

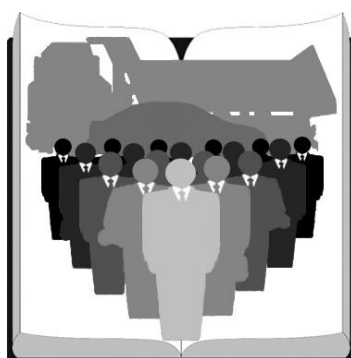
**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-  
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

## **МАТЕРІАЛИ**

**всеукраїнського науково-практичного семінару**

**”Наукові досягнення в галузі  
автомобільного транспорту”**

**20 квітня 2018 р., м. Харків**



**Харків, 2018**

# ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

## КЕРІВНИКИ ОРГКОМІТЕТУ

**Туренко Анатолій Миколайович** – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету семінару;

**Богомолов Віктор Олександрович** – заступник ректора ХНАДУ з наукової роботи, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету семінару;

**Сараєв Олексій Вікторович** – декан автомобільного факультету ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету семінару;

**Подригало Михайло Абович** – зав. кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету семінару.

## ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

**Бажинов Олексій Васильович** – зав. кафедри автомобільної електроніки ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

**Тернюк Микола Еммануїлович** – професор-консультант кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор;

**Лебедев Анатолій Тихонович** – зав. кафедри тракторів і автомобілів Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка, д.т.н., професор;

**Полянський Олександр Сергійович** – професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

**Сахно Володимир Прохорович** – зав. кафедри автомобілів Національного транспортного університету, м. Київ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

**Приходько Ігор Іванович** – начальник науково-дослідного центру Національної академії Національної гвардії України, д.психол.н., професор;

**Гецович Євген Мойсейович** – професор кафедри Трактори і сільгоспмашини Сумського національного аграрного університету, д.т.н., професор, член-кореспондент Транспортної академії України;

**Мурований Ігор Сергійович** – доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, к.т.н.;

**Лебедєв Сергій Анатолійович** – директор Харківської філії державної установи "Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого", к.т.н.;

**Тесля Володимир Олегович** – заступник декана факультету інженерії машин, споруд та технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, к.т.н.

## **СЕКРЕТАРІАТ КОНФЕРЕНЦІЇ ТА КОНТАКТИ**

**Абрамов Дмитрій Володимирович** – відповідальний секретар семінару, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, к.т.н., доцент;

**Дубінін Євген Олександрович** – відповідальний секретар семінару, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., доцент;

**Молодан Андрій Олександрович** – відповідальний секретар семінару, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, к.т.н., доцент.

**Контактний телефон:** (057) 707-37-33

**E-mail:** tmirm@ukr.net

## ЗМІСТ

### НАУКОВІ ДОСЯГНЕННЯ В ГАЛУЗІ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

- Абрамов Д.В.**.....  
Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів
- Подригало М.А., Абрамов Д.В.**.....  
Вплив поздовжньої податливості ходової частини на додаткові втрати енергії при усталеному русі автомобіля
- Гевко І.Б., Клендій В.М., Навроцька Т.Д.**.....  
Теоретичні передумови проектування розточних головок для обробки отворів в автомобілебудуванні
- Дубінін Є.О., Полянський О.С.**.....  
Принципи концепції забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин
- Гевко І.Б., Левкович М.Г., Радик М.Д.**.....  
Оснащення для дослідження технологічних процесів в автомобілебудуванні
- Дудукалов Ю.В.**.....  
Структурна модель процесів інформаційного забезпечення якості ремонту автотранспорту
- Кав'юк В.В., Васильєв Б.Г.**.....  
Шляхи уніфікації та рішення проблемних питань щодо використання засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів
- Коробко А.І., Козлов Ю.Ю.**.....  
Вимірювання кута поперечної стійкості мобільних машин
- Леоненко О.М., Марченко В.М.**.....  
Аналіз шляхів удосконалення системи ремонту автомобілів та засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів
- Ляшук О.Л., Клендій В.М., Сокіл М.Б.**.....  
Дослідження впливу кінематичних параметрів руху та поздовжньо-кутових коливань підресореної маси колісних транспортних засобів

- Марченко Д.Д.**.....  
Оцінка впливу якості очистки масла на моторесурс дизельних двигунів
- Ляшук О.Л., Тесля В.О., Босюк П.В.**.....  
Обґрунтування параметрів розточних головок для блоків циліндрів
- Молодан А.О., Тарасов Ю.В.**.....  
Раціональне використання потужності двигуна при відключенні циліндрів
- Назаров І.О., Назаров О.І., Цибульський В.А.**.....  
Підвищення безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах
- Подригало М.А., Бажинов О.В., Кайдалов Р.О., Кудимов С.А.**.....  
Раціональний закон управління розподілом крутних моментів електромобіля між осями при розгоні
- Полянський О.С., Задорожня В.В., Переверзева Л.М.**.....  
Безпека використання сільськогосподарської техніки з граничним ресурсом
- Рибалко І.В.**.....  
Основні етапи підвищення ефективності машин
- Скорик М.О.**.....  
Дослідження динамічних навантажень у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 у складних дорожніх умовах при перехідних режимах руху
- Полянський О.С., Хворост О.Г.**.....  
Динаміка передач гідروпіджимних муфт при різних законах наростання і падіння тиску
- Філіпова Г.А., Орисенко О.В., Криворот А.І.**.....  
Покращення ефективних показників автомобілів сімейства ГАЗЕЛЬ за рахунок оптимізації передаточних чисел трансмісії

## **КОНЦЕПЦІЯ ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ**

Непродумане удосконалення конструкції автомобіля призводить до того, що падіння показників експлуатаційних властивостей більш інтенсивне, ніж у попередніх моделей. Нажаль, багато недоробок проявляються в експлуатації і знижують безпеку використання автомобіля, що призводить до необхідності їх відкликання виробниками. Тому необхідно здійснювати в експлуатації контрольні випробування автомобілів на функціональну стабільність динамічних властивостей і споживчих властивостей, що впливають на безпеку руху. Досягти відчутних результатів у забезпеченні функціональної стабільності можна лише застосувавши комплексний підхід, який дозволив би об'єднати в систему три напрямки – оцінку динамічних властивостей автомобілів, що виконується на стадії проектування (вихідна точка), зміну цих властивостей в процесі експлуатації під дією різних зовнішніх факторів та старіння, зносу деталей та вузлів самого автомобіля а також застосування моделі багатокomпонентного складного руху, що дозволяє розглядати загальну динаміку руху групи автомобілів у організованому та неорганізованому транспортному потоці.

Метою дослідження є розробка методів оцінювання та покращення функціональної стабільності автомобіля за показниками динамічності та енергетичної ефективності.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих методів оцінювання показників динамічності, визначенні нових зв'язків між динамічними характеристиками та конструктивними параметрами автомобіля з урахуванням експлуатаційних факторів.

Вперше запропоновано показник експлуатаційних властивостей автомобіля – енергетична економічність, що дозволило не тільки виконувати оцінювання затрат енергії на рух автомобілів з альтернативними джерелами енергії але і визначити додаткові затрати енергії двигуна внутрішнього згоряння, обумовлені нерівномірністю тягової сили автомобіля; визначено взаємозв'язок між кінематичним та динамічним параметрами ведучого колеса автомобіля при русі у різних режимах з використанням моделі багатокomпонентного складного руху; отримано взаємозв'язок між кінематичними параметрами колеса і показником проковзування та радіальної деформації шини з використанням запропонованого показника – кінематичного параметра контакту колеса з дорогою; розроблено методи порівняльного аналізу динамічних властивостей автомобілів та рівня кваліфікації водіїв з викорис-

танням запропонованих показників – власних та індивідуальних індексів динамічності; запропоновано частотний метод оцінки бокової стійкості автомобіля при русі паралельними полосами дороги з швидкісними великогабаритними транспортними засобами.

Удосконалено метод визначення маси автомобіля в процесі його руху шляхом урахування кута поздовжнього ухилу дороги.

Дістали подальший розвиток розрахунково-експериментальний метод оцінки зміни потужності двигуна в процесі експлуатації за рахунок порівняння затрат потужності на розгін автомобіля при різному пробігу; метод оцінки гранично досяжних за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою показників тягово-швидкісних властивостей автомобілів при різних варіантах приводу ведучих коліс та з урахуванням підйомної аеродинамічної сили.

Практичне значення одержаних результатів роботи полягає у наданні суб'єктам господарювання нових ефективних підходів до оцінки і підвищення функціональної стабільності динамічних властивостей автомобілів в експлуатації, при проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт, а саме: розроблені методи розрахунково-експериментального визначення впливу нерівномірності крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння та характеристик трансмісії на показники енергетичної економічності автомобіля; визначення функціональної стабільності показників потужності двигуна та ККД трансмісії за зміною показників динамічних властивостей транспортних засобів; визначення кінематичного параметру контакту колеса з дорогою безпосередньо в процесі його руху в умовах експлуатації; визначення поточної маси автомобіля в процесі руху дорогою з поздовжнім ухилом; експериментальний метод оцінки індивідуальних особливостей керування автомобілем водіями при розгоні. Проведене моделювання впливу встановлення на кузов додаткового обладнання на аеродинамічні характеристики автомобіля дозволило оцінити додаткові сили аеродинамічного опору руху.

Таким чином, в роботі виконано узагальнення і розвиток наукових основ актуальної і важливої науково-технічної проблеми оцінювання та покращення функціональної стабільності динамічних властивостей та енергетичної ефективності автомобілів.

Подригало Михайло Абович, докт. техн. наук, професор, зав. каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

Абрамов Дмитрій Володимирович, канд. техн. наук, доцент каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Varan\\_mail@ukr.net](mailto:Varan_mail@ukr.net)

## **ВПЛИВ ПОЗДОВЖНЬОЇ ПОДАТЛИВОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ НА ДОДАТКОВІ ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ ПРИ УСТАЛЕНОМУ РУСІ АВТОМОБІЛЯ**

Коливання крутного моменту двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) призводить до додаткових втрат енергії, оскільки викликає коливання швидкості і кінетичної енергії автомобіля. У відомих роботах не досліджено вплив пружного зв'язку між тяговою силою і переміщенням автомобіля на додаткові витрати енергії.

Метою дослідження є підвищення енергетичної економічності автомобілів шляхом зниження додаткових витрат енергії, пов'язаних з поздовжньою податливістю ходової частини.

При наявності пружного зв'язку між тяговою силою і переміщенням автомобіля рух останнього можна представити як складний. При цьому переносний рух є рівномірним, а відносний – коливальним.

При коливаннях швидкості автомобіля відбувається і коливання рівня його кінетичної енергії. Визначено додаткові витрати енергії на відносний рух автомобіля за один цикл коливань тягової сили в порівнянні з рівномірним рухом. Отримано залежності додаткової витрати енергії від часу  $t$ , а також від пройденого шляху  $S$ .

У процесі дослідження встановлено, що поздовжня податливість ходової частини автомобіля при коливаннях тягової сили на колесах призводить до збільшення додаткових витрат енергії. Ці витрати збільшуються в міру наближення частоти коливань крутного моменту ДВЗ до частоти вільних (власних коливань) ходової частини автомобіля в поздовжньому напрямку.



Гевко Ігор Богданович, канд. техн. наук, доцент, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
 Клендій Володимир Миколайович, канд. техн. наук, ст. викл., Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
 Навроцька Тетяна Дем'янівна, асист., Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ ОБРОБКИ ОТВОРІВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

Важливим елементом підвищення точності, шорсткості і продуктивності необхідно обґрунтувати конструктивні параметри і визначити співвідношення величини подачі розточних різців до величини осьової подачі шпинделя верстату. Внаслідок неточності установлення та заточування різальних ребер значення цих сил для кожного різця будуть різні. Вважаємо, що величини цих сил пропорційні радіальній подачі кожного різця та визначаються за залежностями:

$$\begin{aligned} P_{Z1} &= C_{p_{z1}} \cdot t^{x_{p_{z1}}} \cdot s_1^{y_{p_{z1}}} \cdot v^n; & P_{Z2} &= C_{p_{z2}} \cdot t^{x_{p_{z2}}} \cdot s_2^{y_{p_{z2}}} \cdot v^n; \\ P_{y1} &= C_{p_{y1}} \cdot t^{x_{p_{y1}}} \cdot s_1^{y_{p_{y1}}} \cdot v^n; & P_{y2} &= C_{p_{y2}} \cdot t^{x_{p_{y2}}} \cdot s_2^{y_{p_{y2}}} \cdot v^n, \end{aligned} \quad (1)$$

Показники в рівняннях (1) визначаються залежно від умов різання, характеристики різального та оброблюваного матеріалу, геометрії різального інструменту та інших параметрів. Для визначення величини подачі кожного різця розглянемо траєкторії їх руху, які описуються спіраллю Архімеда:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho_1 + \frac{s}{2\pi} \phi + y; \\ \rho_2 &= \rho_2 + \frac{s}{2\pi} \phi - y, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\rho_1$  і  $\rho_2$  – початкові радіуси встановлення різців, мм;  
 $s$  – зміщення різців за 1 оберт розточної головки, мм/об;  
 $\phi$  – кут повороту головки внаслідок її обертання, рад;  
 $y$  – зміщення головки з різцями від центру, мм.

Залежність (2) описують рух різців, причому кут  $\phi$  для них відраховується від початкового положення кожного з них. Початкове положення вважаємо таким, коли перший різець починає різання канавки. Для однозначності розгляданого процесу припускаємо, що першим є той різець, радіус установки якого більший, тобто  $\rho_1 > \rho_2$ .

Після проведеного ряду розрахунків та з врахуванням початкових умов доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. Для цього заміною змінних зведемо систему до 4 диференціальних рівнянь першого порядку з врахуванням  $\phi = \omega t$ , де  $\omega = \frac{\pi}{30} n$  - кутова швидкість обертання шпинделя верстату.

Дубінін Євген Олександрович, д-р техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Dubinin-rmn@ukr.net](mailto:Dubinin-rmn@ukr.net)

Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [khadi.pas@gmail.com](mailto:khadi.pas@gmail.com)

## **ПРИНЦИПИ КОНЦЕПЦІЇ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ КОЛІСНИХ МАШИН**

Концепція забезпечення стійкості положення колісних машин визначає стратегію відповідних рішень та дій на всіх стадіях їхнього життєвого циклу від проектування до експлуатації. Основна складність при дослідженні стійкості положення колісних машин полягає в тому, що необхідно мати такі критерії розрахунків і джерела інформації про зміну параметрів машини, які дозволили б прогнозувати поведінку машини в різних умовах експлуатації, попереджаючи аварійні ситуації. Розроблена концепція базується на принципах, що дозволяють розв'язати поставлені завдання. Вони передбачають:

- на етапі проектування: визначення поняття стійкості положення, розробку теоретичних основ на базі сучасних підходів і методів для підвищення точності її оцінювання та прогнозування; розробку конструкцій із високою стійкістю положення і вбудованих засобів її контролю (ВЗК) з врахуванням вітчизняного та закордонного досвіду;

- на етапі виробництва: технологічне забезпечення якості виготовлення систем і агрегатів машин, що безпосередньо впливають на стійкість (гальмівна система, кермове керування, ходова система тощо); виробництво перспективних вбудованих засобів контролю; розробка нових і вдосконалення існуючих методів випробувань колісних машин на стійкість положення;

- на етапі експлуатації: удосконалення підходів до системи «водій-машина-дорожні умови» у вигляді дотримання умов і правил експлуатації машин на ухилах; забезпечення необхідного рівня контролю технічного стану агрегатів і систем, а також стану водія, що впливають на стійкість положення.

При цьому протягом етапів життєвого циклу машини йде формування та обґрунтування системи параметрів стійкості положення, що задаються як нормативів для виконання при експлуатації з метою забезпечення безпеки використання. Нормативна база параметрів стійкості машини структурована за етапами життєвого циклу. Обґрунтування нормативів досяжних параметрів стійкості виконується з урахуванням точності оцінки, впливу елементів конструкції і вбудованих засобів контролю. Нормативи цих параметрів забезпечуються шляхом підвищення якості виготовлення машини, застосуванням ВЗК і сучасних методів випробувань. Їх підтримка забезпечується за рахунок дотримання швидкісного режиму при роботі на ухилах, контролю технічного стану машини та стану водія.

Гевко Богдан Матвійович, докт. техн. наук, професор, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
Левкович Михайло Геннадійович, канд. техн. наук, доцент, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
Радик Марія Дмитрівна, асистент, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

## ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

Зростання вимог до сучасних автотранспортних засобів пов'язано з підвищенням експлуатаційної надійності, безпеки руху, економічності і зменшення експлуатаційних вимог, зменшення собівартості їх виготовлення і ремонту, екологічності. У зв'язку з цим метою роботи розроблення методики розрахунку зусилля різання при виготовленні деталей автотранспортних засобів на основі ресурсозберігаючих технологій.

Для встановлення функціональної залежності величини  $x_{\text{п}}$  від кута  $\varphi$  відносного повертання рухомої частини патрона, при відомому куті нахилу  $\beta$  поверхні лунки задамо наступним.

Максимального значення крутний момент набуває при осьовому переміщенні кульки на величину  $x_{\text{п}}$ . Тоді максимальне значення  $\varphi$  буде рівне

$$\phi_{\max} = \frac{\operatorname{ctg}(\beta/2) \left[ (h_{\text{л}} - r_{\text{к}} (1 - \cos(\beta/2))) \right]}{R}. \quad (1)$$

Аналогічна залежність для визначення максимального крутного моменту, який може сприймати даний патрон без переходу у запобіжний режим

$$T_{\max} = \frac{RC \left[ \Delta_0 + h_{\text{л}} + (h_{\text{л}} - r_{\text{к}} (1 - \cos(\beta/2))) \right]}{\operatorname{ctg}((\beta/2) + \rho) - f}. \quad (2)$$

З даних графічних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні кута нахилу поверхонь лунок  $\beta$  крутний момент  $T$  зростає. Проте збільшення радіуса кульок  $r_{\text{к}}$  призводить до зменшення навантажувальної здатності. Дане припущення досліджувалось статично, але очевидно це пояснюється зменшенням глибини зачеплення кульки з лункою, що й спричинятиме спрацювання патрону у запобіжному режимі при менших значеннях крутного моменту.

З точки зору силового розрахунку, а також мінімізації динамічних навантажень на елементи приводу в процесі спрацювання у запобіжному режимі доцільним є зменшення величини кута  $\beta$  нахилу поверхонь лунок. Однак вибір його раціональних значень можна провести лише після попередніх динамічних розрахунків та серії експериментальних досліджень.

Дудукалов Юрій Володимирович, канд. техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [ncc\\_delcam@khadi.kharkov.ua](mailto:ncc_delcam@khadi.kharkov.ua)

## **ОРГАНІЗАЦІЙНА СТРУКТУРА ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ АВТОТРАНСПОРУ**

Для вирішення проблем забезпечення надійності засобів транспорту під час їх технічного обслуговування та ремонту (ТОР) необхідна системна інтеграція бізнес-процесів на підприємствах. Організаційна структура інформаційного забезпечення загальної якості ТОР може бути представлена як сукупність складових, кожна з яких пов'язана з якістю кінцевого результату. Декомпозиція цієї сукупності включає:

1) технологічні процеси виконання ремонтно-обслуговуючих робіт з механічної обробки, розборки та зборки, нанесення покриттів, дефектації, діагностики та інші;

2) процеси інформаційного забезпечення технологічної підготовки процесів ремонтного виробництва, що включають проектування технологічних процесів ТОР, підготовку документації на технології, аналіз результатів проектування та забезпечення якості на рівні проектних робіт, управління змінами в проектній документації;

3) інформаційні процеси, що пов'язані з замовниками, які визначають рівень послуг ТОР на ринку, конкурентоздатність підприємства ТОР, склад і форми договірної діяльності зі споживачами;

4) процеси управління персоналом, його підготовки, підбір працюючих на підприємстві;

5) процеси забезпечення ресурсами, матеріального та енергетичного забезпечення, поставки запасних частин, матеріалів, договірна робота, організація фірмового ремонту, інжиніринг логістичних систем;

6) процеси забезпечення надійної роботи обладнання ТОР, забезпечення необхідного рівня механізації та автоматизації його роботи;

7) процеси, що забезпечують аналіз рівня попиту, робота зі споживачем, супроводження споживача;

8) процеси формування стратегії розвитку підприємства, відповідальність керівництва за управління якістю продукції, інформування персоналу про роботу по управлінню якістю продукції.

Таким чином, сукупність цих процесів формує високий рівень якості ТОР. Кожен процес має тріаду основного (функціонально обумовленого), управляючого та допоміжного. Управління підприємством ТОР представляє собою інтелектуальну управляючу систему, з властивостями прогнозування, аналітичної обробки даних (OLAP), прийняття рішень (DSS) чи інтелектуального аналізу (BI), такі як Data Mining та подібні. Найбільш завершеною формою організаційної структури можна вважати інтелектуальні інформаційні системи, що засновані на використанні баз знань.

Кав'юк Вадим Володимирович, начальник кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

Васильєв Борис Георгійович, канд. техн. наук, доцент, професор кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

## **ШЛЯХИ УНІФІКАЦІЇ ТА РІШЕННЯ ПРОБЛЕМНИХ ПИТАНЬ ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ ЗАСОБІВ АЕРОДРОМНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОЛЬОТІВ**

Розглядаються проблемні питання існуючих засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів (ЗАТЗП): шляхи використання остаточного ресурсу спеціального обладнання, яке розміщене на автомобільній техніці, ресурс якої вичерпаний; шляхи модернізації, закупівлі або створення аеродромної рухомої техніки; оптимізація створення модульних схем машин; підвищення маневрених властивостей, оперативної та оперативно-тактичної рухомості, живучості та функціональної надійності виконання задач за призначенням.

Отримані рішення базуються на використанні створених інноваційних технологій керування рухом:

- Спосіб керування поворотом автопоїзда для подачі заднім ходом буксируемого позаду одновісного причепа з неповоротними колесами (патент №101444, 10.09.2015, Бюл.№17);

- Спосіб керування курсовим рухом автопоїзда для подачі заднім ходом буксируемого позаду одновісного причепа з неповоротними колесами (патент №102036, 12.10.2015, Бюл.№19);

- Спосіб керування поворотом автопоїзда для подачі заднім ходом буксированих позаду двох одновісних причепів (патент №113730, 10.02.2017р.) та інші 5 патентів за 2016 і 2017 роки.

Для створення інноваційних технологій керування маневруванням використовуються розроблені методи переходу від існуючої колісної схеми автопоїзда до еквівалентної неголономної моделі з віртуальними неголономними зв'язками колісного типу. Це дозволяє пов'язувати технологічні процеси керування кермовим колесом тягача із слідкуванням за напрямком віртуального колеса у точці стеження на першому причепі, забезпечити стійкість та керованість руху та керувати одночасно усіма ланками автопоїзда – тягачом та причепами.

Використання самого простого, дешевого та надійного одновісного причепа з неповоротними колесами (у тому числі з двома або трьома наближеними колісними вісями) дозволяє вирішити усі перераховані вище проблемні питання для усіх машин ЗАТЗА, відокремити технологічні модулі від автомобіля та використовувати як тягач будь-який серійний автомобіль вітчизняного виробництва.

Коробко Андрій Іванович, канд. техн. наук., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [ak82andrey@gmail.com](mailto:ak82andrey@gmail.com)

Козлов Юрій Юрійович, інженер-метролог, Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування і випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого

## ВИМІРЮВАННЯ КУТА ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Однією з важливих властивостей транспортно-тягових (автомобіль, трактор) та причіпних сільськогосподарських машин є поперечна стійкість, яка характеризує здатність працювати на поперечних ухилах без перекидання. Поперечна стійкість положення оцінюється статичним кутом поперечного ухилу, на якому може стояти загальмована машина без перекидання.

Існуючі стенди для визначення кута поперечної стійкості машин, не дивлячись на їхню мобільність, все ж потребують удосконалення в частині матеріалоемності, математичних моделей випробувань і дослідження точності і достовірності результатів випробувань.

У доповіді запропоновано вимоги до конструкції стенду для випробувань мобільних машин з визначення кута поперечної стійкості методом послідовного зважування. Машина, що випробовується встановлюється колесами усіх осей на платформи стенду. На машину встановлюється вимірювач кута поперечного нахилу машини. Вмикається стенд. Вибирається тип машини: без підвіски, балансірна підвіска, із шарнірно-складеною рамою, автомобіль, машина з однією віссю. Вимірюється кут  $\alpha_1$ . Калібрується вимірювач кута поперечного нахилу ( $\alpha_1=0$ ). Вимірювальна система фіксує результат зважування правого  $m_{10}$  і лівого  $m_{20}$  борту окремо. Після цього вмикається привід стенду, який створює тиск у силових циліндрах платформи на якій знаходиться борт меншої маси. Силкові циліндри піднімають платформу, разом з встановленою на ній машиною, на певну висоту. Вимірювальна система вимірює кут на який нахилилась машина та масу правого  $m_{1a}$  і лівого  $m_{2a}$  борту окремо. Інформація про виміряні параметри вимірювальними каналами надходить до блоку управління, де за авторською методикою розраховується відношення маси борту машини у піднятому положенні до маси борту у горизонтальному положенні, граничне значення кута поперечної стійкості машини  $\alpha_{cc}$  (без визначення координати центру мас машини), проводиться оцінювання стабільності результатів вимірювання та розраховується невизначеність  $U_{acc}$  і похибка  $\Delta_{acc}$  вимірювання кута поперечної стійкості машини.

Леоненко Олександр Миколайович, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

Марченко Володимир Михайлович, викладач кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

## **АНАЛІЗ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ ТА ЗАСОБІВ АЕРОДРОМНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОЛЬОТІВ**

Для підтримання техніки на належному рівні надійності у ЗС України прийнята і функціонує планово-попереджувальна система ТО та ремонту машин, яка дозволяє певною мірою компенсувати недостатні потужності виробництва автомобілів (автомобільних базових шасі (АБШ) під спеціальне обладнання різного призначення, зокрема засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів (ЗАТЗП)) за рахунок проведення різних видів ремонтів, забезпечує подальше використання деталей, які не повністю зношені (а їх більше 70 %), призводить до суттєвої економії металу, необхідного для виготовлення нових деталей.

При порівняно невеликій кількості АБШ, що використовуються, багатомарочність та розподіл за типами двигуна існуючого на даний момент автомобільного парку вкрай негативно впливає на їх пристосованість до ТО і ремонту (особливо до військового ремонту) оскільки порушуються основні принципи, що висуваються до цього показника.

Найбільша кількість ЗАТЗП, що потребують різних видів ремонту та регламентованого ТО, це засоби забезпечення повітряних суден газами (близько 65 %) та засоби кондиціювання та підігріву повітря (близько 60 %).

На теперішній час на підприємствах вітчизняної промисловості проводяться заходи, щодо створення та модернізації для встановлення спеціального обладнання ЗАТЗП. У більшості випадків, підприємства-виробники застосовують АБШ виробництва Кременчуцького автомобільного заводу (ПАТ “АвтоКрАЗ”). Слід відзначити, на цей час у нашій країні немає підприємств з повним циклом виробництва силових агрегатів, які можливо встановлювати під час виробництва нових або капітального ремонту з модернізацією старих АБШ ЗАТЗП.

Дійовим засобом підтримки автомобілів та ЗАТЗП, які є на озброєнні Повітряних Силах ЗСУ, в боєздатному стані слід вважати підвищення їх надійності шляхом проведення регламентованих ТО та ремонтів на автомобільних ремонтних підприємствах та ремонтних частинах МО України, які на теперішній час спроможні забезпечити наступні напрямки:

- капітальний та середній ремонт, а також відновлювальний ремонт по критичним позиціям (з заміною кузова (кабіни), силового агрегату);
- модернізація модельного ряду автомобілів із встановленням на них більш потужних та економічних дизельних двигунів;
- проведення збірки АБШ на нових комплектуючих агрегатах та базових деталях, як вітчизняного, так і іноземного виробництва.



Ляшук Олег Леонтійович, докт. техн. наук, доцент, Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, [oleglashuk@ukr.net](mailto:oleglashuk@ukr.net)

Клендій Володимир Миколайович, канд. техн. наук, ст. викл., Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

Сокіл Марія Богданівна, канд. техн. наук, доцент, Львівська політехніка

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ТА ПОЗДОВЖНЬО-КУТОВИХ КОЛИВАНЬ ПІДРЕСОРЕНОЇ МАСИ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Керованість колісних транспортних засобів (КТЗ) характеризує здатність змінювати напрям руху автомобіля і втримувати його за рахунок дії водія на кермове колесо. Головною величиною, яка характеризує керованість, є момент повороту шин.

$$I_o \ddot{\varphi} = -a(F_{1np.} + R_{1on.}) - b(F_{2np.} + R_{1on.}) + M_o^\Phi, \quad (1)$$

де  $I_o$  момент інерції підресореної маси відносно центру мас,  $F_2, F_{1np.}$  приведені рушійна та сила опору,  $M_o^\Phi$  - момент сил інерції ПМ відносно т. О.

Відповідно до принципу Д'Аламбера для механічної системи не підресорена - підресорена частини визначимо динамічні сили тиску передніх коліс на дорожнє покриття

$$\begin{aligned} P_1 + P_2 + P - N_1 - N_2 &= 0, \\ F_2 - F_{1np.} - \Phi &= 0, \\ (N_2 - P_2)(a + b) - Pa - \Phi c + M_A^\Phi &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $P_1, P_2$  відповідно вага заднього (привідного) та переднього мостів,  $F_2, F_{1np.}$  рушійна та сила опору,  $N_1, N_2$  - нормальні складові реакцій дороги,

$\Phi$  - сила інерції КТЗ,  $M_A^\Phi$  - момент сил інерції ПМ відносно точки контакту (дотику) керованого колеса та дорожнього покриття (т. А)

Момент динамічного опору повороту шин за умови, що куту повороту шини є пропорційний

$$M_\varphi = k \left[ P + P_1 - \frac{1}{a+b} \left( Pa + \frac{P + P_1 + P_2}{g} w - c_1 \frac{(4a^2 + b^2 + c^2)(v+2)P}{2(1+\kappa)(a^2 + b^2 + c^2/4)\Delta_{cr}^{v+1}} (a^{v+2} + kb^{v+2}) a_\varphi^{v+1} \right) \right] \Theta, \quad (3)$$

де  $\Theta$  – кут повороту керованого колеса відносно вісі шворня (вісі відносно якої повертається колесо). Керованості КТЗ приймає вигляд  $M_\varphi \leq M_{\varphi \max}$ , де  $M_{\varphi \max}$  - граничне значення за зчепленням моменту опору повороту шини, яке виникає при повному ковзанні елементів шини, що контактують з опорною поверхнею.

Значення критичного динамічного кута повороту  $\bar{\Theta}$  у залежності від амплітуди поздовжньо – кутових коливань підресореної частини, та параметрів які описують силову характеристику ПЧ

$$\bar{\Theta} = \frac{(P + P_1)(a + b) - Pa}{(P + P_1)(a + b) - Pa - \frac{P + P_1 + P_2}{g} w + 2(v+2) \frac{(4a^2 + b^2 + c^2)P}{(4a^2 + 4b^2 + c^2)\Delta_{cr}^{v+1}} (a^{v+2} + kb^{v+2}) a_\varphi^{v+1}} \Theta_{\max} \quad (4)$$



Марченко Дмитро Дмитрович, канд. техн. наук, доцент, Миколаївський національний аграрний університет, [marchenkodd@mnau.edu.ua](mailto:marchenkodd@mnau.edu.ua)

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ЯКОСТІ ОЧИСТКИ МАСЛА НА МОТОРЕСУРС ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

В процесі експлуатації масел в них накопичуються продукти окислення, забруднення і інші домішки, які різко знижують якість масел. Масла, що містять забруднюючі домішки, нездатні задовольняти вимогам, що пред'являються до них, і повинні бути замінені свіжими маслами.

Для проведення експлуатаційних випробувань були вибрані 2 нових трактори МТЗ-80. Кількість відпрацьованих мотогодин коливалася в межах 200-280 мотогодин. Під час вибору тракторів для проведення експлуатаційних випробувань головну увагу надавалося їх технічному стану, і особливо, чад масла, витрата палива і проривання газів з сапуна двигуна. Витрата палива перевіряли безпосередньо по показниках мірної лійки, чад масла відповідно долитого з мірного циліндра місткістю 0,5 л.; а кількість газів що проривалося з сапуна - за допомогою газового лічильника КИ-8940.

Зіставлення результатів спостережень за тракторами дало підстави для можливості їх використання для проведення експлуатаційних випробувань. Кількість відкладень в центрифугі визначали шляхом зважування ротора на терезах, через 60 мотогодин роботи двигуна; промивання центрифуги відбувалася через 120 годин роботи двигуна. Відбір проб масла в кількості 300 мл проводили кожні 60 мотогодин роботи двигуна. Отже при визначенні марки масел для різних двигунів необхідно провести експлуатаційні випробування з подальшою оцінкою всіх фізико-хімічних показників масла і зносу деталей. Концентрація механічних домішок для масел з серійною центрифугою досить велика і складає після 240 годин роботи двигуна відповідно 2,4%. Концентрація ж механічних домішок для масла з пропонуємою центрифугою низька і складає 1,69, що дещо нижче, ніж для масла з серійною центрифугою, тобто в 1,42 рази.

Відомо, що з пониженням частоти обертання ротора центрифуги кількість механічних домішок зростає, на підставі чого зменшується ступінь очищення масла від домішок. При зростанні обертів центрифуги якість очищення масла зростає в порівнянні з серійною центрифугою, тому механічні домішки зменшуються за період 240 мотогодин роботи двигуна з 2,4 до 1,69 %. З пониженням температури якість фільтрації масла значно погіршується. Ця обставина усугубляє ще і тим, що при холостому ході або середніх оборотах двигуна тиск масла на вході в центрифугу значно зменшується, що сприяє ще більш гіршій фільтрації.

Відповідно для серійних центрифуг двигунів знос склав: 1 – 4,4 гр. При випробуваннях з пропонуємою центрифугою знос дорівнював 2,7 гр. Таким чином, мінімальний знос двигунів відбувається при роботі з пропонуємою центрифугою, який в 1,3 рази менше ніж з серійною центрифугою.

Ляшук Олег Леонтійович, докт. техн. наук, доцент, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, [oleglashuk@ukr.net](mailto:oleglashuk@ukr.net)  
Тесля Володимир Олегович, канд. техн. наук, доцент, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
Босюк Павло Володимирович, асистент, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ БЛОКІВ ЦИЛІНДРІВ

Блоки циліндрів є дорогими деталями відлитими у більшості випадків із сірого чавуну або алюмінієвого сплаву. Основними елементами блоку циліндра є отвори-робочі циліндри, які виготовляють зі змінних гільз або самих отворів і отвори під гнізда клапанів. Випробування блоків циліндрів на придатність до роботи випробовують на гідравлічних стендах. Випробувальний блок встановлюють на стіл, водяні отвори заглушають відповідними фланцями з гумовими прокладками.

Пристрій для розточування ущільнюючих циліндричних поясків під гільзи блоків циліндрів виконано у вигляді шліцевого штока, який по посадці ковзання встановлений в центральний шліцевий отвір циліндричного корпусу з можливістю осьового і кругового переміщення, нижній кінець якого виконано конусної форми. По зовнішньому діаметру руховий корпус є у взаємодії з підтискною втулкою, яка знизу жорстко закріплена до конічної центрувальної втулки, яка зовнішньою нижньою конусною поверхнею є у взаємодії з конічною поверхнею конічної центрувальної втулки, знизу на циліндричному пояску якої жорстко встановлено підшипник кочення внутрішнім діаметром.

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Блок циліндра, в якому необхідно розточити ущільнений поясок під гільзу встановлюють на стіл свердлильного або розточного верстату. По конусній поверхні цієї втулки виставляють конічну центрувальну втулку його центрують, а розточні різці встановлюють на необхідну висоту розточування канавки. Після розточування поясків пристрій знімають у зворотній послідовності і встановлюють на наступний діаметр.

Розрахунок конструктивних параметрів РГ з кутовими шарнірними ланками, байонетний паз-еліпс, байонетний паз зубчаста рейка, вісь-косий паз та інші має важливе значення в їх конструкціях і, особливо, параметр відношення величини подачі шпинделя  $S_{ш}$  до величини подачі розточного різця  $S_p$ , який названо коефіцієнт співвідношення подач

$$K_s = \frac{S_p}{S_{ш}}. \quad (1)$$

Технологічно доцільним є забезпечення цього коефіцієнта в межах  $S_p / S_{ш} < 1$ , що дає можливість застосування подачі різця  $S_p = 0,003 - 0,08 \text{ мм/об.}$  в той час, коли мінімальні подачі шпинделя у металорізальних верстатах не завжди можна забезпечити в таких межах.

Молодан Андрій Олександрович, канд техн. наук, доцент, докторант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Тарасов Юрій Володимирович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [tmirm@ukr.net](mailto:tmirm@ukr.net)

## **РАЦІОНАЛЬНЕ ВИКОРИСТАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЦИЛІНДРІВ**

Технологія відключення циліндрів поки не отримала широкого розповсюдження. Причин тому кілька. Головні з них – ступінчастість регулювання, наявність дроселювання між режимами роботи, порушення температурного режиму і рівномірності зносу циліндрів.

Роботи над рішенням «дросельної проблеми» ведуться і в Україні. Ще в 1967 році в Київському автомобільно-дорожньому інституті професор П.І. Андрусенко запропонував принципово новий спосіб регулювання потужності двигуна відключенням не визначених циліндрів, а окремих робочих циклів. У 1996 році метод регулювання потужності двигуна відключенням окремих робочих циклів (ДРЦ) був представлений спільно з «АвтоВАЗом» на виставці «Автомобілебудування» в Детройті і викликав колосальний інтерес великих зарубіжних автомобільних компаній. На даний момент на цю систему отримано близько 30 патентів.

Для відключення циліндрів зазвичай застосовують керування приводом клапанів. Якщо обидва клапани закриті, то суміш в циліндр не надходить і постійно знаходиться в ньому газ послідовно стискується і розширюється. Робота, що витрачається при цьому на стиск газу, знову вивільняється при розширенні в умовах невеликого відведення теплоти стінками циліндра. Механічний та індикаторний ККД в цьому випадку поліпшуються порівняно з ККД восьмициліндрового двигуна, що працює на всіх циліндрах при тій же ефективній потужності.

Сутність даного методу полягає в тому, що по мірі зменшення (або збільшення) навантаження за рахунок припинення подачі палива в різні циліндри відключається частина робочих циклів, що забезпечують отримання необхідної в даному режимі потужності. Реалізується це за допомогою електромагнітних форсунок або клапанів. Дросельна заслінка у всьому діапазоні зміни навантажень двигуна залишається повністю відкритою, що веде до збільшення індикаторного і механічного ККД двигуна.

Економія палива при використанні даного методу на режимах часткових навантажень становить 20–23% з одночасним суттєвим зменшенням у 2,5–4 рази токсичності відпрацьованих газів. На холостому ході витрата палива зменшується майже вдвічі.

Відключення циліндрів двигуна здійснюється при проведенні, так званого тесту «Визначення балансу потужності по циліндрах двигуна». Цей тест застосовується при явно нестабільній роботі двигуна авто. З допомогою тесту визначається внесок конкретного циліндра в роботу двигуна, а також виявляється проблемний циліндр.

Назаров Іван Олександрович, здобувач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Назаров Олександр Іванович, канд. техн. наук, доцент; Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net)

Цибульський Вадим Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ У ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ**

Стрімкий ріст парку експлуатованих легкових автомобілів на території України, котрий за станом на 2017 р. налічує близько 6,9 млн. одиниць, серед яких обладнані виключно АБС становлять 19%, а не обладнані АБС всього 4%, а також прогнозоване зростання інтенсивності й швидкості руху, вимагає посилення вимог до безпеки їх використання.

Це можливо за умови реалізації найменшого гальмівного шляху та найбільшої величини уповільнення під час екстреного гальмування легкових автомобілів в певних експлуатаційних умовах за рахунок реалізації міжбортової нерівномірності гальмівних сил, яка виникає внаслідок нерівномірного розподілу нормальних реакцій між колесами однойменних осей.

Проблема розв'язувалась у відповідності до плану науково-дослідних робіт за напрямом «Покращення гальмівних властивостей експлуатованих легкових автомобілів, обладнаних антиблокувальними системами», які виконувалися в період з 01.12.2013 по 30.11.2017 р., номер державної реєстрації 0115u0026.57.

Відомо, що вимогами діючих як міжнародних, так і національних стандартів, як необхідного критерію оцінки безпеки використання експлуатованого легкового автомобіля, є забезпечення ефективності та стабільності функціонування всіх елементів його гальмівної системи при екстрених гальмуваннях.

У відомих літературних джерелах вказується, що фактори, які викликають зміну показників гальмівних властивостей легкових автомобілів, носять випадковий характер і визначаються їх конструктивними та експлуатаційними факторами. Найбільш важливими з них є значення коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею дороги, коефіцієнта розподілу гальмівних сил, положення центру мас і метацентру автомобіля, величина нормальних реакцій на колесах при гальмуванні в експлуатаційних умовах і особливості конструкції їх гальмівних систем.

При оцінці ефективності гальмування легкового автомобіля класично приймалися допущення, при яких не враховувалася дія експлуатаційних умов. Розрахунок проводився за умови забезпечення максимальних вповільнень на горизонтальній ділянці шляху з сухим асфальтобетонним покриттям для випадку екстрених гальмувань, тобто при блокованих колесах.

Крім того, при аналізі перерозподілу нормальних реакцій вважалося, що подовжня, поперечна і горизонтальна складові аеродинамічної сили прикла-

дені в одній точці – метацентрі, що збігається з центром мас легкового автомобіля, а в ряді випадків і взагалі не враховувалися.

Однак під час експлуатації на легковий автомобіль діє велика кількість зовнішніх сил, які можуть призвести не тільки до нерівномірного розподілу нормальних навантажень між осями, а й між колесами однойменних осей, тобто до міжборткової нерівномірності.

Аналіз гальмувань легкових автомобілів в експлуатаційних умовах показує, що на колесах різних бортів при русі по рівній горизонтальній дорозі при дії бічного вітру, а також на дорогах з поперечним і подовжнім ухилом або з фіксованим радіусом кривизни, мають місце різні величини нормальних навантажень.

При цьому в більшості випадків в гальмівних системах легкових автомобілів застосовується або осьова, або діагональна схема поділу контурів гальмівного приводу.

Однак ні осьова, а ні діагональна схема поділу контурів гальмівного приводу не здатні реалізувати в повній мірі зміну бортового навантаження автомобіля, так як вони забезпечують гальмування автомобіля при залученні контурів, що включають або передні, або задні гальмівні механізми – при осьовій схемі, або передній лівий/правий та задній правий/лівий гальмівні механізми – у разі діагональної схеми.

Не вирішена частина проблеми. Для підвищення безпеки використання з урахуванням зростання швидкості руху легкових автомобілів на дорогах України слід посилити вимоги до реалізації найбільшої ефективності гальмування та найменшого гальмівного шляху. Вирішення такого завдання може бути отримано з урахуванням експлуатаційних умов і аеродинамічного фактора. Але для цього необхідно більш повно реалізовувати керуючий вплив гальмівного приводу шляхом установки динамічних регуляторів гальмівних сил, здатних забезпечувати необхідну гальмівну силу на кожному колесі в конкретних умовах експлуатації із врахуванням і фаз процесу екстреного гальмування.

При цьому, для реалізації міжборткової нерівномірності гальмівних сил слід використовувати комбіновану або бортову (частину комбінованої) схему включення контурів гальмівного приводу спільно з пристроями, що забезпечують необхідне регулювання приводного тиску в контурах, які з'єднують гальмівні механізми переднього і заднього коліс відповідного борту автомобіля.

Такими пристроями можуть слугувати динамічні регулятори гальмівних сил, конструкції яких розроблено та запатентовано як для автомобілів, гальмівні системи котрих обладнано антиблокувальними системами, так і не обладнаних такими.

Подригало Михаил Абович, докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой ТМ и РМ, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Бажинов Алексей Васильевич, докт. техн. наук, профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кайдалов Руслан Олегович, канд. техн. наук, доцент, заместитель председателя научного центра, Национальная академия Национальной гвардии Украины

Кудимов Сергей Анатольевич, адъюнкт, Национальная академия Национальной гвардии Украины

## **РАЦИОНАЛЬНЫЙ ЗАКОН УПРАВЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ МЕЖДУ ОСЯМИ ПРИ РАЗГОНЕ**

Электромобили приобретают все более широкое распространение в мире. Применение электропривода ведущих колес открывает возможности для улучшения эксплуатационных свойств автомобиля.

Для автомобилей исследован идеальный с точки зрения использования сцепного веса закон распределения крутящих моментов между осями. Однако реализовать такой закон в машинах с механическими трансмиссиями сложно.

Появление электромобилей и автомобилей с комбинированными энергетическими установками, имеющих отдельный электрический привод на переднюю и заднюю ось, позволяет решить указанную задачу путем регулирования силы тока отдельно в тяговых электродвигателях передних и задних колес.

Регулирование распределения тяговых сил и, соответственно, крутящих моментов между осями позволяет улучшить тяговые характеристики и курсовую устойчивость автомобиля, которая в свою очередь влияет на безопасность движения при движении автомобиля на высоких скоростях и с максимально возможными ускорениями.

В работе определена взаимосвязь между линейным ускорением, скоростью и распределением крутящих моментов между осями автомобиля.

Предложен рациональный закон отдельного управления крутящими моментами на колесах передней и задней осей, что обеспечивает курсовую устойчивость автомобиля при разгоне. Предложена блок-схема отдельного управления крутящими моментами на передней и задней осях автомобиля.



Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Khadi.pas@gmail.com](mailto:Khadi.pas@gmail.com)  
Задорожня Вікторія Володимирівна, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка  
Переверзева Людмила Миколаївна, старший викладач, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

## **БЕЗПЕКА ВИКОРИСТАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ З ГРАНИЧНИМ РЕСУРСОМ**

В даний час в організаціях агропромислового комплексу України найбільшу питому вагу займає застаріла мобільна техніка. Середній вік використовуваних транспортних засобів, наблизився до свого граничного терміну експлуатації (8-10 років), а понад 30% техніки повністю виробили свій ресурс і застосовуються в стані, близькому до аварійного. Даний аспект негативно позначається на безпеці їх використання та навколишньому середовищі. Велика потужність двигунів самохідної техніки, енергоємні режими роботи, в яких експлуатується транспорт, поєднуються з порівняно низькими екологічними характеристиками машино - тракторних агрегатів.

Критерієм оцінки граничного стану машини повинні бути, по-перше, здатність виконати необхідні функції, потім - безпечне використання як складова небезпеки для обслуговуючого персоналу машини у вигляді відмов систем керування машиною і екологічної шкоди від забруднення повітря, ґрунту і т. п.

Існуюча система визначення періодичності технічного обслуговування і ремонту машин здійснюється за їх напрацюванню на основі загальних закономірностей зміни експлуатаційних і ремонтних витрат. Такий підхід не дозволяє в принципі прогнозувати профілактичну роботу та ремонтні витрати, особливо для умов сільськогосподарського виробництва. Тому, діагностування і прогнозування технічного стану є безумовно актуальним науково-технічним завданням, що потребує розв'язання з використанням нових більш ефективних підходів до формування і обробки діагностичної бази даних, наприклад, з використанням часових рядів, а також критеріїв статистичної інформативності та відносної чутливості діагностичних параметрів з напрацюванням.

У результаті використання нових методів оцінки технічного стану машини, можна обґрунтувати прийняття рішення щодо подальшої експлуатації техніки, що дозволить уникнути на підприємствах сільськогосподарського призначення небезпеку і визначити критерії безпеки їх використання. І, як наслідок, скорочення до мінімуму ризику, пов'язаного із заподіянням шкоди життю або здоров'ю оператору і обслуговуючого персоналу машини, майну фізичних або юридичних осіб, а також навколишньому середовищу.

## **ОСНОВНІ ЕТАПИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МАШИН**

Підвищення ефективності машин досягається, в першу чергу, за рахунок підвищення надійності. Створення машин з високою надійністю може бути досягнуто впровадженням комплексу заходів на всіх етапах «життєвого циклу» машин: при конструюванні, виготовленні та експлуатації.

Перші етапи, включаючи науково-дослідні та проектно-конструкторські роботи, є найбільш важливими для створення надійних машин.

Для забезпечення високої надійності на цих етапах необхідно розробити принципову і конструктивну схеми машини, визначити основні параметри конструкції, здійснити вибір конструкційних матеріалів деталей; зробити необхідні розрахунки, виготовити дослідні зразки деталей і вузлів, провести випробування та ін. Уніфікація вузлів і агрегатів машин дає можливість підвищити показники довговічності, безвідмовності і ремонтпридатності машин.

Технологічний етап повинен забезпечити реалізацію закладених в проектних розрахунках показників надійності. Можна назвати наступні заходи цього етапу: спеціалізація виробництва; застосування прогресивних методів формозміни заготовок; механізація і автоматизація виробництва; застосування сучасних засобів контролю, що забезпечують дотримання вимог конструкторської та технологічної документації; застосування зміцнюючих і фінішних операцій, що забезпечують мінімальні значення концентрації напружень, високу міцність і зносостійкість поверхонь; проведення стендових та експлуатаційних випробувань виготовлених виробів з метою визначення можливості підвищення надійності технологічними методами. Велике значення в процесі виготовлення має обладнання, що використовується, і рівень кваліфікації персоналу.

На цьому етапі надійність забезпечується не тільки якістю виготовлення деталей, але і якістю складання вузлів і машини в цілому, методів доведення і інших показників технологічного процесу.

При експлуатації машин реалізується її надійність, закладена при проектуванні і виготовленні. Основними заходами є: дотримання правил технічної експлуатації, організація якісного проведення технічних обслуговувань і ремонтів машин; підвищення кваліфікації операторів машин; впровадження в практику експлуатації методів технічної діагностики; забезпечення запасними частинами відповідно до науково обґрунтованих потреб; організація статистичного обліку та вивчення причин відмов машин, визначення реальних показників надійності.

Для підвищення надійності необхідно вивчати фактори, що впливають на надійність машин і способи впливу на ці фактори.



## **ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ТЯГОВО-ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 У СКЛАДНИХ ДОРОЖНІХ УМОВАХ ПРИ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РУХУ**

Початок руху автопоїзда категорії М1 супроводжується багаторазовими знакозмінними навантаженнями у елементах тягово-зчіпних пристроїв (ТЗП), що будуть діяти на короткому проміжку часу. Це явище впливає на скорочення ресурсу роботи спряжених деталей ТЗП, їх відмови, та навіть аварійні ситуації за участю автопоїзда категорії М1, який досліджується.

Особливо чітко це проявляється при початку руху у складних дорожніх умовах, коли значення коефіцієнту зчеплення ведучих коліс із дорогою має значення, що нижче оптимального.

У даному випадку, для подолання опору на початку руху автопоїзда категорії М1 потрібно довести більшу потужність до ведучих коліс, але збільшення потужності відбувається із збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна і, відповідно, ведучих коліс автомобіля-тягача. Це може призвести до втрати стійкості і керованості автомобіля-тягача у разі недостатнього зчеплення ведучих коліс.

Було розглянуто доцільність використання за таких умов замість ТЗП стандартної конструкції ТЗП, який би враховував дисипативний опір.

При математичному моделюванні було визначено, що у першому випадку зміна динамічних навантажень матиме коливальний характер, у другому – аперіодичний, що дозволяє уникнути коливальних процесів у ТЗП, а при порівнянні величин динамічних навантажень без урахування дисипативного опору та з його урахуванням отримана різниця між ними становитиме майже 2 рази, що значно зменшить динамічні навантаження під час перехідних режимів руху автопоїзда.

У результаті проведених досліджень з'ясовано, що використання у складі тягово-зчіпних пристроїв додаткової ланки із дисипативним опором на автопоїздах категорії М1 є доцільним, тому що така конструкція значно зменшує коливальні процеси між його ланками, особливо це важливо при складних дорожніх умовах на перехідних режимах руху.

Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Khadi.pas@gmail.com](mailto:Khadi.pas@gmail.com)  
Хворост Олександр Григорович, аспірант, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

## ДИНАМІКА ПЕРЕДАЧ ГІДРОПІДЖИМНИХ МУФТ ПРИ РІЗНИХ ЗАКОНАХ НАРОСТАННЯ І ПАДІННЯ ТИСКУ

Застосування ступінчастих механічних передач з гідропіджимними муфтами в трансмісіях колісних машин призводить до появи циркуляції потужності в процесі їх перемикавання.

У процесі переходу з нижчої передачі на найвищу в трансмісії виникає прискорює момент, а при перемиканні з вищої передачі на нижчу – гальмівний.

Величина і тривалість гальмівного моменту визначають додаткові втрати енергії двигуна на рух мобільної машини.

Розглянуто вплив закону наростання і падіння тиску в гідропіджимних муфтах на динаміку перемикавання передач трансмісії і тривалість дії гальмівного моменту.

Метою дослідження є оцінка впливу експоненціального закону зростання (падіння) тиску рідини на динаміку перемикавання передач трансмісії з фрикційними гідропіджимними муфтами.

Дослідження показали, що час дії гальмівного моменту на вихідному валу при науковому законі наростання (падіння тиску) у порожнинах гідропіджимної муфти, менше ніж при лінійному законі. Час  $t_0$  зменшується із збільшенням часу контакту  $C$ , що зв'язує між собою поточний перепад тисків і швидкість росту (падіння) тиску.

В результаті проведеного дослідження визначено закон крутного моменту на вихідному валу трансмісії з гідропіджимними фрикційними муфтами перемикавання передач.

Визначено, що порівняно з лінійним законом зміни тиску в порожнинах гідропіджимних муфт експоненціальний закон дозволяє скоротити час дії гальмівного моменту в динамічній стадії переходу з вищої передачі на нижчу.

Час дії гальмівного моменту  $t_0$  зменшується із збільшенням константи часу, що зв'язує між собою перепад тисків  $p_{max} - p$  і швидкість зміни тиску  $\frac{dp}{dt}$ .

Філіпова Галина Андріївна, канд. техн. наук, професор, Національний транспортний університет

Орисенко Олександр Вікторович, канд. техн. наук, доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Криворот Анатолій Ігорович, ст. викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, [anatoliikryvorot@gmail.com](mailto:anatoliikryvorot@gmail.com)

## **ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ СІМЕЙСТВА ГАЗель ЗА РАХУНОК ОПТИМІЗАЦІЇ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ**

В теорії автомобіля ефективні показники являються тягово-динамічними або тягово-швидкісними властивостями. Їх визначають можливі по характеристикам двигуна діапазони швидкостей руху автомобіля та максимальну інтенсивність розгону при його роботі в тяговому режимі в різних дорожніх умовах.

Одним із шляхів поліпшення тягово-швидкісних якостей і паливної економічності транспортних засобів є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії (кількості ступенів коробки переміни передач (КПП) та величини їх передаточних чисел).

Передаточні числа КПП вибирають за умови забезпечення оптимальних показників як тягово-швидкісних, так і паливо-економічних властивостей. Існують різні методики вибору кількості та передаточних чисел КПП а саме : закони арифметичної та геометричної прогресії, закони динамічного та гармонійного ряду, методики мінімізації часу розгону та витрат палива і ще багато інших. Вказані методики передбачають одержання найкращих властивостей розганяння, оптимальну паливну економічність, найбільшу середню швидкість при заданих умовах руху.

Метою даного дослідження є оптимізація ряду передаточних чисел КПП автомобіля з використанням основних технічних характеристик і розрахункових даних для двигуна ЗМЗ-4063, який встановлюється на автомобілях сімейства ГАЗель, для забезпечення кращих властивостей розганяння транспортного засобу в експлуатаційних умовах із зниженням витрати палива.

Розрахунковим шляхом було визначено числові значення передаточних чисел коробки передач за семи найпоширенішими методами, та порівняно із стандартною коробкою переміни передач. При аналізі отриманих значень встановлено, що найбільш оптимальний ряд передаточних чисел коробки передач тим ближче до ідеального, чим ближче до гіперболічної залежності відбуватиметься зміна його щільності від нижчих ступенів до вищих.

Аналізуючи дані характеристики розганяння приходимо до висновку, що методика вибору передаточних чисел коробки передач з урахуванням мінімізації часу розгону є кращою в порівнянні з іншими розглянутими методиками і законами. При цьому паливна і тягова характеристики також відповідають кращим показникам.







ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
Автомобільний факультет

**ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ**

ВСЕУКРАЇНСЬКОГО НАУКОВО-ПРАКТИЧНОГО СЕМІНАРУ

**«НАУКОВІ ДОСЯГНЕННЯ В ГАЛУЗІ АВТОМОБІЛЬНОГО  
ТРАНСПОРТУ»**

**20 квітня 2018 р., м. Харків**

Відповідальний за випуск *Д.В. Абрамов*

Авторська редакція

Коректор *Є.О. Дубінін*

Комп'ютерна верстка *А.О. Молодан*

Адреса: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

Всі матеріали збірника представлені в авторській редакції.

