, при устойчивом движении пилот сохраняет контроль над автомобилем и характер столкновения менее тяжкий чем при потере курсовой устойчивости.

От 80% до 90% аварий происходят при устойчивом характере движения автомобиля и только аварии с участием задней структуры безопасности в 85% случаев происходят при вращении автомобиля.

Рис. 6 содержит сравнительные данные о типах удара, из результатов следует что во время развития аварийной ситуации боковая структура безопасности и задняя часть автомобиля наиболее подвержены вторичным ударам.

В целом проведенный статистический анализ позволяет подобрать такие нагрузочные режимы, которые позволяют получить структуры пассивной безопасности наилучшим образом соответствующие современным условиям соревнований.

На основе полученных данных можно выделить следующие характерные виды ударов которые используются при составлении расчётных моделей для исследования средств пассивной безопасности:

- фронтальный удар;

- фронтальный удар под углом 45 градусов;
- боковой удар;
- боковой удар под углом 30 градусов;
- задний удар;
- удар заднего элемента пассивной безопасности под углом 15 градусов.

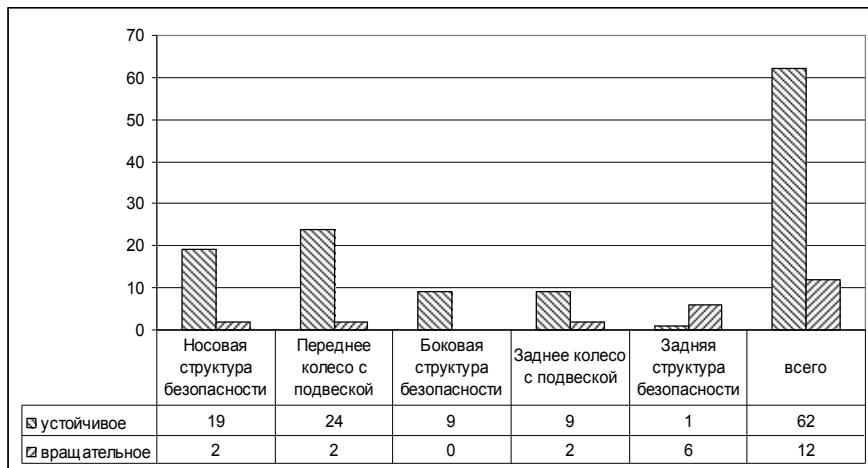


Рисунок 5 – Распределение по характеру движения перед ударом

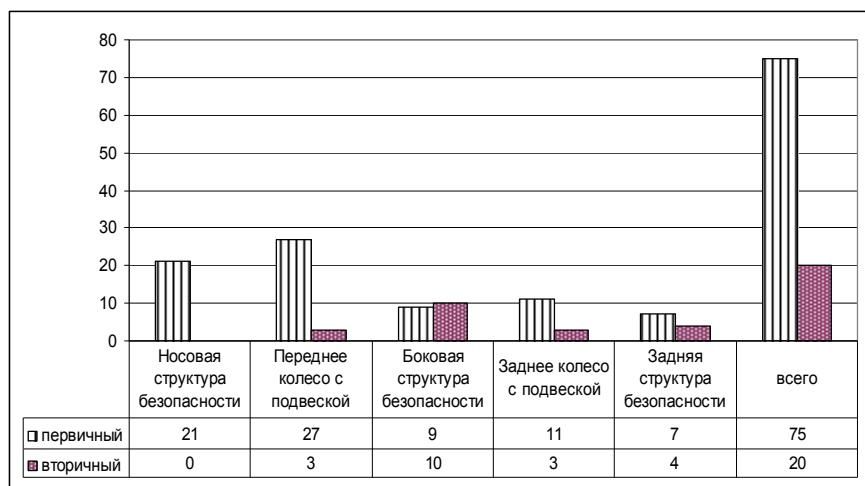


Рисунок 6 – Распределение по типу удара

## **Выводы**

Полученные статистические данные и их анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Разделение структур безопасности с учетом направления удара позволяет подобрать нагружочный режим при расчете структур безопасности, отвечающий наиболее распространенным аварийным ситуациям.
2. Анализ аварий выявил, что структуры безопасности, спроектированные с учетом существующих требований не всегда должным образом гасят энергию удара что приводит к повышенным перегрузкам и высокой вероятности травм у пилота.
3. Перед ударом большинство автомобилей двигается по устойчивой траектории с высокой скоростью, после первичного удара автомобиль сохраняет энергию и часто следует серия вторичных ударов с большой скоростью, при которых автомобиль теряет устойчивую траекторию движения.

**Список литературы:** 1. 2011 FIA Technical Lists [электронный ресурс] режим доступа: <http://fia.com/en-GB/sport/regulations/Pages/TechnicalLists.aspx>. 2. 2011 FIA Formula2-Technical Regulations [электронный ресурс] режим доступа: <http://fia.com/en-GB/sport/regulations/Pages/formulatwo.aspx>. 3. Michael Trzesniowski Rennwagentechnik. GVV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008.

*Поступила в редакцию 03.04.2012*

**В.О. БОГОМОЛОВ,** д-р. техн. наук, проф. ХНАДУ, Харків;  
**В.О. ГЕЛЛО,** асп. ХНАДУ, Харків

## МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ У ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ НА ДОРОЖНІХ НЕРІВНОСТЯХ

У статті запропонована модель коливань чотириколісної машини під дією моментів гальмівних сил та сил реакції шляху. На основі розробленої математичної моделі створена комп’ютерна модель у середовищі MATLAB/SIMULINK та виконаний чисельний розрахунок для автобуса «Еталон».

В статье предложена модель колебаний четырехколесной машины под действием моментов тормозных сил и сил реакции дороги. На основе разработанной математической модели создана компьютерная модель в среде MATLAB/SIMULINK и выполненчен численный расчет для автобуса «Эталон».

In the article, the model considering the vehicle body oscillations under the impact of braking force torques and road reaction force torques for a four-wheel vehicle is proposed. On the basis if the formal model proposed, the computer model was created with MATLAB/SIMULINK environment, and a numerical experiment for a city bus “Etalon” was performed.

**Вступ.** Питання безпеки руху тісно пов’язані із надійністю та ефективністю гальмування, що у свою чергу включає в себе питання стабільності гальмівної системи в цілому і її приводу окремо. Одним з проявів нестабільної роботи гальмівних систем можуть бути автоколивання у приводі гальм за рахунок зворотного зв’язку регуляторів гальмових сил. Тому для передбачення негативних явищ у таких конструкціях необхідно розробити коливальну модель колісної машини.

**Аналіз публікацій.** Існують багато моделей коливань кузова автомобіля, що дозволяють дослідити реакцію підвіски на дорожні нерівності. Такі моделі розглянуті у [1-3]. У [1] розглянуті основні умови виникнення коливань та запропонована одномасова модель оцінки вільних коливань автомобіля. У [2] розглянутий метод Лагранжа та наведений приклад його використання для аналізу коливань спрощеної одномасової коливальної системи. У [3] проведений ґрутовий аналіз поведінки автомобіля у повороті та наведені рекомендації щодо створення просторових динамічних моделей автомобіля.

**Моделювання коливальної системи.** Розглянемо двовісний чотириколісний автомобіль як коливальну систему, що складається з піддресореної маси (кузова автомобіля), непіддресореної маси, пружин та демпферів.

Введемо наступні позначення (як показано на рисунку 1).

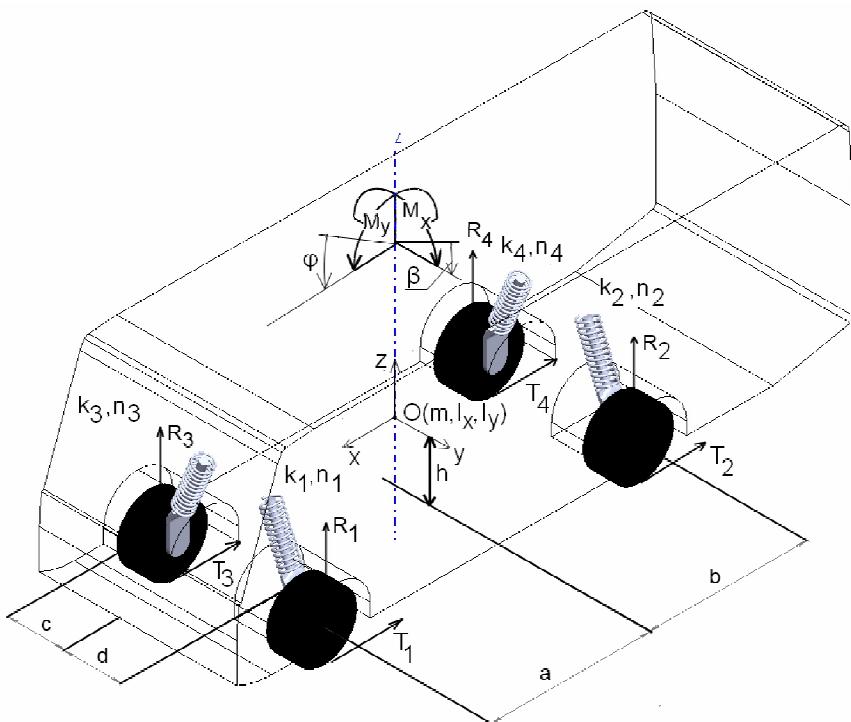


Рисунок 1 – Модель коливальної системи

Нехай  $Z = Z(t)$ ,  $\varphi = \varphi(t)$ ,  $Z = Z(t)$  – відповідно вертикальне переміщення центру мас, поздовжнє кутове переміщення підресореної маси відносно центру мас та поперечне кутове переміщення підресореної маси відносно центру мас;  $m, I_x, I_y$  – відповідно підресорена маса та моменти інерції підресореної маси у поздовжньому та поперечному напрямку,  $k_1, k_3, n_1, n_3$  – коефіцієнти жорсткості та демпфірування передніх коліс;  $k_2, k_4, n_2, n_4$  – коефіцієнти жорсткості та демпфірування задніх коліс;  $a, b$  – відповідно відстані від передньої та задньої вісі до центра мас автомобіля,  $c, d$  – відповідно відстані від центрів правих та лівих коліс до центра мас;  $h$  – висота центра мас відносно шляху;  $T_1, T_3; T_2, T_4$  – гальмові сили, прикладені до коліс відповідно передньої та задньої вісі;  $M_x, M_y$  – відповідно поздовжній та поперечний крутні моменти гальмових сил;  $R_1, R_2; R_2, R_4$  – сили реакції дороги.

Величини  $a, b$  та  $c, d$  є динамічними параметрами, що характеризують розподіл ваги між осями. З конструктивних міркувань бажано, щоб автомобіль зберігав рівне положення за будь якого рівня завантаженості, тому на величини коефіцієнтів жорсткості по бортах автомобіля накладаються обмеження (2) та (3) [1].

Припустимо, що величини коефіцієнтів  $k_i, n_i, i = \overline{1,4}$  по колесах підпорядковуються наступним обмеженням:

$$\frac{k_1}{k_3} = \frac{k_2}{k_4} = \frac{b}{a}; \quad (1)$$

$$k_1 = k_3; \quad (2)$$

$$k_2 = k_4;$$

$$c = d, \quad (3)$$

а вертикальні переміщення кожного з коліс автомобіля зв'язані з узагальненими координатами наступними співвідношеннями:

$$\begin{aligned} Z_1 &= Z - a \cdot \operatorname{tg}\varphi - d \cdot \operatorname{tg}\beta, \\ Z_2 &= Z + b \cdot \operatorname{tg}\varphi - d \cdot \operatorname{tg}\beta, \\ Z_3 &= Z - a \cdot \operatorname{tg}\varphi + c \cdot \operatorname{tg}\beta, \\ Z_4 &= Z + b \cdot \operatorname{tg}\varphi - d \cdot \operatorname{tg}\beta. \end{aligned} \quad (4)$$

При цьому, умова (1) виконується для порожнього автомобіля, а умова (2) визначає рівність жорсткості лівого та правого борту.

Побудуємо систему рівнянь Лагранжа для розглянутої коливальної системи. Відомо, що рівняння Лагранжа для консервативної механічної системи має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}}. \quad (5)$$

де  $\Pi$  – повна потенційна енергія коливальної системи,  $T$  – її повна кінетична енергія,  $\Phi$  – повна енергія, що розсіюється в демпферах,  $q, \dot{q}$  – узагальнене переміщення та його перша похідна.

Для розглянутої коливальної системи узагальненими переміщеннями є  $Z, \varphi, \beta$ . Тому система складається з трьох рівнянь відносно цих переміщень, а для побудови цих рівнянь необхідно визначити енергії  $\Pi, T, \Phi$  та їх часткові похідні по  $Z, \varphi, \beta$ . Таким чином формулюються ліві частини рівнянь системи (5).

Так як гальмові сили  $T_1, T_2, T_3, T_4$  направлені у площині, паралельній напрямку руху автомобіля, то вертикальна збурююча сила, що впливає на переміщення кузова  $Z$ , відсутня. Тому права частина першого рівняння (7) дорівнює нулю. Так само і поперековий крутний момент буде дорівнювати нулю для випадку прямолінійного руху автомобіля.

Для визначення поздовжнього крутного моменту  $M_y$  припустимо, що напрямом відліку для нього є напрям руху автомобіля. Тоді крутний момент дорівнюватиме сумарному моменту сил  $T_1, T_2, T_3, T_4$  на плечі  $h$ :

$$M_y = \sum_{i=1}^4 T_i h = (T_1 + T_2 + T_3 + T_4)h. \quad (6)$$

Додавши до відповідних рівнянь вирази, що характеризують баланс моментів сил реакції шляху, отримуємо остаточний вид системи рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}} - (R_1 + R_2 + R_3 + R_4) = 0, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}} + (R_1 + R_3)a - (R_2 + R_4)b - (T_1 + T_2 + T_3 + T_4)h = 0, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\beta}} + (R_1 + R_2)d - (R_3 + R_4)c - M_x = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Вираз для повної потенційної енергії коливань системи  $\Pi$  матиме вигляд

$$\begin{aligned} \Pi = & -(k_1 \cdot f \cdot Z + k_2 \cdot f \cdot Z + k_3 \cdot f \cdot Z + k_4 \cdot f \cdot Z) + \frac{1}{2} k_1 (Z_1 + f)^2 - \\ & - \frac{1}{2} k_1 f^2 + \frac{1}{2} k_2 (Z_2 + f)^2 - \frac{1}{2} k_2 f^2 + \frac{1}{2} k_3 (Z_3 + f)^2 - \frac{1}{2} k_3 f^2 + \\ & + \frac{1}{2} k_4 (Z_4 + f)^2 - \frac{1}{2} k_4 f^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Повна кінетична енергія коливань системи  $T$  складається з поступального переміщення підресореної маси  $Z$  та її кутових переміщень у двох площинах з кутами  $\varphi, \beta$ . Тому маємо:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{Z}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\beta}^2. \quad (9)$$

Аналогічно виразимо повну енергію дисипації  $\Phi$ :

$$\Phi = \frac{1}{2} n_1 \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} n_2 \dot{Z}_2^2 + \frac{1}{2} n_3 \dot{Z}_3^2 + \frac{1}{2} n_4 \dot{Z}_4^2. \quad (10)$$

Сили реакції шляху можна виразити через коливання не підресорених мас кожного колеса під дією кінематичного збудження, еквівалентного мікропрофілю шляху:

$$\begin{aligned} R_1 &= m_{n1} \ddot{x}_1 - n_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1, \\ R_2 &= m_{n2} \ddot{x}_2 - n_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2, \\ R_3 &= m_{n3} \ddot{x}_3 - n_3 \dot{x}_3 - k_3 x_3, \\ R_4 &= m_{n4} \ddot{x}_4 - n_4 \dot{x}_4 - k_4 x_4, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $m_{ni}$  - непідресорена маса  $i$ -го колеса;  $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$  - відповідно мікропереміщення колеса відносно нуля дороги та перша і друга похідні такого переміщення.

Узявиши необхідні похідні від (8-10) та підставивши їх у (7), отримаємо шукану систему рівнянь (12-14):

$$\begin{aligned} m \ddot{Z} &= (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) f - \\ &- k_1 (Z - a \cdot \operatorname{tg} \varphi - d \cdot \operatorname{tg} \beta + f) - \\ &- k_2 (Z + b \cdot \operatorname{tg} \varphi - d \cdot \operatorname{tg} \beta + f) - \\ &- k_3 (Z - a \cdot \operatorname{tg} \varphi + c \cdot \operatorname{tg} \beta + f) - \\ &- k_4 (Z + b \cdot \operatorname{tg} \varphi + c \cdot \operatorname{tg} \beta + f) - \\ &- n_1 (\dot{Z} - a \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} - d \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) - \\ &- n_2 (\dot{Z} + b \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} - d \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) - \\ &- n_3 (\dot{Z} - a \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} + c \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) - \\ &- n_4 (\dot{Z} + b \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} + c \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) + \\ &+ (m_{n1} \ddot{x}_1 - n_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1) + \\ &+ (m_{n2} \ddot{x}_2 - n_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2) + \\ &+ (m_{n3} \ddot{x}_3 - n_3 \dot{x}_3 - k_3 x_3) + \\ &+ (m_{n4} \ddot{x}_4 - n_4 \dot{x}_4 - k_4 x_4), \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
I_y \ddot{\varphi} = & k_1 a (Z - a \cdot \operatorname{tg} \varphi - d \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) - \\
& - k_2 b (Z + b \cdot \operatorname{tg} \varphi - d \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) + \\
& + k_3 a (Z - a \cdot \operatorname{tg} \varphi + c \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) - \\
& - k_4 b (Z + b \cdot \operatorname{tg} \varphi + c \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) + \\
& + n_1 a (\dot{Z} - a \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} - d \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) - \\
& - n_2 b (\dot{Z} + b \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} - d \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) + \\
& + n_3 a (\dot{Z} - a \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} + c \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) - \\
& - n_4 b (\dot{Z} + b \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} + c \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) + \\
& + (m_{n2} \ddot{x}_2 - n_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 + m_{n4} \ddot{x}_4 - n_4 \dot{x}_4 - k_4 x_4) \cdot b - \\
& - (m_{n1} \ddot{x}_1 - n_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 + m_{n3} \ddot{x}_3 - n_3 \dot{x}_3 - k_3 x_3) \cdot a + \\
& + (T_1 + T_2 + T_3 + T_4) \cdot h,
\end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
I_x \ddot{\beta} = & k_1 d (Z - a \cdot \operatorname{tg} \varphi - d \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \\
& + k_2 d (Z + b \cdot \operatorname{tg} \varphi - d \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \\
& - k_3 c (Z - a \cdot \operatorname{tg} \varphi + c \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \\
& - k_4 c (Z + b \cdot \operatorname{tg} \varphi + c \cdot \operatorname{tg} \beta + f) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \\
& + n_1 d (\dot{Z} - a \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} - d \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \\
& + n_2 d (\dot{Z} + b \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} - d \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \\
& - n_3 c (\dot{Z} - a \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} + c \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \\
& - n_4 c (\dot{Z} + b \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cdot \dot{\varphi} + c \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \cdot \dot{\beta}) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \\
& + (m_{n2} \ddot{x}_2 - n_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 + m_{n4} \ddot{x}_4 - n_4 \dot{x}_4 - k_4 x_4) \cdot c - \\
& - (m_{n1} \ddot{x}_1 - n_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 + m_{n3} \ddot{x}_3 - n_3 \dot{x}_3 - k_3 x_3) \cdot d + M_x.
\end{aligned} \tag{14}$$

За розробленою системою рівнянь можна передбачити характер виникнення коливань під дією гальмівних сил та дорожніх нерівностей і таким чином передбачати викликані цими коливаннями збурення гальмівного приводу по навантаженню або висоті підресореної маси. Для швидкого та якісного чисельного моделювання за отриманою системою у середовищі MATLAB/SIMULINK розроблена комп'ютерна модель та проведені розрахунки для автобуса БАЗ-А079.09 «Еталон» Бориспільського автобусного заводу.

**Комп'ютерне моделювання.** Розроблена модель складається з блоків введення початкових даних, підсистем розв'язку рівнянь та блоків виводу. Розв'язок рівнянь виконується за допомогою подвійного чисельного

інтегрування інтегратором ode45. Блоки введення даних реалізовані у вигляді констант, значення яких можна ввести перед стартом розрахунку. Блоками виведення є стандартний осцилограф (Scope) та вивід у простір моделі (ScopeData). Загальний вид моделі наведений на рисунку 2.

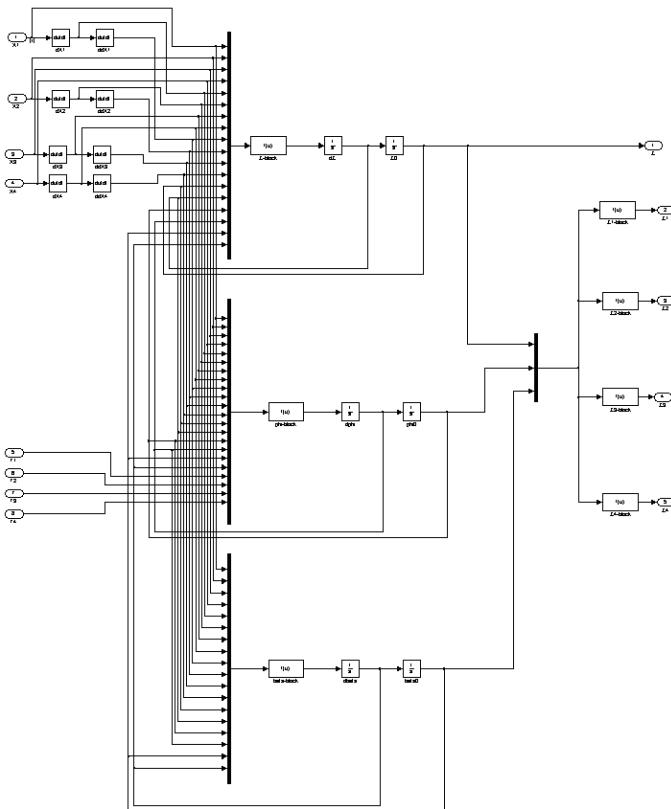


Рисунок 2 – Загальний вид моделі коливальної системи

Розглянемо початкові дані для автобуса БАЗ-А079.09 «Еталон». У розрахунках використовувалися наступні дані:

- повна маса – 7730 кг,
- відстань від центра мас до передньої вісі – 2.088 м,
- відстань від центра мас до задньої вісі – 1.711 м,
- поздовжній момент інерції підресореної маси – 44504.63 кг·м<sup>2</sup>,
- поперековий момент інерції підресореної маси – 10834.3 кг·м<sup>2</sup>,
- статичний прогин підвіски – 0.095 м за непідресореної маси 4500 кг

Для умов екстреного гальмування на межі коефіцієнту гальмування  $z = 0.8$  зі швидкості 80 км/год отримані наступні графіки відносних переміщень непідресореної маси щодо кожного з коліс (дивись рисунки 3-5).

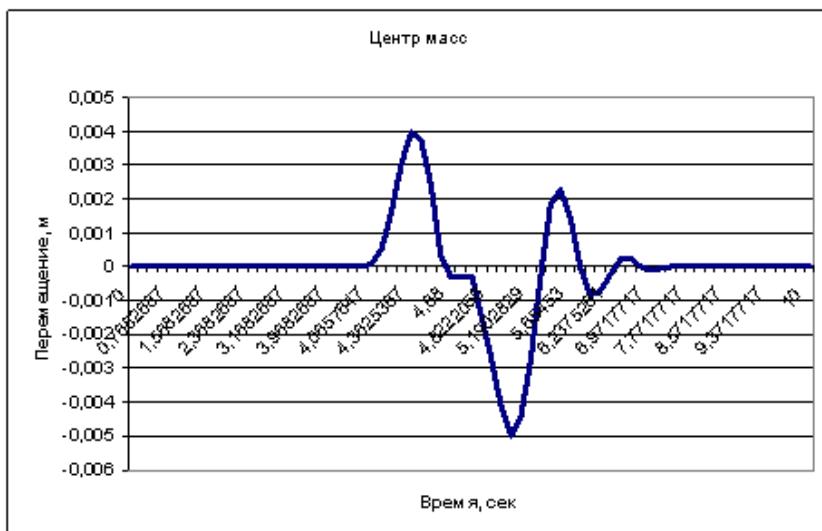


Рисунок 3 – Коливання центра мас



Рисунок 4 – Коливання передньої частини

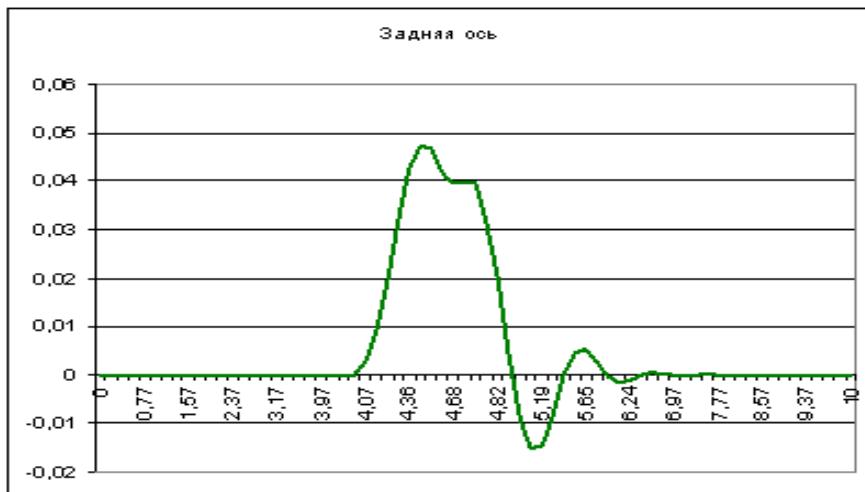


Рисунок 5 – Коливання задньої частини

Таким чином, максимальне відхилення центра мас є у межах 3-5 мм, що є нормою, так як виконується умова (1). При цьому, відхилення передньої та задньої частин автомобіля є симетричними і досягають 50 мм, що є типовим для цього автобуса в умовах заводських випробувань. Отримані результати дозволяють використовувати модель як компонент замкненої системи «водій-автомобіль – дорожнє середовище» у дослідженнях впливу процесу руху на виникнення збурень у приводі гальмівних систем автобусів та вантажних автомобілів.

**Висновки.** У статті розглянута коливальна модель двовісової чотириколісної машини, що дозволяє визначати амплітуду та частоту коливань за вертикальним поступальним переміщенням центра мас і двома кутовими переміщеннями підресореної маси відносно нього. На основі отриманої з допомогою метода Лагранжа системи диференційних рівнянь розроблена комп’ютерна модель у системі MATLAB/SIMULINK. Для підтвердження працездатності та адекватності моделі проведений чисельний розрахунок маневру гальмування автобуса БАЗ-А079.09 «Еталон».

**Список літератури:** 1. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств [Текст] / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с. 2. Основы прикладной теории колебаний [Текст] : учеб. пособие / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов и др. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 130 с. 3. Thomas Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics / T.Gillespie, SAE Press, Michigan, 1997 – 640р.

Надійшла до редколегії 11.04.2012

**A.Г. МАМОНТОВ**, ст. преп. НТУ «ХПИ»

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАКТОРА С ПРИЦЕПОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ДОРОГЕ С АСФАЛЬТНЫМ ПОКРЫТИЕМ**

Проведен анализ численных данных, полученных в результате экспериментальных испытаний параметров плавности движения машино тракторного агрегата на базе колесного трактора оснащенного пневматической системой подпрессоривания. Установлены зависимости величин среднеквадратичных ускорений и вертикальных нагрузок от скорости движения по дороге с асфальтовым покрытием, и уровня давления воздуха в системе пневматического рессорного подвешивания.

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті експериментальних випробувань параметрів плавності руху машини тракторного агрегату на базі колісного трактора оснащеного пневматичною системою підресорювання. Встановлено залежності величин середньоквадратичних прискорень та вертикальних навантажень від швидкості руху по дорозі з асфальтним покриттям, та рівня тиску повітря в системі пневматичного ресорного підвішування.

The organized analysis numerical data, got as a result of experimental test parameter to smoothnesses of the motion machine tractor unit on the base of the wheel tractor equiped by pneumatic suspension system. The installed dependencies of the values of the root-mean-square speedups and vertical loads from velocity of the motion on road with asphalt covering, and level of the pressure of the air in pneumatic suspension system.

### **Введение**

Современный колёсный трактор используется не только при выполнении основных сельскохозяйственных операций, связанных с обработкой почвы, но и при выполнении транспортных операций, связанных с перевозкой урожая и различных материалов, применяемых в сельском хозяйстве.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

С целью сокращения затрат связанных со временем перевозок увеличиваются транспортные скорости, что в свою очередь приводит к потерям при перевозке, которые в свою очередь связаны с увеличением колебаний подпрессоренной массы [1]. Для полной сохранности груза недостаточно, чтобы он не отрывался от пола платформы, в связи с чем, обычно принимают, что ускорение не должны превышать величины 0,6 от величины ускорения g силы тяжести [2].

Применение пневматической системы подпрессоривания даёт возможность снизить эксплуатационные расходы ввиду менее жёстких эксплуатационных требований, увеличить срок службы шин, вследствие снижения динамической нагрузки на них [3]. Следует отметить также

уменьшение косвенных расходов в результате уменьшения износа дорожного покрытия, снижения затрат на упаковку грузов [2].

### **Цель и постановка задачи**

Целью эксперимента является оценка плавности хода и динамической нагруженности ходовой системы машинотракторного агрегата, оборудованного комбинированной пневморессорной подвеской [4], а также получение экспериментальных данных характеризующих его движение по дороге с асфальтным покрытием.

### **Постановка эксперимента**

Для исследования плавности хода трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской были проведены испытания трактора Т-150КМ с прицепом 1ПТС-9 на дороге с асфальтным покрытием. При этом регистрировались следующие параметры: ускорения переднего моста, ускорения заднего моста, ускорения рамы, ускорение сидения, а также вертикальные нагрузки на передний и задний мост. Давление воздуха в пневмоподвеске устанавливалось 0,22 и 0,35 МПа.

Проведение испытаний по асфальту обеспечивает постоянство условий эксперимента, что позволяет, осуществить сравнительный анализ.

Для устранения влияния различных конструктивных особенностей не связанных с подпрессориванием трактора на плавность хода испытания проводились на прямолинейном участке асфальтной полосы полигона, расположенного на ровном месте и не имеющего подъема выше 1°. Длина участка составляла 200 м, поверхность асфальта была свободна от влаги, грязи и других покрытий, нарушающих нормальный режим работы трактора. Исследования проводились на транспортных скоростях, в диапазоне 25...37 км/ч.

### **Результаты анализа экспериментальных исследований по определению параметров плавности хода трактора**

Графики оценочных показателей при разных давлениях в подвеске в зависимости от скорости движения, приведены на рисунках 1...3. При давлении 0,22 МПа значения среднеквадратических вертикальных ускорений на переднем мосту и сидении возрастают на всех скоростях движения. Эти же показатели на раме и заднем мосту при скоростях выше 31 км/ч снижаются, что говорит о прохождении подвеской трактора резонансной зоны. Причем, вертикальные ускорения на раме при максимальной скорости на 31% ниже, чем на переднем мосту и на 13% чем на заднем. Среднеквадратические значения ускорений на сидении имеют большие значения вследствие плохих амортизационных свойств сиденья, а также в результате совпадения собственной частоты с собственной частотой подвески трактора.

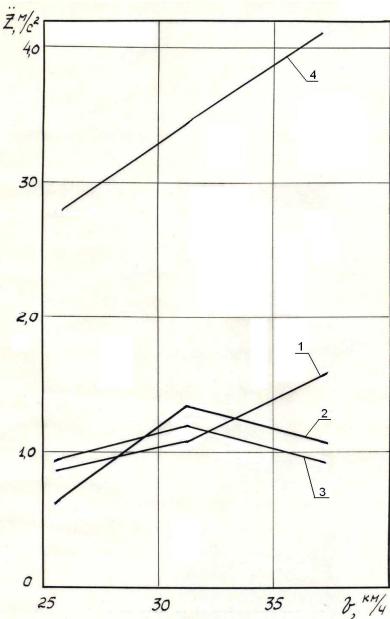


Рисунок 1 – Изменение среднеквадратических вертикальных ускорений трактора при давлении в пневмосистеме 0,22 МПа: 1 - передний мост; 2 - задний мост; 3 - рама; 4 - сиденье.

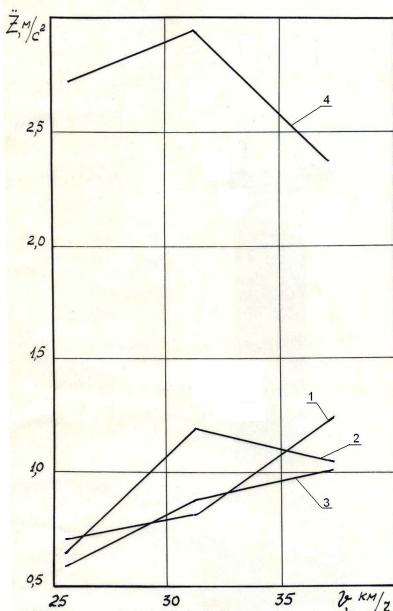


Рисунок 2 – Изменение среднеквадратических вертикальных ускорений трактора при давлении в пневмосистеме 0,35 МПа: 1 - передний мост; 2 - задний мост; 3 - рама; 4 - сиденье.

При давлении воздуха в подвеске 0,35 МПа с ростом скорости до 31 км/ч наблюдается рост абсолютных значений среднеквадратических ускорений, аналогичная ситуация наблюдается при движении по грунтовой дороге [5]. При дальнейшем возрастании скорости движения ускорения на раме и заднем мосту снижаются. На раме при максимальной скорости ускорения на 33% меньше чем на переднем мосту и на 13% чем на заднем мосту. В данном случае наблюдается снижение ускорения на сидении при скоростях выше 31 км/ч, что объясняется увеличившейся жесткостью подвески трактора. Это привело к исключению резонансных явлений между подвесками сиденья и трактора. При сравнении вертикальных ускорений на сидении при разных давлениях в пневмосистеме видно, что максимальные среднеквадратические ускорения при давлении 0,35 МПа на 29% меньше чем при давлении 0,22 МПа. Значения ускорений в остальных характерных точках трактора приблизительно одинаковы, но все-таки несколько ниже при давлении в подвеске 0,35 МПа.

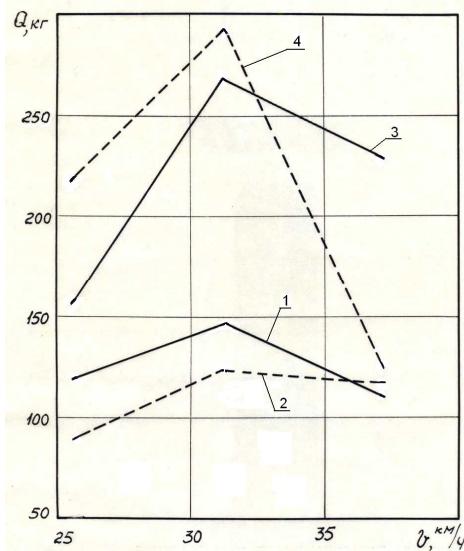


Рисунок 3 – Изменение среднеквадратических вертикальных нагрузок трактора: 1 – передняя нагрузка при давлении в пневмосистеме 0,22 МПа; 2 – передняя нагрузка при давлении в пневмосистеме 0,35 МПа; 3 - задняя нагрузка при давлении в пневмосистеме 0,22 МПа; 4 - задняя нагрузка при давлении в пневмосистеме 0,35 МПа.

С повышением скорости движения нагрузки на колеса трактора увеличиваются. Так при давлении 0,22 МПа рост нагрузки на переднее колесо при скорости 31 км/ч выше на 28%, чем при скорости 25 км/ч. При максимальной скорости движения 37 км/ч наблюдается снижение вертикальной нагрузки на переднее колесо на 38%.

При давлении в подвеске 0,35 МПа наблюдается аналогичный характер изменения передней нагрузки в процессе движения. Вертикальные среднеквадратические нагрузки на переднее колесо на 25...44% ниже при давлении в подвеске 0,35 МПа, чем при давлении 0,22 МПа. На максимальной скорости движения вертикальные нагрузки при давлении 0,35 МПа выше на 12%, чем при давлении 0,22 МПа.

Вертикальные среднеквадратические нагрузки на заднее колесо также возрастают с увеличением скорости до 31 км/ч для обоих значений давления в подвеске. При давлении в системе 0,22 МПа значение вертикальной нагрузки при скорости 31 км/ч на 50% выше, чем на скорости 25 км/ч. На максимальной скорости движения происходит снижение вертикальной нагрузки на заднее колесо по сравнению с резонансной скоростью на 15%.

Такой же характер изменения вертикальной нагрузки при давлении 0,35 МПа. Только здесь наблюдается значительное уменьшение нагрузки (на 69%) при максимальной скорости по сравнению со скоростью 31 км/ч.

При сопоставлении среднеквадратических нагрузок на заднее колесо видно, что при давлении 0,22 МПа они ниже на 10...36% при скорости движения до 31 км/ч и выше на 62% при максимальной скорости движения.

## Выводы

Анализ проведенных экспериментальных исследований показывает, что при максимальной скорости движения 37 км/ч наблюдается увеличение среднеквадратичных вертикальных ускорений с одновременным снижением среднеквадратичных нагрузок на передние и задние колёса трактора при давлении в пневмосистеме 0,35 МПа. Так применение пневморессорной подвески позволяет снизить динамическую нагруженность ходовой системы трактора, однако для более полной оценки плавности хода трактора с пневморессорной подвеской необходимо проведение сравнительных испытаний.

**Список литературы:** 1. Програма розвитку автомобілебудування України. Постанова Кабінету Міністрів України від 15.09.93. №732. 2. Г.О. Равкин Пневматическая подвеска автомобиля. – М.: МАШГІЗ, 1962. – 288с. 3. Великодний В.М., Мамонтов А.Г. Исследование нагруженности ходовой системы колёсного трактора с пневморессорной подвеской // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. - №38. – 174. 4. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с. 5. Великодний В.М., Мамонтов А.Г. Исследование плавности движения трактора с прицепом по грунтовой дороге // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. - №18. – 152.

Поступила в редакцию 11.04.2012

# ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 621.313

**Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ** канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

**А.С. МАСЛИЙ** инж. НТУ «ХПИ»;

**С.Г. БУРЯКОВСКИЙ** канд. техн. наук, доц. УкрДАЗТ, Харків;

**Н.А. ГОРДЕЕВА** инж. НТУ «ХПИ»

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕАКТИВНОГО ИНДУКТОРНОГО ТРЕХОБМОТОЧНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ**

В работе предложена математическая модель реактивного индукторного трехобмоточного электромеханического преобразователя на основе решения уравнения Лагранжа для электромеханической системы.

У роботі запропоновано математичну модель реактивного індукторного триобмоткового електромеханічного перетворювача на основі рішення рівняння Лагранжа для електромеханічної системи.

The paper presents a mathematical model of jet-winding inductor electromechanical transducer based on the solution of Lagrange equations for electromechanical systems.

Для моделирования электромеханических преобразователей различных типов в настоящее время используются различные подходы. Первый из них моделирование на основе уравнений обобщенного электромеханического преобразователя энергии [1]. При создании таких моделей принимаются допущения о линейности магнитной системы, равномерности (гладкости) воздушного зазора. Эти допущения позволяют создавать модели систем с относительно слабыми нелинейностями. Учет локальных насыщений, таких как насыщения оснований или коронок зубцов, которые свойственны современным высокоиспользуемым ЭМП, при таком подходе невозможен. Поэтому широко используемые в настоящее время модели, созданные на этом принципе имеют значительные погрешности. Однако главным достоинством их является возможность реализовать программно-ориентированные модели позволяющие проводить расчеты динамических процессов достаточно быстро, а на современном уровне техники даже близко с реальным временем. Это позволяет использовать их в качестве основы для алгоритмов управления микропроцессорными системами автоматизированных приводов различных типов.

Вторым подходом является составления «цепно-полевой» модели ЭМП. [2,3]. При таком подходе авторами предлагается определять параметры ЭМП по результатам расчета магнитного поля. Обычно для этого предлагается использование численных методов таких, как метод конечных элементов.

Полученные таким образом параметры магнитного поля (потокосцепления, собственные и взаимные индуктивности) идентифицируют математическую модель. Эти модели значительно точнее описывают процессы в ЭМП однако машинное время для расчетов значительно увеличивается Порядок таких моделей можно оценить виде системы в которой используется десятки, сотни тысяч нелинейных алгебраических уравнений, которые в свою очередь идентифицируют параметры 1- 10 (а для асинхронного двигателя нескольких десятков [3]) дифференциальных уравнений.

Предлагаемый нами подход позволит создать математическую модель ЭМП порядок которой будет значительно ниже порядка модели предложенной [2,3], однако она будет учитывать локальные насыщения и нелинейности ЭМП.

Целью данной статьи является создание математической модели реактивного индукторного трехобмоточного электромеханического преобразователя.

Основные энергетические параметры ЭМП представлены в табл. и на рис. где  $q_A, q_B, q_C$ , - электрические заряды двигающиеся в фазах А, В и С соответственно,  $\gamma$  - угловая координата ротора,  $i_A, i_B, i_C$  - токи в фазах А, В и С соответственно,  $\omega$  - угловая скорость ротора,  $\psi_A, \psi_B, \psi_C$  - потокосцепления фаз,  $J$  - момент инерции ротора,  $e_A, e_B, e_C$  - напряжения приложенные к фазам А, В и С соответственно,  $M_C$  - момент сопротивления на валу ЭМП.

Если рассматривается действие неконсервативной силы  $Q_k$  по k-ой координате  $q_k$  совместно с консервативными силами системы, то согласно принципу Даламбера при динамическом равновесии сумма всех сил, включая неконсервативные, должна равняться нулю. Поэтому уравнение Лагранжа имеет следующий вид:

$$\frac{\partial L}{\partial q_k} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \left( \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} \right) + Q_k = 0, \quad (1)$$

где  $L$  - силовая функция Лагранжа,  $F$  - релеева функция, описывающая потери в системе.

После определения обобщенных координат выбираем силовую функцию Лагранжа или лагранжиан,  $L(q, \dot{q}, t)$ , который будем использовать для получения уравнений движения. Лагранжиан определяется как разность между кинетической коэнергией  $T$  и потенциальной энергией  $V$ , т.е.:

$$L = T - V. \quad (2)$$

Через обобщенные переменные запишем выражения для кинетической коэнергии и потенциальной энергии для консервативной части системы по следующим уравнениям:

- кинетическая коэнергия:

$$T = \int_{0, \dots, 0}^{q_1, \dots, q_N} \sum_{k=1}^N p_k(q_1, \dots, q_N; \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_N; t) d\dot{q}_k \quad (3)$$

- потенциальная энергия:

$$V = \int_{0, \dots, 0}^{q_1, \dots, q_N} \sum_{k=1}^N -f_k(q_1, \dots, q_N; t) dq_k \quad (4)$$

Таблица – Основные энергетические параметры реактивного индукторного трехобмоточного электромеханического преобразователя

Тип координаты	Электрическая	Электрическая	Электрическая	Механическая
$k$	1	2	3	4
$q_k$	$q_A$	$q_B$	$q_C$	$\gamma$
$q'_k$	$i_A$	$i_B$	$i_C$	$\omega$
$p_k$	$\psi_A$	$\psi_B$	$\psi_C$	$J\omega$
$-f_k$	0	0	0	0
$Q_k$	$e_A$	$e_B$	$e_C$	$M_C$

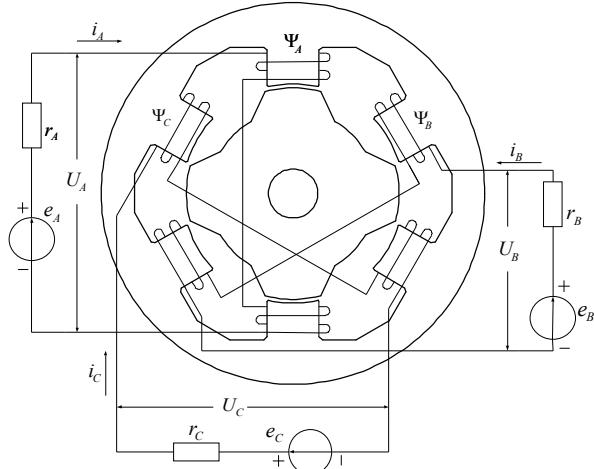


Рисунок – Схема реактивного индукторного трехобмоточного ЭМП

Через обобщенные координаты запишем выражения для кинетической коэнергии и потенциальной энергии для консервативной части системы по уравнениям (2) и (3) получим:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J\omega^2 + \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C$$

$$V = 0.$$
(5)
(6)

Найдем консервативный лагранжиан по (2):

$$L = T - V = \frac{1}{2} \cdot J\omega^2 + \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C$$
(7)

Запишем релееву функцию потерь для трехфазного ЭМП:

$$F = \frac{1}{2} r_A i_A^2 + \frac{1}{2} r_B i_B^2 + \frac{1}{2} r_C i_C^2 + \frac{1}{2} \alpha \omega^2$$
(8)

Подстановка вышеописанного в уравнение Лагранжа дает следующие уравнения для динамической системы индукторного трехобмоточного ЭМП:

$$e_A - \frac{d\Psi_A}{dt} - \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial \left( \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right)}{\partial i_A} \right] - r_A i_A = 0$$
(9)

$$e_B - \frac{d\Psi_B}{dt} - \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial \left( \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right)}{\partial i_B} \right] - r_B i_B = 0$$
(10)

$$e_C - \frac{d\Psi_C}{dt} - \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial \left( \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right)}{\partial i_C} \right] - r_C i_C = 0$$
(11)

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{\partial \left( \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right)}{\partial \gamma} + \frac{\partial \left( \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right)}{\partial \gamma} \right] - J \frac{d\omega}{dt} - \alpha \omega + M_c = 0 \end{aligned}$$
(12)

Уравнения (9)-(11) являются уравнениями электрического баланса, а уравнение (12) - механического.

$$\frac{\partial \left( \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right)}{\partial \gamma}$$

Выражение определяет электромагнитный момент трехфазного ЭМП ( $M_e$ ).

Для получения математической модели относительно токов выражения для тока в фазах ЭМП в уравнениях электрического равновесия произведем следующую замену:

$$\Psi'_A = \left( \Psi_A + \frac{\partial \left( \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right)}{\partial i_A} \right) \quad (13)$$

$$\Psi'_B = \left( \Psi_B + \frac{\partial \left( \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right)}{\partial i_B} \right) \quad (14)$$

$$\Psi'_C = \left( \Psi_C + \frac{\partial \left( \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A + \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right)}{\partial i_C} \right) \quad (15)$$

После преобразования получим следующую систему уравнений электрического баланса:

$$\begin{cases} e_A - \frac{d\Psi'_A}{dt} - r_A i_A = 0 \\ e_B - \frac{d\Psi'_B}{dt} - r_B i_B = 0 \\ e_C - \frac{d\Psi'_C}{dt} - r_C i_C = 0 \end{cases} \quad (16)$$

Поскольку в нашем случае потокосцепление – это сложная функция, которая зависит от четырёх переменных ( $i_A, i_B, i_C, \gamma$ ), то производные  $\frac{d\Psi'_A}{dt}, \frac{d\Psi'_B}{dt}, \frac{d\Psi'_C}{dt}$  можно представить в таком виде:

$$\frac{d\Psi'_A}{dt} = \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_A} \cdot \frac{di_A}{dt} + \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_B} \cdot \frac{di_B}{dt} + \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_C} \cdot \frac{di_C}{dt} + \frac{\partial\Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad (17)$$

$$\frac{d\Psi'_B}{dt} = \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_A} \cdot \frac{di_A}{dt} + \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_B} \cdot \frac{di_B}{dt} + \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_C} \cdot \frac{di_C}{dt} + \frac{\partial\Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad (18)$$

$$\frac{d\Psi'_C}{dt} = \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_A} \cdot \frac{di_A}{dt} + \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_B} \cdot \frac{di_B}{dt} + \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_C} \cdot \frac{di_C}{dt} + \frac{\partial\Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad (19)$$

Подставим выражения (17-19) в уравнения системы (16) и получим её в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_A} \cdot \frac{di_A}{dt} + \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_B} \cdot \frac{di_B}{dt} + \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_C} \cdot \frac{di_C}{dt} + \frac{\partial\Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega + r_A i_A &= e_A \\ \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_A} \cdot \frac{di_A}{dt} + \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_B} \cdot \frac{di_B}{dt} + \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_C} \cdot \frac{di_C}{dt} + \frac{\partial\Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega + r_B i_B &= e_B \\ \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_A} \cdot \frac{di_A}{dt} + \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_B} \cdot \frac{di_B}{dt} + \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_C} \cdot \frac{di_C}{dt} + \frac{\partial\Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega + r_C i_C &= e_C \end{aligned} \quad (20)$$

Такая система представляет собой систему с тремя неизвестными

относительно производных  $\frac{di_A}{dt}, \frac{di_B}{dt}, \frac{di_C}{dt}$ , решив которую методом Крамера получим:

$$\frac{di_A}{dt} = \frac{\begin{vmatrix} e_A - \frac{\partial\Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A & \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_B} & \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_C} \\ e_B - \frac{\partial\Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B & \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_B} & \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_C} \\ e_C - \frac{\partial\Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C & \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_B} & \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_C} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_A} & \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_B} & \frac{\partial\Psi'_A}{\partial i_C} \\ \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_A} & \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_B} & \frac{\partial\Psi'_B}{\partial i_C} \\ \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_A} & \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_B} & \frac{\partial\Psi'_C}{\partial i_C} \end{vmatrix}} \quad (21)$$

$$\frac{di_B}{dt} = \frac{\begin{vmatrix} \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} & \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] & \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \\ \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} & \left[ e_B - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B \right] & \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \\ \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} & \left[ e_C - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C \right] & \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} & \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \\ \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} & \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \\ \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} & \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} \end{vmatrix}} \quad (22)$$

$$\frac{di_C}{dt} = \frac{\begin{vmatrix} \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} & \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \\ \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} & \left[ e_B - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B \right] \\ \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} & \left[ e_C - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C \right] \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} & \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \\ \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} & \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \\ \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} & \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} & \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} \end{vmatrix}} \quad (23)$$

Введём следующие обозначения:  $D$  – знаменатель в формулах (21-23),  $D_A, D_B, D_C$  – числители в формулах (21-23) для соответствующих токов.

Проанализировав выше сказанное, сведем в единую систему (24) все уравнения, которые будут необходимы в дальнейшем для создания математической модели ВИМ. Такая система состоит из уравнений электрического и механического равновесия:

$$\begin{cases} \frac{di_A}{dt} = \frac{D_A}{D} \\ \frac{di_B}{dt} = \frac{D_B}{D} \\ \frac{di_C}{dt} = \frac{D_C}{D} \\ M_{AB} - \alpha\omega - M_C = J \frac{d\omega}{dt} \\ \omega = \frac{d\gamma}{dt} \end{cases} \quad (24)$$

где

$$\begin{aligned} D &= \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} \cdot \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} \cdot \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} + \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} \cdot \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \cdot \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} + \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \cdot \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} \cdot \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} - \\ &\quad - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \cdot \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} \cdot \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} \cdot \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \cdot \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} \cdot \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \cdot \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A}, \\ D_A &= \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} + \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \left[ e_C - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C \right] + \\ &\quad + \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \left[ e_B - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B \right] \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} \left[ e_C - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C \right] - \\ &\quad - \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} \left[ e_B - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B \right] \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C}, \\ D_B &= \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} \left[ e_B - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B \right] \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} + \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} + \\ &\quad + \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} \left[ e_C - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C \right] - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} \left[ e_B - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_B i_B \right] \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} \\ &\quad - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} \left[ e_C - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_C i_C \right] - \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
D_c &= \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} \left[ e_c - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_c i_c \right] + \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} \left[ e_b - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_b i_b \right] \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} + \\
&+ \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} - \left[ e_A - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_A i_A \right] \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} - \\
&- \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} \left[ e_b - \frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_b i_b \right] \frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} - \frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} \frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} \left[ e_c - \frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} \cdot \omega - r_c i_c \right] \quad , \\
\frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_A} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right]^2}{\partial^2 i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right]^2}{\partial^2 i_A} , \\
\frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_B} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_B} + \frac{\partial \Psi_B}{\partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right]^2}{\partial i_A \partial i_B} , \\
\frac{\partial \Psi'_A}{\partial i_C} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_C} + \frac{\partial \Psi_C}{\partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right]^2}{\partial i_A \partial i_C} , \\
\frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_A} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_B} + \frac{\partial \Psi_B}{\partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right]^2}{\partial i_A \partial i_B} , \\
\frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_B} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_B} + \frac{\partial \Psi_B}{\partial i_B} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A \right]^2}{\partial i_B \partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right]^2}{\partial^2 i_B} , \\
\frac{\partial \Psi'_B}{\partial i_C} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_C} + \frac{\partial \Psi_B}{\partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A \right]^2}{\partial i_B \partial i_C} , \\
\frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_A} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial i_C} + \frac{\partial \Psi_C}{\partial i_A} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right]^2}{\partial i_A \partial i_C} ,
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_B} &= \frac{\partial \Psi_B}{\partial i_C} + \frac{\partial \Psi_C}{\partial i_B} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A \right]^2}{\partial i_B \partial i_C}, \\
\frac{\partial \Psi'_C}{\partial i_C} &= \frac{\partial \Psi_C}{\partial i_C} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A \right]^2}{\partial^2 i_C} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right]^2}{\partial^2 i_C}, \\
\frac{\partial \Psi'_A}{\partial \gamma} &= \frac{\partial \Psi_A}{\partial \gamma} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right]^2}{\partial i_A \partial \gamma} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right]^2}{\partial i_A \partial \gamma}, \\
\frac{\partial \Psi'_B}{\partial \gamma} &= \frac{\partial \Psi_B}{\partial \gamma} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A \right]^2}{\partial i_B \partial \gamma} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_C} \Psi_C(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_C \right]^2}{\partial i_B \partial \gamma}, \\
\frac{\partial \Psi'_C}{\partial \gamma} &= \frac{\partial \Psi_C}{\partial \gamma} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_A} \Psi_A(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_A \right]^2}{\partial i_C \partial \gamma} + \frac{\partial \left[ \int_0^{i_B} \Psi_B(i_A, i_B, i_C, \gamma) di_B \right]^2}{\partial i_C \partial \gamma}.
\end{aligned}$$

## Выводы.

1. Разработана математическая модель реактивного индукторного трехобмоточного электромеханического преобразователя на основе решения уравнения Лагранжа для электромеханической системы которая позволяет учесть взаимное влияние потоков от обмоток различных фаз.
2. Для реализации программно-ориентированной модели ЭМП необходимо провести идентификацию ее параметров, что будет проведено авторами в дальнейших работах.
3. Полученная математическая модель может быть использована, как универсальная модель для любого трехобмоточного ЭМП.

**Список литературы**

1. Уайт Д. Электромеханическое преобразование энергии / Д. Уайт, Г. Вудсон – Москва: Издательство «Энергия», 1964. – с.528.
2. Рымша В.В. Усовершенствованная цепно-полевая модель вентильно-реактивного двигателя / В. В. Рымша, И.Н. Радимов, М.В. Гулый, П.А. Кравченко // Електротехніка і електромеханіка.– 2010.– №5. – С. 24–26.
3. Коллахчан П.Г. Адаптивное управление асинхронным тяговым приводом магистральных электровозов. – Ростов н/Д: «Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион», 2006. – 131с.

Поступила в редакцию 03.04.2012

**C.В. МИХАЛКІВ**, канд. техн. наук, доц. УкрДАЗТ, Харків;  
**В.Г. РАВЛЮК**, УкрДАЗТ, Харків

## АПАРАТ ДЛЯ КЛАСИФІКАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ РУХОМОГО СКЛАДУ

В даній статті розглядаються особливості використання апарату штучних нейронних мереж для цілей класифікації великої кількості діагностичної інформації, отриманої від сучасних вібродіагностичних комплексів. Встановлено, що застосування нейронної мережі типу радіальної базисної функції дозволяє класифікувати технічний стан елементів підшипників качення рухомого складу з точністю 88,48 %.

В данной статье рассматриваются особенности использования аппарата искусственных нейронных сетей для целей классификации большого количества диагностической информации, полученной от современных вибродиагностических комплексов. Установлено, что применение нейронной сети типа радиальной базисной функции позволяет классифицировать техническое состояние элементов подшипников качения подвижного состава с точностью 88,48 %

The properties of artificial neural networks in classification of large amount of diagnostics information are introduced in this paper. The apply of artificial neural networks is found possible in classification a technical condition of the rolling bearings elements of the rolling stock with the accuracy 88,48 %.

**Вступ.** Проблема технічного діагностування буксових вузлів рухомого складу залізниць може розглядатися як частина загальної проблеми – розпізнавання образів. В основі теорії розпізнавання образів лежить аналіз ознак певного об'єкта, що дозволяє визначити одну або більшу кількість найбільш істотних, але недоступних для спостереження характеристик. При розв'язанні завдання розпізнавання доводиться ідентифікувати значущі характеристики об'єкту на підставі непрямих даних та ознак поточного образу – стану, що відповідає цим ознакам.

Традиційний і найпоширеніший підхід до розв'язання завдань параметричного діагностування полягає в тому, що вибирають деяку сукупність параметрів, проводять їх вимірювання, отримані значення порівнюють із значеннями границь області працездатності. При виконанні умов принадлежності кожного з параметрів заданої для цієї області до певних класів стану ухвалюється рішення про ступінь працездатності вузла, що діагностується.

Позитивні результати при діагностуванні зазвичай одержують там де виявляється можливим застосовувати непараметричні методи, що здійснюють принцип поділу об'єктів різних класів. Основні труднощі при цьому полягають у завданні обмеженої множини поверхонь або їх наборів, що визначають розподіл. Такі методи найбільш ефективні в завданнях, де є числові ознаки об'єктів стану, які можуть бути розділені поверхнями досить

простого виду.

Під час вирішення діагностичних завдань виникають значні труднощі у визначенні дефектів, бо дефекти можуть маскуватися під нормальній стан, однакові дефекти можуть проявлятися по-різному, а дефекти різного ступеня значимості надавати однакові ознаки. Крім того, необхідно враховувати, що параметричний і вібраційний стан кожного підшипника кочення є його індивідуальною характеристикою, базовою для формування діагнозу про технічний стан. Усе це в цілому ускладнює автоматизацію постановки достовірного діагнозу. Імовірності хибної реєстрації або пропуску дефекту в складних системах, до яких відносяться буксові вузли, не задовільняють сучасним вимогам.

**Аналіз останніх публікацій.** У останні десятиліття в світі бурхливо розвивається нова прикладна область математики, що спеціалізується на штучних нейронних мережах (ШНМ) [1, 2]. Актуальність досліджень у цьому напрямку підтверджується масою різних застосувань ШНМ. Це автоматизація процесів розпізнавання образів, адаптивне керування, апроксимація функціоналів, прогнозування, створення експертних систем, організація асоціативної пам'яті тощо [3, 4].

Вживають спроби використання ШНМ і для діагностики циліндричних роликових підшипників. Однак дотепер не зроблений крок у напрямку узагальнення наявних можливостей і побудови єдиної уніфікованої інтелектуальної структури, на базі якої можна побудувати систему, незалежну (або мінімально залежну) від діяльності людини. Широке коло завдань, які необхідно вирішувати при діагностуванні буксовых вузлів з підшипниками кочення із використанням ШНМ, нині не дозволяє створювати потужні універсальні мережі, змушуючи розробляти спеціалізовані ШНМ, що функціонують по різних алгоритмах. Окремим завданням у цьому випадку є організація спільної роботи ШНМ різного типу та архітектури, іхне навчання й необхідна попередня обробка вихідних даних.

**Мета статті** – обґрунтування вимог з побудови й класифікації діагностичної інформації, що надається вібросимірувальними засобами, апаратом штучних нейронних мереж, як дієвої конструкції обробки величого масиву досліджуваної інформації.

**Вибір апарату для класифікації технічного стану підшипників кочення буксовых вузлів рухомого складу.** Тенденція практичної реалізації систем діагностики – формалізація, спрощення й автоматизація процесу постановки діагнозу. Особливості діагностування підшипників кочення пов’язане зі складнощами визначення термінів повного руйнування їх елементів. Найбільш простим та інформативним параметром для комплексної оцінки технічного стану підшипника кочення є вібрація. Існують багато

різних діагностичних методів за ступенем складності обробки результатів, яким притаманна певна випадковість [3], а ШНМ відносяться до статистичних математичних методів, що дозволяють ставити діагноз при значних випадкових складових сигналу, що обробляється. Отже, для оцінки результатів діагностування буксового вузла з підшипниками кочення доцільно будувати експертну систему на основі математичного апарату ШНМ.

Нині у вібродіагностиці сформовані таблиці «характерних частот», на яких проявляються відомі дефекти. Ці таблиці можуть бути використані як основні правила для створення системи автоматизованого діагностування (САД). Однак реалізація й ефективність практичного використання може сильно відрізнятися в різних системах.

Побудову ШНМ слід здійснювати таким чином, щоб на вхід мережі подавалися нормовані значення амплітуд віброшвидкості й віброприскорення на відповідних частотах і дотримуватися ідеї використання однієї архітектури мережі й різних характеристик цієї мережі для одержання діагнозів стану підшипників кочення. Мережа характеризується властивими її коефіцієнтами ваг. Шляхом добору цих характеристик для різних підшипників можливе складання списку характеристик мережі стосовно до конкретних типорозмірів підшипників.

Навчання ШНМ – процес одержання ваг стосовно до певного типу підшипника. При навчанні пропонується використовувати математичну модель підшипника, а саме вібраційний спектр деякого віртуального підшипника, (тобто послідовність частот і амплітуд вібрацій, які відповідають даним частотам) зміни характеристик якого повністю контролюються. При навчанні задається пара: вібраційний спектр і діагноз. Діагноз відображає технічний стан, якому відповідає даний спектр. Таким чином відбувається «навчання із учителем».

У підсумку створення САД підшипників повинна бути спроектована єдина архітектура ШНМ. До даної архітектури мережі додається список характеристик (ваг) відносно конкретних типорозмірів підшипників. У процесі експлуатації можливе додаткове навчання мережі діагностичними даними, що накопичуються. Єдиний архітектурі передує комп'ютерне моделювання ШНМ для класифікації результатів діагностування на прикладі нормального (бездефектного) підшипника й підшипника, що має дефект на зовнішньому кільці. Одним із варіантів розв'язку поставленого завдання є застосування ШНМ типу RBF (радіально-базисна мережа), побудованої певним чином. У процесі моделювання визначається необхідна кількість елементів мережі, а також вагові коефіцієнти й зсув мережі.

Математичну основу ШНМ типу RBF становить метод потенціальних функцій, розроблений М. А. Айзерманом, Е. М. Браверманом і

Л. І. Розоноером [1], що дозволяє подати деяку функцію  $y(x)$  у вигляді суперпозиції потенціальних або базисних функцій  $f_i(x)$ .

$$y(x) = \sum_{i=1}^N a_i f_i(x) = a^T f(x), \quad (1)$$

де  $a_i(t) = (a_1, a_2, \dots, a_N)^T$  – вектор параметрів, які підлягають визначенню;

$$f(x) = (f_1(x), f_2(x), \dots, f_N(x))^T – вектор базисних функцій.$$

У ШНМ типу RBF як базисні обираються деякі функції відстані між векторами:

$$f_i(x) = f(\|x - c_i\|). \quad (2)$$

Вектори  $c_i$  називають центрами базисних функцій. Функції  $f_i(x)$  обираються невід'ємними й зростаючими при зменшенні  $\|x - c_i\|$ . Як міра близькості векторів  $x$  і  $c_i$  вибираються за звичай або евклідова метрика  $\|x - c_i\| = (\sum_{j=1}^N (x_j - c_{ij})^2)^{\frac{1}{2}}$ , або манхетенська  $\|x - c_i\| = \sum_{j=1}^N |x_j - c_{ij}|$  де  $|x_j - c_{ij}| = (x_j - c_{ij}) \operatorname{sgn}(x_j - c_{ij})$ ,

$$\operatorname{sgn}(x_j - c_{ij}) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } (x_j - c_{ij}) > 0; \\ 0, & \text{якщо } (x_j - c_{ij}) = 0; \\ -1, & \text{якщо } (x_j - c_{ij}) < 0. \end{cases} \quad (3)$$

ШНМ типу RBF мають високу швидкість навчання, відсутні проблеми із «застряганням» у локальних мінімумах. Однак у зв'язку з тим, що при виконанні безпосередньо класифікації здійснюються досить складні обчислення, зростає час отримання результату.

Інформація про образи ШНМ типу RBF передається із вхідного шару на прихованій, що є шаблонним і містить  $p$  нейронів. Кожен нейрон шаблонного шару, отримуючи повну інформацію про вхідні сигнали  $x$ , обчислює функцію:

$$f_i(x) = f((x - c_i)^T R^{-1} (x - c_i)), i = \overline{1, p}, \quad (4)$$

де  $\mathbf{X}$  – вектор вхідних сигналів ( $N \times 1$ );

$\mathbf{C}_i$  – вектор центрів ( $N \times 1$ );

$R$  – вагова матриця.

Структура ШНМ типу RBF наведена на рис. 1.

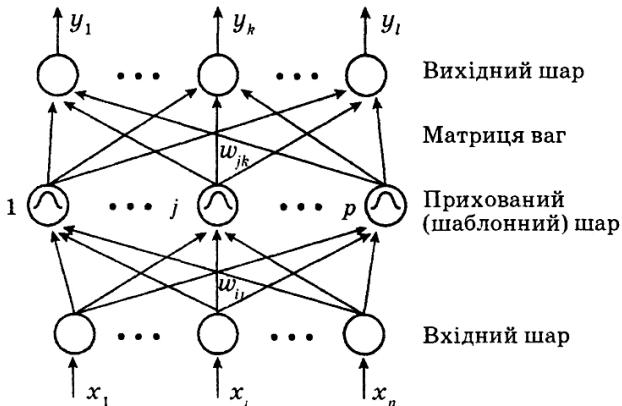


Рисунок 1 – Структура ШНМ типу RBF

ШНМ типу RBF характеризують три типи параметрів:

- лінійні вагові параметри вихідного шару  $W_{ij}$  ( входять в опис мережі лінійно);
- центри  $\mathbf{C}_i$  – нелінійні ( входять в опис нелінійно) параметри прихованого шару;
- відхилення (радіуси базисних функцій)  $\sigma_{ij}$  – нелінійні параметри прихованого шару.

Навчання мережі, що полягає у визначенні цих параметрів, може зводитися до одного з варіантів:

- задаються центри й відхилення, а обчислюються тільки ваги вихідного шару;
- визначаються шляхом самонавчання центри й відхилення, а для корекції ваг вихідного шару використовується навчання з учителем;
- визначаються всі параметри мережі за допомогою навчання із учителем.

Перші два варіанти застосовуються в мережах, що використовують базисні функції з жорстко заданим радіусом (відхиленням). Третій варіант,

будучи найбільш складним і трудомістким у реалізації, припускає використання будь-яких базисних функцій.

Отже, навчання мережі полягає в такому:

- визначаються центри  $C_i$ ;
- обираються параметри  $\sigma_i$ ;
- обчислюються елементи матриці ваг  $W$ .

Центри  $C_i$  визначають точки, через які має проходити апроксимована функція. Оскільки велика навчальна вибірка призводить до затягування процесу навчання, у ШНМ типу RBF широко використовується кластеризація образів, при якій подібні вектори поєднуються в кластери, що подаються потім у процесі навчання тільки одним вектором. Нині існує досить велика кількість ефективних алгоритмів кластеризації.

Використання кластеризації описується таким чином

$$\hat{y}_i = \frac{\sum_{i=1}^P m_i f_i(x) w_{ij}}{\sum_{i=1}^P m_i f_i(x)}, \quad (5)$$

де  $m_i$  — кількість входних векторів у  $i$ -му кластері.

У найбільш простому варіанті алгоритм кластеризації  $k$ -середнього, направляє кожен образ у кластер, що має найближчий до даного образу центр [1]. Якщо кількість центрів заздалегідь задана або визначена, алгоритм, обробляючи на кожному такті входний вектор мережі, формує в просторі входів мережі центри кластерів. Зі збільшенням кількості тактів ці центри збігаються до центрів даних. Кандидатами у центри є всі виходи прихованого шару, однак у результаті роботи алгоритму буде сформована підмножина найбільш істотних виходів.

Параметр  $\sigma_i$ , що входить у формулу для функцій перетворення, визначає розкид щодо центра  $C_i$ . Варіюючи параметри  $C_i$  і  $\sigma_i$ , намагаються перекрити весь простір образів, не залишаючи порожнин. Використовуючи метод  $k$ -найближчих сусідів, визначають  $k$  сусідів центру  $C_i$ , і усереднюючи, обчислюють середнє значення  $\hat{C}_i$ . Величина відхилення  $\hat{C}_i$

від  $c_i$  слугує підставою для вибору параметра  $\sigma_i$ . На практиці часто виправдовує себе вибір:

$$\sigma = \frac{d}{\sqrt{2p}}, \quad (6)$$

де  $d = \max(c_i - c_k)$  – максимальна відстань між обрамими центрами;

$p$  – кількість нейронів шаблонного шару (образів).

Якщо якість апроксимації є незадовільною, вибір параметрів  $c_i$  і  $\sigma$ , а також визначення ваг  $W$  повторюють доти, поки отримане розв'язання не виявиться задовільним.

У табл. 1 на рис. 2 приведені результати розпізнавання технічного стану підшипників кочення ШНМ типу RBF [5] з різними довжинами тріщин зовнішніх кілець роликових підшипників кочення буксових вузлів вантажних вагонів, вібраційні реалізації яких реєструвались вимірювальним комплексом СВ-01П у вагонному депо "Основа" Південної залізниці.

Таблиця – Ідентифікація пошкоджень ШНМ типу RBF

Довжина тріщини, мм	21,9	28,2	31,3	34,8	37,9
Обрана частота, Гц			76,6		
Відсоток правильно ідентифікованих довжин тріщин зовнішнього кільця					
RBF 12:17-18-5:1	98,0	71,4	69,2	74,6	86,8
RBF 13:16-18-6:1	81,8	83,7	74,5	68,4	90,7
RBF 14:16-20-8:1	99,2	81,6	80,3	89,5	91,8

Таким чином, відповідно до табл. прийнятний результат з виявлення розглянутого пошкодження забезпечила ШНМ типу RBF 14:16-20-8:1 (14 – кількість вхідних змінних, 16-20-8 – кількість елементів в кожному шарі, 1 – кількість вихідних змінних) із середнім результатом розпізнавання тріщини зовнішнього кільця – 88,48 %. Проте ШНМ типу RBF 13:16-18-6:1 із середнім результатом розпізнавання – 79,82 % є найменш точною.

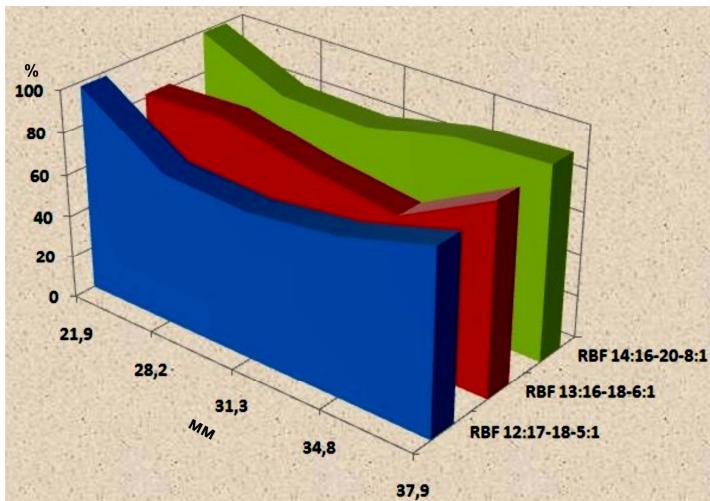


Рисунок 2 – Результати ідентифікації технічного стану зовнішнього кільца підшипника кочення ШНМ типу RBF

### Висновки

Дослідженнями встановлено, що з метою ефективного розпізнавання технічного стану підшипників кочення буксовых вузлів рухомого складу слід застосувати математичний апарат штучних нейронних мереж, як дієвий засіб з обробки й класифікації великої кількості діагностичної інформації, що надається сучасними вібродіагностичними комплексами. Особливості процедури функціонування та конструкції ШНМ типу RBF дозволяє забезпечити результат розпізнавання 88,48 %, що значно переважає можливості оператора зі швидкості й точності.

**Список літератури:** 1. Руденко О. Г. Штучні нейронні мережі. — Харків: ТОВ „Компанія СМІТ“, 2006. – 404 с. 2. Кветный Р. Н., Кабачий В.В., Чумаченко О. О. Вероятностные нейронные сети в задачах идентификации временных рядов. Наукові праці Національного технічного університету. 2010. № 3 – С. 7 – 15. 3. 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. Вибродіагностика – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с. 4. Раевский В. Г. Вібродіагностика та методи діагностування підшипників кочення буксовых вузлів вагонів. Зб. наук. Праць ДонІЗТ. – Донецьк. – 2010. – Вип. 21. – С. 177 – 189. 5. Куліков Г. Б. Диагностика механических систем привода полиграфических машин с использованием искусственных нейронных сетей: Дис. докт. техн. наук: 05.02.13. – Москва, 2008. – 385 с.

*Надійшла до редколегії 05.04.2012*

# ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.43.016.4

*А.П. МАРЧЕНКО*, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
*В.В. ШПАКОВСКИЙ*, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
*О.Ю. ЛИНЬКОВ*, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

## **ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Приведены результаты исследований реостатной мощности дизелей в процессе длительных эксплуатационных испытаний маневровых тепловозов серии ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым поверхностным слоем на днищах поршней. Показано, что установка в дизель маневрового тепловоза поршней с корундовым поверхностным слоем позволила сохранить проектную мощность дизеля после наработки 125 тыс. моточасов в течение 19 лет без замены цилиндкопоршневой группы.

Наведено результати досліджень реостатної потужності дизелів у процесі тривалих експлуатаційних випробувань маневрових тепловозів серії ЧМЕ-3 з поршнями з корундовим поверхневим шаром на днищах поршнів. Показано, що установка в дизель маневрового тепловоза поршнів з корундовим поверхневим шаром дозволила зберегти проектну потужність дизеля після наробітку 125 тис. мотогодин протягом 19 років без заміни циліндкопоршневої групи.

Results of researches of rheostatic power of diesel engines in the course of long operation trials of shunting diesel locomotives of series ЧМЭ-3 with pistons with corundum a blanket on the bottoms of pistons are reduced. It is displayed, that installation in a diesel engine of a shunting diesel locomotive of pistons with corundum a blanket has allowed to save a designed capacity of a diesel engine after an operating time of 125 thousand motor-hours within 19 years without substitution cylinderpistons groups.

**Постановка проблемы и связь с научными и практическими задачами.** В результате износа деталей после длительной эксплуатации дизелей маневровых тепловозов ЧМЭ-3 эффективные показатели дизелей ухудшаются. При проведении текущих ремонтов ТР-3 необходимо восстановить проектную мощность на всех режимах, однако это трудно выполнить даже при установке новой цилиндкопоршневой группы (ЦПГ) с серийными поршнями [1]. Поэтому проблема поддержания на требуемом уровне эффективных показателей дизелей маневровых тепловозов в процессе эксплуатации является актуальной.

**Цель исследований.** Целью исследований является оценка эффективных показателей тепловозного дизеля ЧМЭ-3 без замены ЦПГ с поршнями с корундовым слоем и снижение реостатной мощности на позициях реостата в период 19-летней эксплуатации.

**Обоснование научных и практических результатов.** В феврале 1993 г. во время проведения текущего ремонта (ТР-3) в дизель маневрового тепловоза ЧМЭ-3 №6830 были установлены поршни с корундовым поверхностным слоем для проведения ресурсных эксплуатационных испытаний [2, 3]. При проведении ТР-3 в 1994 г., 1997 г., 1999 г., 2002 г., 2005 г., 2008 г. и 2011 г. осуществлялось измерение параметров дизель-генератора на режимах тепловозной характеристики. За время длительных эксплуатационных испытаний замена цилиндропоршневой группы (ЦПГ) не производилась.

Таблица 1 - Реостатная мощность дизеля тепловоза ЧМЭ - 3 с поршнями с корундовым слоем после наработки 125 тыс. моточасов

Реостатная мощность, кВт		
$n, \text{мин}^{-1}$	$N_{\text{дт}}$	$N_{\text{pk}}$
300	50	54,12
330		138
395		241
400	240	
460		377
525		515
550	517	
605		644
670		753
740		888
750	890	

После установки поршней с корундовым слоем было отмечено повышение реостатной мощности по сравнению с паспортными показателями нового двигателя. В процессе эксплуатации реостатная мощность дизеля постепенно уменьшалась [3], но находилась выше реостатной мощности, установленной по ЦТ-0042 на всех эксплуатационных режимах.

Результаты измерения реостатной мощности после наработки 125 тыс. моточасов и проведения ТР-3 приведены в табл. 1 и на рис 1. Как видно из рис. 1, даже после наработки 125 тыс. моточасов без замены ЦПГ, реостатная мощность модернизированного дизеля ( $N_{\text{pk}}$ ) превышает мощность, установленную по ЦТ-0042 ( $N_{\text{дт}}$ ), на 20 – 50 кВт на всех эксплуатационных режимах контроллера. Так на третьей позиции и контроллера превышение составляет 38 кВт, на четвёртой – 16 кВт, на пятой – 32 кВт, на шестой – 50 кВт и на седьмой – 34 кВт

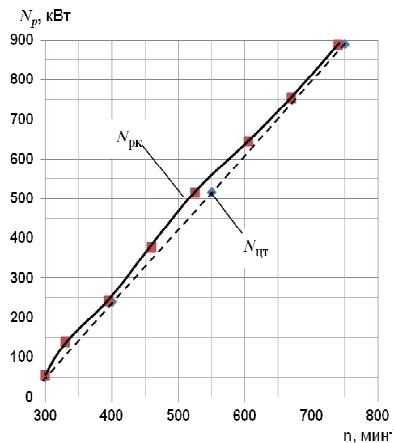


Рисунок 1 - Реостатная мощность дизеля маневрового тепловоза ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым слоем ( $N_{pk}$ ) после наработки 125 тыс. моточасов и проведения ТР-3;  $N_{ит}$  – реостатная мощность по ЦТ-0042.

Тепловозные характеристики, полученные после проведения текущих ремонтов в 1993 г., 2008 г. и 2011 г. приведены на рис. 2. Здесь же приведена тепловозная характеристика дизеля тепловоза ЧМЭ-3 с серийными поршнями. Для сравнения, реостатная мощность дизелей тепловозов ЧМЭ-3 с новой серийной ЦПГ после проведения ТР-3 ниже установленной по ЦТ-042 на 80-100 кВт [1].

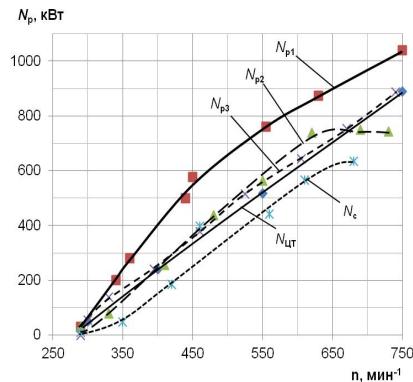


Рисунок 2 – Реостатная мощность дизеля маневрового тепловозов ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым слоем:  $N_{p1}$  – с новыми поршнями;  $N_{p2}$  – после наработки 97,680 тыс. моточасов;  $N_{p3}$  – после наработки 125 тыс. моточасов;  $N_{ит}$  – реостатная мощность по ЦТ-0042;  $N_c$  – реостатная мощность дизеля с новыми серийными поршнями.

Снижение реостатной мощности на отдельных режимах в процессе эксплуатации можно проследить по рис. 3.

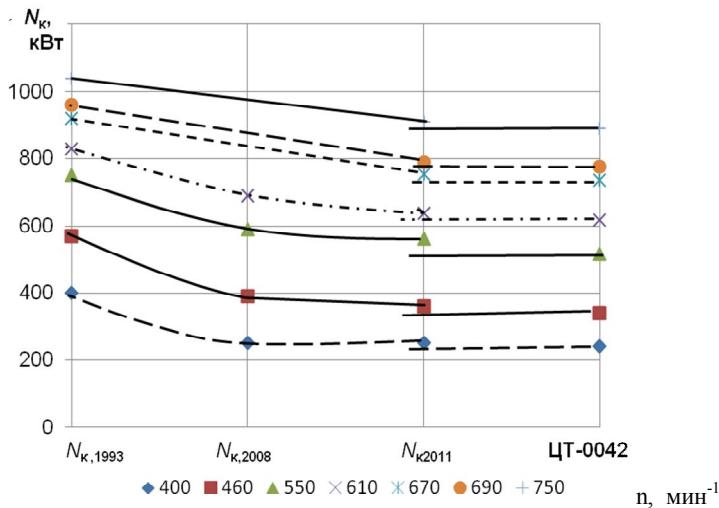


Рисунок 3 - Снижение реостатной мощности в процессе эксплуатации на 2 – 8 режимах

Так за 19 лет эксплуатации максимальная мощность на 8 режиме снизилась на 130 кВт, при работе на более низких режимах снижение мощности ( $\Delta N_{pk}$ ) достигает 210 кВт (рис. 4).

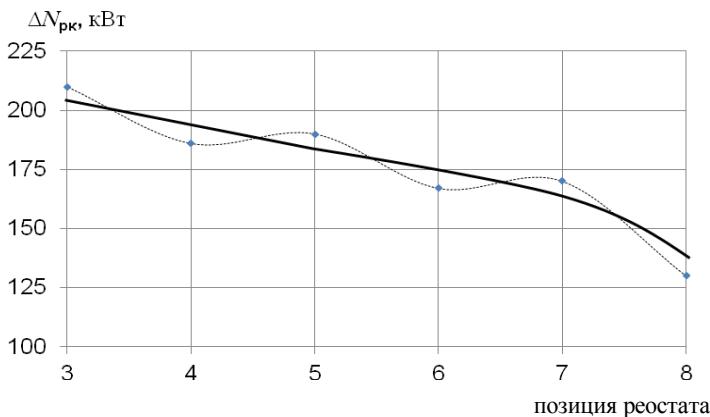


Рисунок 4 - Снижение реостатной мощности в процессе эксплуатации на позициях реостата

Однако после длительной эксплуатации мощность дизеля с поршнями с корундовым слоем всё же превышает проектную мощность, установленную по ТУ ЦТ-0042 на 15 – 20 кВт на всех эксплуатационных режимах. Снижение мощности частично объясняется износом деталей ЦПГ, однако их износ находится в пределах допуска. Установленное снижение мощности позволяет предположить, что электретное влияние корундового слоя на эффективные показатели дизеля тепловоза уменьшается.

### **Выводы**

Установка в дизель маневрового тепловоза поршней с корундовым поверхностным слоем позволила сохранить проектную мощность дизеля без замены ЦПГ до наработки 125 тыс. моточасов (за 19 лет).

В процессе эксплуатации за 19 лет реостатная мощность снизилась на 130 – 210 кВт при работе на разных позициях реостата.

**Список литературы:** 1. Шпаковский В.В. Результаты реостатных испытаний дизелей маневровых тепловозов с серийными и опытными поршнями // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009, №2 – С.115-116. 2. Шпаковский В.В. Оснащение дизелей маневровых тепловозов поршнями с корундовым слоем для повышения эффективной мощности после текущего ремонта // Сб. научн. трудов. Харьков. УКРГАЖТ. 2009, Вып.108- С.56-60. 3. Шпаковский В.В. Изменение скоростных характеристик дизелей маневровых тепловозов в процессе длительной эксплуатации // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009, №1 – С.111-112.

*Поступила в редакцию 12.04.2012*

**B.B. МАТВЕЕНКО**, асп. НТУ «ХПИ»

## ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ НА РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

В статье выполнена оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы тракторного дизеля.

У статті виконана оцінка ресурсної міцності поршня на різних режимах роботи тракторного дизеля.

In the article estimation of the piston resource strength on different speed modes of tractor diesel engine was done.

**Введение.** В современных условиях актуальной задачей является сокращение сроков конструкторско-технологической подготовки производства двигателя. С другой стороны, конкурентоспособный двигатель должен соответствовать комплексу критериев качества, среди которых важными являются нормы токсичности, топливная экономичность, высокая литровая мощность и надежность. Особенно остро проблемы надежности стоят для теплонапряженных деталей камеры сгорания, одной из которых является поршень. По этой причине мероприятия, направленные на ускорение процесса конструкторско-технологической подготовки производства двигателя как сложной технической системы, должны проводиться при условии получения достоверной информации о работоспособности его компонентов еще на стадии проектирования.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Одним из критериев работоспособности поршня является его ресурсная прочность, которая определяется величиной накопленных повреждений  $d_{fs}$  кромки камеры сгорания [1]. Исходными данными для ее прогнозирования является температурное состояние поршня, которое может быть определено методом численного моделирования с использованием метода конечных элементов. Для такого моделирования, как правило, применяются граничные условия (ГУ) 3-го рода, идентифицированные по результатам экспериментального исследования [2]. Ранее с целью повышения экономичности решаемой задачи использовались ГУ, идентифицированные только с учетом нагрузки на двигатель, без учета частоты вращения коленчатого вала [3]. Однако, модель эксплуатации двигателя включает различные скоростные режимы его работы, поэтому необходимо выполнить оценку влияния частоты вращения коленчатого вала на расчетную ресурсную прочность поршня.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы дизеля. Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Определение температурного состояния поршня в диапазоне эксплуатационных режимов работы дизеля.

2. Прогнозирование ресурсной прочности кромки камеры сгорания.

**Определение температурного состояния поршня.** Температурное состояние поршня было получено путем экспериментального исследования, проведенного на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» на дизеле 4ЧН12/14. Результаты термометрирования для кромки камеры сгорания поршня представлены на рис. 1.

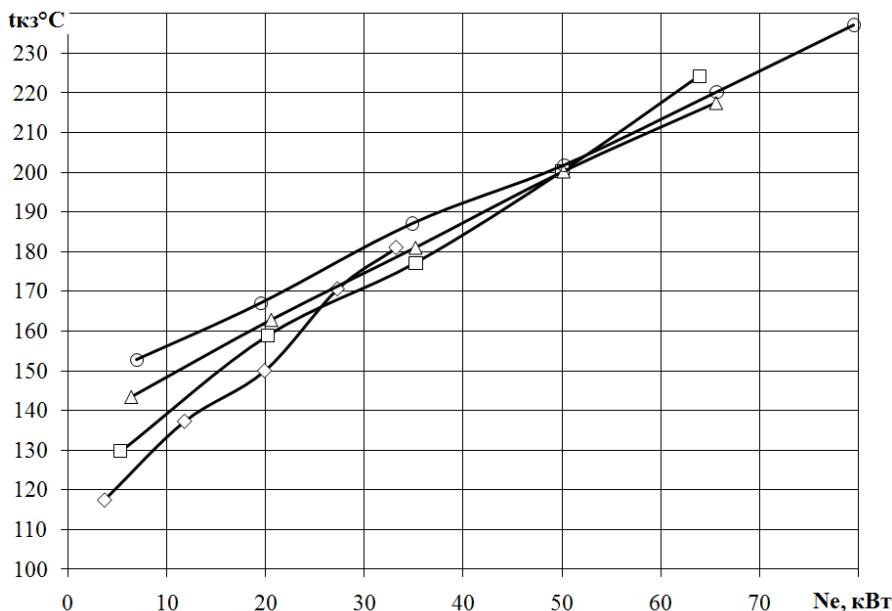


Рисунок 1 – Температурное состояние кромки камеры сгорания поршня:  
◊ –  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ; □ –  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ; Δ –  $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$ ; ○ –  $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ .

Видно, что температурное состояние кромки камеры сгорания отличается на различных скоростных режимах работы дизеля. Эти отличия особенно сильно проявляются на режимах частичных и малых нагрузок.

Для выполнения сравнительного расчетного анализа ресурсной прочности поршня было выбрано две частоты вращения  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ . На рис. 2 приведены результаты аппроксимация значений температур по методу наименьших квадратов для указанных частот.

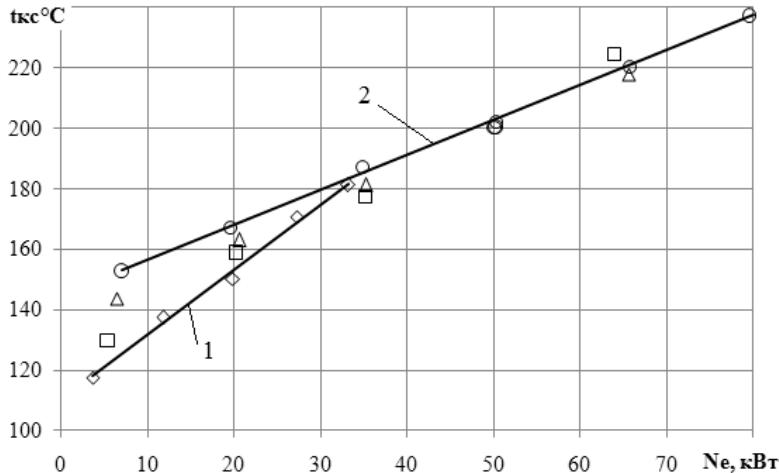


Рисунок 2 – Аппроксимация температурного состояния кромки

камеры сгорания поршня:  
 $1 - n=1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $2 - n=1900 \text{ мин}^{-1}$ .

**Оценка ресурсной прочности поршня.** Ресурсная прочность поршня оценивалась путем расчета наколенных повреждений  $d_{fs}$  кромки камеры сгорания по методике, приведенной в [1]. Расчет выполнен по модели эксплуатации тракторного дизеля на базе 10000 часов. Получено, что разрушение кромки камеры сгорания поршня для частоты вращения  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ , происходит при уровне форсирования  $N_d=17 \text{ кВт/л}$ , в тоже время для  $n=1900 \text{ мин}^{-1}$  это происходит при  $N_d=23,5 \text{ кВт/л}$ .

**Выводы.** При учете частоты вращения граничный уровень форсирования, при котором происходит потеря прочности поршня, может быть завышен либо занижен относительно условий реальной эксплуатации. Второй из рассмотренных вариантов соответствует концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности поршня. Дальнейшее направление работ связано с выбором способа учета частоты вращения при прогнозировании ресурсной прочности поршня исходя из концепции обеспечения работы материала на пределе его ресурсной прочности.

**Список литературы:** 1. Турчин В.Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, А.П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 30-35. 2. Белогуб А.В. Исследование температурного поля поршня /А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина, Ю.А. Гусев // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2002. – вип. 31. – С. 120-123. 3. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: [монографія]. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.

Поступила в редколлегию 03.04.2012

**А.П. СТРОКОВ**, д-р. техн. наук, проф. ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков;

**А.Н. КОНДРАТЕНКО**, асп. ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МАКЕТА МОДУЛЯ  
ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ.  
ЧАСТЬ 2**

В работе рассмотрен вопрос проектирования и изготовления оригинального безмоторного испытательного стенда и макета модуля фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля. Также приведена методика и результаты экспериментального определения зависимостей гидравлического сопротивления макета модуля от значения массовых расходов рабочего тела сквозь безмоторный стенд.

У роботі розглянуто питання проектування та виготовлення оригінального безмоторного випробувального стенду та макету модуля фільтруючого елементу фільтру твердих частинок дизеля. Також наведено методику та результати експериментального визначення залежностей гідравлічного опору макету модуля від значення масових витрат робочого тіла крізь безмоторний стенд.

The paper discusses the design and manufacture of the original engineless test-band and the layout of the module of filter element of the diesel particulate filter. There are methods and results of experimental determination of dependency of hydraulic resistance of the layout of module from the value of the mass flow rate of the working fluid through engineless test-band.

**Введение**

В вопросе снижения выбросов твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) дизелей особое место занимают фильтры твердых частиц (ФТЧ). Гидравлическое сопротивление является важной характеристикой ФТЧ, не зависимо от вида их фильтрующего элемента (ФЭ).

**Анализ литературных источников**

Для разных вариантов конструкции модуля ФЭ ФТЧ новой конструкции, описанного в [1], был проведен ряд расчетов гидравлического сопротивления [2]. Для экспериментальной проверки полученных результатов расчетов, а также с целью идентификации математической модели процесса движения потока ОГ в модуле ФЭ с учетом наличия в нем ТЧ, был спроектирован макет модуля ФЭ [3]. Также спроектирован и изготовлен безмоторный испытательный стенд [3], внешний вид которого представлен на рис. 1.

**Цель и задачи исследования**

**Цель исследования** – экспериментальная проверка данных расчетного исследования гидравлического сопротивления макета модуля ФТЧ быстроходного дизеля.

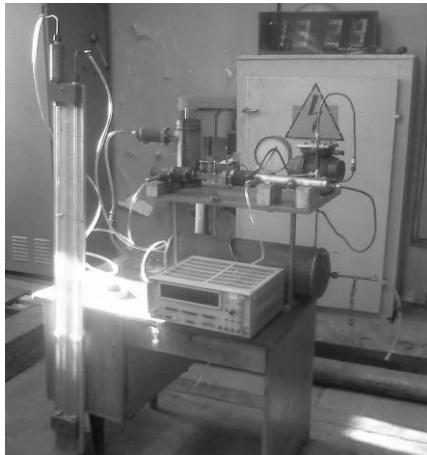


Рисунок 1 – Безмоторный испытательный стенд

**Задачи исследования:**

- 1) разработка методики безмоторного эксперимента;
- 2) получение зависимости гидравлического сопротивления макета модуля ФЭ от массового расхода рабочего тела (РТ) через стенд.

**Объект исследования**

Варианты конструкции макета модуля ФЭ отличались количеством отверстий в соединительной пластине на одно место сопряжения полостей ячеек модуля ФЭ. Перечень вариантов:

- вариант «а» – с 6 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, расположенные в 2 ряда по 3 отверстия в ряду;
- вариант «б» – с 15 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, расположенные в 3 ряда по 5 отверстий в ряду;
- вариант «в» – с 27 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, расположенные в 3 ряда по 9 отверстий в ряду;
- вариант «г» – с 48 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, расположенные в 4 ряда по 12 отверстий в ряду;
- вариант «д» – с 75 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, расположенные в 5 ряда по 15 отверстий в ряду.

Также имелись следующие варианты конструкции соединительной пластины:

- вариант «е» – с индивидуальными для всех мест сопряжения полостей ячеек модуля вырезами в соединительной пластине в форме шпоночного паза с площадью 56% от площади места сопряжения,

- вариант «ж» – то же, вырезы закрыты стальной тканой сеткой в один слой с одной стороны;

- вариант «з» – то же, вырезы закрыты стальной тканой сеткой в один слой с двух сторон.

Внешний вид разных вариантов конструкции макета модуля ФЭ представлен на рис. 2.

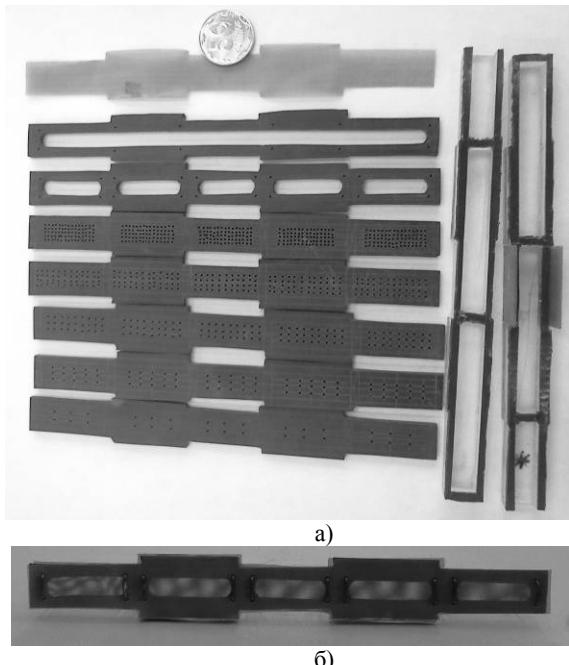


Рисунок 2 – Макет модуля ФЭ:

а – варианты конструкции; б – вариант конструкции с сетками в сборе.

Макет модуля, готовый к проведению экспериментального исследования (смонтированный на стенде и должным образом уплотненный от протечек РТ), показан на рис. 3.

#### **Программа и методика экспериментального исследования**

#### **Программа**

Экспериментальное получение зависимостей значений гидравлического сопротивления макета модуля фильтрующего элемента от значения массового расхода рабочего тела через безмоторный стенд для различных вариантов его конструкции.

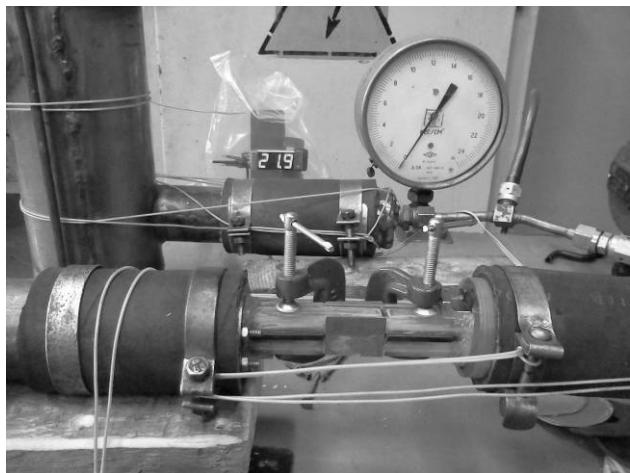


Рисунок 3 – Макет модуля ФЭ на стенде

#### **Методика:**

1. Монтировать макета модуля ФЭ определенного варианта конструкции на стенде;
2. выдержать не менее 12 часов;
3. установить режим течения РТ через стенд с помощью управляющего крана;
4. измерять параметры ОС:
  - барометрическое давление  $P_0$ ,
  - температура воздуха  $t_0$ ;
5. включить компрессор и электропитание приборов стенда;
6. выдерживать режим течения РТ через стенд 2 мин.;
7. измерять:
  - объемный расход РТ через стенд –  $G_v$ ,
  - избыточное давление РТ перед расходомером газа –  $P_p$ ,
  - температуру в измерительном ресивере –  $t_p$ ,
  - перепад абсолютных давлений в заторможенном потоке на макете модуля –  $\Delta P_{MM}$ ,
  - перепад абсолютного давления в заторможенном потоке между макетом модуля ФЭ и атмосферой –  $\Delta P_{Om}$ ,
  - температуру РТ перед макетом модуля ФЭ –  $t_{MM}$ ;
8. выключить компрессор;
9. выдержать до установления избыточного давления РТ в стенде равного 0 кг/см<sup>2</sup>;
10. повторить пункты 5...9 для остальных режимов течения РТ через стенд;

11. выключить компрессор и электропитание приборов стенда;
12. демонтировать макет модуля ФЭ данной конструкции;
13. повторить пункты 1...12 для остальных вариантов конструкции модуля ФЭ.

Расходные характеристики для каждого варианта конструкции модуля ФЭ снять 3 раза для обеспечения требования повторяемости результатов.

В ходе снятия расходных характеристик для конкретного варианта конструкции модуля ФЭ порядок следования режимов течения РТ через безмоторный стенд выбирать из соображений рандомизации измерений.

### **Результаты исследования**

В ходе экспериментального исследования были зависимости гидравлического сопротивления различных вариантов конструкции макета модуля ФЭ от массового расхода РТ через безмоторный стенд.

Согласно этим данным построены расходные характеристики для различных вариантов конструкции макета модуля ФЭ, представленные на рис. 4.

На рис. 4 по оси абсцисс отложены значения удельного массового расхода РТ через площадь поперечного сечения на входе в макет модуля (равная 54  $\text{мм}^2$ ).

Каждый вариант конструкции макета модуля ФЭ характеризуется своим значением отношения суммарной площади отверстий в соединительной пластине к площади поперечного сечения на входе в макет модуля. Площадь места сопряжения полостей ячеек модуля составляет 279  $\text{мм}^2$ .

Для варианта «а» это отношение равно 0,083, для варианта «б» – 0,208, для варианта «в» – 0,375, для варианта «г» – 0,667, для варианта «д» – 1,042.

Варианты конструкции соединительной пластины с вырезом в виде шпоночного паза (с площадью, равной 157  $\text{мм}^2$ ), закрытой стальной тканой сеткой (отношение площади проходного сечения ячейки сетки к площади самой ячейки которой равно 0,371) характеризуются отношением площади проходного сечения сетки, площадью равной площади выреза в соединительной пластине (равное  $157 \cdot 0,371 = 58 \text{ мм}^2$ ) к площади поперечного сечения на входе в модуль. Для одного слоя сетки (вариант «ж») это отношение равно 1,08, для варианта расположения сеток с обеих сторон отверстия в соединительной пластине (вариант «з») – также 1,08 ввиду относительно большого расстояния между слоями сетки – 3  $\text{мм}$ ), для варианта без сеток (вариант «е») – отношение площади проходного сечения вырезов в соединительной пластине к площади поперечного сечения на входе в макет модуля – 2,91.

На рис. 4 вертикальной прямой линией обозначено значение удельного массового расхода ОГ на номинальном режиме работы дизеля 2Ч10,5/12 (Д21А1) (равного 0,055  $\text{кг}/\text{с}$ ) через площадь поперечного сечения на выходе из выхлопного коллектора (равную 875  $\text{мм}^2$ ) –  $6,287 \cdot 10^{-5} \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{мм}^2)$ . Штриховой кривой обозначены результаты расчета гидравлического

сопротивления вариантов конструкции соединительной пластины с отверстиями в программном комплексе CosmosFloWorks.

Как видно на рис. 4, полученные в ходе экспериментального исследования могут быть описаны полиномами 4-ой степени. Коэффициенты полиномов представлены в табл.

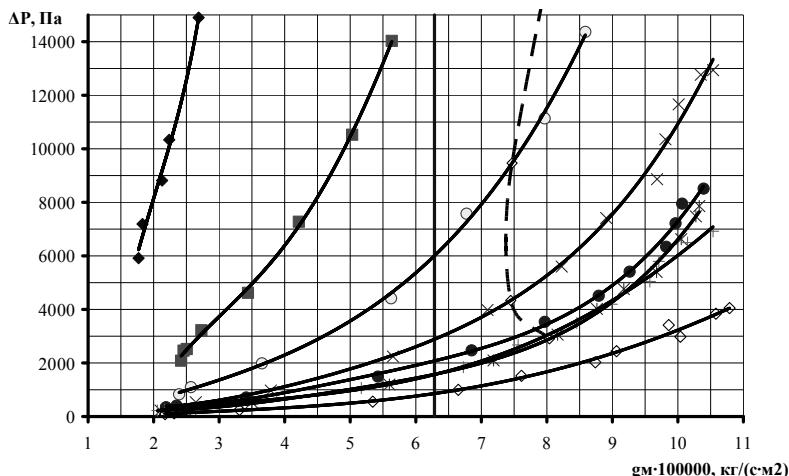


Рисунок 4 – Расходные характеристики вариантов конструкции макета модуля ФЭ:  
 ♦ – вариант «а», ■ – вариант «б», ● – вариант «в», ✕ – вариант «г», • – вариант «д»,  
 ◇ – вариант «е», \* – вариант «ж», + – вариант «з».

Таблица – Коэффициенты полинома

Вариант	Кол-во отверстий	Соотнош. площадей	Коэффициент при				
			$g_v^4 \cdot 10^{-20}$	$g_v^3 \cdot 10^{-15}$	$g_v^2 \cdot 10^{-10}$	$g_v^1 \cdot 10^{-5}$	$g_v^0$
а	6	0,083	2112,4	-13919	32336	-21822	0
б	15	0,208	-48,94	951,2	-5961,7	17757	-17598
в	27	0,375	1,928	-3,144	19,01	579,18	-614,8
г	48	0,667	3,543	-61,05	466,01	-1118,7	1136,3
д	75	1,042	3,786	-70,41	513,47	-1360,2	1412,9
е	без сеток	2,91	-0,225	10,18	-75,384	317,41	-333,9
ж	1 сетка	1,08	-0,552	24,83	-212,58	888,3	-920,5
з	2 сетки	1,08	4,711	-94,44	727,67	-2038,7	2240,9

## **Обсуждение результатов**

1) вариант конструкции соединительной пластины макета модуля ФЭ с максимальным количеством отверстий на одно место сопряжения полостей его ячеек имеет гидравлическое сопротивление практически равное сопротивлению для вариантов конструкции соединительной пластины с вырезами, закрытыми стальной тканой сеткой в один слой с двух сторон, то есть замена первого варианта конструкции на второй при модернизации конструкции модуля ФЭ является корректной и полноценной;

2) для вариантов конструкции соединительной пластины с вырезами, закрытыми стальной тканой сеткой в один слой с одной и с двух сторон, гидравлическое сопротивление практически одинаково, поэтому рационально в конструкции реального модуля ФЭ использовать закрытие вырезов в пласине с двух сторон;

3) для варианта конструкции соединительной пластины с вырезами, не закрытыми стальной тканой сеткой, гидравлическое сопротивление является объективной границей (имеет минимальное значение) для модуля ФЭ такой конструкции;

4) при значении удельного массового расхода РТ через безмоторный стенд, равного значению удельного массового расхода ОГ через выходное отверстие выпускного коллектора дизеля 2Ч10,5/12 на номинальном режиме его работы, модуль ФЭ с оптимальной конструкцией соединительной пластины (вариант с вырезами, закрытыми сеткой с двух сторон) обладает противодавлением, равным 1,7 кПа. При этом следует учесть следующие особенности: а) РТ в безмоторном стенде (воздух) имеет существенно более высокую плотность, чем ОГ в выпускном тракте дизеля, б) значение массового расхода РТ через безмоторный стенд в 10 раз меньше, чем значение массового расхода ОГ в выпускном тракте дизеля 2Ч10,5/12 на номинальном режиме его работы. Таким образом, можно предположить, что значения гидравлического сопротивления для всех вариантов конструкции модуля ФЭ в условиях эксплуатации на дизеле будут выше, чем полученные в ходе данного экспериментального исследования;

5) варианты конструкции макета модуля с отверстиями в соединительной пластины отличались от рабочего прототипа модуля толщиной соединительной пластины и, соответственно, длиной отверстий – 3 мм вместо 0,5...1,0 мм – поэтому для них значения гидравлического сопротивления, предположительно, будут несколько ниже, чем полученные в ходе данного экспериментального исследования.

6) Согласно исследованиям других авторов, ФТЧ с пористыми цельными керамическими элементами обладают гидравлическим сопротивлением порядка 5,5...6,5 кПа [5, 6]. Заметим, что таким гидравлическим сопротивлением обладают не загрязненные ФЭ, т.е. эти данные не учитывают:

- наличие корпуса ФТЧ;
- наличие системы регенерации ФТЧ;

- наличие устройства, снижающего эмиссию продуктов неполного сгорания топлива;
- наличия устройства, снижающего эмиссию оксидов азота и системы ее регенерации;
- наличия традиционных элементов выпускной системы дизеля: глушителя шума выпуска, выпускного коллектора, выпускного трубопровода (составляет 3...10 кПа [7]);
- факта неизбежного засорения ФТЧ в процессе эксплуатации (увеличивает противодавление на выпуске на величину до 20 кПа наnominalnym режиме работы дизеля [4])

Таким образом, наличие системы снижения эмиссии вредных веществ с ОГ дизеля существенно увеличивает противодавление на выпуске, а значит увеличивает коэффициент остаточных газов, величину насосных потерь и, соответственно уменьшает механический КПД дизеля.

### **Выводы**

Спроектирован и изготовлен безмоторный испытательный стенд. Удельный массовый расход рабочего тела через образцы, обеспечиваемый стендом в два раза превосходит удельный массовый расход ОГ через срез на выходе из выхлопного коллектора дизеля 2410,5/12. Спроектирован и изготовлен макет модуля ФЭ с различными вариантами конструкции.

Разработана методика экспериментального определения гидравлического сопротивления макета модуля ФЭ в зависимости от массового расхода рабочего тела через безмоторный стенд.

Получены зависимости гидравлического сопротивления различных вариантов конструкции макета модуля ФЭ в зависимости от массового расхода рабочего тела через безмоторный стенд экспериментальным путем. Эти зависимости имеют вид полинома 4-ой степени. Определены коэффициенты полиномов.

- Список литературы:**
1. Строков А.П. Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля / Строков А.П., Кондратенко А.Н. // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2011. Выпуск 28. – С. 48-54.
  2. Строков А.П. Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля. Часть 2 / Строков А.П., Кондратенко А.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. - №2. – С. 86-90.
  3. Строков А.П. Экспериментальное определение гидравлического сопротивления макета модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля / Строков А.П., Кондратенко А.Н. // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2011. Выпуск 29 – С. 48-54.
  4. Volkswagen Service Training. Пособие по программе самообразования 336. Сажевый фильтр с каталитическим покрытием. Устройство и принцип действия. Режим доступа: [www.volkswagen-training-online.com](http://www.volkswagen-training-online.com).
  5. Евстигнеев В.В. Моделирование процессов очистки отработавших газов химических производств и дизельных агрегатов от твердых частиц СВС-фильтрами / Евстигнеев В.В., Новоселов А.Л., Полубников В.И. и др. // Известия Томского политехнического университета. – 2005. Т. 308. №1. – С. 138-143.
  6. Ільченко А.В. Визначення гідравлічного опору пористого матеріалу фільтруючого елемента фільтра відпрацьованих газів / Ільченко А.В., Балюк В.Ю. // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2011. Вып. 29. – С. 148 – 151.
  7. Дьяченко В.Г. Методические указания к курсовой работе: Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания // Харьков, изд-во ХНАДУ, 2001. – 34 с.

Поступила в редакцию 03.04.2012

# **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ**

УДК 62-235; 621.833

**І.В. БОНДАРЕНКО**, студент НТУ «ХПІ»;  
**О.І. АБЛЯСКИН**, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

В статье рассмотрена комплексная оценка влияния различных конструктивных факторов на качество передачи, в первую очередь повышение ее несущей способности.

У статті розглянута комплексна оцінка впливу різних конструктивних факторів на якість передачі, в першу чергу підвищення її навантажувальної здатності.

In the article there is the considered comprehensive assessment of the influence of various structural factors on the transmission quality primarily to increase its carrying capacity.

### **Введение**

Зубчатые передачи имеют ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с другими передачами – высокую нагрузочную способность, надежность, достаточно высокий КПД, стабильность передаточного отношения, относительно небольшие габариты и массу. Подтверждением этому является широкое использование зубчатых механизмов в трансмиссиях и других приводах не только транспортных сухопутных машин, но и в авиации, судостроении, станкостроении и в других областях.

Существует много факторов, которые влияют как на геометрические параметры зубьев, так и зубчатую передачу в целом. Ряд этих факторов учитывают непосредственно при проектировании передачи (форма зуба, ее модификации в радиальном и осевом направлениях, конструкция зубчатых колес, их установка на валах, жесткость валов и их опор и прочее). Другие факторы проявляются во время работы передачи: деформация зубьев, венцов и других элементов зубчатых колес, деформация валов и их опор, корпусных деталей, износ зубьев и других деталей передачи.

Проблема повышения технико-экономических показателей зубчатых передач является актуальной и от ее успешного решения зависит дальнейшее развитие и совершенствование современного редукторостроения.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

В работе [1] рассмотрены факторы, влияющие на несущую способность, такие как выбор материала зубчатых колес, технология их изготовления, термообработка. В статье [2] проведен анализ основных материалов, применяемых для изготовления зубчатых колес приводов

кривошипных прессов, рассмотрены методы термической обработки колес марки стали 12ХН3А и выполнены исследования ее качественных показателей в зависимости от режимов обработки.

### **Цель и постановка задачи**

Зубчатое колесо является одним из рабочих элементов конструкции планетарной передачи, и его нагруженная способность зависит от выбора конструктивных параметров, материала и качества изготовления. В процессе эксплуатации зубчатых колес действующая на них сила раскладывается на два основных вида нагрузок: контактные и изгибающие. Под действием изгибающих нагрузок напряжения по сечению колес распределяются крайне неравномерно, при этом их максимальные значения имеют место в поверхностных слоях [3].

Задачей работы является анализ параметров для изготовления зубчатых колес планетарных передач бортовых редукторов с целью повышения несущей способности.

### **Повышение несущей способности конструктивными методами**

Цилиндрические прямозубые колеса целесообразно использовать в тех случаях, когда отсутствие осевых сил в передаче дает существенные конструктивные преимущества. Косозубые колеса создают при работе дополнительные осевые нагрузки на валы, оси и подшипники, а зубья шевронных колес при отсутствии достаточно ширины канавки для выхода шлифовального круга нельзя шлифовать на зубошлифовальных станках. Поэтому цилиндрические прямозубые колеса получили большое распространение в бортовых редукторах тракторов и автомобилей.

Из других систем зацепления зубчатых колес применяют зацепление М.Л. Новикова, циклоидальное, цевочное; в волновых передачах применяют треугольный профиль, но с увеличенным до  $30^{\circ}$  углом исходного контура с уменьшенной высотой. Но в бортовых передачах тракторов наибольшее применение находит эвольвентное зацепление.

Модуль зубьев колес определяют из расчета зубьев на изгибную прочность. Расчет при одинаковых материалах и упрочнении ведут по колесу с меньшей изгибной прочностью, а при различных материалах и упрочнениях – по колесу с меньшим произведением  $Y[G_u]$  ( $Y$  – коэффициент формы зуба,  $[G_u]$  – допускаемое напряжение изгиба).

Если работоспособность и надежность зубчатой передачи ограничивается контактной прочностью зубьев, то расчетом определяют межосевое расстояние и ширину зубчатых венцов колес, по ним подбирают модуль (обычно в пределах 1%..2% от межосевого расстояния) и производят проверочный расчет зубьев на изгибную прочность. Большие значения выбирают при работе с неизбежным износом, кратковременным

нагружением, значительными перегрузками, меньшие значения – при длительной работе, малых перегрузках и больших скоростях.

Модуль зубьев колес следует выбирать по возможности минимальным, так как в противном случае увеличиваются наружные диаметры заготовок и масса, трудоемкость обработки, потери на трение и температура нагрева.

Значения модуля менее 2мм в силовых передачах не рекомендуют из-за возможного большого понижения несущей способности в результате износа, повышенного влияния неоднородностей материала, трудности качественной термической обработки и опасности разрушения при перегрузках. Долговечность зубьев по износу пропорциональна их модулю.

Нагрузочная способность зубьев колес определяется изгибной прочностью. Числа зубьев колес, для обеспечения максимальной компактности и минимальной стоимости передачи при прочих измененных условиях выбирают по возможности меньшим. С уменьшение чисел зубьев колес при неизменном их радиусе кривизны выкружки и модуле коэффициент формы зубьев снижается, а их напряженность возрастает.

При малых и средних окружных скоростях и постоянной нагрузке числа зубьев зацепляющихся колес желательно выбирать кратным друг другу, что ускорит их прирабатываемость. При больших скоростях и переменной нагрузке, наоборот, желательны взаимно простые числа зубьев.

Минимально допустимое число зубьев шестерни для  $20^\circ$  некорректированного зацепления  $z_{\min} = 17\dots20$ , при пониженных требованиях к плавности зацепления  $z_{\min} = 14$ , а для корректированного зацепления  $z_{\min} = 10\dots12$  и даже меньше. Для быстроходных зубчатых передач В.Н. Кудрявцев рекомендует принимать  $z_{\min} \geq 25\dots27$ .

Максимальное число зубьев шестерни из условия их изгибной прочности для передач с цилиндрическими колесами при необходимости обеспечения одинаковой нагрузочной способности зубьев по изгибной и контактной прочности можно определить по зависимостям, приведенным в работе [4].

Относительную ширину зубчатых венцов колес следует выбирать с учетом конструкции и условий работы передачи, вида колес и прирабатываемости их зубьев. По данным работы [5], относительная ширина зубчатых венцов во вновь проектируемых передачах должна быть такой, при которой коэффициент деформации валов и зубчатых колес  $k_n \geq 0,8$ . При большой ширине зубчатых венцов иногда трудно обеспечить достаточную долговечность подшипников и достаточную прочность валов.

С увеличением относительной ширины зубчатых венцов уменьшаются диаметры колес, их окружные скорости, динамические нагрузки в зацеплениях, поперечные габаритные размеры передач и интенсивность их шума. Однако при этом возрастают габаритные размеры передачи в осевом

направлении, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев, усилия на опоры и потери в них на трение, габаритные размеры и масса подшипниковых узлов. Для прямозубых колес грузовых автомобилей относительная ширина зубчатого венца составляет  $\psi = b/m = 4,4\dots7$ . Okolo 75% прямозубых цилиндрических колес имеют  $\psi = 4\dots10$ .

Зубчатый венец шестерни часто выполняют на 5...10 мм шире венца колеса, что несколько облегчает сборку передачи и исключает контакт непосредственно у торца зуба шестерни, опасный в случае твердых ее зубьев. Однако в передачах, у которых все колеса имеют твердые зубья, разница в ширине зубчатых венцов нежелательна. Неравномерное распределение контактных давлений по длине зуба может приводить к преждевременным контактным разрушениям зубьев.

С увеличением угла наклона зубьев  $\beta$  повышаются коэффициент перекрытия, плавность зацепления и снижаются динамические нагрузки, но одновременно с этим возрастают осевые усилия передачи и несколько усложняется изготовление зубчатых колес. Угол наклона зубьев сильно влияет на жесткость зацепления. По данным К. И. Заблонского, влияние деформации кручения шестерни на распределение нагрузки вдоль контактных линий зубьев с увеличением  $\beta$  уменьшается. Конкретные значения углов наклона зубьев в проектируемых передачах определяют расчетным путем, исходя из требуемых межосевых расстояний.

Деформация обода благоприятно влияет на распределение нагрузки среди двух пар зубьев зацепляющихся колес, так как обеспечивает реализацию двухпарного зацепления при больших погрешностях зубчатых венцов и меньших нагрузках. С уменьшением толщины обода, начиная от значения 1,6 при 20-ти градусном зацеплении, снижается изгибная прочность как самого обода, так и зубьев [6], притом тем больше, чем больше количество зубьев, модуль и коэффициент коррекции колеса и чем меньше радиус выкрутки зубьев. Правильный выбор формы и толщины обода и диафрагмы зубчатых колес имеет большое значение для предупреждения их поломок от резонансных колебаний, которые имеют иногда место в быстроходных передачах.

При шлицевом соединении зубчатых колес с валом большое значение для качества работы зубчатой передачи имеет правильное расположение зубчатого венца относительно шлицевого сопряжения [7]. Шлицы в процессе эксплуатации изнашиваются, а характер изнашивания по длине шлицевого соединения зависит от расположения зубчатого венца колеса относительно шлицевого сопряжения. Неравномерное изнашивание шлицев приводит к перераспределению нагрузки зубьев колес по длине контактных линий. Если середина зуба не лежит по длине на плоскости симметрии шлицевого сопряжения, то равнодействующая нагрузки зуба постоянно стремится сосредоточиться на его краю. Избежать неравномерного изнашивания

шлищев и тем самым перекоса зубьев в зацеплении можно путем придания шлицам неодинаковой высоты по их длине за счет проточки отверстия ступицы или шлицевого участка вала на конус. В ответственных передачах для выбора оптимального относительного расположения зубчатого венца и шлицевого сопряжения необходимо учитывать фактические жесткости элементов и конструкцию зубчатой передачи и колес.

Планетарные передачи применяют преимущественно тогда, когда необходимо обеспечить: особо малые габаритные размеры и вес, очень большое передаточное число, сложение и разложение вращений, легкое управление и регулирование скоростей в передаче. Существенную помощь при выборе типа передачи могут оказать имеющиеся данные, содержащие ориентировочные значения передаточных чисел, к.п.д. и мощностей для некоторых типов планетарных передач [8, 9, 10].

Выбор чисел зубьев колес, количества сателлитов и их размеров в планетарных передачах должны обеспечивать получение соосности передачи, желаемое соседство сателлитов и возможность сборки передачи [9].

Выбор типа передачи оказывают значения передаточных чисел, к.п.д. и мощности. К.п.д. планетарных передач резко снижается с увеличением передаточного числа и зависит от величины передаваемого крутящего момента, числа оборотов, температуры и уровня масла в картере. Ведомый вал простых планетарных передач с очень большими передаточными числами вращается весьма неравномерно и с увеличением передаточного числа неравномерность вращения вала возрастает.

Для обеспечения наиболее равномерного распределения нагрузки между сателлитами рекомендуют повышать точность изготовления деталей планетарных передач, предусматривать в конструкциях передач специальные уравнительные устройства и применять соответствующие способы компенсации первичных ошибок при сборке передач.

Все перечисленные выше причины неравномерного распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев в простых зубчатых передачах и мероприятия по его улучшению в определенной мере относятся и к планетарным передачам.

## **Вывод**

Нагрузочную способность зубчатого колеса определяют ряд параметров, каждый из которых изменяет ее в меньшую или большую сторону. Наиболее значимые параметры – это конструктивные. Из перечисленных выше конструктивных параметров наиболее влиятельными оказались такие как: модуль колеса, число зубьев, ширина венца. Для планетарных передач, использующихся в бортовых редукторах, эти параметры также являются основополагающими параметрами несущей способности зубчатого зацепления. По данным оценки этих параметров выше, можно определить

рациональное значение каждого из них. Рациональный тип планетарной передачи бортового редуктора – простейший и имеет минимальные осевые габаритные размеры. Модуль колес зацепления  $m = 3\dots8$  мм. Число зубьев сателлитов и солнечной шестерни  $z_c = 17\dots20$ . Зубчатый венец солнечной шестерни необходимо выполнять на 5 – 10 мм шире сателлитов.

**Список литературы:** 1. Середа Б.П. Поверхнєве зміцнення матеріалів: монографія / Б.П. Середа, Н. Е. Калініна, І. В. Кругляк. – Запоріжжя: Видавництво ЗІДА, 2004. – 230 с. – Бібліогр.: с.278-285 2. Середа Б.П., Васильченко Т.А., Кругляк И.В., Бондаренко Ю.В., Глебенко А.В. Выбор материала и методов термической обработки рабочих элементов приводов криовоипных прессов / Запорожская государственная инженерная академия, Запорожский национальный технический университет, 2001г. 3. Кораблев А.И., Решетов Д. Н. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. Изд-во «Машиностроение». 4. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. М.-Л., Машгиз, 1957. 5. Справочник машиностроителя, т. 4, кн. 1. М., Машгиз, 1962. 6. Б аиев С.М., Антонюк В.Е. Расчет напряжений в зубчатом колесе с гибким ободом. «Вестник машиностроения», 1965, №11. 7. Костровский Г.И. Исследование механизма работы и износа шлицевых соединений шестеренчатых передач. «Труды всесоюзного научно-исследовательского института механизации и электрификации сельского хозяйства», вып. 2. Ростовское книжное издательство, 1960. 8. «Детали машин». Сб. материалов по расчету и конструированию под ред. Н.С. Ачеркана, книга 1. М., Машгиз, 1953. 9. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М.-Л., Машгиз, 1960. 10. Решетов Д.Н. Детали машин. Машгиз, М.-Л., 1964.

Поступила в редакцию 04.04.2012

# **В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ**

УДК 630.377.44:62-235

*Г.А. АВРУНИН*, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

*Е.С. ГИНАЙЛО*, студент НТУ «ХПИ»;

*М.В. НИКОЛАЕВ*, студент НТУ «ХПИ»

## **ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ БОРТОВЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ТС-10**

Проведен проверочный расчет и оценка соответствия рабочих объемов гидромашин и параметров бортовых редукторов требуемым тяговым и скоростным характеристикам трактора ТС-10.

Проведений перевірочний розрахунок і оцінка відповідності робочих об'ємів гідромашин і параметрів бортових редукторів потрібним тяговим і швидкісним характеристикам трактора ТС-10.

A checking account and evaluation correspondence working volumes of hydraulic parameters and the desired final drive traction and speed characteristics of the tractor TC-10.

**Введение.** Промышленный гусеничный трактор общего назначения ТС10 производства ОАО «Харьковский Тракторный Завод им. С. Орджоникидзе» относится к тяговому классу 10 и предназначен для эксплуатации со скрепером, бульдозером, рыхлителем и другими дорожно-строительными машинами для выполнения транспортных и строительных работ на грунтах I-III категории без предварительного рыхления и с предварительным рыхлением на грунтах выше III категории, на мерзлых грунтах и легких разборных скальных породах. Трактор ТС10 может также использоваться для переоборудования под буровые машины, краны, сваебойные установки и подъемники.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В работе [1, 2] систематизировано основные направления развития объемного гидропривода, которые базируются на результатах осмотра проблемы в этой области.

**Цель работы.** Оценка соответствия рабочих объемов гидромашин и параметров бортовых редукторов требуемым тяговым и скоростным характеристикам трактора ТС10.

Отличительной особенностью трансмиссии трактора является использование бортовых объемных гидроприводов (ОГП) на базе ре-

гулируемых гидромашин и планетарных редукторов компании «REXROTH BOSCH GROUP» (ФРГ) совместно с электрогидравлической системой управления движением [1].

Схема движения трактора (рис.) включает два независимых ОГП для каждой гусеницы с помощью гидромоторов левого Мл и правого Мпр бортов, установленных непосредственно в бортовых редукторах БРл и БРпр. Насосы Нл и Нпр нагнетают рабочую жидкость (РЖ) к соответствующим гидромоторам Мл и Мпр. Подача РЖ к гидромоторам с помощью рукавов РВД существенно упрощает кинематическую связь между двигателем ДВС и ведущими колесами (звездочками). Регулирование рабочего объема насосов и гидромоторов с целью изменения скорости движения и обеспечения плавного поворота трактора, пропорционально отклонению рукоятки управления движением РУД, осуществляется с помощью электрогидравлических гидроустройств на каждой из гидромашин (сигналы управления У1...У4, соответственно). Частота вращения ведущих колес (скорость перемещения гусениц) измеряется датчиками частоты вращения ДЧВл и ДЧВпр, электрические выходные сигналы которых подаются на электронный блок управления БУ (программируемый контроллер) в качестве сигналов обратной связи ОС. Частота вращения выходного вала приводящего двигателя ДВС измеряется датчиком частоты и также поступает в блок управления БУ. Положение тяги управления подачи топлива к двигателю измеряется датчиком положения ДПТ (дроссельным потенциометром) и поступает в виде электрического сигнала обратной связи ОС к блоку управления БУ. Если значение сигнала обратной связи ОС от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя ДЧВдс ниже значения, определенного командным сигналом обратной связи, блок управления снижает мощность насосов путем уменьшения подачи РЖ за счет угла наклонного диска, предотвращая остановку двигателя.

Рукоятка управления движением РУД (джойстик) формирует управляющие сигналы У6 электронному блоку БУ. Таким образом, в электронный блок БУ (DPCA) поступает управляющий сигнал от рукоятки управления РУД и сигналы обратной связи ОС от датчиков частоты вращения ДЧВ и положения тяги управления подачи топлива ДПТ, а управляющими сигналами, выходящими из электронного блока, являются электрические У1...У4 на регуляторы изменения рабочего объема гидромашин и подачи топлива У5. Электронный блок DPCA позволяет трактористу управлять направлением и скоростью движения трактора с помощью одного джойстика.

Для наиболее полного использования преимуществ независимого привода гусениц применяются электронные модули управления трансмиссией, в совокупности образующие электронную систему управления, основным элементом которой является контроллер RC6-9. Напряжение

питания на контроллер подается только при разблокированном стояночном тормозе, а «масса» замыкается включателем под сиденьем тракториста. Движение трактора при включенном стояночном тормозе или отсутствии тракториста в кабине заблокировано.

Во время настройки системы управления трактором контроллер калибрует выходной сигнал частоты вращения каждой гусеницы. Это позволяет выполнять с максимальной точностью развороты на месте и повороты при вращении гусениц вперед и в обратном направлении.

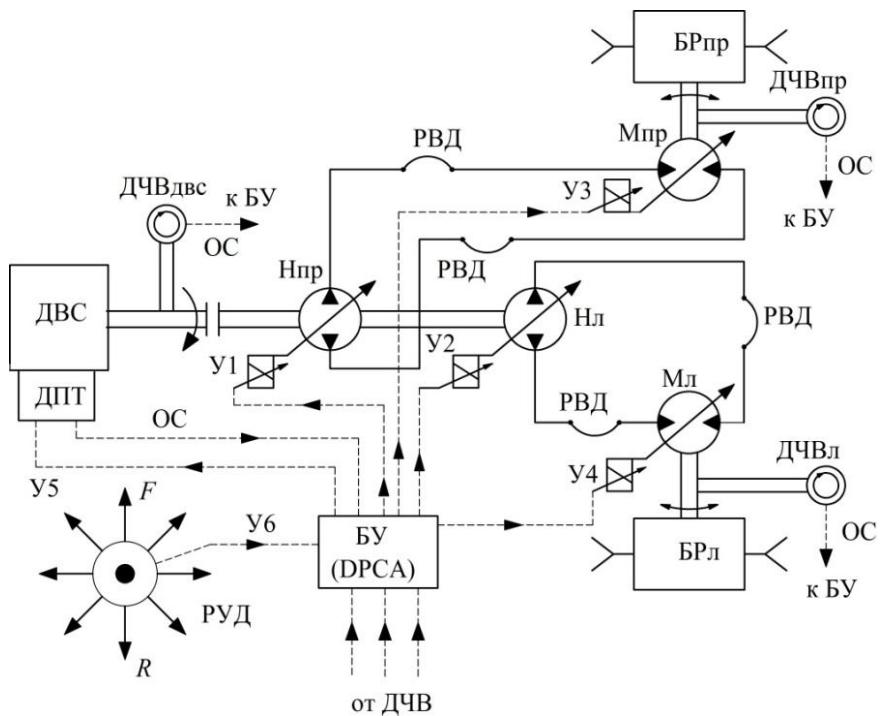


Рисунок – Функциональная схема автоматизированной системы гусеничного хода «REXROTH BOSCH GROUP» трактора ТС10 с помощью бортовых ОГП

Наличие функции регулирования мощности имеет большое значение для стабилизации рабочего процесса обеспечения производительной работы, а также для предотвращения остановки двигателя.

Для диагностики неисправностей и технического обслуживания ОГП используют переносной прибор ВВ-3, программное обеспечение которого позволяет выполнить:

- настройку параметров ОГП, например, для ограничения скорости трактора путем снижения подачи насоса, а также регулировку чувствительности отдельных органов управления для конкретного тракториста;

- диагностирование эксплуатационных параметров в цепях управления, например, фактических значений и калибровочных параметров частоты вращения валов насосов, двигателя и гидромоторов, а также сигналов датчиков органов управления тракториста.

## **Выводы**

1. Объемный гидропривод хода трактора удовлетворяет требованиям технической характеристики при максимальном тяговом усилии и максимальной скорости, при этом давление в гидросистеме не превышает 28,6 МПа и 15,2 МПа, соответственно (при номинальном значении для используемых гидромашин 40 МПа), а суммарная мощность насосов не превышает 108,5 кВт при номинальной мощности двигателя 132 кВт.

2 КПД трансмиссии трактора на тяговом режиме не превышает 74%, а при максимальной скорости составляет 62 %, что является недостаточно высокими показателями для современных трансмиссий.

3. Маслоохладитель ОГП хода трактора должен обеспечивать отвод тепла порядка 43 кВт при суммарном пропуске расхода РЖ из линии подпитки и утечек из корпусов гидромашин около 100 л/мин.

**Список литературы.** 1. Трактор ТС10. Руководство по эксплуатации ТС10.00.00.000 РЭ. – ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Оржоникидзе». – Харьков: 2008. – 114с. 2. Аврунин Г.А. Основы объемного гидропривода и гидропневматики: Учебное пособие – Харьков: ХНАДУ, 2009 – 424 с.

*Поступила в редакцию 04.04.2012*

**Н.Г. КАШУБА**, студент НТУ «ХПІ»

## **СИСТЕМЫ УПРАВЛЯЕМЫХ ПОДВЕСОК АВТОМОБИЛЯ**

В работе приведен анализ существующих управляемых подвесок автомобиля. Описаны основные типы внедренных в настоящее время систем управления подвеской автомобиля. Показаны перспективные направления развития систем управления подвеской легковых автомобилей.

У роботі приведений аналіз існуючих керованих підвісок автомобіля. Описані основні типи упроваджених в даний час систем управління підвіскою автомобіля. Показані перспективні напрями розвитку систем управління підвіскою легкових автомобілів.

The analysis of existing operated suspension brackets of the car is provided in work. The main types of the control systems introduced now are described by a car suspension bracket. The perspective directions of development of control systems are shown by a suspension bracket of cars.

### **Введение**

Исследование системы управляемой подвески автомобиля объясняется необходимостью улучшения эксплуатационных свойств автомобиля, нормируемых критериями плавности хода, управляемости, устойчивости, маневренности, а также пространственного положения кузова как в движении, так и во время стоянки.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Исследованию системы управляемых подвесок автомобиля посвящены работы [1 – 9], техническим и эксплуатационным возможностям, получаемым подвеской автомобиля при построении системы на основе магнитореологического амортизатора, работы [5, 6].

### **Цель и задачи исследования**

Целью данной работы является комплексное решение задачи системы управления подвеской автомобиля, рабочим органом которой является управляемый магнитореологический амортизатор. Для этого необходимо провести сравнительный анализ существующих систем управляемых и активных подвесок легковых автомобилей.

### **Системы управляемых подвесок автомобиля**

Подвеска - это совокупность узлов, которые размещаются между кузовом автомобиля (подпрессоренной массой) и мостами (неподпрессоренной массой). Подвеска содержит рессоры, амортизаторы, стабилизаторы. Их назначение заключается в том, чтобы смягчать толчки из-за неровностей дороги и гасить вызванные ими колебания кузова, обеспечивая тем самым безопасность движения и повышая комфортабельность.

Основные функции по погашению колебаний в подвеске возложены на амортизатор (рис. 1), причем, с увеличением скорости относительного перемещения подпрессоренных и неподпрессоренных масс сопротивление амортизатора возрастает, а правильный выбор режима работы амортизаторов улучшает плавность хода и повышает безопасность движения.

Основное назначение амортизатора – создание сопротивления движению штока, увеличивающегося с увеличением скорости перемещения штока. Поглощение механической энергии колеблющих масс происходит за счет вязкого трения при перетекании рабочей жидкости через дросселирующую систему из одной полости амортизатора в другую.

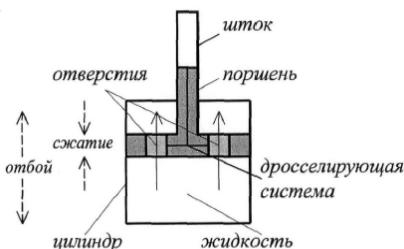


Рисунок 1 – Обобщенная конструкция амортизатора

Современное состояние и перспективы развития систем управления подвеской схематически показаны на рис. 2, 3 и 4.

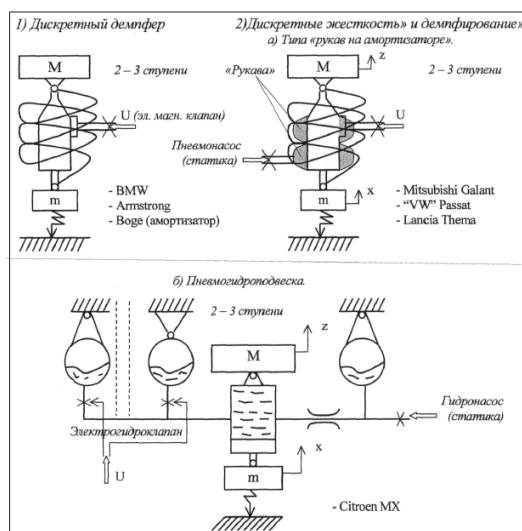


Рисунок 2 – Внедренные системы подвески автомобиля [1 – 3]

На рис. 2 условно изображены основные типы внедренных в настоящее время систем управления подвеской автомобиля, где  $M$  – подпрессоренная масса,  $m$  – неподпрессоренная масса,  $z$ ,  $x$  – координаты перемещения соответственно подпрессоренной и неподпрессоренной масс,  $U$  – логическая функция ситуации. Все эти системы дискретные с ситуационным управлением интегрального типа, т.е. их алгоритмы относятся к ситуационному типу - выполнение некоторого логического условия в виде неравенств по ряду параметров фазовых координат. Преимуществом таких систем является простота их конструкции, а также явное улучшение «плавности хода» по сравнению с неуправляемыми.

На рис. 3 показаны перспективные направления развития систем управления подвеской легковых автомобилей, управление демпфированием в которых осуществляется непрерывно во времени.

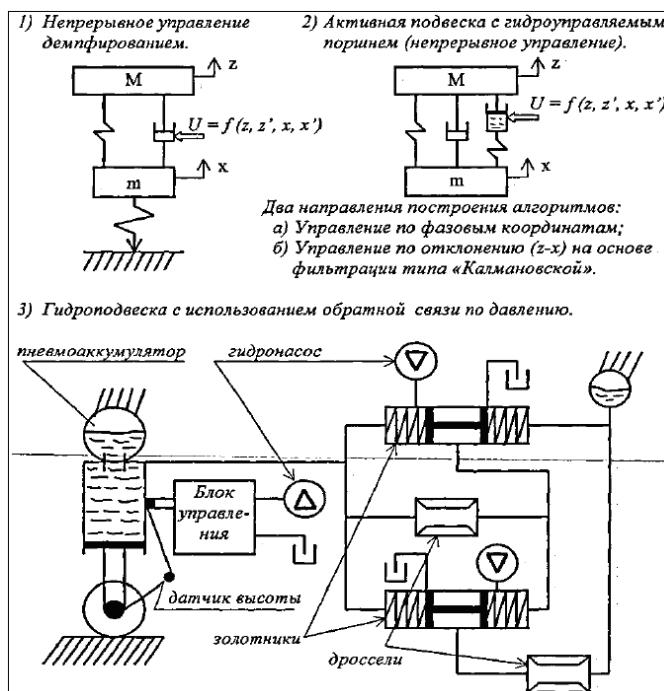


Рисунок 3 – Перспективное управление подвеской [1 – 3]

Преимуществом активной подвески с гидроуправляемым поршнем является глубокое управление с широким спектром функций. Недостаток у этих двух систем одинаковый: нет возможности практической реализации из-за отсутствия исполнительного органа.

К достоинствам системы третьего типа, а именно гидроподвески с обратной связью по давлению, следует отнести тот факт, что для реализации алгоритма управления не требуется датчиков ускорения, а также преимуществом такой схемы является ее сравнительная простота. К недостаткам системы управления по давлению (рис. 3, 3) относят, во-первых, отбор мощности при работе гидронасоса, а во-вторых, возникают трудности управления из-за сложности структуры системы.

На рис. 4 показано возможное использование законов магнитного поля и магнитных жидкостей при построении регулируемых подвесок автомобиля. Основным преимуществом магнитной подвески является гибкость управления. Главным недостатком такой системы управления (рис. 4, 1) является тот факт, что реализация таких систем очень сложна с точки зрения их энергетических свойств, поэтому эту задачу возлагают на энергетику будущего. Использование магнитовязких жидкостей при построении систем управления подвеской дает следующие основные преимущества: гибкое непрерывное управление; возможность организации релейного режима.

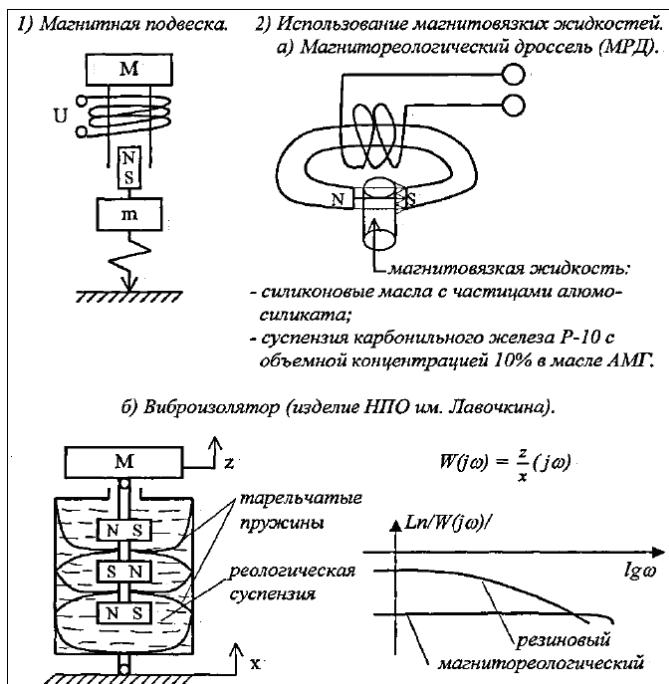


Рисунок 4 – Использование магнитовязких жидкостей [5, 6]

**Выводы.** Последнее десятилетие отмечено возрастающим интересом разработчиков исполнительных устройств систем регулируемой подвески, использующих стабильные ферромагнитные жидкости и магнитореологический супензии. Применение этих жидкостей, как показывают публикации, позволяет усовершенствовать существующие и разработать принципиально новые более эффективные управляющие демпфирующие устройства. Наиболее существенным преимуществом подобных устройств следует считать простоту управления и легкую сопрягаемость с электронными системами управления.

**Список литературы.** 1. Гицуцкий О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля./ Гицуцкий О.И., Есеновский-Лашков Ю.К., Поляк Д.Г. – М.: Транспорт, 2000. - 213 с. 2. Данов Б.А. Электронное оборудование иностранных автомобилей. Системы управления трансмиссией, подвеской и тормозной системой / Данов Б.А., Титов Е.И. - М.: Транспорт, 1998. – 78 с. 3. Дроздов В.Н., Миросник И.В., Скорубский В.И. Системы автоматического управления с микроЭВМ. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1989. – 284 с. 4. Златовратский О., Поляков Л. «Думающие» подвески. // За рулем, № 1, 1987. – С.10 – 11. 5. Кирсанов Б.В., Теряев Е.Д., Парамонов В.Н., Цветков Ю.В., Данилов В.Д. Управляемый магнитореологический амортизатор: Патент №2068513 // Б.И. 1996, №30. 6. Коломенцев А.В., Кордонский В.М., Прохоров И.В. Магнитореологические демпфирующие устройства. // Магнитная гидродинамика, 1988, № 2. – С. 107-108. 7. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416с. 8. Регулируемый амортизатор без электроники. // Автомобильная промышленность США, № 4-5, 1996. - С. 17-18. 9. Синев А.В., Соловьев В.С., Фролов К.В. Исследование электрогидравлической системы с управлением по возмущающему ускорению. // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. – М.: Наука, 1977. С. 12-16.

Поступила в редакцию 05.04.2012

*I.O. MIXEEB*, студент НТУ «ХПІ»

## ФОРМУВАННЯ ФАЗНИХ НАПРУГ, ПРИКЛАДЕНИХ ДО ОБМОТОК ВЕНТИЛЬНО-ІНДУКТОРНОГО ДВИГУНА

У статті розглянута та проаналізована методика формування фазних напруг, прикладених до обмоток вентильно-індукторного двигуна.

В статье рассмотрена и проанализирована методика формирования фазных напряжений, приложенных к обмоткам вентильно-индуктивного двигателя.

In the article considered and the analysed method of forming of phase naprug, enclosed to obmotok valve-inductor engine.

**Введення.** Для сучасного автомобіля характерна тенденція об'єднання функціональних систем. Розвиток електроніки, а також зростання необхідної потужності генератора дозволяє об'єднати елементи системи пуску та електропостачання в єдиному пристрої - стартер-генераторі (СГ). Це електрична машина, при пуску працює електродвигуном, а в нормальному робочому режимі - генератором. Таке поєднання дозволяє відмовитися від ряду пристройів, що встановлюються на двигуні автомобіля (привід стартеру, шків ремінної передачі на генератор).

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** У роботі [1-3] детально викладена інформація про формування фазних напруг, прикладених до обмоток вентильно-індукторного двигуна.

**Методика формування фазних напруг вентильно-індукторного двигуна (ВІД).** Формування фазних напруг ВІД може здійснюватися або в функції часу, або в функції поточного кутового положення ротора. У першому випадку отримаємо синхронний режим роботи двигуна, в якому зі збільшенням моменту навантаження зростає кут навантаження, ротор відстae від обертового вектора МРС поля статора. Частота обертання ротора не залежить від моменту навантаження. Якщо момент навантаження перевищує максимальний синхронізуючий момент, то двигун випадає із синхронізму. Різке збільшення моменту навантаження, швидка зміна темпу обурюючого (управляючого) впливу також викликають порушення умов синхронізму. При обертаючому роторі двигун має властивість самосинхронізації. Пуск в синхронному режимі ВІД можливий частотними методами. Для узгодження електромагнітних і електромеханічних процесів у часі необхідно, щоб темп зміни керуючого або обурюючого впливу відповідав електромеханічній постійній часу приводу. При введенні зворотного зв'язку по положенню ротора, коли фазні напруги формуються у функції кута повороту, отримаємо ВІД, у якого збільшення моменту навантаження викликає зменшення частоти обертання ротора. Характеристики ВІД подібні двигуну постійного струму з

послідовним збудженням. Пусковий момент у межах між комутаційного інтервалу, рівного кроку ВРД, відповідає синхронізуючому моменту.

Для аналітичного запису фазних напруг, прикладених до обмоток двигуна, скористаємося комутаційною функцією  $\gamma$ , спосіб обчислення якої визначається способом формування напруг. При формуванні фазних напруг у функції часу комутаційна функція:

$$\gamma = E \left[ \frac{t_i}{T_\lambda} \right], \quad T_\lambda = \frac{2\pi}{n_{\text{б.к}} m \omega_c} = \frac{1}{n_{\text{б.к}} m f_1}, \quad (1)$$

де  $E$  – функція, що визначає цілу частину числа;

$t_i$  – поточний час;

$T_\lambda$  – тривалість однополярного імпульсу фазної напруги;

$m$  – число фаз;

$f_1$  – частота однополярної фазної напруги;

$\omega_c$  – частота обертання поля статора;

$n_{\text{б.к}}$  – коефіцієнт, що враховує режим роботи інвертора напруги, при одноочній та парній комутації фаз -  $n_{\text{б.к}} = 1$ , при комбінованій комутації фаз  $n_{\text{б.к}} = 2$ .

При формуванні фазних напруг у функції поточного положення ротора комутаційна функція, що описує дискретність перемикання транзисторів вентильного комутатора, має вигляд:

$$\gamma_\alpha = E \left[ \frac{\Theta_i + \Theta_{cm} + \beta}{n_{\text{б.к}} \alpha} \right], \quad (2)$$

де  $\Theta_i$  – поточний кут повороту ротора;

$\Theta_{cm}$  – початкове кутове зміщення між віссю фази А і віссю найближчого зубця ротора;

$\beta$  – кут випередження включення транзисторів.

Необхідна для забезпечення випереджального перемикання фаз по відношенню до поточного положення ротора кутове зміщення на 90 ел. град, формується в комутаційній функції вентильного комутатора.

Комутиаційні функції  $\gamma_\alpha$  і  $\gamma_\alpha$  представляють собою необмежений натуральний ряд чисел. Для обмеження чисельних значень комутаційних функцій межами одного ел. обороту  $\gamma_\alpha$  і  $\gamma_\alpha$  необхідно нормувати за допомогою R- функції, визначаючої ціличисельний залишок від ділення:

$$\gamma = R \left[ \frac{\gamma_{t,\alpha}}{n_{\alpha} m} \right], \quad \gamma_{\alpha} = 0, 1, 2, \dots, (n_{\alpha} m - 1), 0, 1, 2, \dots \quad (3)$$

За допомогою комутаційної функції, що приймає ціличисленні значення, вдається не тільки аналітично записати дискретні фазні напруги, але й отримати простий алгоритм перемікання транзисторів вентильного комутатора, зручний при мікропроцесорній реалізації системи управління ВІД.

У вентильному комутаторі ВІД формується в кожній фазі однополярна імпульсна напруга, тривалість і форма якого залежать від числа фаз двигуна і режиму роботи вентильного комутатора. Аналітично записати в загальному випадку формуючі фазні напруги ВІД не представляється можливим. В окремих випадках при обмеженому числі фаз (трьох або чотирьох) вдається отримати математичний опис напруги в ВІД за допомогою декількох тригонометричних функцій, в яких комутаційна функція є аргументом.

У системі управління чотирьохфазним ВІД для реалізації режиму одиночної комутації фаз формуються однополярні фазні напруги, форма яких наведена на рис. Тривалість відкритого стану транзисторів у цьому випадку  $\lambda_{min} = 2\pi / m = \pi / 2$ . Комутиаційна функція приймає чотири нормованих значення:  $\gamma_{\alpha} = 0, 1, 2, 3$ . Фазну напругу запишемо за допомогою трьох складових: постійної напруги –  $U_0$ , прямої послідовності зворотній послідовності –  $U_{np}$  та зворотної послідовності  $U_{obp}$ .

$$U_{tk}^{o,k} = U_0 + U_{np} + U_{obp} = \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \cos \left[ \frac{\pi}{2} (\gamma_{\alpha} - (k-1)) \right] + \frac{U_n}{4} \cos [\pi (\gamma_{\alpha} - (k-1))], \quad (4)$$

де  $k = 1, 2, 3, 4$  – порядковий номер фази обмотки статора.

Такий вибір функцій розкладання фазних однополярних імпульсних напруг не є випадковим. Кожна складова напруги має певний фізичний зміст.

Постійна складова  $U_0$  відповідає середньому значенню фазної напруги, не залежить від поточного положення ротора, є еквівалентною напругою збудження. Вектор еквівалентної напруги збудження дискретно переміщається по розточуванню статора при кожній комутації фаз.

Друга складова  $U_{np}$  – це змінна прямокутна напруга, частота обертання якої відповідає частоті обертання поля статора. Третя складова  $U_{obr}$  – це змінна прямокутна напруга, що обертається з подвійною частотою по відношенню до поля статора. Вона умовно називається зворотною складовою і існує, коли тривалість відкритого стану транзисторів не дорівнює  $\pi$ . Середні значення  $U_{np}$  і  $U_{obr}$  за ел. період дорівнюють нулю.

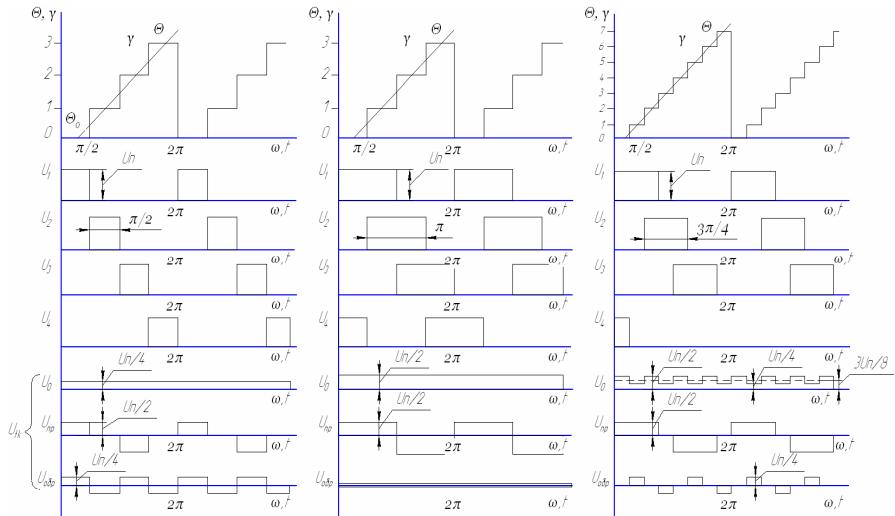


Рисунок – Формування фазних напруг ВІД

Запишемо рівняння для фазних напруг  $U_{tk}^{o,k}$  в матричній формі:

$$U_{tk}^{o,k} = \begin{vmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2}\gamma_{ei}\right) + \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma_{ei}) \\ \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2}\gamma_{ei}\right) - \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma_{ei}) \\ \frac{U_n}{4} - \frac{U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2}\gamma_{ei}\right) + \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma_{ei}) \\ \frac{U_n}{4} - \frac{U_n}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2}\gamma_{ei}\right) - \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma_{ei}) \end{vmatrix}. \quad (5)$$

При формуванні фазних напруг у функції поточного положення ротора необхідно ввести додатковий кутовий зсув у бік випередження на 90 ел. град.

Для чотирьохфазної ВІД за одиночної та парної комутації маємо чотири нормованих значення комутаційної функції за один ел. оберт. Одиничний зсув комутаційної функції відповідає кутовому зсуву 90 ел. град., отже, комутаційні функції пов'язані співвідношенням  $\gamma_\alpha = \gamma_t + 1$ . Перетворене рівняння для фазних напруг, що формуються у функції поточного положення ротора:

$$U_{\alpha k}^{o,k} = U_0 + U_{np} + U_{o\bar{o}p} = \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \cos \left[ \frac{\pi}{2} (\gamma_{\alpha} - (k-2)) \right] + \frac{U_n}{4} \cos [\pi(\gamma_{\alpha} - (k-2))]. \quad (6)$$

Рівняння фазних напруг  $U_{\alpha k}^{o,k}$  в матричній формі має вигляд:

$$U_{\alpha}^{o,k} = \begin{vmatrix} U_1 & \frac{U_n}{4} - \frac{U_n}{2} \sin \left( \frac{\pi}{2} \gamma \right) - \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma) \\ U_2 & \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \cos \left( \frac{\pi}{2} \gamma \right) + \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma) \\ U_3 & \frac{U_n}{4} + \frac{U_n}{2} \sin \left( \frac{\pi}{2} \gamma \right) - \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma) \\ U_4 & \frac{U_n}{4} - \frac{U_n}{2} \cos \left( \frac{\pi}{2} \gamma \right) + \frac{U_n}{4} \cos(\pi\gamma) \end{vmatrix}. \quad (7)$$

У режимі парної комутації фаз чотирьохфазної ВІД час відкритого стану транзисторів складає:  $\lambda_{\max}$ . Нормовані значення комутаційної функції для даного режиму  $\gamma_{\alpha} = 0, 1, 2, 3$ . Фазні напруги для режиму парної комутації записуються у вигляді двох складових: постійної і прямої послідовності. Зворотна послідовність напруги відсутня через  $\gamma_{\max} = \pi$ . Напруження формуються у функції часу

$$U_{ik}^{n,k} = \frac{U_n}{2} + \frac{\sqrt{2}U_n}{2} \cos \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{4} \gamma_{\alpha} \right) \frac{\pi}{2} (k-1) \right]. \quad (8)$$

Фазні напруги чотирьохфазної ВІД для парної комутації, що формуються у функції поточного положення ротора, з урахуванням додаткового зсуву комутаційної функції у бік випередження:

$$U_{\alpha}^{n,k} = \begin{vmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{U_n}{2} + \frac{\sqrt{2}U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{4}(1+2\gamma)\right) \\ \frac{U_n}{2} - \frac{\sqrt{2}U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{4}(1+2\gamma)\right) \\ \frac{U_n}{2} - \frac{\sqrt{2}U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{4}(1+2\gamma)\right) \\ \frac{U_n}{2} + \frac{\sqrt{2}U_n}{2} \cos\left(\frac{\pi}{4}(1+2\gamma)\right) \end{vmatrix}. \quad (9)$$

У режимі комбінованої комутації фаз ВІД відбувається чергування одночіної та парної комутації. На рис., «наведені комутаційна функція, фазні напруги і функції розкладання, що дозволяють аналітично записати фазні напруги. Тривалість відкритого стану транзисторів становить  $\lambda = 3\pi/4$ . Комутаційна функція в межах одного електричного обороту має вісім чисельних нормованих значень  $\gamma_{ss} = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$ . Фазні напруги двигуна в режимі комбінованої комутації запишемо також за допомогою трьох складових:  $U_0, U_{np}, U_{obp}$ . Постійна складова, еквівалентна напрузі збудження, містить два члени: перший - середнє значення одно-полярного імпульсного напруги, другий - змінна складова, що змінюється в протикофазі з напругою в зворотній послідовності. Напруга  $U_{obp}$  виникає тільки тоді, коли струм протікає по одній фазі двигуна. Напруга к-ї фази обмотки ВІД при комбінованій комутації записується у вигляді

$$U_{ik} = \frac{3U_n}{8} + \frac{U_n}{8} \cos\left[\pi\gamma_{ss} - \frac{\pi}{2}(k-1)\right] + \frac{U_n}{2} \sin g \left[ \cos\left\{\frac{\pi}{4}(\gamma_{ss}-1) - \frac{\pi}{2}(k-1)\right\} \right] + \frac{U_n}{2} \sin\left[\pi\gamma_{ss} - \frac{\pi}{2}(k-1)\right]. \quad (10)$$

**Висновки.** Вентильний двигун може стати успішною альтернативою колекторного двигуна в приводі електромобіля – за принципом дії і реалізованим характеристиками вони дуже близькі з двигуном постійного струму послідовного з'єднання. Вентильний двигун являє собою електромеханічний перетворювач, забезпечений електронною системою управління. Конструкція електромеханічного перетворювача і схемне рішення системи управління відрізняються різноманітністю і прив'язуються до конкретних умов експлуатації.

**Список літератури:** 1. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. – М: Машгиз, 1963. – 271 с.. 2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 336 с. 3. Ключев В.И. Теория электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

Надійшла до редколегії 06.04.2012

**Д.Г. СИВЫХ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;  
**С.А. ЩЕРБАК**, студент НТУ «ХПИ»

## ФАКТОРЫ, УЧИТЫВАЕМЫЕ ПРИ ПЕРЕОСНАЩЕНИИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ РАБОТЫ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

При переоснащении бензинового двигателя с впрыском во впускной коллектор для работы на природном газе необходимо учитывать факторы, которые влияют на продолжительность впрыскивания. Эти факторы для бензинового и газового двигателя будут отличаться. В статье рассмотрены параметры, учет которых позволит, используя импульсы управления бензиновыми форсунками включать форсунки для подачи газа.

При переоснащенні бензинового двигуна з уприскуванням у впускний колектор для роботи на природному газі необхідно враховувати фактори, які впливають на тривалість впорскування. Ці фактори для бензинового та газового двигуна будуть відрізнятися. У статті розглянуті параметри, облік яких дозволить використовуючи імпульси керування бензиновими форсунками включати форсунки для подачі газу.

When retrofitting a gasoline engine with injection into the intake manifold to run on natural gas is necessary to consider factors that affect the duration of the injection. These factors for gasoline and the gas engine will be different. The article deals with the parameters, taking into account which will allow using the control pulses gasoline nozzles include nozzles for gas supply.

Принцип управления системой газ–бензин заключается в том, что при работе на бензине блок управления повторяет сигналы управления для бензиновых форсунок (БФ). При переводе системы на работу на газе блок управления измеряет длительность впрыскивания бензина  $\tau_{\text{впр-б}}$ , находит длительность подачи газа  $\tau_{\text{впр-г}}$  и в момент открытия впускного клапана управляет газовой форсункой (ГФ).

Структурно система управления должна выглядеть следующим образом:



Рисунок – Схема системы управления двигателем газ–бензин

Предлагается в качестве исходных данных для переоборудования на газ использовать эффективные показатели бензинового двигателя: частоту вращения коленчатого вала (об/мин), мощность (кВт), расход бензина (кг/час), цикловую подачу (кг/цикл), время впрыскивания (сек).

Для управления форсункой цикловая подача определяется формулой:

$$G_{\text{ци}} = \mu S_0 \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \cdot \tau_{\text{впр}}, \quad (1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $S_0$  – проходное сечение,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta P$  – перепад давления, Па;  $\rho$  - плотность топлива,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\tau_{\text{впр}}$  – время впрыскивания, с.

Для форсунки, зная ее производительность, можно определить  $\mu S_0$ . Так для форсунки 140 см<sup>3</sup>/мин при перепаде давления 300 кПа.  $\rho_{\text{бензина}}=720 \text{ кг}/\text{м}^3$ , получаем  $\mu S_0=58,2 \times 10^{-6} \text{ м}^2$ . Подставляя  $\mu S_0$  в формулу (1) для каждой  $G_{\text{тщ}}$  определяем  $\tau_{\text{впр}}$ .

Форсунка подаёт бензин во время закрытого состояния впускного клапана. Всё это время топливо испаряется от нагретых стенок, переходя в пары бензина. Когда впускной клапан открывается, то поршень, двигаясь к НМТ, засасывает воздух из впускного коллектора, смешанный с парами бензина.

Такой же принцип можно использовать для подачи газа. Так как газ испаряется в редукторе испарителе, и газовая форсунка подает газ в паровой фазе, то момент её открытия можно совместить с моментом открытия впускного клапана двигателя. Это позволит весь поданный во впускной коллектор газ втянуть вместе с воздухом в перемешанном состоянии. Такая подача исключит накапливание газа во впусканом коллекторе при закрытом впускном клапане, так как это (особенно на низких оборотах и позднем УОЗ) может привести к вспышкам во впусканом коллекторе и его повреждении.

Из характеристик впускной системы для переоснащенного двигателя находится интервал открытия в градусах поворота коленчатого вала. Этот интервал для каждой частоты вращения переводится во время открытого состояния впускного клапана, которое будет максимально возможным временем подачи газа. За это время в цилиндр двигателя должно поступить энергетически эквивалентное количество газовоздушной смеси с определенным коэффициентом избытка воздуха, то есть равнозначное количеству бензиновоздушной смеси для соответствующего режима работы. Учтём это, используя теплоту сгорания топливовоздушных смесей. Количество теплоты, выделяемое при сгорании топливовоздушной смеси, зависит от теплоты сгорания топлива и состава смеси. Так для бензиновой смеси с воздухом в соотношении 1:14,9 удельная теплота сгорания составляет 2740 Дж/кг. Для газовой смеси пропан-бутан (50/50) с воздухом в соотношении 1:15,6 удельная теплота сгорания составляет 2788 Дж/кг.

Расход смеси будет определяться соотношением:

$$G_{\text{тщ}} = \frac{2788 \cdot N_t}{H_u \cdot \eta_s}, \quad (2)$$

Записав выражения для расхода топливовоздушной смеси для газа и бензина, приняв одинаковый эффективный КПД для двух случаев и предполагая, что в среднем при переводе на газ мощность двигателя снижается на 10%, разделим выражения друг на друга:

$$\frac{G_{\text{тщ, г}}}{G_{\text{тщ, б}}} = 0,9 \frac{H_u \cdot \eta_s}{H_u \cdot \eta_g} = 0,9 \frac{2788}{2740} = 0,91, \text{ т.е. } G_{\text{тщ, г}} = 0,91 G_{\text{тщ, б}}, \quad (3)$$

где  $G_{\text{тщ, г}}$  и  $G_{\text{тщ, б}}$  – часовой расход смесей с воздухом газа или бензина соответственно;  $H_u \cdot \eta_s$  и  $H_u \cdot \eta_g$  – удельная теплота сгорания смесей с воздухом бензина и газа соответственно.

Это означает, что в двигатель поступит газовоздушная смесь в

количестве 0,91 от бензиновоздушной. Находим для каждой смеси расход топлива и определяем цикловую подачу по внешней скоростной характеристики. Определив для каждой цикловой подачи время подачи, мы получили результат отношения времени подачи бензина к времени подачи газа на всех частотах вращения коленчатого вала. Это отношение (назовем его коэффициент перевода  $K_{\pi}$ ) для двигателя МeMЗ-307 составило 2,32 для подачи газовой смеси пропан-бутан в соотношении 50/50. Таким образом, при работе на газу штатный блок управления вырабатывает импульсы управления для включения бензиновых форсунок  $\tau_{\text{впр}_6}$ . Эти импульсы поступают на входы блока, отвечающего за работу системы газ-бензин. Время впрыскивания  $\tau_{\text{впр}_6}$  будет отличаться от времени подачи на задержки при открытии и закрытии:

$$\tau_{\text{впр}_6} = \tau_{\text{под}_6} + \tau_{\text{откр}_6} - \tau_{\text{закр}_6}.$$

Для бензиновой форсунки:  $\tau_{\text{откр}_6} = 2$  мс и  $\tau_{\text{закр}_6} = 1,6$  мс. Тогда:

$$\tau_{\text{под}_6} = \tau_{\text{впр}_6} - \tau_{\text{откр}_6} + \tau_{\text{закр}_6}.$$

Дальнейший алгоритм следующий: измеряется время импульсов  $\tau_{\text{впр}_6}$ ; находится  $\tau_{\text{под}_6}$  и делится на  $K_{\pi}$ ; блок получает время  $\tau_{\text{под}_g}$ , необходимое для подачи газа на данном режиме работы двигателя  $\tau_{\text{под}_g} = \tau_{\text{под}_6}/K_{\pi}$ .

На практике кроме времени подачи газа  $\tau_{\text{под}_g}$  нужно учитывать также время запаздывания открытия  $\tau_{\text{откр}_g}$  и закрытия  $\tau_{\text{закр}_g}$  клапана газовой форсунки по отношению к длительности импульса управления  $\tau_{\text{впр}_g}$ :

$$\tau_{\text{впр}_g} = \tau_{\text{под}_g} + \tau_{\text{откр}_g} - \tau_{\text{закр}_g}.$$

По результатам эксперимента для газовой форсунки эти интервалы составили:  $\tau_{\text{откр}_g} = 3,5$  мс и  $\tau_{\text{закр}_g} = 8,5$  мс. В результате:

$$\tau_{\text{впр}_g} = (\tau_{\text{впр}_6} - \tau_{\text{откр}_6} + \tau_{\text{закр}_6})/K_{\pi} + \tau_{\text{откр}_g} - \tau_{\text{закр}_g}. \quad (4)$$

Для того чтобы учесть изменение плотности газовой смеси пропан-бутан в зависимости от температуры смеси и процентного соотношения состава, введем коэффициенты  $K_t$  и  $K_c$ , которые также войдут в формулу (4):

$$\tau_{\text{впр}_g} = [(\tau_{\text{впр}_6} - \tau_{\text{откр}_6} + \tau_{\text{закр}_6})/K_{\pi} + \tau_{\text{откр}_g} - \tau_{\text{закр}_g}] \times K_t \times K_c. \quad (5)$$

Зависимость плотности смеси газов от ее температуры:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1}, \quad \text{тогда} \quad \rho_2 = \frac{\rho_1 \cdot T_1}{T_2},$$

где  $\rho_1$  – известная плотность при температуре  $T_1$ .

Зависимость плотности смеси газов от компонентного состава:

$$\rho = x \cdot \rho_1 + y \cdot \rho_2,$$

где  $x$  и  $y$  – части от общего объема.

**Список литературы:** 1. Система питания на природном газе EcoFuel в Touran и Caddy. Конструкция и принцип действия. – Программа самообучения 373. // Service Training, Volkswagen, – 2005. – 49 с. 2. Золотницкий В.А. Автомобильные газовые топливные системы. // «АСТ, Астрель, Хранитель». М.: – 2007. – 83 с.

Поступила в редакцию 12.04.2012

## ЗМІСТ

### АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

1	<b>АВРУНИН Г.А., ЖУКОВСКИЙ А.Д.</b> АНАЛИЗ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН	3
2	<b>ЕВСТРОПОВ А.В.</b> ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ	10
3	<b>КРАВЧЕНКО І.В.</b> ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОСТІ ТА МАСИ МАШИНО - ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ	15
4	<b>КРИВОКОНЬ О.Г., БОНДАРЕНКО А.І.</b> КОНКУРЕНТНОЗДАТНІСТЬ ТА КЛЮЧОВІ ПРОБЛЕМИ В ГАЛУЗІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ УКРАЇНИ	22
5	<b>РЕБРОВ А.Ю., КОРОБКА Т.А., ЛАХМАН С.В.</b> МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В БЕЗРАЗМЕРНЫХ ВЕЛИЧИНАХ С УЧЕТОМ ЕГО ЗАГРУЗКИ И ПОДАЧИ ТОПЛИВА	31
6	<b>САМОРОДОВ В.Б., ГРИГОРОВ О.В., ДЕРКАЧ О.И., КОЛОДЯЖНЫЙ А.В. , ШУБА С.А.</b> СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ ГИДРООБЪЕМНО- МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РЕЖИМАХ	37
7	<b>САМОРОДОВ В.Б., МІЦЕЛЬ М.О.</b> РОЗВИТОК ТРАНСМІСІЙНОГО МАТРИЧНОГО АНАЛІЗУ В ОБЛАСТІ АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ	42
8	<b>САМОРОДОВ В.Б., УДОД И.В., ДЕРКАЧ О.И.</b> СРАВНЕНИЕ ДВУХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ГИДРООБЪЕМНО- МЕХАНИЧЕСКИХ ДВУХПОТОЧНЫХ ТРАНСМИССИЙ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА	47
9	<b>СЕЛЕВИЧ С.Г., САМОХВАЛОВ И.В., ПРИХОДЬКО И.В.</b> АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К РЕШЕНИЮ КЛАССА ЗАДАЧ ПЛАНИРОВАНИЯ ДОСТАВКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ КОММІВОЯЖЕРА	53
10	<b>СЕРГІЕНКО Н.Е., МАРЕНИЧ А.Н.</b> СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ КАРДИОСИГНАЛОВ ВОДІТЕЛЯ В ВІРТУАЛЬНОМ КАРДІОГРАФЕ	57
11	<b>СКВОРЧЕВСЬКИЙ О.Є.</b> АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ НАЧІПНИХ СИСТЕМ ТРАКТОРІВ ТА ВИРОБЛЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ ЗАСАД ЇХ ВДОСКОНАЛЕННЯ	64

12	<b>ТУРЕНКО А.Н., УЖВА А.В., СЕРГІЕНКО А.В.</b> ПОДХОД К ИССЛЕДОВАНИЮ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА АВАРИЙ	74
13	<b>БОГОМОЛОВ В.О., ГЕЛЛО В.О.</b> МОДЕЛЮВАННЯ КОЛІВАНЬ КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ У ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ НА ДОРОЖНІХ НЕРІВНОСТЯХ	81
14	<b>МАМОНТОВ А.Г.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАКТОРА С ПРИЦЕПОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ДОРОГЕ С АСФАЛЬТНЫМ ПОКРЫТИЕМ	90
	<u>ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ</u>	
15	<b>ЛЮБАРСКИЙ Б.Г., МАСЛИЙ А.С., БУРЯКОВСКИЙ С.Г., ГОРДЕЕВА Н.А.</b> МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕАКТИВНОГО ИНДУКТОРНОГО ТРЕХОБМОТОЧНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ	95
16	<b>МИХАЛКІВ С.В., РАВЛЮК В.Г.</b> АПАРАТ ДЛЯ КЛАСИФІКАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ РУХОМОГО СКЛАДУ	105
	<u>ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ</u>	
17	<b>МАРЧЕНКО А.П., ШПАКОВСКИЙ В.В., ЛИНЬКОВ О.Ю.</b> ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ	113
18	<b>МАТВЕЕНКО В.В.</b> ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ НА РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ	118
19	<b>СТРОКОВ А.П., КОНДРАТЕНКО А.Н.</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МАКЕТА МОДУЛЯ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 2	121
	<u>МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ</u>	
20	<b>БОНДАРЕНКО И.В., АБЛЯСКИН О.И.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ	129

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

21	<b>АВРУНИН Г.А., ГИНАЙЛО Е.С., НИКОЛАЕВ М.В.</b> ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ БОРТОВЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ТС-10	135
22	<b>КАШУБА Н.Г.</b> СИСТЕМЫ УПРАВЛЯЕМЫХ ПОДВЕСОК АВТОМОБИЛЯ	139
23	<b>MIXEEB I.O.</b> ФОРМУВАННЯ ФАЗНИХ НАПРУГ, ПРИКЛАДЕНИХ ДО ОБМОТОК ВЕНТИЛЬНО-ІНДУКТОРНОГО ДВИГУНА	144
24	<b>СИВЫХ Д.Г., ЩЕРБАК С.А.</b> ФАКТОРЫ, УЧИТАВАЕМЫЕ ПРИ ПЕРЕОСНАЩЕНИИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ РАБОТЫ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ	150

НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
«ХПІ»

*Збірник наукових праць  
Тематичний випуск  
Транспортне машинобудування  
Випуск 19*

Науковий редактор к.т.н. Єпіфанов В.В.  
Технічний редактор к.т.н. Бондаренко А.І.  
Відповідальний за випуск к.т.н. Обухова І.Б.

Обл. вид. № 59-12

Підп. до друку 23.05.2012 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.  
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,07.  
Наклад 100 прим. 1-й завод 1-100.  
Зам. № 119. Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ».  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.  
61002, Харків-2, вул. Фрунзе, 21

---

Віддруковано у видавництві «Федорко».  
Харків, вул. Сумська, 4, оф.135,  
тел.: 758-19-46, 050-323-55-86, e-mail: print@mail.ua  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ХК №164 від 20.12.2005 р.