



Матеріали Всеукраїнської
науково-практичної конференції

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

WWW.MASTER2014.METALCONTROL.COM.UA



Навчально-науковий інститут
механотроніки і систем менеджменту
Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім.П.Василенка
ХАРКІВ, Україна

Міністерство освіти і науки України

Міністерство аграрної політики та продовольства України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМ. ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

МАТЕРІАЛИ

ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

«АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ»

24-25 травня 2018 року

Харків - 2018

ISBN 978-617-7587-56-8

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ». – Харків: ХНТУСГ, 2018. – 102 с.

Із надісланих матеріалів оргкомітетом до друку рекомендовані тези 60 доповідей від 72 авторів із 7 установ та організацій України.

Головний редактор	Нанка Олександр Володимирович , академік УНАНЕТ, ректор ХНТУСГ імені Петра Василенка
Заступник головного редактора	Лебедєв Анатолій Тихонович , завідувач кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ імені Петра Василенка, доктор технічних наук, професор
Редактор	Шуляк Михайло Леонідович , професор кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ імені Петра Василенка, доктор технічних наук, доцент

© Харківський національний
технічний університет сільського
господарства
імені Петра Василенка

2018 р.

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції
навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту

24-25 травня 2018 року

ЗМІСТ

1. Автомобільний транспорт	7
Бажинова Т.А. Определение показателей качества легковых автомобилей на этапе эксплуатации	8
Коробко А.І., Козлов Ю.Ю. Удосконалення методу вимірювання кута поперечної стійкості автомобіля	9
Коробко А.І. Забезпечення якості випробувань автомобілів шляхом удосконалення методу оцінювання адекватності математичних моделей випробувань	10
Никорчук А.И., Соколовский С.А., Глущенко В.В. Перспективы применения беспилотных автомобилей при движении колон Национальной Гвардии Украины	12
Пузік В.К., Фесенко А.М., Панкова О.В., Безпалько В.В., Чалая О.С. Роль автомобільного транспорту у поширенні карантинних шкідників на прикладі американського білого метелика	13
Подригало М. А., Коробко А.І. Уточнення моделі визначення радіусу інерції автомобіля	15
Шевченко І.О., Гожа В.В. Особливості використання гібридних автомобілів	17
Шевченко І.О., Бойко Ю.В. Системи передачі і розподіл крутного моменту у сучасних повнопривідних автомобілях	18
Шевченко І.О., Литовченко А.В. Переваги використання двигунів внутрішнього згорання за циклом Аткинсона	19
Шуляк М.Л., Крамаренко О.В. Використання автомобільного транспорту в аграрному секторі	20
Шушляпін С.В., Кашин Д.В. Переваги використання газодизеля на вантажних автомобілях	21
Ярошенко П.М. Про транспортування картоплі	22
2. Проектування, дизайн та технологічна експлуатація автомобілів	23
Артьомов М.П., Абдулгасіс А.У., Подригало М.А. Теоретичне визначення кінематичного радіусу колеса автомобіля	24

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції
навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту

24-25 травня 2018 року

Гринченко О.С. Забезпечення ресурсу підшипників трансмісії при експлуатації в абразивному середовищі	26
Іванов В.І. Споживні властивості легкових автомобілів	28
Іванов В.І. Бокове відведення шин у неусталеному криволінійному русі легкового автомобіля	30
Калінін Є.І. Математична модель гальмівного приводу як системи з розподіленими параметрами	31
Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Методологія дизайн-проекткування легкових автомобілів	33
Калінін Є.І., Поляшенко С.О. Основи дизайну легкових автомобілів	35
Калінін Є.І., Колеснік І.В. Система дизайну інноваційних легкових автомобілів	37
Калінін Є.І. Структура видів інноваційного дизайну легкових автомобілів і комплексу дизайн-форми	39
Кухтов В.Г. Класифікація опор ковзання автомобільних трансмісій	41
Лебедев А.Т., Луньова Д.А. Контроль ергономічних показників	43
Лебедев А.Т., Волков М.Л. Визначення функціональних параметрів механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля	44
Подригало М.А., Полянский А.С., Подригало Н.М. Разработка метода оценки влияния податливости звеньев на КПД механизмов и машин	45
Подригало М.А., Тарасов Ю.В. Совершенствование оценки характеристик динамических испытаний колесных транспортных средств	47
Поляшенко С.О., Єсіпов О.В. Підвищення експлуатаційних показників автомобіля КрАЗ-65055 за рахунок удосконалення параметрів двигуна	49
Свіргун О.А. Оцінка несправностей ходової частини кар'єрних автомобілів	50
3. Інтелектуальні системи керування автомобільним транспортом	51
Аврамов К.В., Ніконов О.Я., Успенський Б.В. Підвищення енергоефективності дизельного електрогенератора на основі новітніх інтелектуальних інформаційно-керуючих технологій	52
Антощенков В.М., Антощенков Р.В., Гайдидей В.В. Підвищення ефективності використання вантажного автомобіля на транспортних роботах за рахунок автоматизації коробки передач	54

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції
навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту

24-25 травня 2018 року

Антощенко В.Н., Антощенко Р.В., Галич І.В., Кулик О.Ю. Мехатронное мотор-колесо	56
Антощенко В.М., Антощенко Р.В., Лукаш В.С., Мощонський Д.Ю. Мехатронна система живлення ДВЗ біопаливом	58
Антощенко В.М., Антощенко Р.В., Сорокін М.К., Стеценко В.О. Мехатронна система курсової стійкості автомобіля	60
Горяинов А.Н. Логистический мониторинг и транспортная диагностика в эпоху интернета вещей	62
Klets D.M. Development Of Intelligent Control System Of Automobile Maneuverability	64
Манойло В.М. Динамические структурные схемы многоконтурных систем газового ДВС автотранспортного назначения	65
Мнушка О.В. Аналіз інформаційних потоків у веб-орієнтованій системі телематики транспортних засобів	67
Неронов С.Н. Информационно-коммуникационная технология управления транспортом. автомобильно-коммуникационный центр	68
Подригало М.А., Фесенко Д.Р. Рациональное управление процессом качения автомобильного колеса	70
Шевченко І.О., Жмурко А.Т. Переваги використання паливної системи типу Common Rail	71
4. Мобільні енергетичні засоби та їх використання в аграрному секторі	72
Лебедев А.Т., Жорняк О.В. Обоснование конструктивной схемы и параметров гидрообъемно-механической трансмиссии колесного трактора	73
Лебедев А.Т., Колеснік І.В., Станіславенко А.В. Функціональна точність і працездатність рульового керування трактора	74
Лебедев А.Т., Колеснік І.В., Чухно В.І. Обґрунтування трансмісії малогабаритного машинного агрегату	76
Мельник В.І., Анікєєв О.І., Купін О.О. Порівняльний аналіз використання тракторів вітчизняного виробництва на традиційній та енергозберігаючій технологіях вирощування сільськогосподарських культур	77
Подригало М.А., Роговий В.И. Модернизация сцепления самоходного шасси	79
Поляшенко С.О., Єсіпов О.В. Оптимізація режимів роботи машинно-тракторного агрегату	80

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ: ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН ТА ТЕХНОЛОГІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції
навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту

24-25 травня 2018 року

Черепнев І.А., Фесенко Г.В. О возможности использования паровых двигательных установок, работающих на древесных отходах, для мобильных электростанций малой мощности	81
Шуляк М.Л., Марченко С.П. Дослідження транспортних агрегатів змінної маси при їх функціонуванні в складі збирального комплексу	83
Шуляк М.Л., Архирей П.А. Підвищення ефективності роботи тракторного агрегату за рахунок використання біодизеля	84
5. Надійність автомобільного транспорту	85
Алфьоров О.І. Принципи побудови математичної моделі надійності автомобіля на етапі проектування	86
Гринченко О.С. Оцінка та прогнозування показників надійності у випадку параметричних відмов	88
Іванов В.І. Розрахунок надійності за раптовими руйнуваннями	89
Калінін Є.І. Вибір оптимальних показників надійності машин	90
Концевич О.А. Системний аналіз методів оцінки і підвищення надійності елементів автомобілів	92
Кухтов В.Г. Система стендових випробувань як елемент підвищення надійності автомобіля на етапі проектування	93
Романченко В.М. Забезпечення надійності серійних автомобілів	95
Савченко В.Б. Оцінка ремонтпридатності автомобілів на стадії проектування	97
Свіргун О.А. Про методіку прогнозування параметрів поступових відмов при діагностуванні	98
Сиромятніков П.С. До питання підвищення довговічності прецизійних поверхонь деталей гідрозподільників відновленням нанокompозитними хімічними покриттями	99
Юр'єва Г.П. Прогнозування надійності за результатами вимірювань з врахуванням інформації про попередника	101

Секція || АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ЭТАПЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Бажинова Т.А., к.т.н.

(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)

На сегодняшний день выбор легкового автомобиля затруднено, поскольку проводится в условиях дефицита информации. Это объясняется: неудовлетворительной работой системы испытаний автомобилей в Украине; закрытостью эксплуатационных отказов сервисными предприятиями; ограниченностью и, в значительной степени, рекламным характером предоставляемой заводами-изготовителями и др.

Для оценки качества автомобилей разработаны эксплуатационные показатели. Важными критериями оценки показателей качества автомобилей на этапе эксплуатации является функциональная стабильность, экология, комфорт, технические решения, безопасность движения.

Качество автомобиля с учетом его уровня функциональной стабильности и энергоемкости на этапе эксплуатации оценивается с позиции периодичности выполнения технических воздействий, энергозатрат и стоимости работ по техническому обслуживанию и ремонту.

В период динамичного роста высоко-конкурентного автомобильного рынка постоянно повышается уровень комфорта как водителя, так и пассажиров. Это достигается за счет улучшения конструкции автомобиля, то есть размеров салона, багажника, колеи колес и колесной базы, а также уровня шума и температуры в салоне.

Безопасность автомобиля характеризуется тормозными качествами, габаритами и наличием дополнительных опций, обеспечивающих безопасные условия работы водителя.

Критерий качества технических решений определяется на основании анализа значений показателей аналогов, которые отражают лучшие мировые тенденции их развития. К значениям показателей оценки качества технических решений автомобиля относятся расход топлива, масса автомобиля, время разгона до 100 км/ч, максимальная скорость.

Список использованных источников

1. Бажинова Т.А. Оценка качества технических решений в конструкции легковых автомобилей. *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* 2012. Вып. 55. С. 49–51.
2. Бажинов А.В., Бажинова Т.А. Методика расчета числа дорожно-транспортных происшествий в регионе. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту.* 2014. № 4. С. 15-18.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ВИМІРЮВАННЯ КУТА ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

Коробко А.І., к.т.н., доцент, провідний науковий співробітник,

Козлов Ю.Ю., фахівець-метролог

(Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування і випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого)

Однією з важливих властивостей автомобіля є поперечна стійкість, яка характеризує здатність рухатись на поперечних ухилах без перекидання. Поперечна стійкість положення оцінюється статичним кутом поперечного ухилу, на якому може стояти загальмований автомобіль без перекидання.

У доповіді запропоновано експрес-метод вимірювання кута поперечної стійкості автомобіля, заснований на удосконаленні існуючих експериментально-аналітичних методів за рахунок зміни методики вимірювання і апаратного устаткування, що використовується при випробуваннях.

При розташуванні автомобіля на поверхні з поперечним ухилом відбувається перерозподіл його ваги між бортами. Вага автомобіля перерозподіляється за лінійною залежністю. При досягненні кута ухилу, при якому вектор сили тяжіння буде проходити через точку опори, наступить момент «байдужої рівноваги», коли уся вага автомобіля буде розподілена на борт, що знаходиться нижче за схилом (реакція розвантаженого борту буде дорівнювати нулю).

Конкретний закон перерозподілу ваги за бортами є індивідуальним для кожного автомобіля і залежить від колії і координат центру мас. Проте, загальним для усіх автомобілів є те, що із збільшенням кута ухилу вага перерозподіляється за лінійним законом. Тому вимірявши масу борту при невеликому куті нахилу і склавши рівняння прямої в канонічному виді, можна знайти кут нахилу при якому настане стан «байдужої рівноваги». Величина цього кута і буде кутом поперечної стійкості автомобіля.

Експрес-метод, який пропонується, засновано на тому, що об'єкт випробувань зважується окремо за бортами в горизонтальному положенні. При наявності нерівномірності розподілу маси за бортами, поперечна координата центру мас буде зсунута від центру у бік більш навантаженого борту. При перекиданні автомобіля більш небезпечним (менший кут поперечної статичної стійкості) є випадок перекидання через більш навантажений борт. Потім зважується автомобіль за бортами при підйомі менш навантаженого борту на довільний кут α . Розраховується значення приросту маси.

Запропонований метод вимірювання кута поперечної статичної стійкості автомобіля не потребує використання платформених стендів і непотрібно розраховувати координати центру мас автомобіля.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИПРОБУВАНЬ АВТОМОБІЛІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ОЦІНЮВАННЯ АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВИПРОБУВАНЬ

Коробко А. І., к.т.н., доцент, провідний науковий співробітник
(Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування і випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого)

Випробування продукції на усіх етапах її життєвого циклу є важливим елементом забезпечення її якості. Особливо актуальними випробування є на етапі проведення науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт та на етапі виробництва продукції. Саме на цих етапах життєвого циклу у продукції формуються ті властивості, що будуть направлені на задоволення потреб споживачів на наступних етапах життєвого циклу. Тобто на етапах науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт та виробництва продукції формується якість продукції. Випробування проводяться з конкретною метою, яка направлена на вирішення задач отримання достовірної інформації про об'єкт і доопрацювання його математичної моделі. На цьому етапі постає задача оцінювання співпадіння результатів експерименту і результатів теоретичного дослідження. Ця задача є досить складною. І, незважаючи на те, що на сьогоднішній день на основі математичної статистики є розроблено досить багато критеріїв оцінювання співпадіння результатів [1, 2], все ж невіршеними залишаються багато задач. Спільними недоліками існуючих критеріїв є те, що вони потребують наявності великої вибірки (від 50, а в окремих випадках від 300 спостережень). Існуючі критерії не в повній мірі дають відповідь на питання щодо того, на скільки у кількісному виді співпадають теоретичні і експериментальні дані. Також до недоліку можна віднести те, що існуючі критерії враховують метрологічні характеристики вимірювань інтегрально, тобто при оцінюванні збігу розподілів окремо не розглядається невизначеність або похибка з якою проводяться вимірювання.

У доповіді запропоновано оцінювати співпадіння теоретичних і експериментальних даних на основі аналізу різниці вибірових середніх значень у долях від середньої похибки цієї різниці. Новизна запропонованого підходу полягає у представленні теоретичних значень оціночного показника u_T нормально розподіленим у виді вибірки з безкінечним числом вимірювань, за умови, що на результат вимірювання не впливає випадкова і методична похибки вимірювань і співставлення їх з невизначеністю вимірювання.

Теоретичне значення оціночного показника

$$y_T = f(X \pm U_X), \quad (1)$$

де $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ – множина значень величин, що входять у математичну модель; $U_X = \{U_{x1}, U_{x2}, \dots, U_{xn}\}$ – множина значень розширених невизначеностей (граничних меж абсолютних похибок) з якими вимірюються показники X ; n – кількість величин, що входять у математичну модель. Значення U_X може бути взяті із апріорних даних, свідoctва про калібрування або паспорту засобу вимірювальної техніки (при прямих вимірюваннях), встановлене в нормативному документі на метод вимірювань (випробувань), тощо. Математичне очікування \bar{y}_T теоретичного значення величини оціночного параметру буде рівнятись його теоретичному значенню $\bar{y}_T = y_T$. Відповідно, максимальне $y_{T \max}$ і мінімальне $y_{T \min}$ теоретичне значення оціночного показника буде визначатись

$$y_{T \max}(y_{T \min}) = \bar{y}_T \pm U_y. \quad (2)$$

Використовуючи визначення поняття «невизначеність вимірювання» [3] та застосовуючи критерій придатності результатів вимірювання

$$m_{y_T} = \frac{U_y}{3}. \quad (3)$$

При проведенні експериментальних досліджень, на результат вимірювання буде впливати випадкова і методична похибка вимірювання. Середнє значення експериментальних вимірювань і похибка його визначення будуть рівнятись \bar{y}_e і m_{y_e} , відповідно. Для оцінювання достовірності різниці між середніми значеннями теоретичного і експериментального дослідження розраховуємо середню похибку цієї різниці $m_y = \sqrt{m_{y_T}^2 + m_{y_e}^2}$. Далі оцінюється відношення різниці вибірових середніх значень у долях від середньої похибки цієї різниці:

$$k_p = \frac{|\bar{y}_T - \bar{y}_e|}{m_y}. \quad (4)$$

Список використаних джерел

1. Рекомендации по стандартизации. Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. Часть I. Критерии типа хи-квадрат : Р 50.1.033-2001. [Дата введения 2002-07-01]. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 87 с. (Рекомендации).
2. Greenwood, P. E., Nikulin, M. S. (1996). A guide to chi-squared testing. New York : John Wiley & Sons, 280 p.
3. Захаров И. П. Неопределенность измерений. Для чайников и... начальников. Учебное пособие. Издание 3-е переработанное и дополненное / И. П. Захаров. – Харьков : ФЛП Андреев К. В., 2015. – 51 с.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ БЕСПИЛОТНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ДВИЖЕНИИ КОЛОН НАЦИОНАЛЬНОЙ ГВАРДИИ УКРАИНЫ

Никорчук А.И., к.т.н., Соколовский С.А., к.т.н. доцент,
Глуценко В.В. к.т.н.
(Национальная академия Национальной гвардии Украины)

Перемещение частей и подразделений Национальной гвардии Украины при выполнении служебно-боевых задач совершается на автомобильной технике в составе колон. Особенность движения колон в зоне проведения боевых действий предусматривает перемещение военной техники на повышенных скоростях что требует повышения маневренности как самих автомобилей, так и колонны в целом.

Опыт боевых действий показывает, что перемещение автомобильной колонны из начального в конечный пункт должно происходить за минимальное время и при минимально допустимой по условиям безопасности длине колонны.

Длина колонны зависит от скорости движения, поскольку дистанция между автомобилями зависит от тормозного пути.

Применение беспилотных автомобилей позволяет не только уменьшить длину колонны и увеличить ее скорость, но также и улучшить управляемость колонны [1] при выполнении различных маневров, связанных с изменением параметров и траектории движения. Удобнее всего беспилотные автомобили оборудовать комбинированным (гибридным) электромеханическим приводом ведущих колес, поскольку управлять дистанцией между автомобилями и скоростью их движения проще с использованием электропривода.

Длина автомобильной колонны с беспилотными машинами менее чувствительна к изменению скорости движения, поскольку дистанция между автомобилями не определяется тормозным путем и скоростью, а равна только дистанции запаса. Беспилотные автомобили позволяют эффективно сократить время прохождения участков пути небольшой длины. Применение беспилотных автомобилей позволяет либо уменьшить длину колонны, либо увеличить число автомобилей при неизменной длине последней.

В докладе представлены результаты исследования динамики автомобильных колон с беспилотными машинами. Полученные аналитические выражения позволяют оценить сокращение длины колонны и уменьшение времени прохождения участков пути заданной длины.

Список использованных источников

1. Подригало М.А. Маневреність та керованість автомобільних колон внутрішніх військ МВС України. Визначення понять та критерії оцінювання / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, А.І. Никорчук// Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Випуск 2(20), 2012. – с. 74-76.

УДК 632.913

РОЛЬ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ У ПОШИРЕННІ КАРАНТИННИХ ШКІДНИКІВ НА ПРИКЛАДІ АМЕРИКАНСЬКОГО БІЛОГО МЕТЕЛИКА

Пузік В.К., д. с.-г. н., професор, чл. - кор. НААНУ, Фесенко А.М., ст.
викладач, Панкова О.В., к.с.-г.н., доцент, Безпалько В.В., ст. викладач,
Чалая О.С., к.с.-г.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)

У 2016 році на 35-ому Міжнародному геологічному конгресі було визнано настання на Землі нового геохронологічного етапу -антропоцену. Це означає, що роль антропогенних (пов'язаних з діяльністю людей) факторів є порівняною з дією факторів природних, і цей вплив є глобальним. Антропогенні механізми, зокрема як наслідок розвитку транспортних мереж, можна простежити і під час поширення карантинних шкідників в Україні.

Станом на 2017 рік, найпоширенішим карантинним організмом в Україні був американський білий метелик (АБМ, *Hyphantria cunea Drury*), зона поширення якого охоплює 20 областей і 710 карантинних зон. Площа ураження складає майже 50 тис. га[1].

Батьківщиною американського білого метелика є Північна Америка, і вперше його описано було ще у 1770 році. В Європі цей вид з'явився у 1940, біля міста Будапешт (Угорщина). За припущеннями, він був привезений з якимось багажем, і з тих пір активно розповсюджується країнами Європи і Азії. В Україні американський білий метелик відомий з середини 60-х рр. минулого століття.

Метелик з розмахом крил від 20 до 36 мм, а довжина тіла становить від 9 до 15мм. Крила чисто білі або білі з темно-коричневими плямами, черевце біле. В умовах України вид *H. cunea* розвивається у двох генераціях на рік. Зимують лялечки в прихованих місцях - під відсталою корою дерев, у щілинах дерев'яних будівель, парканів, серед опалого листя, іноді в ґрунті на глибині 2-3 см та інших захищених сухих місцях[2].

Шкодочинність виду *H. cunea* надзвичайно висока. Гусениці шкідника різних віків повністю об'їдають листя на деревах, обплітаючи гілки щільною і клейкою павутиною. Така дефоліація насаджень призводить до порушення обмінних процесів у рослинах та їхнього ослаблення. Внаслідок цього знижується урожайність, захисна, декоративна та естетична функція насаджень, погіршуються умови для існування фауни. Гусениці АБМ різних віків можуть пошкоджувати більше 500 видів деревних та трав'янистих рослин. Найбільшої шкоди вони завдають насадженням клену ясенелистого, шовковиці, яблуні, груші, сливі, айві, черешні.

Відомо, що переміщення шкідника на нові території відбувається за допомогою повітряних течій, він легко адаптується до нової кормової бази, але

головну роль у розповсюдженні відіграє переміщення за допомогою автомобільного транспорту [3]. Зазвичай, основні осередки розповсюдження шкідника виявляються поблизу автошляхів, особливо міжміського значення.

Обстеження насаджень вздовж автошляхів у населених пунктах показало, що основна маса павутинистих гнізд із гусеницями *H. cuneana* деревах концентрується на зупинках та у місцях відстою транзитного транспорту. Поширення АБМ транспортними засобами при перевезенні сільськогосподарської продукції та промислових вантажів відбувається як на стадії гусениць, так і на стадії лялечок. В останньому випадку шкідника знаходять у пакувальному матеріалі. Також поширення може відбуватись у період пошуку статевого партнера та місця для відкладення яєць, при цьому самка може долати відстань до 250-300 м [3].

Таким чином, в системі заходів боротьби з поширенням американського білого метелика важливим є не лише використання феромонів, природних ентомофагів, обробка самиць шкідника вірусом ядерного поліендрозу, що передається потомству і викликає його 99% -у загибель. Визначальним є добір порід дерев для формування лісосмуг вздовж автомагістралей і залізничних колій з відмовою від використання клену ясенелистого, кісточкових дерев тощо. Варто формувати буферні зони між садовими насадженнями та автомагістралями, особливо міжміського значення, і лісосмугами, що їх оточують. Для попередження занесення АБМ на територію, вільну від шкідника, варто проводити детальний огляд імпортованих та вітчизняних вантажів, пакувального матеріалу, транспортних засобів, які надходять з карантинних зон, регулярно обстежувати багаторічні насадження.

Зміна погодно-кліматичних умов, наявність достатньої кормової бази, недостатній рівень проведення захисних заходів у плодкових садах, декоративних, лісових та паркових насадженнях, наряду з активним переміщенням вантажів і транспорту між країнами та регіонами спричинила активне розповсюдження американського білого метелика. Тому важливим є поєднання агрономічного досвіду зі знаннями з експлуатації автотранспорту і автомагістралей для стримування його поширення Україною.

Список використаних джерел

1. Огляд поширення карантинних організмів в Україні станом на 01.01.2018 року. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.consumer.gov.ua/ContentPages/Oglyad_Poshirennya_Karantinnikh_Organizmiv_V_Ukraini/219/(дата звернення 10.05.2018.)
2. Американський білий метелик. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%BC%D0%B5%D1%80%D0%B8%D0%BA%D0%B0%D0%BD%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B8%D0%B9_%D0%B1%D1%96%D0%BB%D0%B8%D0%B9_%D0%BC%D0%B5%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%D0%BA(дата звернення 10.05.2018.)
3. Заполовський А.С. Американський білий метелик – небезпечний карантинний шкідник / А.С. Заполовський, А.І. Ігнатюк, Ю.Ф. Руденко, Н.М. Плотницька, М.І. Дідух. – Житомир. – 2013. 32 с.

УТОЧНЕННЯ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ ІНЕРЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

Подригало М. А., д.т.н., професор, Коробко А. І., к.т.н., доцент
(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі істотно впливає на керованість і стійкість останнього. Однак його визначення на етапі проектування автомобіля не має достатньої точності, а на етапі виготовлення дослідних зразків вимагає розробки складного випробувального стендового обладнання. Ряд авторів запропонували імовірнісні методи розрахунку радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної осі [1, 2, 3]. При допустимій 30 % відносній похибці відомого методу це дає більш значну похибку визначення моменту інерції автомобіля, оскільки в формулу для його визначення входить квадрат радіусу інерції.

Аналіз результатів експериментального визначення радіусів інерції i_z автомобілів [4] показує, що їх значення близькі до результатів розрахунку радіуса інерції за формулою

$$\bar{i}_z = \sqrt{ab}. \quad (1)$$

Величина \bar{i}_z являє собою середнє значення величини координат a і b центру мас автомобіля. У доповіді представлені результати розрахунку, які показують, що при розрахунку за формулою (1) абсолютна величина різниці теоретичних і експериментальних значень радіусів інерції автомобілів не перевищує 15 %.

Таким чином, використання рівняння (1) для визначення математичного очікування радіуса інерції автомобіля щодо вертикальної осі дає можливість підвищити точність розрахунків. У порівнянні з раніше використовуваними виразами [4] середня відносна похибка зменшується з 21-27 % до 5 %. Це означає, що середня похибка визначення моментів інерції автомобіля щодо вертикальної осі зменшилася з 46-61 % до 10 %.

Також в доповіді представлені результати розрахунку, які показують, що середнє значення абсолютної величини відношення становить величину 0,063.

Визначимо радіус інерції автомобіля відносно вертикальної вісі наступною залежністю

$$\bar{i}_z = A\sqrt{ab}, \quad (2)$$

де A – поправочний коефіцієнт

$$A = \frac{i_z}{\sqrt{ab}}. \quad (3)$$

В результаті оцінки середнього значення визначено

$$A = \bar{A} \pm \sigma_A = 0,925 \pm 0,065, \quad (4)$$

де σ_A – середнє відхилення параметру A .

Розрахункове значення радіуса інерції i_{zp} відносно вертикальної вісі автомобіля в межах одного середньоквадратичного відхилення може бути визначено за формулою

$$i_{zp} = (\bar{A} \pm \sigma_A) \sqrt{ab} = (0,925 \pm 0,065) \sqrt{ab}. \quad (5)$$

Розрахункове значення моменту інерції I_{zcp} відносно вертикальної вісі автомобіля

$$I_{zcp} = m_a 0,860ab \pm m_a 0,120ab = \bar{I}_{zcp} \pm 0,120m_a ab. \quad (6)$$

де \bar{I}_{zcp} – середнє значення моменту інерції автомобіля.

Відносна похибка визначення I_{zcp} в межах середньоквадратичного відхилення радіусу інерції i_z

$$\delta I_{zcp} = \pm \frac{m_a ab}{\bar{I}_{zcp}} = \pm \frac{0,12m_a ab}{0,86m_a ab} = \pm 0,139. \quad (7)$$

В результаті проведеного дослідження запропоновано уточнену формулу для розрахунку на етапі проектування радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі. Використання запропонованої формули дозволяє знизити похибку визначення радіусу інерції з 21-27 % до 5 %, а похибку визначення моменту інерції автомобіля з 46-61 % до 10 %.

Список використаних джерел

1. Подригало М. А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
2. Подригало М. А. Уточнение вероятностного метода определения радиусов инерции колесной машины / М. А. Подригало, Е. А. Дубинин, В. В. Глущенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2015. – Вып. 37. – С. 116-122.
3. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. Пер. с англ. Г. К. Мирзоев. – М. : Машиностроение, 1975. – 216 с.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ

Шевченко І.О., к.т.н, доцент, Гожа В.В., магістрант

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Відмінність гібридних моделей від звичайних автомобілів є в тім, що вони обладнані двома двигунами: двигуном внутрішнього згорання і електричним двигуном. Кожен двигун має свою певну функцію. За ступенем гібридизації їх ділять на «помірні», «повні» і plug-in. «Повний» в змозі рухатися лише на електриці, «помірний» - завжди задіює ДВС, а електромотор підключається якщо потрібна додаткова потужність. Гібрид з підзарядкою (plug-inhybrid) - можна включати в розетку для підзарядки. В результаті власник подібного гібрида отримує всі переваги електричного автомобіля, без найбільшого недоліку: обмежений пробіг на одному заряді. Коли електричний заряд закінчується, підключається ДВЗ і автомобіль перетворюється в звичайний гібрид.

Більшість гібридних автомобілів використовують високовольтні батареї типу Ni-Mh (нікель-метал-гідридні), розміщені в багажнику. Деякі моделі, наприклад Mercedes S 400 HYBRID, мають сучасні літій-іонні акумулятори, які, виключно у випадку з Mercedes знаходяться в моторному відсіку.

Згідно із заявою виробників акумулятори високої напруги розраховані на весь термін служби автомобіля. Проте, гарантія Toyota становить всього 8 років або 160 000 км. У той же час, в США досить багато Toyota Prius, які мають пробіг більше 300 000 км на акумуляторної батареї без втручання сервісу. Вартість нового комплекту батарей для Toyota Prius і Auris HSD близько 2000 доларів. Батарея Honda дорожче. Акумулятор для Insight обійдеться майже в 2500 доларів. Гарантія становить 8 років для моделей, випущених до 2010 року, і 5 років для нових. Слід зазначити, що гібриди Honda мають проблеми з акумуляторами при не частому використанні, ніж Toyota.

Близько 80% поломок електричної силової установки в гібридних авто доводиться на інвертор, який заряджає акумулятори під час роботи ДВЗ. Ремонт інвертора на неофіційному СТО коштує від 2 тис. доларів, заміна в офіційному сервісному центрі - в кілька разів дорожче. Цих витрат можна уникнути, якщо раз на рік виконувати технічне обслуговування системи охолодження і живлення інвертора. Також під час використання гібрида в холодну пору року дещо знижується продуктивність батареї. При повній розрядці батареї завести гібрид стає неможливим, для цього потрібне дороге зарядний пристрій, який є тільки на спеціалізованій СТО.

Для гібридів характерні проблеми і звичайних автомобілів, наприклад дросельна заслінка, яка може підмерзнути, або несправні свічки і котушки запалювання. Для гібридів джерелом неполадок можуть служити електронасоси, яких по три в ToyotaPrius і Lexus RX. Кожен з них вимагає діагностики стану хоча б раз на рік.

СИСТЕМИ ПЕРЕДАЧІ І РОЗПОДІЛ КРУТНОГО МОМЕНТУ У СУЧАСНИХ ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛЯХ

Шевченко І.О., к.т.н, доцент, Бойко Ю.В., магістрант

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Основні параметри легкового позашляхового автомобіля визначається , перш за все, відносним розташуванням двигуна, вузлів і агрегатів трансмісії. Розвиток даної схеми дало на даний момент не тільки розвинену класифікацію позашляховиків (кроссовери, SUV, «класичні» і т.д.), але і нові способи передачі крутного моменту на осі автомобіля (багаторежимний повний привід, система повного приводу на вимогу). Прагнення зробити позашляховий автомобіль більш стійким на дорозі і надати йому кращу керованість, зажадало шукати більш досконалі механізми передач і перетворення крутного моменту.

Це призвело до заміни класичного диференціала муфтою вільного ходу - до них насамперед належать спеціальні муфти (порівняно прості і дешеві, але інерційні і схильні до перегріву). Для поліпшення розподілу моменту були створені черв'ячно - гвинтові диференціали (з самоблокуванням, однак більш складні). Керовані багатодискові фрикційні муфти, володіючи властивостями вязкостної муфти, краще адаптовані до роботи з електронними системами автомобіля і до дорожніх умов. З'явилася велика кількість схем трансмісій, що включають в себе перераховані вище механізми, причому іноді в поєднанні між собою. Інтерес до цих механізмів постійно зростає. З розвитком гібридомобілей з'явився ще один варіант трансмісії – повний привід з використанням допоміжного тягового електродвигуна.

Всі різновиди тягових електродвигунів класифікують за :

- 1) родом електричного струму (постійний і змінний);
- 2) системою передачі обертання від валу до механізму (індивідуальний і груповий);
- 3) системою діючої вентиляції (примусова і самовентиляція);
- 4) типу підвішування (опорно – рамна і опорно – осьова);
- 5) способом електроживлення (від акумулятора або від контактної мережі).

ПЕРЕВАГИ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ ЗА ЦИКЛОМ АТКІНСОНА

Шевченко І.О., к.т.н, доцент, Литовченко А.В., магістрант
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Джеймс Аткинсон критично переглянувши класичну концепцію двигуна суттєво поліпшив її. Так, впускний клапан закривається не тоді, коли поршень перебуває біля нижньої мертвої точки, а значно пізніше. Цикл Аткинсона дає низку переваг: знижуються насосні втрати, так як частина суміші при русі поршня вгору виштовхується у впускний колектор, зменшуючи в ньому розрідження; змінюється ступінь стиску, теоретично він залишається сталим, так як хід поршня і об'єм камери згоряння не змінюються, а фактично, за рахунок запізненого закриття впускного клапана – зменшується.

Двигун Аткинсона працює за так званим циклом із збільшеним ступенем розширення, при якому енергія відпрацьованих газів використовується протягом тривалішого періоду. Це створює умови для повнішого використання енергії відпрацьованих газів та забезпечує вищу економічність двигуна.

Основною відмінністю від циклу роботи звичайного 4-тактного двигуна (циклу Отто) — це зміна тривалості цих тактів. У традиційному двигуні всі 4 такти однакові за тривалістю. Аткинсон зробив два перших такти коротшими, а два наступних довшими і реалізував це за рахунок зміни довжини ходів поршнів. Така модифікація двигуна продуктивніша за традиційну на 10%. У той час його винахід не знайшов широкого застосування, так як мав велику кількість недоліків, основним з яких стала складність реалізації цього винаходу.

Пізніше, Ральф Міллер зміг вирішити цю ж задачу, такт стиску було скорочено шляхом внесення змін у роботу клапанів, а саме впускний клапан продовжує перебувати у відкритому стані деяку частину такту стиснення, частина суміші видаляється з камери згоряння, стиснення починається пізніше і його ступінь виявляється нижчим. Такти робочий хід і випуск виявляються тривалішими, саме від них і залежить ККД двигуна, тривалий випуск краще зберігає енергію вихлопних газів.

До переваг циклу слід віднести: спалювання паливо-повітряної суміші з вищим ККД;двигун прогрівається швидше, оскільки вихлопні гази довше залишаються в циліндрі;вихлопні гази містять менше шкідливих викидів в атмосферу;менша витрата палива.

Як недолік слід розглядати: зниження максимальної потужності стосовно традиційного ДВЗ;малий крутний момент на низьких обертах.

Згадані вище недоліки у певній мірі компенсуються електродвигуном, в парі з яким переважно використовується двигун, що працює за циклом Аткинсона. Більшість автомобілів з гібридним приводом агрегатуються такими ДВЗ. Тому можна сказати що даний двигун ще має великий потенціал розвитку, сфера застосування даних двигунів буде збільшуватись з кожним роком.

ВИКОРИСТАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ

Шуляк М.Л., д.т.н., доцент, Крамаренко О.В., магістрант
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

В аграрному секторі економіки транспорт займає важливе місце. Частка автомобільного транспорту доходить до 85% обсягу перевезень вантажів. Використання тракторів на транспортних роботах, частково збільшилось останнім часом, що викликано застосуванням високотехнологічних тракторів нового покоління. Їх участь в перевезеннях вантажів становить близько 15%, але значна частка (до 40%) тракторного транспорту використовується на внутрішньогосподарських перевезеннях. Це викликано неможливістю ефективно застосовувати автомобільні транспортні засоби ефективно, бо більшість внутрішньогосподарських транспортних робіт безпосередньо пов'язана з технологічними процесами в рослинництві і тваринництві. Також перевезення здійснюються в більшості випадків по ґрунтовим дорогам, на яких в період осінньої і весняної бездоріжжя не можна використовувати автомобільний транспорт. Водночас автомобільний транспорт більш прийнятний для транспортування вантажів дорогами загального користування та має більшу продуктивність на транспортних операціях. Тому можна з впевненістю стверджувати, що використання автомобільного та тракторного транспорту, якісно доповнюють один одного та дають можливість розробляти ефективні транспортні схеми для господарств різного розміру та територіального розташування.

Від раціональної організації перевезень, оснащеності сільського господарства сучасними транспортними засобами та їх правильного використання в значній мірі залежать своєчасність виконання сільськогосподарських робіт, їх якість, продуктивність праці та рівень собівартості продукції. Сезонний характер сільськогосподарського виробництва викликає значні коливання обсягу транспортних робіт протягом року, в більшій мірі в господарствах зернового напрямку, в меншій - в господарствах м'ясо-молочного напрямку.

Транспортні та вантажно-розвантажувальні роботи в аграрному секторі складають близько 35 – 40% загальних витрат праці на обробіток сільськогосподарських культур і близько 20% витрат в тваринництві. Це дозволяє стверджувати, що собівартість сільськогосподарських продуктів на 17 – 38% залежить від організації транспортних перевезень.

Одним з напрямків підвищення ефективності використання транспорту в аграрному секторі є посилення інтеграції між автомобільним та тракторним транспортом та розширення меж їх використання, що особливо актуально для малих та середніх сільськогосподарських підприємств.

ПЕРЕВАГИ ВИКРОСТАННЯ ГАЗОДИЗЕЛЯ НА ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛЯХ

Шушляпін С.В., к.т.н., доцент, Кашин Д.В., аспірант

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

За газодизельного циклу в циліндр двигуна під час такту впуску надходить суміш газового палива з повітрям, яка утворюється в газоповітряному змішувачі. В період такту стиснення газоповітряна суміш стискується, в результаті чого температура її підвищується й до кінця такту стає вищою від температури самозаймання дизельного палива (590-650 К), але нижчою температури самозаймання газу (940-990 К). У стиснуту газоповітряну суміш через форсунку, як і в звичайному дизелі, впорскується невелика кількість запального дизельного палива. Навколо великої кількості розпилених, випаруваних крапель рідкого палива, що займаються одночасно в багатьох місцях, утворюються численні первинні вогнища займання газоповітряної суміші.

Робочий процес у газодизелі проходить так само, як і в дизелів – за змішаним циклом, під час якого частина палива згоряє за сталим об'ємом, а частина – за сталого тиску. Але в газодизелях за сталого об'єму згоряє більше палива, ніж в дизелях, тому максимальний тиск згоряння вищий за однакових умов, вищий також індикаторний ККД.

Використання газодизельного циклу на автомобільних двигунах дає змогу зменшити витрати дизельного палива на 70-80% внаслідок заміщення його газовим паливом. При цьому завдяки такому самому ступеню стиснення, як у дизеля, забезпечується високий термічний ККД циклу і зберігається така сама потужність, як у дизеля. Паливна економічність вища, ніж у переведених на газ автомобільних двигунів з іскровим запалюванням і нижчим ступенем стиснення. Для газодизельних автомобілів доцільно використовувати природний газ, оскільки пробіг автомобілів із газовими двигунами з іскровим запалюванням значно менший, ніж у газодизельних автомобілів. Крім того, температура самозаймання і октанове число природного газу вищі, ніж нафтових зріджених газів. Тому значно знижується ймовірність детонації. Важливою перевагою газодизелів є те, що в них димність відпрацьованих газів у три-чотири рази менша, ніж у дизелів. Внаслідок зменшення димності відпрацьованих газів знижується в них вміст канцерогенних речовин.

До істотних переваг газодизелів слід також віднести можливість повноцінної роботи як за газодизельним, так і за звичайними дизельними циклами, причому перехід від одного циклу до іншого здійснюється без вимикання двигуна. Для цього достатньо перемкнути перемикач. Але основним є газодизельний цикл, оскільки експлуатація газодизельного двигуна на самому дизельному паливі економічно не раціональна внаслідок зменшення корисної вантажопідйомності порівняно з дизельним автомобілем.

Список використаних джерел

1. Проблемы автомобильного транспорта. Итоги науки и техники. – Москва, 1988.

ПРО ТРАНСПОРТУВАННЯ КАРТОПЛІ

Ярошенко П.М., к.т.н., доцент

(Сумський національний аграрний університет)

Однією з найвідповідальніших складових у технології вирощування картоплі є збирання врожаю. Це найбільш складна й трудомістка технологічна операція під час вирощування картоплі.

Під час збирання і транспортування картоплі необхідно стежити, аби вона якомога менше пошкоджувалася, не допускати, щоби бульби падали з висоти більшої, як 30 см.

Залежно від призначення, умов і часу реалізації картоплі, збирати її можна такими способами. Поточковий (прямий, або однофазний) спосіб: комбайн (картоплекопач) – транспортний засіб – сортувальний пункт – транспортний засіб – сховище або відправлення на реалізацію. Саме йому на сьогодні надають перевагу. Перевалочний (роздільний, або двофазний) спосіб: комбайн (копач) – транспортний засіб – тимчасове зберігання протягом двох-трьох тижнів – сортування (з перегородкою) – сховище або відправка на реалізацію. Його стали застосовувати дедалі частіше.

Зберігання картоплі в контейнерах вимагає додаткових капіталовкладень як на плодоовочевих базах, так і в господарствах, де вирощують картоплю. Господарствам для контейнерної технології треба мати картоплесортувальні пункти, засоби механізації для навантаження автотранспорту контейнерами з картоплею. На плодоовочевих базах необхідно мати засоби механізації для розвантажування контейнерів і установки їх в штабелі в картоплесховищі. Для перевезення картоплі в міста з господарств необхідна більша кількість автотранспорту, оскільки перевезення навалним способом більш економічне, ніж контейнерним: у першому випадку продукції в машину завантажуються більше. Такої матеріально-технічної бази немає у більшості господарств України, тому на плодобази у більшості випадків картопля доставляється навалом.

При навальній доставці після комбайнів картоплю продовольчої фракції, виділену на картоплесортувальному пункті, завантажують у бункер-накопичувач, із бункера вивантажують у транспортні засоби. Якщо немає в господарстві картоплесортувального пункту, то після перебирання картоплі в полі її корзинами завантажують у машини і відправляють до місць зберігання. Найкраще транспортувати бульбу в кошиках та ящиках, не заповнюючи їх до країв.

Біля складів картоплю з машин вивантажують в контейнери, чим наносять їй безліч механічних пошкоджень, а після цього автокарами завозять у сховище та штабелюють. Така половинчаста контейнерна технологія зберігання картоплі не призводить до її поліпшення, а навпаки.

Секція || ПРОЕКТУВАННЯ, ДИЗАЙН
ТА ТЕХНОЛОГІЧНА
ЕКСПЛУАТАЦІЯ АВТОМОБІЛІВ

УДК 629.3.017.3

ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНОГО РАДІУСУ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

Артёмов М.П., д.т.н., професор, Абдулгазіс А.У. к.т.н., доцент
Подригало М.А., д.т.н., професор
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Кінематичний радіус колеса є параметром, який характеризує зв'язок між кутовою швидкістю колеса і лінійною швидкістю його осі (швидкістю автомобіля). Зазначений зв'язок є важливим при оцінці швидкісних властивостей автомобіля, однак його визначення здійснюється, в основному, експериментальним шляхом. Пропонується новий підхід і аналітичний метод, що дозволяє на стадії проектування автомобіля здійснювати визначення кінематичного радіуса колеса.

Статичний радіус визначається для нерухомого колеса як відстань від його осі до опорної поверхні при заданому нормальному навантаженні вираження для його визначення має вигляд

$$r_{ст} = r_{св} - P_z / C_z, \quad (1)$$

де P_z – нормальне навантаження на колесо;

C_z – радіальна жорсткість шини.

Динамічний радіус колеса завжди більше статичного, оскільки враховує збільшення діаметра шини під дією відцентрових сил і також визначається як відстань від осі колеса до опорної поверхні, але при русі колеса. Нами запропонований імовірнісний метод оцінки динамічного радіуса колеса, при використанні якого математичне сподівання $r_{дин}$ знаходиться як середньоарифметичне між вільним $r_{св}$ і статичним $r_{ст}$ радіусами, тобто

$$r_{дин} = 0,5(r_{св} + r_{ст}) = r_{св} - \frac{P_z}{2C_z} = \frac{M_k}{P_k}, \quad (2)$$

де M_k – крутний момент на колесі;

P_k – тягова сила, що створена крутним моментом на колесі.

Слід зазначити, що в роботі [1] стверджується наступне: «Динамічний радіус колеса, що рухається по твердій опорній поверхні, є плечем штовхаючої сили». При цьому сила, що штовхає представляється як P_x (рис.1) і вирази для визначення динамічного радіуса пропонується [1] в наступному вигляді

$$r_{дин} = (M_k - P_z \cdot a) / P_k, \quad (3)$$

де a – коефіцієнт тертя кочення (знесення нормальної реакції дороги на колесо).

На наш погляд, визначення $r_{дин}$ за формулою (2) більш коректно.

Кінематичний радіус колеса може бути визначений

$$r_{\text{кін}} = V_0 / \omega_k \quad (4)$$

У роботі [2] визначено парадокс виникає при спробі переходу від рівняння потужносного балансу до рівняння силового балансу шляхом ділення лівої і правої частин рівняння на ω_k . У цьому випадку, з урахуванням співвідношення (4), виходить

$$M_k = M_f + P_x \cdot r_{\text{кін}} \quad (5)$$

При допущенні того, що кінематична пара колесо - дорога є ідеальною і момент опору коченню M_f є зовнішнім навантаженням, миттєвий коефіцієнт корисної дії колеса може бути визначений як

$$\eta_k^{\text{МГН}} = (P_k \cdot V_0) / (M_k \cdot \omega_k) \quad (6)$$

Основною причиною виниклого протиріччя було те, що до аналізу динаміки колеса з деформованою шиною підходили з позиції теоретичної механіки. Об'єктом дослідження останньої, як відомо, є тверде (недеформуєме) тіло. З огляду на співвідношення (2) і (4), перетворимо вираз (6) до виду

$$\eta_k^{\text{МГН}} = r_{\text{кін}} / r_{\text{дин}} \quad (7)$$

Звідки визначаємо кінематичний радіус колеса

$$r_{\text{кін}} = r_{\text{дин}} / \eta_k^{\text{МГН}} = r_{\text{дин}} (M_k \cdot \omega_k) / (P_k \cdot V_0) = \quad (8)$$

Більш коректно з позиції теорії механізмів і машин приймати випадок, коли кінематична пара колесо - дорога не є ідеальною, момент опору кочення M_f - це внутрішні зусилля в механізмі ходової частини автомобіля. В цьому випадку миттєвий ККД колеса

$$\eta_k^{\text{МГН}} = \frac{P_x \cdot V_0}{M_k \cdot \omega_k} = \frac{\frac{M_k - R_z \cdot a}{r_{\text{дин}}} V_0}{M_k \cdot \omega_k} \quad (9)$$

Буксування ведучого колеса

$$S = \frac{\omega_k \cdot r_{\text{дин}} - V_0}{\omega_k \cdot r_{\text{дин}}} = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_{\text{дин}}} \quad (10)$$

З урахування усіх перетворень запишемо $r_{\text{кін}}$

$$r_{\text{кін}} = (1 - \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_f^{\text{МГН}}) \left(r_{\text{св}} - \frac{P_z}{2C_z} \right) \quad (11)$$

Отримані аналітичні вирази дозволяють на стадії проектування автомобілів здійснювати оцінку кінематичного радіуса колеса $r_{\text{кін}}$, буксування S і ККД, що враховує втрати на пружні деформації шини.

Список використаних джерел

1. Работа автомобильной шины Под.ред. В.И. Кнороза – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
2. Петрушов В.А. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В, Московкин, А.Н. Явграфов. – М.:Машиностроение, 1984. – 160 с.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕСУРСУ ПІДШИПНИКІВ ТРАНСМІСІЇ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В АБРАЗИВНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Гринченко О.С., д.т.н., професор

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Втомна міцність є єдиним критерієм для розрахунку підшипників кочення на довговічність. Тим часом більшість підшипників багатьох машин втрачають свою працездатність внаслідок зносу, який носить абразивний характер. Особливо поширений абразивний знос серед підшипників автомобілів, що працюють в умовах підвищеної запиленості.

У зв'язку з тим, що абразивний знос відіграє вирішальну роль в числі інших причин, які обмежують термін служби підшипників трансмісій, були розпочаті роботи з дослідження зносостійкості підшипників в абразивному середовищі.

Дослідження проводилися в два етапи. Метою першого етапу було встановлення залежності величини зношування підшипників, що працюють в абразивному середовищі, від режиму їх роботи. У завдання першого етапу досліджень входила також розробка методики прискорених випробувань підшипників на абразивне зношування.

Роботи проводилися на стенді ЛТ-6П з замкнутим контуром. Для максимального наближення випробувань до умов експлуатації навантаження на підшипники, швидкість їх обертання, сорт мастила і вміст у ньому абразиву були обрані відповідно до реальних умов роботи: радіальне навантаження на кожен з восьми одночасно випробовуваних підшипників – 3800 Н, частота обертання – 1600...1700 об/хв., тривалість випробувань – 1000 год., вміст абразиву в кінці випробувань – 0,25% (вміст абразиву в мастилi доводився до 0,25% шляхом додавання кожні 100 год. навіски, що відповідає вмісту абразиву в мастилi 0,025%).

У зв'язку з тим, що автомобілі працюють в різних кліматичних і дорожніх умовах при різній вологості і запиленості повітря, як абразив для випробувань був обраний стандартний пил за ДСТУ 8002-74 із середніми значеннями питомої поверхні, мінералогічного та дисперсного складу.

Було встановлено, що крива зносу близька до теоретичної кривої, що описується рівнянням виду $S = at + bt^2 + ct^3$, і що до кінця випробувань середній радіальний зазор S в підшипниках досягає величини 0,14...0,16 мм.

Прискорення випробувань на абразивне зношування було здійснено за рахунок додавання всієї навіски абразиву (0,25%) на початку випробувань. При цьому режим випробувань залишався таким же. При прискореному режимі випробувань в перші 50...60 год. зазор різко зростає, а потім крива стає більш пологою. Очевидно, це пов'язано з поступовим роздробленням великих абразивних частинок, затупленням їх і ослабленням в зв'язку з цим їх абразивної дії. Після наробітку 180...195 год. зростання радіального зазору майже повністю

припиняється. Це час – 200 год. – і було прийнято для прискорених випробувань на абразивне зношування.

Перший етап випробувань підшипників на абразивне зношування показав, що при поступовому введенні абразиву в мастило в кількості до 0,25% радіальний зазор в типових трансмісійних підшипниках за 1000 год випробувань при експлуатаційному режимі досягає 0,14...0,16 мм. При одночасному введенні цієї ж кількості абразиву на початку випробувань такий саме зазор досягає величини 0,12...0,14 мм всього за 200 год.

На другому етапі досліджень була поставлена мета визначити максимально допустиму кількість абразивних домішок в мастилі трансмісії автомобіля з точки зору працездатності підшипників кочення. При цьому за критерій працездатності підшипника був прийнятий гранично допустимий радіальний зазор в ньому, виходячи з нормативного ресурсу трансмісії. Середній граничний радіальний зазор був знайдений, виходячи з умов допустимого перекошу шестерень автомобільних трансмісій.

Отримані дані показують, що вміст абразивних домішок в мастилі може вважатися допустимим, якщо до кінця випробувань середній радіальний зазор випробуваних підшипників складає менше 70 мкм.

Навіска абразиву на другому етапі випробувань була встановлена з урахуванням наступних положень. Так як допустимий зазор в підшипниках повинен становити менше 70 мкм, то і зміст абразиву на другому етапі випробувань було вибрано в 2 рази менше, тобто через кожні 100 год. випробувань його додавалося по 0,012%.

Результати другого етапу випробувань (1000 год. при експлуатаційному режимі) показали, що характер залежності зношування підшипників від часу випробувань такий саме, що і при 1000-годинному циклі першого етапу, але абсолютна величина зносів майже в 2 рази менше. Дані показують, що при випробуваннях, які відповідають режиму експлуатації автомобілів, і при доведенні змісту абразиву до кінця випробувань до 0,125%, знос підшипників дещо перевищує допустиму величину. У зв'язку з цим допустимий вміст абразиву в мастилі до його зміни було прийнято дещо меншим, а саме 0,1%.

Тобто, для забезпечення нормальної роботи під час усього періоду до вичерпання нормативного ресурсу трансмісій автомобілів кількість абразиву, що потрапляє в мастило трансмісії, до кожної його заміни, не повинно перевищувати 0,1%. Для забезпечення даної величини необхідно або скорочувати строк експлуатації мастила, або покращувати роботу ущільнень.

Список використаних джерел

1. Иванов, Б.А. Выбор оптимальных параметров конструкции подшипниковых узлов качения / Б.А. Иванов, Б.П. Свешников / Механика и технология материалов и конструкций. – Пермский техн. ун-т., 1999. – Вып.2 – С. 89-95.
2. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения. Текст.: справочник. – Изд. 6-е, пе-рераб. и доп. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.

СПОЖИВНІ ВЛАСТИВОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Іванов В.І., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Автомобіль є єдиним і неподільним, майже живим організмом. Тільки при повній працездатності всіх його складових частин він може виконувати функції, покладені власником. В автомобілі, (як і в будь-якому організмі) всі частини постійно знаходяться у взаємодії, що забезпечує його нормальну роботу. Основною функцією, покладеною на автомобіль є рух, тобто переміщення на певну відстань. Згідно попередньої класифікації, призначення та технічних характеристик випускається дуже широкий асортимент легковиків. Основними технічними характеристиками, які враховуються при формуванні якості та асортименту автомобілів є наступні: тип (у переважній більшості авто стоять карбюраторні (бензинові) двигуни), об'єм і потужність двигуна; вага спорядженого автомобіля. Крім цього на кожен конкретну модель можуть бути встановлені такі показники як: максимально допустима вага, вантажопідйомність, чиста вага, максимальне навантаження на дах або спереду, завантаження причепа з гальмами і без них; максимальна швидкість переміщення; мінімальний час розгону до 100 км/год.; витрати пального – обчислюють з розрахунком на 100 км пробігу в основному по 3-х режимах: міський цикл, режим шосе та змішаний цикл.

Важливими також при формуванні якості є такі показники і технічні характеристики як матеріал, з якого зроблений кузов і його складові частини, оздоблення салону, керма автомобіля; максимальна сила і кількість обертів двигуна за 1 хв, кількість поршнів; викиди CO₂ (г/км); діаметр розвороту (м); стан або вміст комплектації; тип коробки передач; тип гальмівної і кермової систем; об'єм паливного бака; об'єм багажного відділення; габаритні розміри; ширина передньої і задньої колій; тип приводу тощо. Серед споживчих властивостей легкових автомобілів можна виділити наступні:

1. Призначення – поділяється на соціальний та функціональний види: - властивість соціального призначення автомобіля характеризує його відповідність індивідуальним та суспільно-необхідним потребам населення (переважно це стосується заможного прошарку) та доцільність збуту і використання; - функціональне призначення полягає у забезпеченні основної функції: перевезенні людей і багажу на певну відстань.

2. Надійність – включає в себе ряд показників: безвідмовність (здатність безперервно зберігати працездатність протягом деякого часу або напрацювання); гарантійне напрацювання (гарантований виробником обсяг безвідмовної роботи при дотриманні правил і умов експлуатації); довговічність (властивість автомобіля виконувати свої функції до переходу в граничний стан

при встановленій системі технічного обслуговування і ремонту); термін служби (календарна тривалість експлуатації легковика від її початку до настання граничного стану); ресурс (гранична можливість експлуатації автомобіля, зафіксована у його техпаспорті та інших нормативних документах); ремонтпридатність (здатність авто відновлювати свої властивості завдяки техогляду і ремонту, технічному обслуговуванню); збереженість (можливість зберігати технічні, кількісні і якісні показники після тривалого зберігання чи транспортування);

3. Ергономічні – поділяють в свою чергу на: гігієнічні (в першу чергу освітленість – природна і штучна, герметичність, вентиляція та ізоляція салону від запилення, звуко-, термоізоляція, повітропроникність, обігрів салону, форма і матеріали, з яких виготовлено комплектуючі частини авто, сприяють легкому відмиванню і очищенню); антропометричні (габаритні розміри); психологічні (забезпечують відповідність машини сприйняттю, мисленню, навичкам людини. Вони можуть виявлятися через колір або дизайн кузова, «звучання» двигуна та ін.); психо-фізіологічні – властивості, які комплексно задовольняють як одні, так і інші потреби людини і створюють відчуття радості, впевненості і комфорту;

4. Естетичні – проявляють у чуттєво-сприйнятливих ознаках форми свою суспільну цінність і соціально-культурну значущість, задовольняють естетичні потреби споживача.

5. Екологічні – показники, які характеризують рівень шкідливості товару для оточуючого середовища. Так, для автомобілів показником екологічних властивостей є вміст шкідливих речовин (токсичних і отруйних елементів, важких металів, CO₂) у вихлопних газах.

6. Показники безпеки – характеризують хімічну, механічну, радіаційну, магнітну, пожежну безпечність авто для водія і пасажирів та багажу.

На формування якості та асортименту автомобілів впливають безліч факторів. Сюди включають як технічні характеристики та комплектацію, так і естетичність, стиль й оздоблення, як ззовні, так і у салоні. Вітчизняним автовиробникам треба набагато більше приділяти уваги підвищенню якості і розширенню асортименту своїх машин.

Список використаних джерел

1. Методика товарознавчої експертизи та оцінки дорожніх транспортних засобів. Затверджено наказом Міністерства юстиції України та Фонду державного майна України від 24.11.2003 № 142/5/2092.
2. Мосякин В.Н. Справочник автомобилиста. Руководство по ремонту и обслуживанию автомобиля. – Харків: Книжковий клуб сімейного дозвілля, 2006.
3. Чумаченко Ю.Т., Федорченко А.А. Умные советы автолюбителю. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2005.

БОКОВЕ ВІДВЕДЕННЯ ШИН У НЕУСТАЛЕНОМУ КРИВОЛІНІЙНОМУ РУСІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Іванов В.І., к.т.н., доцент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Статистика обсягів продажу нових легкових автомобілів свідчить про те, що автомобілі малого класу, завдяки споживчим властивостям становлять близько 40% ринку країни [1]. Співвідношення спорядженої і повної маси автомобілів такого класу є суттєвим, тому зміна маси транспортного засобу в умовах експлуатації у значній мірі впливає на його експлуатаційні властивості. Зокрема керованість і стійкість автомобіля визначаються як його конструкційним виконанням так і розподілом маси на осі і окремі колеса.

Керованість автомобіля характеризується його властивістю безпечно здійснювати маневри відповідно до впливу водія на кермове колесо. На керованість транспортного засобу впливають його конструкційні особливості: компоновальна схема, кінематика підвіски та жорсткість її пружних елементів, опір шин боковому відведенню.

Під час руху траєкторією відповідної кривизни на автомобіль діють відцентрові сили, величина яких залежить від його маси, швидкості руху і радіуса кривизни траєкторії. При цьому прийнято вважати, що відцентрові сили визначають в основному величину бокових реакцій на колесах, а відповідно і кутів бокового відведення коліс його осей, і розподіляються відповідно до розподілу його мас на ці осі. В умовах неусталеного криволінійного руху кутова швидкість повороту автомобіля навколо центральної вертикальної осі є змінною величиною і характеризується кутовим прискоренням. Перерозподіл бокових реакцій на осі транспортного засобу відбувається через момент сил інерції відносно центральної вертикальної осі, зумовлений моментом інерції автомобіля і відповідним кутовим прискоренням. Для легкового автомобіля малого класу зміна його маси та перерозподіл її на осі коліс в процесі завантаження транспортного засобу в умовах експлуатації визначатиме і інерційні параметри автомобіля.

Проведене теоретичне дослідження, в якому у якості вихідних було прийнято параметри легкового автомобіля малого класу. За умови, що водій, пасажир і вантаж розміщені симетрично відносно поздовжньої осі, масові та геометричні параметри автомобіля визначалися для трьох випадків завантаження: водій, чотири пасажир і вантаж в багажному відсіку (максимально допустиме завантаження); водій, три пасажир без вантажу (проміжне значення величини завантаження); водій і пасажир на передньому сидінні без вантажу (мінімальне завантаження відповідно до прийнятого припущення). Для визначення кутів відведення осей легкового автомобіля малого класу в неусталеному криволінійному русі під час маневрування проведено моделювання його плоского руху перехідною кривою. За результатами моделювання визначені кути відведення осей автомобіля, що виникають під час його руху визначеною перехідною кривою з урахуванням відповідних моментів сил інерції відносно центральної вертикальної осі.

Для безпечного керованого неусталеного криволінійного руху транспортного засобу заданими траєкторіями виникаючі при цьому додаткові кути відведення повинні бути компенсовані водієм відповідним поворотом керма.

На основі результатів проведених теоретичних досліджень можна зробити висновок про вагомість впливу інерційних параметрів автомобіля на його керованість в неусталеному криволінійному русі та потребу врахування під час математичного моделювання руху легкових автомобілів малого класу зміни в експлуатаційних умовах їх масових параметрів.

УДК 629.33: 621.8.033

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДУ ЯК СИСТЕМИ З РОЗПОДІЛЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Дослідження нестационарних динамічних процесів, що протікають в пневматичних системах автотранспортних засобів, їх опис та моделювання являють собою одні з основних проблем сучасного автомобілебудування. Сформувавшись як окремих напрямків, динаміка пневматичних систем визначила ряд власних проблем, з яких можна виділити основні: необхідність в розробці все більш повних фізико-математичних моделей, справедливих для опису процесом з високою точністю і мінімальною кількістю експериментальних даних; дослідження адекватності математичних моделей, що описують перехідні процеси в автомобільних пневмосистемах, і визначення меж їх застосовності для тих чи інших агрегатів і вузлів.

На даний момент для опису газодинамічних процесів використовується цілий ряд математичних моделей, які умовно можна розділити на два сімейства: до першого сімейства відносять моделі, розташовані між звичайними рівняннями газової динаміки і кінетичними рівняннями типу Больцмана. Це різні наближення рівнянь типу Больцмана, від рівнянь Нав'є-Стокса до різноманітних барнетовських і супербарнетовських наближень.

Оскільки в пневматичному гальмівному приводі автотранспортних засобів використовується стиснене повітря, що задовольняє умові суцільності середовища, то, в загальному випадку, для опису його руху застосовуються осередненіза Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса.

Система рівнянь замикається рівнянням стану ідеального газу і системою рівнянь, що моделюють турбулентність.

Друге сімейство математичних моделей, пов'язаних з турбулентністю і різними способами її моделювання, можна класифікувати наступним чином: моделі, які використовують гіпотезу Буссінеска про в'язкі турбулентні напруження; моделі, засновані на описі турбулентних напружень (моделі напружень Рейнольдса); пряме чисельне моделювання турбулентності; моделювання великих вихорів.

На даному етапі розвитку теоретичного апарату моделювання турбулентності і обчислювальної техніки пряме чисельне моделювання і технології моделювання великих вихорів мають в основному лише наукове значення і в дуже рідкісних випадках прикладне. В останнє десятиліття найбільш широке застосування для виконання інженерних розрахунків отримали моделі замикання, засновані на гіпотезі Буссінеска і моделі напружень Рейнольдса. Моделі напружень Рейнольдса досить часто використовуються для моделювання зовнішнього обтікання, вони найбільш

перспективні, але не набули широкого поширення в інженерних розрахунках через дуже високі вимоги, що пред'являються до обчислювальних ресурсів.

Для визначення раціонального способу розв'язання системи рівнянь і отримання адекватних результатів, з урахуванням специфіки процесів, що протікають в порожнинах пневмоапаратів, розглянуті основні розрахункові методи, що застосовуються для вирішення рівнянь газової динаміки. Їх можна класифікувати за наступними критеріями.

За формулюванням різницевої схеми. Можна розділити на наступні групи: явні, неявні, змішані (на першому часовому кроці застосовується явна схема, наступний крок неявний). Для підвищення точності інтегрування за часом великою популярністю користуються різні представлення методу Рунге-Кутта, що дозволяють на явному етапі за часом виконувати кілька розрахункових кроків, в залежності від порядку апроксимації.

За способом розв'язку системи алгебраїчних рівнянь на неявному кроці по часу. Конкретний вид системи алгебраїчних рівнянь визначають на початковому етапі в залежності як від особливостей розрахункової області, від типу осередків, так і від розрахункового алгоритму. Деякі дослідники використовують розщеплення за простором для вихідної системи алгебраїчних рівнянь, що зводить задачу до вирішення блочно-діагональної системи лінійних алгебраїчних рівнянь методом прогонки. Однак даний розрахунковий метод може бути з успіхом застосований тільки для блочно-структурованих сіток. Для гібридних сіток використовують різні ітераційні методи, що пред'являють більш жорсткі вимоги до ресурсів комп'ютера, але забезпечують в кінцевому підсумку менший час обчислень за рахунок більш швидкої побудови сіткової моделі.

За порядком апроксимації просторових похідних. На даний момент застосовуються різницеві схеми другого або третього порядку апроксимації, які використовують для реконструкції параметрів в осередку лінійне або параболічне їх подання у контрольному об'ємі з обмежувачами похідних. Практично необмежений порядок апроксимації можна отримати при використанні багатосіточних технологій розв'язання систем диференціальних рівнянь в часткових похідних. Однак даний метод вимагає значно більшого обсягу оперативної пам'яті, з огляду на використання додаткового набору «грубих» сіток і додаткових згладжуючих процедур.

Список використаних джерел

1. Гогричани Г.В., Шипилин А.В. Переходные процессы в пневматических системах / Г.В. Гогричани, А.В. Шипилин. – М: Машиностроение, 1986. – 160 с.
2. Жестков В.В., Литке П.Е. Прогнозирование динамики пневмопривода при проектировании тормозной системы прицепов-тяжеловозов / В.В. Жестков, П.Е. Литке / Автомобильная промышленность – 1983. – №5 – С. 23-25.
3. Тарнавский Г.А., Шпак С.И. Проблемы численного моделирования сверхзвукового ламинарно-турбулентного обтекания тел конечных размеров / Г.А. Тарнавский, С.И. Шпак / Математическое моделирование. – 1998. – Т.10. – №6. – С. 53-74.

МЕТОДОЛОГІЯ ДИЗАЙН-ПРОЕКТУВАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент, Шуляк М.Л., д.т.н., доцент
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Високий технічний рівень легкових автомобілів, що забезпечує задоволення зростаючих вимог споживачів і конкурентоспроможність на ринку збуту, закладається на стадії проектування. Особливо важливо при цьому застосовувати методи наукового підходу та оптимізації прийнятих рішень на ранніх стадіях проектування, коли здійснюється науково-технічний пошук і прогнозування, приймаються технічні, економічні, художньо-естетичні та виробничі рішення. У зв'язку з цим, необхідно при реалізації наукового підходу до процесу проектування легкового автомобіля застосовувати, при формуванні властивостей, найбільш оптимальні та зручні математичні моделі. Сучасні комп'ютерні технології істотно спрощують вирішення подібних завдань, а різноманіття вимог, що пред'являються до автомобіля, вимагають від розробника системного підходу до проектування. В науково-технічній літературі системному проектуванню приділяється все більша увага. Разом з тим в даний час не існує методичної основи дизайн-проектування, а в нечисленних публікаціях участь дизайнера в процесі створення промислового виробу часто обмежується розробкою зовнішнього вигляду. Відсутність методології дизайн-проектування легкового автомобіля і необхідність системного підходу до проектування визначають актуальність теми.

Сучасне дизайн-проектування легкових автомобілів в розв'язаннях задач параметрів кузова багато в чому визначаються динамічними антропараметричними ознаками, тобто розмірами, вимірюваними при переміщенні тіла в просторі. Числові значення антропараметричних даних найчастіше представляються у вигляді таблиць для 5-го і 95-го перцентиля, і вони багато в чому визначаються середнім ростом людини, який в даний час визначено ДСТУ і дорівнює 170 см. Необхідно відзначити, що середній зріст людини з часом змінюється вельми значно, і це дизайнеру і конструктору необхідно враховувати.

Розглянуто алгоритм системного аналізу та оптимізації прийнятих проектних рішень в процесі дизайн-проектування. В якості критеріїв оптимальності беруться показники, що характеризують економічність, продуктивність, екологічність, надійність та інші експлуатаційні властивості легкового автомобіля. Чим більше критеріїв оптимальності вводиться в розгляд, тим з більшою вірогідністю можна судити про достоїнства і недоліки розрахованого оптимального конструктивного варіанту легкового автомобіля. З безлічі критеріїв оптимальності дослідник формує різні узагальнені критерії

якості, що представляють собою будь-яку комбінацію нормованих критеріїв оптимальності з відповідними ваговими коефіцієнтами важливості (адитивний узагальнений критерій оптимальності). Кількість критеріїв оптимальності, що входять в кожен узагальнений критерій оптимальності, і їх склад залежить кожного разу від вимог, що пред'являються дослідником до експлуатаційних властивостей проектного автомобіля. Аналіз результатів досліджень з різних узагальнених критеріїв оптимальності дозволяє обґрунтовано синтезувати оптимальну (раціональну) конструкцію. Такий підхід до аналізу і синтезу машинних агрегатів застосований при вирішенні різних проблем і показав високу ефективність при вирішенні оптимізаційних практичних завдань в автомобілебудуванні.

Для оцінки конкурентоспроможності промислового виробу на етапі художнього конструювання і виконання ескізного проекту, поряд з аналізом споживчого ринку і різних інформаційних джерел про подібні типи виробів, ефективним інструментом прийняття правильного рішення за багатьма параметрами, які характеризують досконалість виробу, є методи експертних оцінок. При вирішенні оптимізаційних задач ці параметри зазвичай називаються критеріями оптимальності.

Для прийняття рішення про конкурентоспроможність промислового виробу формується експертна група з залученням відповідних фахівців. За результатами проведених експертиз будується матриця експертних оцінок критеріїв оптимальності.

Розрахункові значення вагових коефіцієнтів важливості критеріїв оптимальності, які показують значимість критеріїв серед інших з розглянутих, в подальшому застосовуються для побудови узагальненого показника ефективності аналізованої конструктивної схеми в порівнянні з подібними конструкціями промислових виробів, наприклад, за допомогою методу парних порівнянь.

Розглянутий метод оцінки розроблювальної конструкції застосовувався протягом ряду років при проектуванні різних типів транспортних машин і довів на практиці свою ефективність.

Список використаних джерел

1. Лазарев И.А. Композиционное проектирование сложных агрегативных систем / И.А. Лазарев. – М.: Радио и связь, 1986. – 312 с.
2. Мунипов В.М. Эргономика: человекоориентированное проектирование техники, программных средств и среды: Учебник / В.М. Мунипов, В.П. Зинченко. – М.: Логос, 2001. – 356 с.
3. Петров А.П. Основы эргономики и дизайна в автомобилестроении: Учебное пособие / А.П. Петров. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2004 – 163 с.
4. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. Сомов Ю.С. Художественное конструирование промышленных изделий / Ю.С. Сомов. – М.: Машиностроение, 1967 – 456 с.

ОСНОВИ ДИЗАЙНУ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент, Поляшенко С.О., к.т.н., доцент
(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Форма автомобілів відображає не тільки особливості функціонального призначення, а й риси фірмових стилів. За зовнішнім виглядом неважко відрізнити, наприклад, американський автомобіль від японського. Однак, незважаючи на наявні відмінності, вони об'єднані загальними характерними ознаками, що асоціюються з поняттям «сучасний», тобто існують об'єктивні критерії, які формують вигляд сучасного легкового автомобіля. Найбільший вплив на його формування надають призначення, компоновка, вимоги безпеки, аеродинамічні вимоги, вживані матеріали і технологічні процеси, умови експлуатації, естетичні вимоги та ін.

Принцип «всередині більше, ніж зовні» став домінуючим при розробці компонувань сучасних автомобілів. Перехід до переднього приводу і характерні особливості такого типу компонування (положення двигуна поперек вісі автомобіля, відсутність тунелю в днищі кузова для карданного валу і т.п.) вплинули на зміну пропорцій кузова. Передній звис став більше, надбудова кузова перемістилась вперед, колісна база збільшилася, а задній звис значно вкоротився.

В результаті вирішення питань забезпечення безпеки руху змінювалися конструкції бамперів, виступаючих частин кузова, деталей, що забезпечують оглядовість. Для виконання захисної функції, бампери повинні мати досить великий перетин і бути віддалені від кузова для забезпечення ходу (до 120 мм) елементів, що гасять енергію удару. Вписати такий бампер в загальну композицію форми кузова – складне дизайнерське завдання, тим більше що бампери повинні розташовуватися на певній висоті від поверхні дороги.

Вимоги безпеки до виступаючих елементів кузова призвели до того, що його поверхня стала більш узагальненою (без яскраво виражених деталей) і цільною, з плавними обводами, фари стали виконуватися урівень з передніми панелями, зникли виступаючі дверні ручки. Складніша справа з зовнішніми дзеркалами заднього огляду, розміри яких збільшуються і дзеркала доводиться вставляти в спеціальні обтічні корпуси, які значно виступають над поверхнею кузова. Щоб вони не викликали небезпечні травми при наїздах на пішоходів, їх роблять такими, що досить легко відламуються. Можливо, в майбутньому цю проблему дозволить вирішити використання для забезпечення заднього огляду гнучких світловодів або мініатюрних телевізійних систем.

Для поліпшення оглядовості постійно збільшуються площа скління легкових автомобілів, знижується підвіконна кромка, зменшується перетин міжвіконних стійок, що робить кузов більш ажурним і візуально більш легким. Однак збільшення площі скління призводить до збільшення маси кузова і робить більш

складною задачу забезпечення його міцності і жорсткості. Крім того, збільшення поверхні скління вимагає вживання заходів щодо зниження так званої інсоляції (освітлення сонячними променями) салону шляхом застосування затемнених стекол.

Певний вплив на безпеку надає колір автомобіля та схема його розмальовки. Існує так звана сигнальна гамма кольорів (жовті, помаранчеві, червоні, яскраво-зелені), що забезпечує помітність машин на дорозі, знижує імовірність потрапляння в аварії. Певну роль відіграють і все ширше застосовуються графічні елементи обробки (кольорові смуги, написи, стріли, плями), які не тільки збагачують можливості «персоналізації» автомобілів, але і сприяють їх більшій помітності на дорогах.

Для поліпшення обтічності легковим автомобілям надають явно виражений клиновидний силует з низьким, нахиленим вперед капотом, який м'яко переходить в поверхню переднього облицювання і вітрового скла, що має великий кут нахилу. Для зменшення підйомної сили на високих швидкостях руху, що призводить до часткової втрати керуваності, використовуються передні (під переднім бампером) і задні (на задній частині даху і кришці багажника) спойлери, що представляють собою своєрідне антикрило (перевернуте крило, що створює силу, спрямовану вниз).

Для зменшення аеродинамічного шуму (починаючи зі швидкості 100 км/год.) особливу увагу приділяють виступаючим елементам на кузові (ущільнювачі стекол, водостічні жолоби, антени, склоочисники і т.п.). Від них позбавляються (замість телескопічної антени використовують антени, закладені в лобове скло; склоочисники в неробочому стані розташовуються в спеціальній ніші перед лобовим склом) або надають їм обтічну форму (корпуси дзеркала заднього виду).

Аеродинаміка легкового автомобіля пов'язана також з проблемою забризкування стекол салону (особливо передніх дверей і заднього скла), що безпосередньо впливає на оглядовість і, отже, на безпеку, а також забризкування зовнішніх освітлювальних приладів і боковини кузова. Цю проблему вирішують за допомогою дефлекторів (щитків, що направляють повітряний потік в певному напрямку), ретельного вибору кутів нахилу і зміни елементів кузова, зміни і спрямованості повітряних потоків, що омивають освітлювальні прилади, додання оптичним елементам фар обтічної форми.

Таким чином, проблеми, що стоять перед автомобільним дизайнером, складні, численні і часом суперечливі. Правильне і швидке їх вирішення вимагає злагодженої роботи дизайнера з конструкторами, технологами, економістами та іншими фахівцями, які беруть участь у створенні сучасного легкового автомобіля.

Список використаних джерел

1. Петров А.П. Основы эргономики и дизайна в автомобилестроении: Учебное пособие / А.П. Петров. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2004 – 163 с.
2. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

СИСТЕМА ДИЗАЙНУ ІНОВАЦІЙНИХ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент, Колеснік І.В., асистент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Одна з важливих ролей художньої форми в предметному світі полягає в тому, що вона допомагає ввести предметно-просторове середовище в певний ряд (часовий, національний, соціальний і т.п.). Цю роль вона відіграє навіть, здавалося б, в суто індустріальних областях дизайну. Саме стиль, і пов'язані з ним художні процеси формоутворення, і виконують в кінцевому рахунку цю важливу соціально-культурну роль. Сучасний дизайн володіє здатністю, використовуючи художні принципи своєї діяльності і знання споживчих переваг суспільства в даний момент часу, професійно визначити інноваційність пластики форми елементів предметного світу в найближчому майбутньому.

Інноваційний автомобільний дизайн – це дизайн, здатний постійно прогнозувати, генерувати, створювати і розвивати надалі інноваційну пластику форми (тобто нову, масово затребувану, таку, що свідомо впроваджується в суспільство).

Система автомобільного дизайну складається з двох частин: «гіпотетичної», що створює інноваційну дизайн-форму і «матеріальної», реалізованої і розмноженої дизайн-форми, яка безпосередньо і масово взаємодіє з суспільством. «Гіпотетична» частина складається з основи всієї системи – інноваційного процесу художнього проектування і конструювання дизайн-форми. Вона нерозривно пов'язана з системою управління та контролю процесом художнього проектування і конструювання та без нього існувати не може.

Інноваційний процес проектування включає в себе процеси прогнозного проектування і проектного прогнозування, в комплексі відомого як концептуальний дизайн, який повинен використовувати і продукти світової наукової фантастики, що зафіксовані в книгах, кінофільмах різного роду та інше. У «гіпотетичну» частину входять додаткові елементи, без яких неможливе існування і основного: науково-теоретичної бази і навчального процесу автомобільного дизайну. Науково-теоретична база повинна виробляти необхідні для реального інноваційного процесу художнього проектування і конструювання продукту нові знання, в форматі сучасної методики гнучкого постійного вдосконалення (поновлення) процесу. Вона ж повинна вести постійний дослідницький процес на основі даних історичних і сучасних результатів зміни, створення і реалізації дизайн-форми, які є єдиним джерелом пропонуваніх інноваційних змін.

Іншими продуктами науково-теоретичної бази повинні бути навчально-оглядові різних рівнів праці для постійного професійного навчального процесу автомобільного дизайну і масово-популярна інформація просвітницького характеру про зміни в автомобільній індустрії, а також контроль за правильним і професійним освітленням процесів, що відбуваються в автомобільній індустрії в ЗМІ. Постійно діючий процес навчання в автомобільному дизайні необхідний для природної ротації кадрів і підтримки сучасного рівня знань і навичок у працюючого кадрового складу при інноваційних безперервних змінах.

Ще одна частина системи автомобільного дизайну є його «виставковим залом» – масовим носієм створеної дизайнерською групою форми, що тиражується виробництвом і взаємодіє з суспільством в даний період часу. Візуальний і естетичний вплив – це додаткова функція автомобіля. Але частина автомобільного парку – «експо-парк» створена саме для основної функції візуального впливу на особисту і суспільну свідомість: це перш за все відреставровані автомобілі, що вже не експлуатуються масово, а представляють лише історичний інтерес для науки і суспільства. Їх кількість на кілька порядків менше, ніж у чинного парку, але інтерес до них все більше зростає. Чим більше їх архаїчний «вік», тим цінніші вони для історії.

Один з напрямків «експо-парку» – концепт-кари. Вони також виставляються для основної своєї функції візуального впливу на суспільство, але з прямо протилежною метою - «розвідкою» переваг суспільства і особистостей в основному в області художньої пластики форми автомобілів майбутнього, а також можливостей і рівня автомобільного дизайну фірми-виробника в даний період часу. Іншою функцією цієї половини «Експо-парку» є і професійне часткове формування у суспільства можливих рамок пропонованих переваг на наступний період часу.

Список використаних джерел

1. Петров А.П. Основы эргономики и дизайна в автомобилестроении: Учебное пособие / А.П. Петров. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2004 – 163 с.
2. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

СТРУКТУРА ВИДІВ ІННОВАЦІЙНОГО ДИЗАЙНУ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ І КОМПЛЕКСУ ДИЗАЙН-ФОРМИ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

До сих пір в різних дослідженнях та інформаційних джерелах вважається, що автомобільний дизайн «єдиний і неподільний». Але сучасний автомобільний дизайн, який бере участь в процесі створення дизайн-форми інноваційного легкового автомобіля, так само неоднорідний, як і комплекс видів інженерної творчості учасників спільної роботи.

У сучасному процесі беруть участь автомобільні дизайнери різних видів автомобільного дизайну з досить вузької професійної спеціалізації для формоутворення як всього комплексу дизайн-форми автомобіля, так і окремих комплектів (частин) форми і їх елементів:

1) дизайнери за комплектом екстер'єру (зовнішнього вигляду) пластики форми автомобіля;

2) дизайнери за комплектом інтер'єру (салону) пластики форми автомобіля, а також обладнання багажника або його вантажної частини (в залежності від типу кузова);

3) дизайнери за дизайном «підкапотного простору»: художнього доопрацювання форми двигуна автомобіля, структурно-візуальної організації його систем, агрегатів та інших елементів підкапотного простору (комплект форми);

4) дизайнери пластики форми окремих елементів пристроїв автомобільної електрики і електроніки, що входять в комплекти форм екстер'єру та інтер'єру, а також організації систем і агрегатів, візуально узгоджуваних з єдиним стильовим рішенням і ергономічних вимог;

5) дизайнери з розробки колірної гами комплекту форми екстер'єру в цілому і його окремих деталей, індивідуально для форми кожної моделі автомобіля, а також колірної гами і добірці оздоблювальних матеріалів для комплекту форми інтер'єру автомобіля в різних комплектаціях;

6) дизайнери з автомобільної графіки – розробці форми окремих елементів (графічних деталей) комплектів форми екстер'єру та інтер'єру: орнаментів, емблем фірми, табличок візуальних комунікацій та інше, а також розробці суперграфіки спеціальних відомчих і спортивних автомобілів. Крім того в комплект форми сучасного дизайну автомобільної графіки входить і спеціальна демонстраційна (презентативна) проектна графіка (графічні матеріали на різних носіях візуальних зображень для проміжних презентацій дизайн-форми

(пластики) і остаточного захисту проекту), а також і специфічна візуальна частина автомобільної реклами в різних видах ЗМІ;

7) дизайнери з експертної оцінки і професійної критики (роботі в проектно-художній раді), координації і контролю на всіх етапах художнього проектування і конструювання дизайн-форми (пластики) автомобіля і науково-теоретичних досліджень в області реального художнього проектування. Вони складають основу системи контролю і управління процесом. Це найбільш досвідчені і теоретично підготовлені автомобільні дизайнери всіх видів (або декількох видів одночасно), що визначають стратегічні і тактичні завдання фірми в області дизайну.

Дизайн-форма автомобіля представляє собою комплекс функціонально досить самостійних дизайн-форм, візуально взаємопов'язаних між собою образно-стильовою єдністю проекту, що створюється, призначеного для певного споживача (групи споживачів), в конкретний період часу, створеного колективом авторів – автомобільних дизайнерів різного профілю і спеціалізації.

Складність структури автомобільного дизайну і комплексу форми, необхідність координації одноразово проведених робіт в різних напрямках (видах) автомобільного дизайну і інженерно-економічного блоку спеціальностей, вимагає від колективу дизайнерів гранично злагодженої і напруженої творчої роботи

Тільки вузькі фахівці різного профілю автомобільного дизайну здатні домогтися високого світового ринкового рівня в створенні складної комплексної дизайн-форми інноваційного автомобіля, реально конкурентоспроможного в багатьох країнах.

КЛАСИФІКАЦІЯ ОПОР КОВЗАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСМІСІЙ

Кухтов В.Г., д.т.н., професор

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

В багатьох літературних джерелах, присвячених проектуванню, вказується на доцільність заміни в вузлах машин опор ковзання опорами кочення. Дійсно, у багатьох випадках застосування підшипників кочення доцільно.

Істотну роль при цьому відіграють економічна доцільність, умови монтажу і вимоги до взаємозамінності. Стандартизація і масове виробництво підшипників кочення зумовили їх взаємозамінність, відносно низьку вартість і тому широке поширення в машинобудуванні.

Проектування опор ковзання значно складніше внаслідок відсутності взаємозамінності, нестачі нормативно-технічної документації, спеціальної та довідкової літератури з питань використання нових триботехнічних рішень, як при конструюванні, так і при експлуатації автомобіля.

Конструктори використовують традиційні методи розрахунку і конструювання вузлів тертя, застосовуючи випробувані практикою матеріали. Розрахунок вузлів, як правило, зводиться до розрахунку їх на конструктивну міцність, без урахування параметрів тертя. При такому підході завищуються габарити і, отже, металоємність нової конструкції, а ресурс вузла прогнозується конструктором по аналогам.

Широке поширення знайшли опори ковзання в конструкціях автомобілів зокрема, в агрегатах трансмісій. Основними їх перевагами можна назвати мінімальні габарити і високу вантажопідйомність. Підшипники ковзання мають ряд позитивних якостей, таких як безшумність, стійкість до ударних навантажень, стійкість в хімічно активних середовищах, збереження працездатності при недостатньому мащенні, а в спеціальних конструкціях – навіть без змащення.

Виходячи з аналізу конструкцій і умов роботи підшипників ковзання трансмісій автомобіля нами запропоновано класифікувати опори ковзання по трьом групам: такі, що працюють в умовах одностороннього ковзання; що працюють в умовах реверсивного ковзання; що працюють в умовах кочення з малим прослизанням.

Пошук оптимальних технічних рішень для зниження зношування підшипників ковзання ведеться при розробці нових конструкцій вузлів тертя, при створенні конструкційних матеріалів і підборі їх поєднань, включаючи мастильні матеріали, в області технологічних процесів обробки деталей вузлів тертя, в області систем і режимів змащування.

В області технологічних процесів обробки деталей для боротьби зі зношуванням використовуються методи підвищення міцності матеріалу деталі та

її поверхневої міцності в поєднанні зі зниженням шорсткості поверхонь тертя. Використовуються різні методи обробки: зміна структури поверхневого шару металу деталі; зміна складу поверхневого шару, нанесення зносостійких покриттів, абразивна обробка поверхонь для зниження їх шорсткості та інше. Це дозволяє підвищити зносостійкість поверхонь тертя.

Однією з основних причин виходу з ладу підшипників ковзання є адгезійний знос. В основному він виникає від порушення умов мащення підшипника і підвищення робочої температури в зоні контакту. Умови роботи опор ковзання в трансмісії автомобіля характеризуються частими пуск-остановами, що не може не впливати на зміну умов мащення опор і, отже, їх теплового режиму.

При малих швидкостях ковзання і, відповідно, малої товщині шару мащення, має місце сухе тертя, коефіцієнт тертя якого майже не змінюється при зростанні швидкості ковзання до певної межі.

При подальшому зростанні швидкості ковзання коефіцієнт тертя швидко зменшується, забезпечуючи тим самим режим рубіжного граничного і граничного тертя.

Область тертя є нестійкою. Зміна будь-якого збурюючого фактору (збільшення навантаження, зниження частоти обертання шипа, зменшення в'язкості мастила) негайно спровокує збільшення коефіцієнта тертя і, як наслідок, – підвищення температури підшипника. Також, при подальшому збільшенні числа обертів валу, коефіцієнт тертя починає поступово зростати за рахунок збільшення тертя в шарі мастила. Експериментально встановлено, що при збільшенні швидкості ковзання несуча здатність гідродинамічного підшипника падає.

Зміни коефіцієнта тертя залежить від об'ємних властивостей мастила і змінюється в функції безрозмірної величини. Ліва частина такої кривої характеризується залежністю коефіцієнта тертя від матеріалів трибосполучення і здатністю створювати мастилом адсорбовані плівки зі зниженим опором зсуву.

Беручи до уваги проведений аналіз, можна зробити висновок про те, що при проектуванні опор граничного і рубіжного граничного тертя, характерних для підшипників ковзання автомобільних трансмісій, перш за все необхідно приділяти увагу вибору антифрикційних матеріалів і забезпечення ефективного змащення поверхонь тертя.

Список використаних джерел

1. Бургвиц А. Г. Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения / А. Г. Бургвиц, Г. А. Завьялов. – М.: Машиностроение, 1964. – 148 с.
2. Галахов М. А. Расчет подшипников качения и подшипников трения / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров, В. П. Ковалев. – М.: Машиностроение, 1984. – 48 с.
3. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1976. – 304 с.
4. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 403 с.

КОНТРОЛЬ ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Лебедєв А.Т., д.т.н., професор, Луньова Д.А., магістрант

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Проблема ергономічної оцінки якості різних об'єктів, одне з ключових питань комплексної системи підвищення якості промислової продукції і технологічних процесів. Ергономічна оцінка якості визнана обов'язковим елементом цілісної оцінки рівня якості об'єктів в техніці. Необхідно контролювати відповідність ергономічних показників нормативам «Технічного регламенту безпеки машин», затвердженому ухвалою Кабінету Міністрів України 30 січня 2013 року за № 62.

За існуючими уявленнями ергономічні якості сучасної техніки визначаються ступенем відповідності параметрів цієї техніки основними характеристиками людини.

До методів і систем контролю пред'являється цілий ряд вимог: відсутність наслідків (вплив на результати роботи оператора), мала інерційність (отримання результатів контролю має здійснюватися в істинному масштабі часу), висока стійкість, достовірність, інформативність.

Число різних функціональних станів, в яких може перебувати оператор в процесі роботи, дуже велике. Всі стани можуть бути розбиті на два види – сприятливі і несприятливі для виконання даної діяльності. У першому випадку реакція організму на виникаючі умови роботи носять характер адекватної мобілізації, тобто зміни в стані оператора є закономірною реакцією на дію цих факторів і зумовлюють нормальну ефективність його роботи. У другому випадку зміни в стані оператора виходять за межі встановленої норми. Така реакція організму супроводжується вираженими порушеннями працездатності людини.

Найбільш істотним з сприятливих станів є в загальному випадку стан оптимальної працездатності. Найбільш характерними для діяльності оператора його окремими випадками є стан уваги і готовності до екстреної дії.

Кінцевою метою контролю станів оператора є їх нормалізація (управління станом). Вона являє собою систему впливів, спрямованих на запобігання несприятливих станів оператора, і має на меті попередження помилок людини і збереження його здоров'я (коригування режимів праці та відпочинку, вплив зовнішніми подразниками, різні види саморегуляції стану).

На основі теоретичних досліджень обґрунтований інтегральний (універсальний) метод оцінки ергономічних показників, що дозволяє оцінити ергономічні показники з визначенням відповідності умов роботи оператора нормативним вимогам.

ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКИДАННЯ КАБІНИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Лебедєв А.Т., д.т.н., професор, Волков М.Л., магістрант
(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Загальновідомо, що вимоги до робочого місця водія в кабіні постійно удосконалюються. Удосконалення ергономічних вимог, а також вимог до функціональної працездатності водія, безпосередньо впливають на масо-габаритні параметри кабіни. Пояснюється це впливом таких чинників як: поліпшення ергономіки та дизайну робочого місця водія; вдосконалення архітектури внутрішнього простору кабіни; наявність сервісних компонентів і т.і. В результаті аналізу технічних параметрів на прикладі автомобілів КамАЗ і МАЗ встановлено, що протягом останніх 30 років маса кабіни збільшилася на 31,3%. Подібна тенденція простежується і на західноєвропейських аналогах.

Експлуатація автомобіля, в свою чергу, супроводжується технічним обслуговуванням систем управління, агрегатів і двигуна, для доступу до яких на транспортному засобі з безкопотним компонованням необхідно попередньо перекинути кабінку. З огляду на вагові та габаритні параметри кабіни, одній людині виконати дану роботу досить складно, що вимагає від нього значних витрат енергії. Для зниження витрат енергії людини застосовують механізми перекидання кабіни, найчастіше – гідравлічні. Для перекидання кабіни використовується гідравлічний насос з ручним приводом, а формуючим впливом є м'язова сила людини, створювана на рукоятці насоса.

В результаті аналізу конструктивних виконань гідравлічних насосів встановлено, що для зниження енергетичних витрат людини можуть застосовуватися гідравлічні насоси, виконані спільно з електричним або пневматичним приводом. Однак такі приводи потребують стороннього джерела енергії. У зв'язку з цим використання гідравлічного насоса з ручним приводом є пріоритетним.

Експериментально встановлено, що для перекидання кабіни людина повинна вчинити від 60 до 220 зворотно-поступальних рухів рукоятки з максимальним зусиллям на ній від 400 до 600 Н.

Список використаних джерел

1. Шуклинов, С. Н. Методика определения функциональных параметров гидравлического насоса механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля / С. Н. Шуклинов, М. Ю. Залогин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 25–32.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ ЗВЕНЬЕВ НА КПД МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Подригало М.А., д.т.н, профессор, Полянский А.С., д.т.н., профессор,
Подригало Н.М., д.т.н., доцент**
(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)

Механический КПД (коэффициент полезного действия) – это один из важнейших качественных показателей работы машины. Он показывает какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в устройстве.

Однако при определении КПД учитываются потери на трение, снижающие силы и моменты на выходных звеньях механизмов. Деформация звеньев, влияющая на перемещение выходных звеньев, при определении КПД механизмов не учитывается. Поэтому исследования по оценке влияния податливости (деформации) их звеньев на коэффициента полезного действия машин и механизмов, являются актуальными.

Механический коэффициент полезного действия (КПД) является наиболее общим показателем экономичности преобразования энергии машин, оборудования, приборов и других изделий [1]. Коэффициент полезного действия – безразмерная величина, показывающая, какая часть суммарной подводимой энергии полезно использована в устройстве [2].

Различают [1] мгновенный и цикловой КПД. Мгновенный КПД – это отношение полезной мощности N_p , отводимой с ведомого звена, к мощности внешних сил (сил движущих), затраченной на ведущем звене. Цикловый КПД – это отношение затрат полезной работы A_p к затратам работы движущих сил $A_{дв}$ за цикл установившегося движения.

При значениях мгновенного КПД больше единицы последний следует рассматривать как коэффициент динамичности [3]. Можно предположить, что цикловой КПД является наиболее корректным качественным и количественным показателем работы машин и механизмов.

Целью исследования является разработка, метода оценки влияния податливости звеньев на КПД этих механизмов и машин.

Для достижения поставленной цели необходимо определить взаимосвязь между деформацией звеньев и КПД механизмов и машин.

Любой механизм или машину можно представить как систему с срабатывающими параметрами (рис. 1). На указанном рисунке приведена динамическая модель механизма, в которой все упругие и инерционные звенья представлены приведенной жесткостью $C_{пр}$ и приведенной массой $m_{пр}$.

Рассмотрим вариант напряжения рассматриваемой модели, при котором $F_1 = \text{const}$, $F_2 = \text{const}$. В начальный момент времени ($t=0$) силы F_1 и F_2 достигли своего максимального значения. Сила F_1 воздействующая на шайбу, осуществляет перемещение левого конца пружины на расстояние x_1 , которое

можно определить как

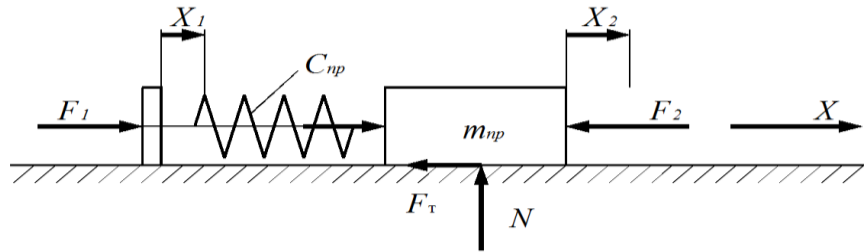


Рисунок 1 – Динамическая модель механизма с деформационными звеньями

$$X_1 = K_{x1} \cdot t, \quad (1)$$

где K_{x1} – угловой коэффициент прямой $x_1(t)$ скорость перемещения шайбы.

Работа силы F_1 на входе механизма

$$A_1 = A_{дв} = F_1 \cdot x_{1max}, \quad (2)$$

где x_{1max} – максимальное перемещение входного звена (шайбы) механизма.

Работа силы F_2 на выходе механизма

$$A_2 = A_{п} = F_2 \cdot x_{2max}, \quad (3)$$

где x_{2max} – максимальное перемещение выходного звена.

Цикловый КПД механизма

$$\eta_{цикл} = \frac{A_{п}}{A_{дв}} = \frac{F_2 \cdot x_{2max}}{F_1 \cdot x_{1max}},$$

Проведенные нами исследования показали, что податливость элементов (звеньев) механизмов и машин следует учитывать при оценке внутренних потерь энергии в механизмах и машинах и определяет КПД. Следует также отметить, что классические курсы теоретической механики и теории механизмов и машин, изучая абсолютно твердое тело, не рассматривает динамику механизмов и машин с податливыми (деформирующими) звеньями.

Полученные аналитические выражения позволяют рассчитывать цикловый и мгновенный КПД механизмов и машин с податливыми звеньями, а также производить оценку влияния приведенных жесткостей моментов инерции и сил трения на внутренние потери энергии. Это стало возможным благодаря использованию нового показателя – упругого КПД механизма (машины), учитывающего потери в перемещении и скорости выходного звена из-за упругой деформации звеньев.

Список использованных источников

1. Заблонский К.И. Теория механизмов и машин/ К.И. Заблонский, И.М. Белконеv, Б.М. Щекин. – К.: Вища школа, 1989. – 376с.
2. Крайнев А. Ф. Словарь – справочник по механизмам – 2-е изд. / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1987.- 560с.
3. Подригало Н.М. Параметры динамического нагружения трансмиссий тягово-транспортных машин/ Н.М. Подригало// Збірник наукових праць Полт.НТУ. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2013. – Вип.1(16).-С.101-105.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОЦЕНКИ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Подригало М.А. д.т.н., профессор, Тарасов Ю.В. к.т.н., доцент
(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)

Методы, которые применяют сейчас для проведения тягово-скоростных испытаний колесных транспортных средств, предусматривают определение трех основных показателей - максимальной скорости движения, времени и пути разгона транспортного средства до указанной скорости. Ограниченный круг показателей снижает информативность результатов испытаний и не дает возможности полностью оценить динамические свойства колесных транспортных средств.

Максимальная скорость колесного транспортного средства считается показателем тягово-скоростных (скоростных) свойств колесных транспортных средств. Время разгона t_{ps} и t_{pv} также не могут полностью характеризовать динамические свойства колесных транспортных средств в произвольном скоростном диапазоне, поскольку для этого необходимо получение большего количества экспериментальных данных.

Целью исследования является повышение информативности испытаний путем совершенствования оценки характеристик динамических свойств колесных транспортных средств. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующую задачу – осуществить выбор усовершенствованных характеристик для проведения динамических испытаний транспортного средства.

В работе [2, с. 33] предложено на стадии проектирования колесного транспортного средства потребную максимальную мощность двигателя определять состоящей из двух компонентов – мощности, необходимой для движения по городу с заданной постоянной средней скоростью и мощности, необходимой для создания требуемого линейного ускорения на заданной скорости движения.

При определении КПД трансмиссии η_{mp} возможны два варианта [1]. В первом случае потери на разгон вращающихся масс трансмиссии и двигателя учитываются коэффициентом учета вращающихся масс δ_{ep} и для данного случая

$$N_{ep} = \frac{\varepsilon_{ep} \cdot m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a}{\eta'_{mp}}, \quad (1)$$

где η'_{mp} – общий КПД трансмиссии [3, с.136], V_a - средняя линейная скорость при движении по городу; $\sum P_c$ - суммарная сила сопротивления движению; η_{mp}

- КПД трансмісії; m_a - общая масса транспортного средства; \dot{V}_a - линейное ускорение колесного транспортного средства.

$$\eta'_{mp} = \eta_{mp}^{stat} + \eta_{mp}^{кин} - 1, \quad (2)$$

η_{mp}^{stat} – статический КПД трансмісії, учитывающий потери на сухое трение [3, с.136]; $\eta_{mp}^{кин}$ – кинематический КПД трансмісії, учитывающий потери на вязкое трение [3, с.136], зависит от скорости движения V_a .

Во втором случае потери на разгон вращающихся масс трансмісії и двигателя учитываются динамической компонентой КПД трансмісії $\eta_{mp}^{дин}$. Общий КПД трансмісії в этом случае может быть определен как

$$\eta_{mp} = \eta_{mp}^{stat} + \eta_{mp}^{кин} + \eta_{mp}^{дин} - 2. \quad (3)$$

Линейное ускорение и мощность двигателя, затрачиваемая на разгон транспортного средства от заданной скорости V_a , являются критериями (показателями) динамических свойств машины [4, с.22]. Зависимость ускорения \dot{V}_a и мощности двигателя N_{ep} от скорости V_a являются характеристиками динамических (разгонных) свойств автомобиля. Указанные характеристики позволяют получить при испытаниях более полную, чем известные показатели, информацию о величинах линейных ускорений транспортных средств и мощностях двигателя, затрачиваемых на разгон. Сами испытания должны называться не скоростными, а разгонно-динамическими.

Список использованных источников

1. ГОСТ 22576-90. Библиографическая запись. Библиографическое описание электронных ресурсов. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний (СТ СЭВ 6893 -89): Введ. 1992-01-01 [Текст]. – Москва: Госстандарт СССР, 1991. – 13 с.
2. Файст В.Л. Совершенствование требований к динамическим свойствам легковых автомобилей [Текст]: дис. канд. техн. наук : 05.22.20: защищена 04.04.12 / В.С. Файст – Харьков, 2012 – 169 с. . – Библиогр.: с. 33-56.
3. Подригало Н.М. Коэффициент полезного действия трансмісії транспортно-тяговых машин [Текст] / Подригало Н.М.// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві». Наукове видання. – Вип. 122. – Харків: ХНТУСГ ім. Василенка, 2012. – с. 132-137
4. Балабин И.В. Криволинейное движение АТС 4x2. Модели заноса и опрокидывания [Текст] / И. В. Балабин, С. А. Морозов // Автомобильная промышленность, 2005. — № 11. – С. 22-26. (Scopus)

УДК 629.114.4

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ-65055 ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА

Поляшенко С.О., к.т.н., доцент, Єсіпов О.В., к.т.н., доцент
(Харківській національній технічній університет сільського господарства імені Петра Василенка)

В умовах економічної кризи автомобілебудівники України продовжують освоювати виробництво вітчизняної техніки. За цих умов автомобіль КрАЗ став найперспективнішим вантажним автомобілем вітчизняного виробництва.

Однією з найважливіших проблем підвищення ефективності експлуатації транспортних засобів автотракторного типу є проблема збільшення технічних швидкостей руху. Якщо не брати до уваги питання організації транспортних робіт і технічний стан мобільної техніки, то збільшення швидкості руху забезпечує поліпшення практично усіх експлуатаційних показників, і що є особливим – підвищується видатність транспортних засобів і зменшується собівартість перевезень. Практика експлуатації автотракторних транспортних засобів свідчить за те, що основними факторами, які визначають швидкість руху машини є стан дороги і режими роботи її моторно – трансмісійної установки.

Основним показником умов виконання транспортних робіт є дорожні умови. Взагалі вони визначаються елементами профілю та плану, рельєфом місцевості, видом покриття та режимами руху.

Аналітичний розрахунок режимів руху в різних дорожніх умовах проводився з використанням рівняння тягового балансу. Розрахункові параметри режиму роботи двигуна, що забезпечують рух автомобіля типу КрАЗ на дорозі з певним опором і на заданій швидкості відповідають існуючим уявленням про роботу транспортних засобів – більш “важкі” дорожні умови і більш високі швидкості руху вимагають і більших значних потужносних параметрів двигуна. Так рух автомобіля з повним ваговим навантаженням зі швидкістю $V = 10$ м/с на дорозі, яка характеризується опором $\psi = 0,05$, забезпечується роботою двигуна ЯМЗ-238 на режимі зовнішньої характеристики, що є близьким до максимального крутного моменту $M_d \approx 1,0$ кН·м. “Полегшення” дороги до $\psi < 0,05$, так і збільшення швидкості руху може вже забезпечуватися режимами часткових характеристик. Граничними режимами для двигуна типу ЯМЗ-238 навіть по дорозі із рівнем опору – $\psi = 0,02$, є режими руху автомобіля із швидкістю $V \approx 20$ м/с. Отже, якісний взаємозв’язок крутного моменту двигуна і швидкості руху автомобіля є достатньо очевидним. Темп зростання крутного моменту двигуна по мірі збільшення сумарного коефіцієнта опору дороги є майже однаковим і практично не залежить від швидкості руху транспортного засобу.

ОЦІНКА НЕСПРАВНОСТЕЙ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ КАР'ЄРНИХ АВТОМОБІЛІВ

Свіргун О.А., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Метою дослідження є аналіз дефектів бортового редуктора автомобіля, що працює в кар'єрі, і визначення характеру несправностей, а також видів їх виникнення.

Основними зауваженнями в процесі експлуатації кар'єрних автомобілів є недостатня надійність і часті поломки бортових редукторів. Їх усунення пов'язано з необхідністю передчасного ремонту, що пов'язано з істотними витратами і втратами часу на діагностичні, регулювальні і відновлювальні роботи по заміні деталей.

На підставі експлуатаційних даних був проведений аналіз редукторів кар'єрних автосамоскидів. Після аналізу статистичних даних були побудовані діаграми процентного співвідношення кількості заміненних шестерень, підшипників і корпусів колісних редукторів автомобілів за термін експлуатації.

Визначено, що частий вихід з ладу редуктора пов'язаний із зносом підманжетного кільця, манжет і витоком мастила з редуктора. Цей знос пояснюється важкими умовами роботи автомобілів (робота в кар'єрі з твердою породою, підвищеною вологістю і утворенням абразивної суміші в картері). Найбільший відсоток поломок припадає на шестерні: сателіти 1 і 2 рядів; коронні і сонячні шестерні. Оскільки, навантаження проводиться не конвеєрним способом, де динамічним навантаженням можна знехтувати, а ковшовим методом (вантажопідйомність навантажувача до 100 тон), то динамічне навантаження перевищує вантажопідйомність автомобіля в кілька разів. При дослідженні були виявлені дефекти виготовлення корпусу (порожнини діаметром 4...6 мм), що знижує міцність деталей. Знос і передчасний вихід з ладу підшипників залежить від кількості мастила, наявності в ньому сторонніх абразивних частинок, які призводять до передчасного зносу і заїдання підшипників.

Список використаних джерел

1. Мариев П.Л. Карьерный автотранспорт: состояния и перспективы / П.Л. Мариев, А.А. Кулешов, А.Н. Егоров, И.В. Зырянов. – СПб.: Наука, 2004. – 429 с.
2. Бондарев И.Ф. 130-тонные самосвалы БелАЗ в карьерах / И.Ф. Бондарев // Горная промышленность. – 2002. – №6. – С. 21-23.
3. Казарез А.Н. Эксплуатация карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией / А.Н. Казарез, А.А. Кулешов. – М: Недра, 2003 – 128 с.

Секція || ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ СИСТЕМИ
КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНИМ
ТРАНСПОРТОМ

УДК 004.8:621.436

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА НА ОСНОВІ НОВІТНІХ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Аврамов К.В., д.т.н., професор

(Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України)

Ніконов О.Я., д.т.н., професор

(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Успенський Б.В., к.т.н., молодший науковий співробітник

(Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України)

Ферми та інші сільськогосподарські підприємства в основному знаходяться в місцях, віддалених від центрального електропостачання. Якщо ж і є підключення, то фермерам добре знайомі часті відключення електропостачання, аварії і ремонти на електролініях. Тому для власників таких виробництв актуально придбання приватної електростанції. Сучасне сільське господарство має на увазі використання великої кількості техніки. Багато різних пристроїв, що працюють від електромережі, використовується для обробки різних видів культур, догляді за тваринами, зберіганні врожаю. Проведення стаціонарної мережі найчастіше виявляється не вигідним в таких умовах, так як для цього потрібно укласти контракт з енергетичною компанією, встановити трансформаторну будку, стовпи, дроти і заплатити за підключення. І все це обходиться не тільки дорого, але і робиться не за один день. Переваг дизельної електростанції в даному випадку безліч. Ось деякі з них: простота монтажу; швидке включення; довговічність; авторежим; економна витрата палива.

Роботу присвячено удосконаленню двигуна дизельного електрогенератора з метою підвищення його надійності та енергоефективності. Для економії пального, а також зменшення димності дизельного двигуна, пропонується введення в контур управління електрогенератора електронної системи паливоподавання з метою зменшення коливальності рейки паливного насоса та кутової швидкості обертання колінчастого валу внаслідок випадкових коливань електричного навантаження, пов'язаних з технологічними особливостями роботи підключеного обладнання [1-3].

Розроблено метод обчислення вагових коефіцієнтів адитивного критерію оптимальності системи керування паливоподаванням, який дозволяє комплексно оцінити якість системи, що розробляється. Розроблено функціональні і структурні схеми для дизельного двигуна у сукупності з генераторним устаткуванням на основі інтелектуальних інформаційно-керуючих технологій. Доведено, що при прийнятих допущеннях динамічно-статична модель штучної нейронної мережі буде еволюціонувати у бік зменшення енергетичної функції. Розроблено алгоритми керування для

дизельного двигуна у сукупності з генераторним устаткуванням на основі теорії гібридних багатошарових нечітких штучних нейронних мереж (нейро-фаззи машин) з використанням синергетичного підходу і еволюційних методів навчання. Розроблено методи параметричного синтезу системи паливоподавання для дизельного двигуна у сукупності з силовою передачею.

На рис. 1 наведено приклад мобільної дизель-генераторної установки фірми SDMO в контейнері на причепі.



Рисунок 1 – Приклад дизель-генераторної установки SDMO в контейнері на причепі

Публікація містить результати досліджень, проведених при грантовій підтримці Держаного фонду фундаментальних досліджень за конкурсним проектом Ф76/92-2018.

Список використаних джерел

1. Александров Є.Є. Моделювання процесу паливоподавання в енергоблоці мініелектростанції ДГУ-315 / Є.Є. Александров, Т.Є. Александрова, І.В. Костяник // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2010. – № 1. – С. 29-36.
2. Аврамов К.В. Інтелектуальні інформаційно-керуючі технології для транспортних двигунів серій 3ТД та 6ТД / К.В. Аврамов, О.Я. Ніконов, Б.В. Успенський // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» 19-20 жовтня 2017 р., Харків, ХНАДУ. – С. 183.
3. Ніконов О.Я. Розробка інтелектуальних інформаційно-керуючих технологій для дизельного двигуна у сукупності з генераторним устаткуванням: Алгоритми керування / О.Я. Ніконов, Д.А. Глебова, Ю.В. Литвинова // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2017. – №12. – С. 78-81.

УДК629.1.01

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ ЗА РАХУНОК АВТОМАТИЗАЦІЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

**Антощенко В. М., к.т.н., професор, Антощенко Р.В., к.т.н., доцент,
Гайдидей В. В., магістрант**
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Задоволення потреб населення в продуктах харчування, а промисловості в сировині, можливе при широкому використанні новітніх технологій виробництва сільськогосподарської продукції, що передбачають виконання усіх робіт точно в зазначені строки і ґрунтуються на застосуванні високопродуктивних машин та ефективних гербіцидів. Проте, їх загальним недоліком є узагальнений підхід до умов господарювання певної ґрунтово-кліматичної зони без врахування особливостей конкретного господарства.

Вирощування та збирання різних сільськогосподарських культур пов'язано із виконанням великого об'єму навантажувально-розвантажувальних та транспортних робіт. На кожен гектар більшості сільськогосподарських культур необхідно навантажити та перевезти на поле до 30...50 т органічних добрив, 0,15...0,25 т насіння, 0,15...0,8 т мінеральних добрив, 2...6 т технічних вантажів (палива, мастила, машини тощо), а з поля треба вивезти весь врожай як основної так і додаткової (побічної) продукції. На виконання цих робіт припадає 40...60 % затрат енергії, 35...40 % вартості механізованих робіт, до 35 % затрат робочого часу. В міру підвищення інтенсивності виробництва маса транспортних вантажів у розрахунку на 1 га збільшується [1].

Слід враховувати, що основна маса перевезень здійснюється по ґрунтових дорогах чи полях, поверхня яких часто зрихлена, а в зимовий період по сніговому настилу. Немаловажним фактором є і те, що робота транспортних та навантажувально-розвантажувальних засобів повинна узгоджуватись із роботою технологічних засобів – посівних та збиральних агрегатів.

Перебої у транспортному процесі зменшують продуктивність агрегатів, які виконують посів, внесення добрив чи збирання. Особливе велике значення має робота транспортних засобів під час збирання сільськогосподарських культур. При цьому, недостатня чи неорганізована робота транспорту призводить до псування урожаю, погіршення його властивостей та значних втрат. Без достатньої кількості і чіткої організації роботи транспортних засобів взагалі неможливо використовувати потокові методи виконання транспортних робіт [2].

Однією із основних складових частин трансмісії автомобіля, які в значній мірі визначають його динамічні властивості, є коробка передач. Коробка складається з основної п'ятиступінчатої коробки і переднього двоступінчатого

дільника. Дільник має вищу та пряму передачі і в сукупності із п'ятиступінчастою коробкою дозволяє отримати десять передач переднього ходу і дві заднього [3].

Існуюча конструкція приводу перемикання коробки передач автомобіля є складною і, як наслідок, ненадійною. Основним недоліком даної конструктивної схеми є розрив потоку потужності під час перемикання передач дільника. В момент його перемикання під час руху без навантаження, автомобіля продовжує рухатись накатом. У разі руху автомобіля під навантаженням, під час натискання на педаль керування головною муфтою зчеплення, відбувається розрив потоку та, відповідна зупинка машини. Наступне рушення автомобіля з місця потребує додаткових затрат енергії на подолання інерції спокою. У даному випадку, ці затрати енергії значно вищі, ніж для підтримання постійного руху без зупинок.

З метою усунення, вказаних у попередньому пункті недоліків, пропонується заміна механічного синхронізатора перемикання дільника із пневматичним приводом на гідروпідтискні муфти із автоматичним керуванням.

Висновок. Аналіз конструкції силової передачі (трансмісії) вантажного автомобіля дозволив виявити її позитивні та негативні властивості. На підставі існуючих тенденцій удосконалення елементів конструкції трансмісії провідних автомобілебудівних фірм запропоноване конструктивне удосконалення дільника коробки передач.

Запропонована конструкція командного приводу перемикання дільника із використанням гідропідтискних муфт, а також гідросистема та блок автоматичного керування.

Здійснено розрахунок муфт перемикання та окремих елементів гідросистеми керування. Також проведений поетапний розрахунок динамічної характеристики автомобіля із конструктивним удосконаленням та автомобіля прототипу для заданих дорожніх умов та вагового завантаження.

Порівняння динамічних характеристик обох автомобілів дозволяє зробити висновок про доцільність використання конструктивного удосконалення. Аргументами на користь цього є чіткий перехід від нижчої передачі до вищої (і навпаки) у оптимальному режимі роботи двигуна, підвищення ефективності використання потужності двигуна, зменшення експлуатаційної витрати палива та збільшення продуктивності. Важливим аргументом на користь запропонованої конструкції є зменшення навантаження на водія.

Список використаних джерел

1. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку / Ільченко В.Ю., Карасьов П.І., Лімонт А.С., Макаров О.В. і ін. – К.: Урожай, 1987. – 367 с.
2. Ільченко В.Ю. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. – К.: Урожай, 1993. – 288 с.
3. Трактори та автомобілі. Ч.3. Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М. Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедева – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.:іл..

МЕХАТРОННОЕ МОТОР-КОЛЕСО

**Антощенко В. Н., к.т.н., профессор, Антощенко Р.В., к.т.н., доцент,
Галич И. В., ст. преподаватель, Кулик О. Ю., магистрант**
*(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко)*

История наземного транспорта началась тысячи лет назад, с изобретения колеса. Без изобретения «диска, вращающегося вокруг оси», т.е. — колеса, было бы невозможным и создание повозок колесниц, велосипедов, автомобилей... Но, при столь длительной истории и несмотря на многочисленные улучшения, модернизации и модификации — сущность колеса особо не изменилась с момента его изобретения — это по прежнему просто вращающийся диск.

Впрочем, уже в ближайшее время колесо могут ждать заметные изменения: еще в 2006 году компания Siemens VDO представила свою концептуальную разработку под названием «eCorner», суть которой заключается в объединении двигателя, подвески, тормозной системы и рулевого управления в колесе. Разработчики уверены, что в будущем автопроизводителям будет достаточно создать кузов и установить на него колеса «eCorner» — автомобиль готов[1].

Любой автомобиль ускоряется, тормозит и поворачивает при помощи колёс. Поэтому одной из главных задач конструкторов всегда было передать колесам «команды» от двигателя или тормозной системы и рулевого управления, и с делать это с наибольшей эффективностью. Siemens VDO предлагает идеальный вариант решения этого вопроса — разместить все эти устройства (тормоза, двигатель, подвеску и т.д.) внутри самого колеса (рис. 1).



Рисунок 1 – Колесо eCorner:

1 – обод колеса; 2 – встроенный электромотор; 3 – тормозной механизм EWB; 4 – активная подвеска; 5 – электропривод рулевого управления

Электродвигатель в колесе eCorner располагается непосредственно на ободе самого колеса и способен работать не только при разгоне, но и при торможении (уже как генератор — регенерируя электроэнергию и заряжая батарею). При этом специалисты Siemens VDO уверяют, что КПД у подобного электродвигателя может достигать 96%. Для сравнения КПД самых совершенных бензиновых и дизельных двигателей не превышает 50%, а перспективные гибридные силовые установки будущего, предполагается, смогут достигнуть только лишь 85% КПД.

В случае, когда тормозного момента двигателя недостаточно, остановить автомобиль помогут дисковые тормоза с электронным управлением EWB. Колодки здесь прижимаются к диску не гидравлическими цилиндрами (как на обычных автомобилях), а двумя электромоторами. Такая конструкция позволяет управлять торможением каждого колеса автономно и избавляет автомобиль от громоздкой и гораздо менее надежной «единой тормозной системы».

Подвеска у колеса eCorner также встроенная. Она снабжена датчиками, которые постоянно следят за давлением в шинах и определяют уровень сцепления колеса с поверхностью. В соответствии с показателями этих датчиков электроника настраивает подвеску так, чтобы автомобиль сохранял устойчивость и высокую плавность хода.

При этом, подвеска eCorner снабжена компактными электродвигателями, которые поворачивают колеса вокруг вертикальной оси независимо друг от друга. Например, все четыре колеса автомобиля можно повернуть в одну сторону, и автомобиль поедет боком (прим. ред. — вспомните сюжеты из различных фантастических фильмов). Кроме того, возможность управлять каждым колесом отдельно значительно повышает устойчивость автомобиля при маневрировании.

Сначала Siemens VDO планирует внедрить электронные тормозные системы EWB, которые будут привычными уже до конца этого десятилетия. Следующим шагом будет интеграция в колеса электромоторов (первоначально даже будет сохранен двигатель внутреннего сгорания, который будет вырабатывать электричество для мотор-колес). С созданием новых аккумуляторов (которые смогут вмещать достаточно энергии) потребность в двигателях внутреннего сгорания отпадёт и это позволит кардинально пересмотреть компоновку «автомобиля будущего» — избавленного от моторного отсека.

Выводы. Мотор-колесов Siemens VDO перспективная и высокоэффективная разработка, которая получит внедрение на транспорте в ближайшем будущем.

Список использованных источников

1. Ютт В. Е. Электромобили и автомобили с комбинированной энергоустановкой. Расчет скоростных характеристик Учебное пособие / В. Е.Ютт, В. И. Строганов. – М.: МАДИ, 2016. – 108 с.

МЕХАТРОННА СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДВЗ БІОПАЛИВОМ

**Антощенко В.М., к.т.н., професор; Антощенко Р.В., к.т.н., доцент;
Лукаш В. С., магістрант; Мощонський Д. Ю., магістрант**
(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)

Система живлення є основною ланкою дизельного двигуна. Дана система забезпечує подачу палива під необхідним тиском у камеру згорання. При цьому паливо надходить до камери згорання у необхідній кількості та у потрібний час.

У зв'язку з посиленням законодавства щодо екологічних вимог, виробники дизельних двигунів приступили до вдосконалення системи подачі палива. Цілком очевидно, що механічна система впорскування палива не зможе впоратися з таким завданням. У механічній системі тиск подаваного палива залежить від навантаження і від частоти обертання двигуна. Якщо у двигуна незначна навантаження, то тиск подачі палива в камеру згорання стає менше, що призводить до осідання великих крапель палива на її внутрішньої поверхні. Це призводить до зниження ККД згорання паливо-повітряної суміші і до підвищеного вмісту шкідливих сполук у відпрацьованих газах.

Щоб зменшити кількість шкідливих сполук у вихлопі, необхідно, щоб вся паливо-повітряна суміш згоряла у камері згорання, причому за найкоротший час. Щоб добитися максимального результату, необхідно визначити максимальну точність моменту та дози уприскування. Для цього необхідно встановити електронну систему управління подачі палива і максимально збільшити тиск паливного уприскування.

Поліпшення техніко-економічних показників ДВЗ можливо за рахунок застосування мехатронної системи подачі палива, що підвищує ефективність використання енергії двигуна, економії палива, підвищення надійності та екологічності. Приклади мехатронних систем керування можна знайти у роботі [1, 2].

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- провести аналіз розвитку сучасних електронних систем подачі палива;
- теоретично дослідити електронну систему подачі палива трактора;
- теоретично дослідити та проаналізувати тягово-енергетичні показники трактора з механічним і електронним впорскуванням палива.

Мехатронні системи керування дизельними двигунами, які використовуються на комерційному автотранспорті, домінують дві основні системи уприскування: CommonRail (що означає загальна рампа) і насос-форсунки. CommonRail Робота системи уприскування CommonRail, створеної фірмою Bosch, заснована на подачі палива до форсунок від загального акумулятора високого тиску - паливної рампи. Застосування цього пристрою дозволяє знизити витрату пального, токсичність відпрацьованих газів і рівень шуму двигуна.

В CommonRail, на відміну від звичайних систем харчування, паливо постійно знаходиться під високим тиском в загальній для всіх форсунок паливної магістралі. Тиск в ній підтримує блок управління мотором, змінюючи продуктивність насоса. При цьому тиск перевищує 1000 бар незалежно від оборотів двигуна і навантаження, при будь-якій послідовності уприскування по циліндрах. Система CommonRail включає: паливний насос високого тиску (ТНВД); клапан дозування палива; регулятор тиску палива (контрольний клапан); паливну рампу; форсунки і топлівопроводи (рис. 1).

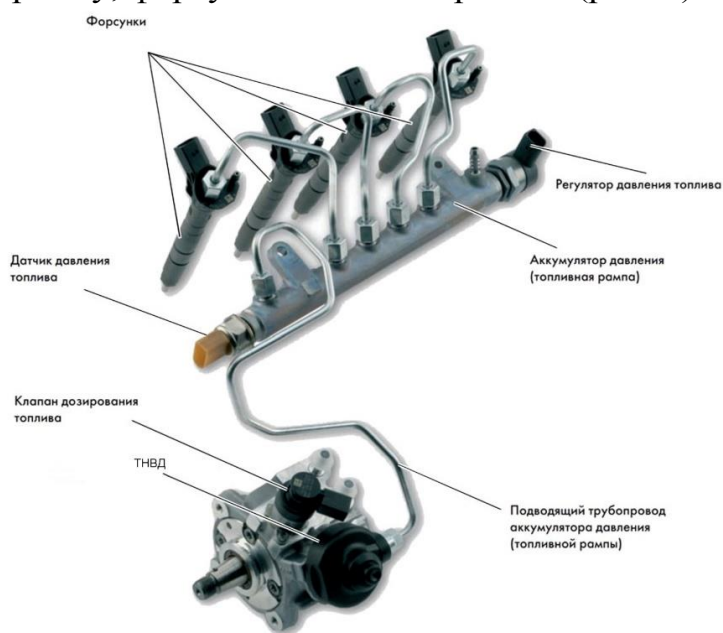


Рисунок 1 – Система уприскування Common-Rail з пьезофорсунками

Висновок. Аналіз літературних джерел вказує на ефективність використання електронних систем впорскування палива в дизельних двигунах.

Теоретичні дослідження показали ефективність використання запропонованої системи подачі палива, що знижує витрату пального на 10% та призводить до підвищення потужності двигуна 10,5%. В свою чергу, підвищення потужності двигуна призводить до відповідного підвищення тягової потужності трактору [3].

Список використаних джерел

1. Антощенко Р.В. Динаміка та енергетика руху багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів: монографія / Р. В. Антощенко. – Х.: ХНТУСГ, «Міськдрук», 2017. – 244 с.: іл.
2. Трактори та автомобілі. Ч.3. Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедев, В.М Антощенко, М. Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедева – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.:іл..
3. Семенов В.Г., Аналіз показників роботи дизелів на нафтовому і альтернативному паливі рослинного походження. [Текст] / Семенов В.Г. – Вісник національного технічного університету «ХП» // Збірка наукових праць. – 2002. №3. –С. 17–19.

МЕХАТРОННА СИСТЕМА КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

**Антощенко В. М., к.т.н., професор, Антощенко Р.В., к.т.н., доцент,
Сорокін М. К., магістрант, Стеценко В. О., магістрант**
(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)

Активна безпека автомобіля значною мірою залежить від його керованості. Більшість автокатастроф трапляється через втрату керованості, що пов'язано із заносом і відхиленням від заданої траєкторії руху автомобіля при виконанні маневру на дорогах. Приклади мехатронних систем керування, у тому числі для автомобілів, можна знайти у роботах[1, 2]. При вирішенні практичних задач найбільше зацікавлення представляє питання збереження властивостей динамічних систем автомобіля – стійкості і керованості, основою яких є гальмівні системи. Від початку автомобілебудування було зроблено чимало спроб для створення легких і надійних у використанні гальмівних систем. У другій половині ХХ століття було розроблено шину локальної мережі контролерів (CAN) і самі мікроконтролери стали комерційно доступними. Тоді і стало можливим розумне управління гальмівними системами.

Система контролю стійкості (ESP – Elektronisches Stabilitats Programm або ESC – Electronic Stability Control) вперше була поставлена на серійний автомобіль BMW у 1995 році компанією Bosch. Деякі авто виробники придумали свої назви – CST (Ferrari), MSP (Maserati), PSM (Porsche), VDC (Alfa-Romeo, Subaru) та ін. Відповідно до Федерального автомобільного стандарту безпеки (FMVSS)126, ESP це система, що поліпшує стійкість автомобіля застосуванням гальмування окремих коліс для коригуючих моментів ризику. Цей стандартне вимагає використання контролю двигуна для відновлення стійкості. Система ESP повинна вимірювати вхідний керівний сигнал від водія, темп ризику автомобіля і бічне ковзання і використовувати комп'ютерний алгоритм закритого циклу для обмеження недостатнього або надлишкового повороту автомобіля[1]. Постійно контролюючи всі свої датчики, ESP за 20 мс визначає, які колеса потрібно пригальмувати і наскільки необхідно знизити оберти двигуна для стабілізації руху автомобіля.

Система курсової стійкості теоретично повинна складатися як мінімум з трьох блоків-датчиків, що надають інформацію для аналізу, контролера, що опрацьовує цю інформацію, і виконавчих механізмів, що впливають на автомобіль відповідно до команд контролера. Використовуючи інформацію від датчиків положення і швидкості автомобіля, ABS, і т.п. контролер аналізує, чи відповідає реальний стан автомобіля і напрям його руху тому, як обертаються колеса і куди «дивиться» кермо.

З метою забезпечення належної роботи системи ESP необхідно дотримуватися таких правил: на усіх чотирьох колесах повинні

встановлюватися шини одного типу розміру з приблизно однаковим ступенем ізносу протектора і в усіх шинах повинен бути однаковий тиск.

До складових ESP відносять[3](рис.1) :гідромодулятор з мікроконтролером ESP і інтегрованими гідроклапанами (1); колісні гальма і датчики швидкості коліс (2); датчик кута повороту керма (3); датчик рискання з датчиком прискорення (4); управління двигуном ECU (5); головний гальмівний циліндр (6).

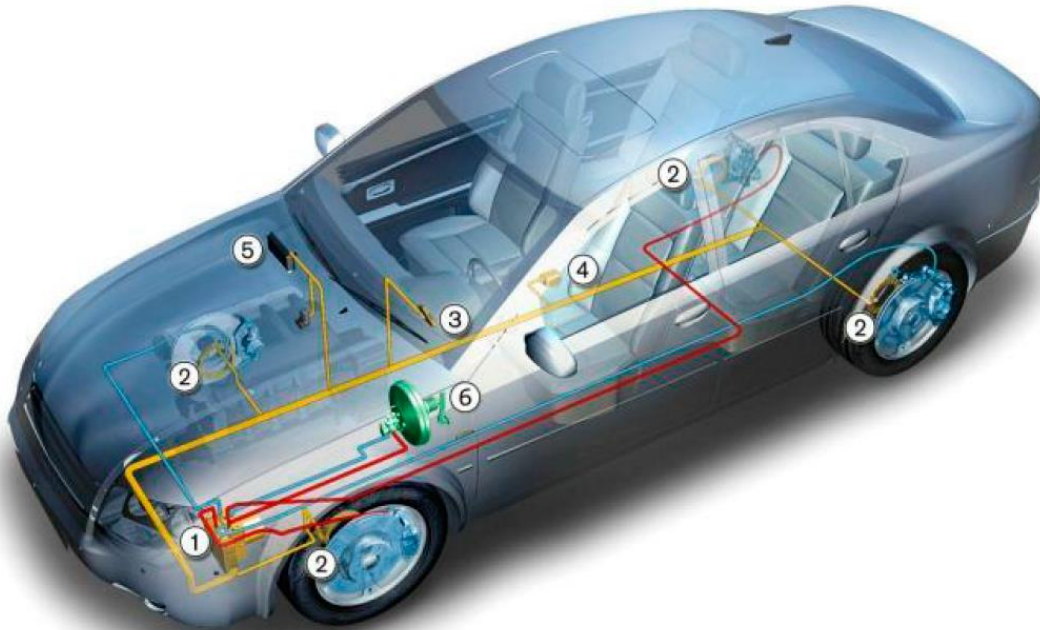


Рисунок 1 – Складові елементи системи ESP

Висновок. Система ESP повинна задовольняти наступним функціональним вимогам: мати засоби для застосування окремо всіх чотирьох гальм і алгоритм контролю,що використовує цю можливість;бути виконавчою протягом усіх фаз водіння, включаючи прискорення,рух накатом і зниження швидкості (включно із гальмуванням); залишатись виконавчою,коли активована анти блокувальна система гальм (ABS) або система контролю тяги.

Список використаних джерел

1. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія / Р. В. Антощенко. – Х.: ХНТУСГ, «Міськдрук», 2017. – 244 с.: іл.
2. Трактори та автомобілі. Ч.3. Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедев, В.М Антощенко, М. Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедева – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.:іл..
3. Григоренко Л. В., Колесников В. С. Динамика автотранспортных средств. Теория, расчет передающих систем и эксплуатационно-технических качеств. – Волгоград: Комитет по печати и информации, 1998. – 544 с.

ЛОГИСТИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ И ТРАНСПОРТНАЯ ДИАГНОСТИКА В ЭПОХУ ИНТЕРНЕТА ВЕЩЕЙ

Горяинов А.Н., к.т.н., доцент

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)

Переход от «Интернета людей» к «Интернету Вещей» (англ. Internet of Things, IoT) произошел в 2008-2009 гг. В этот период количество подключенных к сети предметов (things) превысило количество людей (согласно [1, с.7]).

Развитие концепции «Интернет Вещей» выводит на новый уровень возможности мониторинга и диагностики в рамках управления материальными потоками. На рис. 1 представлена структура продуктовых цепей поставок (food supply chains) с учетом концепции Интернета Вещей согласно [2]. Структура включает три уровня: *сенсорный уровень* (sensing layer), *уровень коммуникаций* (communication layer), *прикладной уровень* (application layer) – табл. 1.

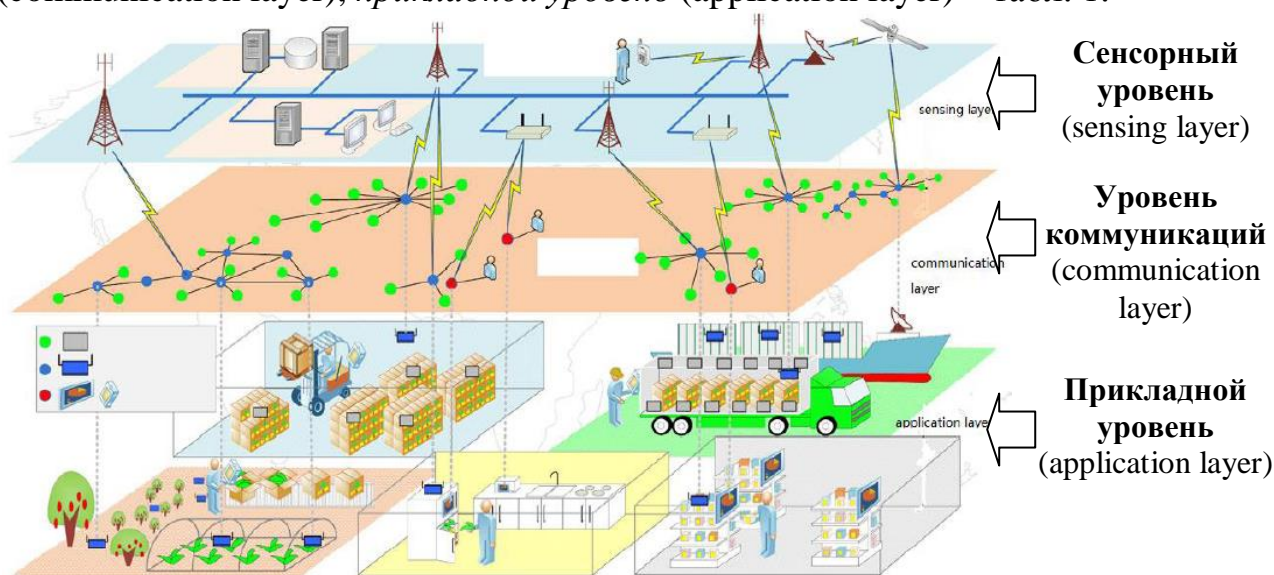


Рисунок 1 – Целостное представление продуктовых цепей поставок (food supply chains) в эпоху Интернета Вещей [2]

На основании характеристик указанных уровней цепей поставок можно сделать вывод, что областью реализации логистического мониторинга являются первые два уровня – сенсорный уровень и уровень коммуникаций. Для реализации концепции транспортной диагностики необходимы все три уровня. При этом целесообразным является стыковка логистического мониторинга и транспортной диагностики. Отметим также, что и логистический мониторинг, и транспортная диагностика не ограничиваются только сферой Интернет Вещей. Однако сама концепция «Интернет Вещей» значительно расширяет возможности их возможности.

На прикладном уровне в рамках транспортной диагностики необходимо разрабатывать соответствующие диагностические приложения, которые будут использоваться участниками цепи поставок.

Больше информации про транспортную диагностику и логистический мониторинг – [3, 4].

Таблица 1 – Характеристика уровней продуктовых цепей поставок (food supply chains) в эпоху Интернета Вещей (на основании [2])

Уровень	Характеристика
Сенсорный уровень (sensing layer)	Предназначен для мониторинга состояния сельскохозяйственных культур и животноводства на фермах и в цепи поставок с использованием различных технологий автоматической идентификации и сбора данных (например, метки RFID). Беспроводные сенсорные сети могут контролировать температуру, влажность, углекислый газ, тяжелые металлы и другие условия окружающей среды на полях, теплицах и помещениях для животных, а также скоропортящихся продуктов во время транспортировки.
Уровень коммуникаций (communication layer)	Предназначен для того, чтобы различные заинтересованные стороны могли получить доступ к информации о цепи поставок. Система должна давать возможность управлять товарами на уровне позиций с помощью уникальных идентификаторов.
Прикладной уровень (application layer)	Обеспечивает функциональные возможности, которые построены на вершине внедрения IoT. Поддерживает приложения и услуги, которые могут использоваться фермерами, розничными торговцами, правительством, аналитиками и потребителями. Партнеры по цепи поставок смогут анализировать данные, полученные с помощью RFID-меток и штрих-кодов, для определения качества продукции и срока годности. Фермеры смогут создавать собственные приложения и услуги (например, «моя ферма», «моя цепь поставок» и др.). Потребители смогут проверять даты истечения срока действия продукта, сроки гарантии качества, отчеты об испытаниях, электронные родословные, фотографии продуктов и видео, оценки клиентов.

Список использованных источников

1. Росляков, А.В. Интернет вещей: учебное пособие [текст] / А.В. Росляков, С.В. Ваняшин, А.Ю. Гребешков. – Самара: ПГУТИ, 2015. – 200 с. - http://elib.psuti.ru/Roslyakov_Vanyashin_Grebeshkov_Internet_veschej.pdf - 17.05.2018
2. Xiaorong Z, Honghui F, HongjinZ, Zhongjun F, Hanyu F. The design of the internet of things solution for food supply chain // 5th International Conference on Education, Management, Information and Medicine (EMIM 2015). P.314-318. - https://www.atlantispress.com/php/download_paper.php?id=21432 – 17.05.2018
3. Горяинов, А.Н. Транспортная диагностика. Книга 1. Научные основы транспортной диагностики (диагностический подход в системах транспорта) [Текст]: монография / А.Н. Горяинов. – Харьков: НТМТ, 2014. – 291 с.
4. Сергеев В.И., Сергеев И.В. Логистические системы мониторинга цепей поставок. Учеб. пособие. - М.: ИНФРА-М, 2003. - 172 с.

DEVELOPMENT OF INTELLIGENT CONTROL SYSTEM OF AUTOMOBILE MANEUVERABILITY

Klets D.M., Doctor of Engineering Science, Head of Department
(Kharkov National Automobile and Highway University)

Economic development leads to wheeled vehicles speed increasing, as well as the traffic flows saturation. In this regard, the issues of the vehicles operation efficiency improving and road safety are becoming urgent. Vehicles operation efficiency improving is possible by using technologies to improve their individual properties, drivers' skills or implementation of artificial intelligence elements. Improvement of individual properties can lead to the deterioration of others, and the physiological abilities of a person are limited, so the most promising direction is the development of artificial intelligence elements in transport to ensure functional stability of the operational properties of wheeled vehicles.

Well-known foreign system can increase stability during the drift, as well as provide control and dynamic properties. However, in the Ukrainian automotive industry intelligent control systems for vehicles are still not widespread. The question of stability systems development with the application of new principles of action and elements of artificial intelligence is actual. Developed in Kharkov National Automobile and Highway University mobile registration and measurement system allows to test the stability and controllability of wheeled vehicles without using of expensive equipment, as well as to determine their power, aerodynamic and traction-speed properties and the parameters of movement resistance.

The main functions of our intelligent platform are to determine the road, climatic and technological conditions; to prevent the occurrence of skidding (automobile "immunity"); to control the tire pressure; to provide indicators of automobile manoeuvrability taking into account its technical condition. Auxiliary functions are self-diagnosis system of vehicle components and characteristics; climate control; energy recovery; vehicle-to-vehicle technology; automatic alarm about a dangerous stretch of road or the vehicle condition; protection from outside interference in the systems operation. Management functions are proactive management (stability against skidding); management of the vehicle longitudinal, vertical and lateral dynamics; adaptive cruise control. The speed of receiving signals from sensitive elements is 200 measurements per second.

Therefore, we have developed intelligent platform "Vehicle Manoeuvrability Improvement System" (VMIS). The implementation of the developed platform is possible with fuzzy logic and object-oriented programming. For its operation, it is necessary to determine the coefficients of wheel-to-road coupling. Our system allows automatically limitation of vehicle acceleration in traction mode to ensure its stability against skidding taking into account road conditions. Three-component accelerometers MMA7260QT with a measurement limit of ± 1.5 g are the sensing elements of our system.

ДИНАМИЧЕСКИЕ СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ МНОГОКОНТУРНЫХ СИСТЕМ ГАЗОВОГО ДВС АВТОТРАНСПОРТНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Манойло В. М., к.т.н., доцент

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)

Для исследования переходных процессов в разомкнутых многоконтурных системах воздухообеспечения, зажигания и агрегатов газо-топливной системы (ГТС) ДВС конвертируемого АТС разработаны различные варианты динамических структурных схем.

На рис. 1 и 4 приведены варианты динамических структурных схем разомкнутых многоконтурных систем узлов воздухообеспечения и зажигания, а на рис. 2 и 3 соответственно агрегатов ГТС силовой установки конвертируемого АТС.

Для упрощения решения дифференциальных уравнений (ДУ) в теории автоматического регулирования (ТАР) техническими объектами автомобилей и тракторов (ТАРТОАТ), в автоматическом регулировании (АР) ДВС, и в автоматике авиационных и ракетных силовых установок (ААРСУ) широко используется операторный метод или прямые и обратные линейные преобразования Лапласа. Любая сложная система автоматического регулирования (САР) разбивается на элементарные звенья, которые описываются дифференциальными уравнениями не выше второго порядка. Имея уравнения отдельных звеньев, не трудно получить уравнение всей системы и заменить исследование реальной системы исследованием ее математической модели. Динамические структурные схемы САР в работе, рассматриваются в виде систем, состоящих из элементарных звеньев 1-9, которые приведены в работах [1-4]. При символической форме записи дифференциальных уравнений операционный метод позволяет перейти от ДУ к алгебраическим (операторным) уравнениям путем формальной операции над символом $p \rightarrow d/dt$, где t – независимая переменная.

На рис. 1 – 4 в прямоугольниках условно записываются символьные значения передаточных функций $W_1(p) - W_7(p)$, $Z_8(p)$ и $Z_9(p)$, а также входные $Z_1(p)$, $Z_{1a}(p)$, $Z_6(p)$, $Z_{61}(p)$, $Z_{62}(p)$, $Y_8(p)$, $Y_9(p)$ и выходные $X_{1345}(p)$, $X_{1a2345}(p)$, $X_{675}(p)$, $X_{61745}(p)$, $X_{617345}(p)$, $X_{622345}(p)$, $X_{895}(p)$ элементарные воздействия в изображениях сложных технических систем.

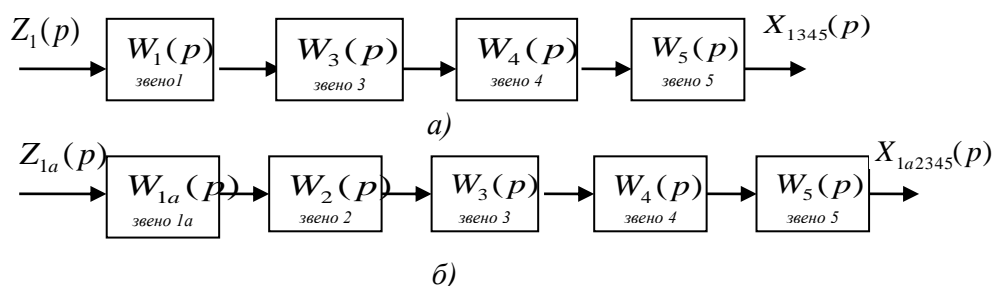


Рисунок 1 – Динамические структурные схемы разомкнутых систем воздухообеспечения газового двигателя: а – для центральной, распределенной и непосредственной подачи газа в ДВС; б – для стандартного ГБО, с подачей газа в ДВС через диффузор смесителя; где: типовыми элементарными звеньями являются: 1 – воздушный фильтр; 2 – диффузор смесителя; 3 – дроссельный узел поворотной заслонки; 4 - впускной коллектор; 5 - ДВС

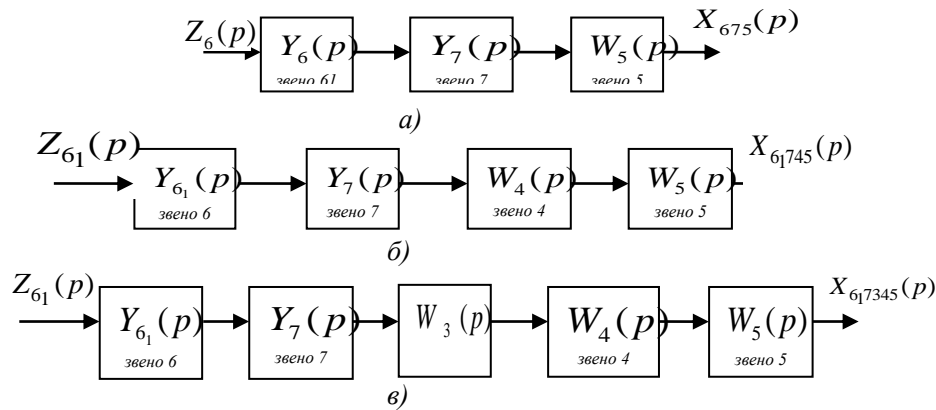


Рисунок 2 – Динамические структурные схемы разомкнутых систем топливоподачи газа в ДВС: а – с непосредственной подачей газа (НПГ) в ДВС; б – с распределенной подачей газа (РПГ) в ДВС; в – с центральной (моно) подачей газа (ЦПГ) в ДВС; здесь: б – газовый редуктор низкого давления (ГРНД) для НПГ; б₁ - ГРНД для РПГ и ЦПГ; 7 – электромагнитный дозатор газа (ЭДГ)

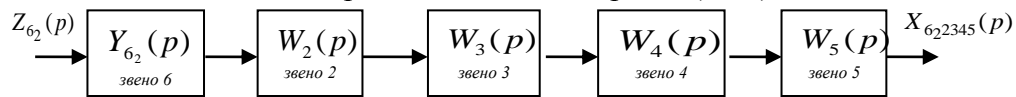


Рисунок 3 – Динамическая структурная схема разомкнутой системы топливоподачи газа в двигатель, оборудованного стандартным (штатным) ГБО, здесь: 2 – диффузор смесителя; б₂ - ГРНД для штатного ГБО

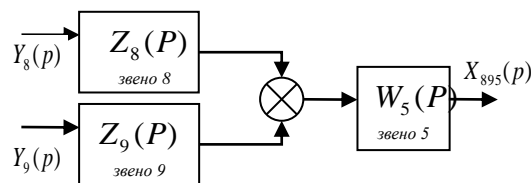


Рисунок 4 – Динамическая структурная схема разомкнутого свечного узла системы зажигания ДВС: 8 и 9 - тепловые энергии в емкостном и индуктивном зарядах на электродах свечного узла

Список использованных источников

1. Манойло В.М. Регулювання процесу подачі газу перепускним клапаном редуктора низького тиску системи паливоподачі транспортного двигуна / Манойло. – Х.: Акад. ВВ МВС України, 2015. – С. 63-71.
2. Манойло В.М. Регулирование процесса подачи смеси положением поворотной заслонки дроссельного узла системы воздухообеспечения транспортного двигателя / В.М. Манойло // Мир транспорта и технологических машин. – 2015. Т. 3. – С.48-56.
3. Манойло В.М. Методика определения параметров проточной части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя / В.М. Манойло // Міжнародна науково-практична конференція, присвячена 85- річчю академіка Аніловича В. Я. “Проблеми надійності машин і засобів механізації сільського господарства”. – Україна, Харків: Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка, 14-15 травня 2015. – С. 118-122.
4. Манойло В.М. Модель процесса течения свежего заряда, проходящего через сердцевину воздушного фильтра транспортного двигателя / В.М. Манойло // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів»: ХНТУСГ, 2016. – № 4. – С.243-249.

АНАЛІЗ ІНФОРМАЦІЙНИХ ПОТОКІВ У ВЕБ-ОРІЄНТОВАНІЙ СИСТЕМІ ТЕЛЕМАТИКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Мнушка О.В., асистент

(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Розвиток систем телематики визначає якість сервісів, що можуть бути наданими кінцевому споживачеві. На шляху до Індустрії 4.0 автоматизація технологічних процесів буде відбуватися на основі технологій Інтернету речей (IoT) та промислового Інтернету речей. Прогресу у даній галузі сприяє розвиток технологій бездротового зв'язку (Wi-Fi, LPWAN, 802.15.3, 802.15.4) та технологій мобільного зв'язку четвертого (4G) і п'ятого (5G) поколінь [1-2]. Із впровадженням 5G очікується якісний прорив у технологіях IoT за рахунок надвисоких швидкостей.

Системи телематики транспортних засобів (СТТЗ) доречно розробити із використанням веб-технологій за «клієнт-серверною» архітектурою. В такій системі для кожної групи користувачів створюється свій інтерфейс із визначеним набором даних. Аналіз потоків даних (Data Flow Diagram) в такій системі (рис. 1) є відправним пунктом для реалізації архітектури системи та дозволяє краще зрозуміти її особливості на ранніх етапах розробки. Декомпозиція діаграми допомагає уточнити та задокументувати потоки даних та методи їх зберігання на кожному із рівнів системи.



Рисунок 1 – Потоки даних в системі телематики транспортних засобів

Список використаних джерел

1. Zhou K. Industry 4.0: Towards future industrial opportunities and challenges / K. Zhou, T. Liu, L. Zhou // 12th Int. Conf. on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD). – Zhangjiajie, 2015. – PP. 2147-2152.
2. The Industrial Internet of Things Volume G1: Reference Architecture. – ІІС, 2017. – 58 p. – ІІС:PUB:G1:V1.80:20170131.

ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТОМ. АВТОМОБИЛЬНО- КОММУНИКАЦИОННЫЙ ЦЕНТР

Неронов С.Н., ст. преподаватель

(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)

Постановка проблемы. Сегодня развитие транспортной инфраструктуры направленно на предоставление всем частям транспортного комплекса своеобразного интеллекта и возможности гибкой адаптации транспортных процессов в соответствии с потребностью передвижения пассажиров и грузов. Эти процессы осуществляются благодаря транспортным технологиям, которые получают интеллектуальные свойства, основанные на использовании компьютерных систем управления автомобилями и автотранспортными комплексами. Теоретической основой интеллектуализации, как любой промышленной системы (по аналогии транспортного комплекса) является понимание этого процесса как создание цифровой нервной системы соответствующего объекта интеллектуализации [1].

Повышение информативности и сбор статистических данных о подвижных объектах в интерактивном мониторинге. Разработка и внедрение интернет-технологий для повышения эффективности использования транспортных средств, а также для всего транспортного комплекса в целом. Интернет-технологии должны обеспечивать синергетическое объединение компьютерных ресурсов всех участников дорожного движения – от отдельной транспортной машины корпоративного уровня транспортной организации. Информативность – категория, обеспечивает вербализованной организации знаний, их осмысление, передачи и кодирования читателем. Информативность (в теории текста) трактуется в широком смысле, как все ее содержание сообщения и в узком смысле – как новое знание, которое в тексте. При определении информативности ощутимую роль играет прагматический аспект, то есть отношение содержания текста к тому знанию которым владеет читатель по данному вопросу.

Мониторинг – это комплексная система наблюдений, сбора, обработки, систематизации и анализа информации о состоянии окружающей среды, которая дает оценку и прогнозирует её изменения, разрабатывает обоснованные рекомендации для принятия управленческих решений.

Поэтому мониторинг транспортной системы должен быть интеллектуальным. Надо предоставить системе мониторинга черты, присущие любым интеллектуальным системам, «Научить» её выполнять

мониторинг транспортной инфраструктуры рационально выборочно. При этом должны учитываться такие факторы как приоритетность данных и, следовательно, плотность потока этих данных в тот или иной момент движения [2].

Но интеллектуальным мониторинг будет лишь тогда, когда, опираясь на данные, которые получает во время движения, будет иметь механизм предоставления наиболее оптимальных в той или иной ситуации решений. Где следующим шагом может быть перекладывание на систему мониторинга управляющих решений.

Прежде всего управляемые транспортные средства являются важным эволюционным шагом для повышения уровня безопасности при выполнении различных задач, от пассивных наблюдений к активным исследованиям и решительных предупреждающих действий. Они должны иметь механизм «понимание» и эффективной интерпретации событий внешней среды. Эти транспортные средства должны быть автономными и иметь возможность эффективно интерпретировать воздействия внешней среды. При этом подходе соответствующий учет контекста должен способствовать повышению уровня восприимчивости системы за счет использования текущей информации визуального контекста и соответствующей информации из окружающей среды [3].

Решение. Использование подхода, при котором функции сбора и обработки информации распределяются между сенсорными сетями и беспроводными коммуникациями, позволяет уменьшить стоимость и повысить распространенность ANS (Autonomous Navigation Systems). В системе для сбора информации на разных уровнях используются датчики, установленные на подвижных транспортных средствах и на стационарных объектах, таких как фонарные столбы, светофоры, площадки контрольных пунктов и дома.

Список использованных источников:

1. Алексеев В.А. Мехатроника, телематика, синергетика в транспортных приложениях / В.А. Алексеев, А.П. Алексеев, А.Я. Никонов. – Харьков: ХНАДУ, 2012. 212 с.
2. Интерактивный мониторинг автомобильных дорог: монография /В.О. Алексеев, О.П. Алексеев, А.А. Видмыш, В.А. Хабаров. – Винница: ВНТУ, 2012. – 144 с.
3. Алексеев В.О. Применение GRID – технологии в транспортном вузе / В.О. Алексеев. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 208 с.

РАЦИОНАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА

Подригало М.А. д.т.н., профессор, Фесенко Д.Р., магистрант
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко)

С целью предотвращения буксования или скольжения осуществляется управление процессом качения автомобильного колеса в тяговом и тормозном режимах. Для предотвращения блокирования колес используются антиблокировочные системы, а для предотвращения буксования ведущих колес – противобуксовочные системы.

Ввиду сложности математического описания фрикционного контакта колеса с дорогой решения осуществляют численными методами. Алгоритм работы системы экстремального поиска (к которой относятся указанные системы) включает в себя поиск максимума коэффициента сцепления, являющегося функцией относительного проскальзывания (буксования колеса). Зная точку максимума указанной зависимости можно всегда определить взаимосвязь между динамическими параметрами колеса и построить алгоритм работы системы автоматического управления. В настоящей главе рассмотрен идеальный процесс управления качением автомобильного колеса в тормозном и тяговом режимах. Определены зависимости управляющих воздействий от параметров качения колеса.

Основой для проектирования АБС и ПБС является характеристика фрикционного контакта, представляющая собой зависимости продольного и поперечного коэффициентов сцепления колеса с дорогой от относительного проскальзывания или буксования колеса в направлении продольной оси автомобиля.

Относительное проскальзывание является осью абсцисс φ - S диаграммы, построенной для тормозного режима и определяется зависимостью.

В тяговом режиме используется относительное буксование, которое выражается зависимостью.

Известно, что критическое проскальзывание $S_{xкр}$ зависит от типа и состояние дорожного покрытия, типа шины и состояния ее протектора. Эта величина может изменяться в пределах от 0,15 до 0,25. Аналогичные характеристики имеет фрикционный контакт колеса с дорогой в тяговом режиме.

Таким образом, определив экспериментальным путем величину $S_{xкр}$ для известного сочетания «шина – дорога» можно получить искомые зависимости управляющих воздействий от динамических параметров колеса.

Список использованных источников

1. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. – Харьков ХГАДТУ, 1999. – 93 с.
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 403 с.

ПЕРЕВАГИ ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ТИПУ COMMON RAIL

Шевченко І.О., к.т.н, доцент, Жмурко А.Т., магістрант
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Акумуляторна паливна система типу Common Rail – система подачі палива, що застосовується в дизельних двигунах. В системі CommonRail насос високого тиску нагнітає дизельне паливо під високим тиском (до 300 МПа, в залежності від режиму роботи двигуна) в загальну паливну магістраль (акумулятор). На відміну від інших систем живлення Common Rail є акумуляторною системою, в якій паливо знаходиться під високим тиском в акумуляторному вузлі.

Переваги системи:

– тиск, при якому відбувається вприскування палива, можна підтримувати незалежно від швидкості обертання колінчастого вала двигуна, і воно залишається практично постійно високим протягом всього циклу подачі палива, що особливо важливо для стабілізації горіння на холостому ході і на малих обертах при роботі з частковим навантаженням;

– конструкція акумуляторної системи Common Rail простіше, ніж у системи ПНВТ з форсунками, її ремонтпридатність вище.

Недоліки системи:

– більш складні форсунки, які вимагають більш частої заміни в порівнянні з традиційною системою подачі палива;

– система перестає працювати при розгерметизації будь-якого елемента високого тиску, наприклад, при несправності однієї з форсунок, коли її клапан постійно знаходиться у відкритому положенні;

– більш високі вимоги до якості палива, ніж у традиційних системах.

На теперішній час до 70% усіх випущених дизельних двигунів оснащується системами Common Rail, і їх частка постійно зростає.

Таким чином, сьогодні практично кожен виробник двигунів всіх класів від малих легкових і до великих судових освоїв застосування акумуляторних систем. Завдяки високій точності електронного регулювання та високому тиску упорскування згорання палива в двигуні відбувається з максимальною віддачею, що відповідає оптимальній роботі двигуна. На кожному з режимів роботи двигуна досягаються оптимальні результати. Через це зменшується витрата палива і рівень токсичності вихлопних газів. Екологічні норми по токсичності постійно підвищуються і це сприяє подальшому розвитку паливної системи. Тому, можна сміливо стверджувати, що система типу Common Rail має значний потенціал при випуску нових тракторів, і їх кількість в майбутньому буде зростати.

Секція || **МОБІЛЬНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ
ЗАСОБИ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ
В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ**

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Лебедев А.Т., д.т.н., профессор, Жорняк О.В., магистрант
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)

Тракторы ведущих мировых фирм-производителей, таких как «Fendt», «Claas», «Case IH / Steyr», «Deutz-Fahr» (ФРГ), «Caterpillar», «Massey Ferguson» (США), оснащены двухпоточная бесступенчатой ГОМТ на базе гидрообъемных передач (ГОП) аксиально-поршневого типа. Стратегия развития мирового тракторостроения в ближайшие 15-20 лет состоит в использовании именно бесступенчатых ГОМТ для колесных и гусеничных тракторов.

Разработка и развитие эффективных расчетно-теоретических методик, универсализация математических моделей ГОП, ГОМТ и СМТ позволяет проводить анализ различных альтернативных схем трансмиссий, обосновывать и определять лучшие схемные решения и найти рациональные конструктивные параметры перспективных трансмиссий. Требуется уточнение методов определения объемного, гидромеханического и общего коэффициента полезного действия (КПД) аксиально-поршневых гидромашин на основании современных экспериментальных данных, что позволит точнее оценивать потери в ГОП, влияющие на работу ГОМТ и в целом на технико-экономические показатели машинно-тракторного агрегата (МТА).

Необходимость глубокого исследования рабочих процессов, корректный математическое описание работы ГОП в прямом и обратном потоках мощности в режимах ее циркуляции в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ, обоснование рациональных схем таких ГОМТ и их конструктивных параметров, прогнозирование основных технико-экономических характеристик МТА с ГОМТ с учетом буксования - все это требует развития комплекса расчетно-теоретических методик и представляет собой актуальную научно-практическую задачу, решение которой обеспечивает конкурентоспособность отечественных тракторов.

В процессе анализа современного состояния бесступенчатых тракторных ГОМТ установлено, что на сегодня отсутствует комплексная система оценки альтернативных схем ГОМТ для тракторов различных классов.

Универсальные характеристики ГОМТ могут быть использованы не только для сравнения различных альтернативных вариантов ГОМТ, но и для оценки тех или иных конструктивных изменений в конкретной трансмиссии.

Список использованных источников

1. Бурлыга М.Б. Обоснование оптимальных параметров гидромашин объемного гидропривода ходовой части самоходного шасси / М.Б. Бурлыга // Тракторна енергетика в рослинництві. – Харків : ХГТУСХ. – 1999. – Вип. 5. – С. 140–146.
2. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин [и др.]. - Л. : Машиностроение. – 1987. – 256 с.

ФУНКЦІОНАЛЬНА ТОЧНІСТЬ І ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА

**Лебедєв А.Т., д.т.н., професор, Колеснік І.В., асистент,
Станіславенко А.В., магістрант**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Мета дослідження. Проблема функціональної точності рульового керування трактора розв'язується шляхом оцінки відхилень (похибок) функціональних параметрів від їх розрахункових (номінальних) значень, що виникають під впливом різних дестабілізуючих факторів. До функціональних параметрів рульового керування з сервоприводом тракторів у відповідності з ДСТУ ISO 10998:2013 [1] віднесені керованість і стійкість руху. При контролі керованості оцінюється властивість трактора реагувати на дію оператора, спрямовану на зберігання або зміну напрямку руху; стійкості руху – збереження заданого напрямку руху.

Основний матеріал. Приймаючи за функціональну точність рульового керування як складної системи [2] складність виконувати задані функції з певним ступенем близькості до ідеальної моделі, функціональна похибка рульового керування при x і x_n поточних та номінальних значеннях функціональних параметрів оцінюється по залежності

$$\Delta x = x - x_n. \quad (1)$$

Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування можна оцінити по залежності:

$$D = 1 - (P_1 + P_2), \quad (2)$$

де P_1 і P_2 – імовірності помилок першого (пропуск відмови) і другого (помилкова відмова) роду.

Імовірності помилок P_1 и P_2 залежать від законів розподілу значень контрольованих функціональних параметрів і похибок вимірів, часу вимірювального процесу і характеристики поля допуску на величину вимірюваного параметра. Рульове керування як об'єкт контролю буде працездатним, тобто годним (Γ) до подальшої експлуатації, коли результат вимірювання задовольняє умові

$$c \leq y \leq d, \quad (3)$$

де c, d – межі поля допуску контрольованого параметра y , $2\delta = d - c$;

$y = x_k + \Delta x_k$; $x_k, \Delta x_k$ – дійсне значення контрольованого параметра і похибка його виміру.

При невиконанні умови (3) робиться висновок про непридатність ($\bar{\Gamma}$) рульового керування до подальшої експлуатації. Для ймовірностей подій Γ і $\bar{\Gamma}$

виконується рівність $P_{\Gamma} + P_{\bar{\Gamma}} = 1$.

При контролі функціональних параметрів рульового керування їх значення дорівнює

$$x = x_k + \Delta x_{\Pi}, \quad (4)$$

де Δx_{Π} – відхилення параметра від його значення, обумовлене похибками вимірів.

Рульове керування при контролі буде справне, коли кожний з його функціональних параметрів знаходиться в області працездатності (a, b) :

$$a < x < b. \quad (5)$$

Про стан рульового керування до проведення контролю можуть бути висловлені дві взаємовиключні гіпотези: рульове керування справне (C), коли виконується умова (5); рульове керування несправне (\bar{C}) при невиконанні умови (5). Сума ймовірностей даних подій $P_c + P_{\bar{c}} = 1$.

Заміна умови (5) правилом (3) приводить до помилкових рішень:

$y \in (c, d), x \notin (a, b)$ – невиявлена відмова (\bar{C} / Γ);

$y \notin (c, d), x \in (a, b)$ – помилкова відмова ($C / \bar{\Gamma}$).

Вірні висновки робляться у наступних ситуаціях:

$y \in (c, d), x \in (a, b)$ – вірний висновок «рульове керування годне» (C / Γ);

$y \in (c, d), x \notin (a, b)$ – вірний висновок «рульове керування негодне» ($\bar{C} / \bar{\Gamma}$).

Висновок. Вірогідність контролю функціональної точності і працездатності рульового керування надає істотне значення на ефективність їх використання. Низька вірогідність контролю, що характеризує ступінь об'єктивності оцінки реального стану рульового керування може привести до помилок I роду (пропуск відмови) і II роду (помилкова відмова). Помилки I роду приводять до невиправданих робіт для усунення відмови, II роду – до матеріальних втрат на заміну придатних до експлуатації елементів рульового керування. Справжня причина відмови: резонансні явища запобіжного клапана об'ємного насоса, для усунення якої необхідна його регулювання. Це типова помилка I роду. До помилки II роду можна віднести заміну насоса-дозатора при втраті руху, мимовільному складанні напіврам трактора думаючи, що дані несправності є наслідком зносу гідророзподільника, протиударного або противакуумного клапанів.

Список використаних джерел

1. ДСТУ ISO 10998:2013. Трактори сільськогосподарські. Вимоги до рульового керування (ISO 10998:2008, IDT) – Київ: Держспоживстандарт України, 2014. – 15 с.
2. Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.

ОБҐРУНТУВАННЯ ТРАНСМІСІЇ МАЛОГАБАРИТНОГО МАШИННОГО АГРЕГАТУ

Лебедєв А.Т., д.т.н., професор, Колєсник І.В., асистент,
Чухно В.І., магістрант

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Аналіз сільськогосподарського виробництва України на сучасному етапі показує, що кількість фермерських господарств протягом 2010-2017 років загальна чисельність зареєстрованих фермерських господарств зменшилась на 2,6 тис. од. або на 7,3 % від загальної кількості, тому необхідна розробка універсальних малогабаритних машинних агрегатів, які дозволять механізувати технологічні процеси в рослинництві і тваринництві.

На підставі огляду енергетичних засобів, умов їх експлуатації, сформульовані вимоги до трансмісій, які визначають необхідність використання в них автоматичних безступінчастих передач, що підвищує використання потужності двигуна без розриву потоку потужності.

Найбільш простою, що знайшла використання в трансмісіях мобільних машин малої потужності, автоматичною безступінчастою передачею є автоматичний клинопасовий варіатор.

Трансмісія малогабаритного машинного агрегату з автоматичним клинопасовим варіатором і програмованими натискними пристроями ведучих і ведених шківів, що реагують на частоту обертання колінчатого вала двигуна і опір руху, створює систему "ДВЗ - трансмісія - робочі органи" з повним використанням потужності двигуна і можливостей трансмісії.

Дослідження процесу руху ММА з автоматичною безступінчастою трансмісією дає можливість представити його у вигляді двохмасової моделі, запропонувати рівняння потужностей ведучої і веденої систем і його рішення з визначенням витрат у АКВ.

Використання в трансмісії малогабаритного машинного агрегату АКВ, що виконує і функції зчеплення зменшує кількість органів керування з 3-х до 2-х, це спрощує керування процесом початку руху і зміни швидкості руху.

Дії оператора незначно впливають на режим роботи системи "двигун - трансмісія" при початку руху і розгоні машинного агрегату. Процес може відбуватись швидше або повільніше, але перебудова варіатора залежить від кутової швидкості колінчатого вала двигуна і опору рухові, тому не треба високої кваліфікації оператора.

Використання математичних моделей тягової здатності і витрат палива, що описують вплив ступеня відкриття дросельної заслінки карбюратора, навантаження на гаку і фону дозволяє прогнозувати ці характеристики ММА при різних умовах експлуатації.

Продуктивність ММА з автоматичною безступінчастою трансмісією при роботі з бульдозерною лопатою при очищенні вигульних майданчиків від гною на 31% вище, ніж серійного трактора з ступінчастою коробкою передач, при цьому витрати палива на 20% менші. При виконанні робіт по транспортуванню гною від вигульних майданчиків до місць складування продуктивність ММА на 28% вище, витрати палива на 17% менші.

УДК 631.372

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ТРАКТОРІВ ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА НА ТРАДИЦІЙНІЙ ТА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІЙ ТЕХНОЛОГІЯХ ВИРОЩУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР

**Мельник В.І., д.т.н., професор, Анікєєв О.І., к.т.н., доцент,
Купін О.О., магістрант**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенко)*

ПАТ «ХТЗ» сумісно з науковцями кафедри «ОТС ім. Т.П. Євсюкова» поставили за мету вирішення задачі забезпечення виконання всіх технологічних операцій в рослинництві агрегатами, у складі яких в якості енергозасобу будуть використовуватися тільки вітчизняні трактори ХТЗ і ЮМЗ, а сільськогосподарські машини, які будуть агрегуватися з цими тракторами - як вітчизняні, так і закордонні. Потреба в вирішенні цієї задачі виникла у зв'язку з бажанням заводу розширити модельний ряд тракторів ХТЗ, а для цього необхідно визначити можливості використання існуючих марок тракторів в рослинництві, їх завантаженість протягом року і потребу господарств цих тракторів.

Авторами розглянута можливість використання тракторів вітчизняного виробництва в умовному господарстві площею 5000 га ріллі на традиційній та енергозберігаючій технологіях.

На основі побудованих графіків завантаження тракторів та додаткових розрахунків з врахуванням коефіцієнтів погодності і технічної готовності отриманий такий склад тракторного парку умовного господарства [1-4] (табл.1):

Таблиця 1 – Потреба умовного господарства в тракторах

Назва показників	Марка трактора			
	ХТЗ-181	ХТЗ-16131	ХТЗ-17221	ЮМЗ-8040.2М
Традиційна технологія				
Експлуатаційна кількість n_e , шт.	3	7	6	12
Загальна кількість тракторів, шт.	28			
Енергозберігаюча технологія				
Експлуатаційна кількість n_e , шт.	3	7	6	6
Загальна кількість тракторів, шт.	22			

Аналіз даних таблиці 1 показує, що на енергозберігаючій технології змінилася потреба умовного господарства в загальній кількості тракторів в меншу сторону. Ця зміна відбулася за рахунок зменшення кількості тракторів ЮМЗ, потрібна кількість інших тракторів залишилася незмінною. На енергозберігаючій технології кількість тракторів ЮМЗ зменшилась вдвічі через застосування на посіві та міжрядному обробітку технічних культур трактора

ХТЗ-16131.

Для оцінки ефективності використання тракторів вітчизняного виробництва в умовному господарстві нижче наведені отримані розрахунки експлуатаційних показників (табл. 2):

Таблиця 2 – Експлуатаційні показники роботи тракторів та тракторного парку в умовному господарстві

Марка трактора	Коефіцієнт змінності $K_{зм}$	Коефіцієнт використання $K_{в.}$	Середньо-змінний виробіток $W_{с.зм.}$, у.е.га/зм	Середня витрата палива, $q_{у.е.га}$, кг/ у.е.га	Проектний коефіцієнт змінності тракторного парку $K_{зм.п.}$	Проектний коефіцієнт використання тракторного парку $K_{в.п.}$
Традиційна технологія						
ХТЗ-181	2,21	0,27	13,16	12,61	1,51	0,23
ХТЗ-17221	1,54	0,35	11,20	14,32		
ХТЗ-16131	1,48	0,23	11,34	10,89		
ЮМЗ-8040.2М	1,25	0,16	5,88	9,43		
Енергозберігаюча технологія						
ХТЗ-181	2,35	0,18	13,16	12,82	1,39	0,24
ХТЗ-17221	1,24	0,29	11,20	13,80		
ХТЗ-16131	1,39	0,27	11,34	10,17		
ЮМЗ-8040.2М	1,16	0,18	5,88	8,78		

Проектний коефіцієнт змінності зменшився на енергозберігаючій технології завдяки відсутності оранки на більшості с.г. культур та застосуванню комбінованих і широкозахватних агрегатів. Це говорить про те, що сумарна кількість відпрацьованих машинозмін зменшилася при одночасному зменшенні кількісного складу тракторів, а всі технологічні операції виконуються вчасно і з дотриманням агровимог. Отже, застосування тракторів вітчизняного виробництва більш ефективно на енергозберігаючій технології.

Список використаних джерел

1. Довідник з машиновикористання в землеробстві/За ред. В.І. Пастухова. – Харків: «Веста» - 2001, 347 с.
2. Современные технологии возделывания сельскохозяйственных культур: рекомендации / К.В. Коледа и др.; под общ.ред. К.В.Коледы, А.А. Дудука. – Гродно : ГГАУ, 2010. – 340 с.
3. Методичні вказівки до курсового проектування з дисципліни «Використання техніки в АПК»/ Миронов П.А. та інші. - Х.:ХНТУСГ, 2015. – 110 с.
4. Основы теории и расчета мобильных процессов растениеводства: учебное пособие/ В.А.Завора, В.И. Толокольников, С.Н.Васильев. Барнаул: изд-во АГАУ, 2008. 263 с.

МОДЕРНИЗАЦИЯ СЦЕПЛЕНИЯ САМОХОДНОГО ШАССИ

Подригало М.А., д.т.н., профессор, Роговый В.И., магистрант
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко)

Проанализированы существующие виды фрикционных сцеплений и муфт сцеплений, рассмотрены приводы, которые используются в современных моделях легковых, грузовых автомобилей и тракторов.

В исследовании определена сила сжатия нажимных пружин, необходимая для нажимного усилия в муфте сцепления. Было предложено установить вместо одной периферийной пружины две, расположенные одна в другой. Рассчитаны удельные давления на поверхностях трения муфты сцепления, удельная работа буксования при трогании шасси с места и температура нагрева нажимного диска главной муфты за одно включение.

Определены усилия на педали при выключении главной муфты сцепления, при выключении муфты ВОМ.

Коэффициент запаса сцепления главной муфты самоходного шасси при установке на него двигателя мощностью 25 л.с. составляет, что находится в рекомендуемых для тракторных муфт пределах.

Коэффициент запаса сцепления муфты ВОМ самоходного шасси при установке на него двигателя мощностью 25 л.с. составляет 0,92 (при выключенной главной муфте). Для серийного самоходного шасси (с двигателем мощностью 20 л.с.) указанный коэффициент запаса сцепления равен 1,03.

Увеличение коэффициента запаса сцепления муфты ВОМ до 1,03 при установке на шасси двигателя мощностью 25 л.с. может быть достигнуто путем дополнительного поджатия пружин муфты ВОМ на 1,5 мм. Коэффициент запаса сцепления муфты ВОМ при включенной главной муфте равен 2,83. В литературе отсутствуют рекомендации по выбору коэффициента запаса сцепления муфты ВОМ.

Удельные давления на поверхностях трения муфты сцепления, удельная работа буксования при трогании шасси с места и температура нагрева нажимного диска главной муфты за одно включение находятся в рекомендуемых пределах.

Свободный ход педали составляет 39 мм; ход педали при выключении главной муфты сцепления составляет 103 мм, а при выключении муфты ВОМ – 183 мм.

Усилие на педали при выключении главной муфты сцепления равно 125 Н, а при выключении муфты ВОМ – 201 Н, что превышает требуемое ГОСТом 12.2.019-76 (не более 120 Н)

Список использованных источников.

1. Подригало Н.М. Повышение стабильности значений коэффициента запаса муфты сцепления мобильных машин / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 40. – С. 17–23.

УДК 631.12

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Поляшенко С.О., к.т.н., доцент, Єсіпов О.В., к.т.н., доцент
(Харківській національній технічній університет сільського господарства імені Петра Василенка)

При завантаженні коренеплодів цукрового буряка в кузов причепа тракторного агрегату, який синхронно рухається з бурякозбиральним комбайном з швидкостями в межах 1,4...2,0 м/с, ступінь завантаження двигуна знаходиться в межах 20...60%. При перевезенні коренеплодів цукрового буряка трактором типу ХТЗ-150К-09 з причепом ОЗТП-8573 (вантаж 10000 кг) завантаження двигуна сумірне із завантаженням двигуна трактора Т-150К на транспортних роботах і знаходиться в межах 45...50%. Питанням розв'язання проблеми підвищення паливної економічності двигунів тракторів на часткових режимах присвячено значну кількість досліджень, в яких вирішені задачі нормування витрати палива і запропоновані різні технічні розв'язання зниження його витрати. Для тракторних агрегатів при безперервному завантаженні вантажу і його транспортуванні задача оцінки витрати палива на часткових режимах не вирішена.

У зв'язку з недовантаженням дизеля трактора ХТЗ-150К-09 з причепом ОЗТП-8573 при частковому або повному завантаженні коренеплодами цукрового буряка для зменшення витрати палива рекомендується робота дизеля на знижених частотах обертання колінчастого валу. При регулюванні дизеля на режим роботи $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$ двигун розвиває потужність 122 кВт (165,9 к.с.), якої достатньо для роботи трактора ХТЗ-150К-09 з максимальним вантажем (10000 кг) коренеплодів цукрового буряка в причепі. При цьому середньовзвішена питома витрата палива у міру заповнення кузова причепа коренеплодами цукрового буряка буде $g_{ec} = 238,0 \text{ г/кВтч}$ (175 г/к.с. $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$). При подальшому переміщенні регуляторної гілки характеристики в область менших частот обертання валу економічність поліпшується, але максимальна потужність, що досягається, буде знижуватися.

При перевезенні коренеплодів цукрового буряка на переробні заводи коефіцієнт завантаження двигуна не буде перевищувати значень $K_o \leq 0,55...0,65$, що дозволяє тракторному агрегату при знижених оборотах вала двигуна виконувати транспортні роботи при завантаженні і перевезенні коренеплодів цукрового буряка.

УДК 621.76

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОВЫХ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ НА ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДАХ, ДЛЯ МОБИЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Черепнев И.А., к.т.н., доцент

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)

Фесенко Г.В., к.т.н., доцент

(Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.Н. Бекетова)

В настоящее время наблюдается устойчивая тенденция роста вклада агропромышленного комплекса в валовой внутренний продукт Украины. Значительный объем сельскохозяйственной продукции производится личными крестьянскими хозяйствами (ЛКХ) [1], а именно: 97% – картофеля, 89% – овощей открытого грунта, 63% – овощей закрытого грунта, 90% – продовольственных бахчевых культур, 84% – плодово-ягодных культур, 80% – молока, 75% – мяса КРС, 59% – мяса свиней, 94% – мяса овец, 83% – шерсти. Однако, в большинстве случаев в этих хозяйствах используется в основном физический труд, уровень моторизации очень низкий. В соответствии с [2], один трактор приходится на 31 ЛКХ, один мини-трактор и мотоблок – на 183 ЛКХ, один комбайн – на 297 ЛКХ. При таком уровне механизации всего цикла сельскохозяйственных работ невозможно обеспечить устойчивый рост производства, переработки, хранения и транспортировки продукции. В работах [2, 3] рассмотрены организационные и технические мероприятия, позволяющие повысить эффективность функционирования небольших фермерских и ЛКХ. Остановимся более подробно на мобильных энергетических средствах, которые могут обеспечить энергией различные этапы производства. Как правило, современные передвижные электростанции малой мощности используют дизель-генераторные установки. Однако, наличие устойчивой динамики роста цены на дизельное топливо в Украине делает использование дизель-генераторных установок в ЛКХ затратным. Альтернативным вариантом может стать использование паровых двигательных установок для мобильных электростанций малой мощности. В [4] авторы сосредотачивают свое внимание на возможности применения паровых двигательных установок на транспорте. До распространения тракторов в качестве силовых механизмов находили довольно широкое применение локомобили. Локомобиль представлял собою передвижную или стационарную паросиловую установку из объединённых в один агрегат паровой машины и котла. В СССР производство локомобилей существовало до 60-х гг. XX века, после чего было прекращено из-за их малой экономической эффективности на тот момент времени. В работе [5] приведены сравнительные данные паросиловых установок и двигателей внутреннего

сторания (ДВС) использующихся для привода электрогенераторов. Основными преимуществами ДВС являются меньший вес и габариты и большая экономичность, но достоинств у паросиловых установок значительно больше, а именно: высокая выносливость и долговечность, простота обслуживания и ремонта и возможность работы на любом виде топлива; работа на местных дешевых видах топлива и на отходах производства. Доля отходов при ведении лесозаготовок составляет 12 %, лесопилении – 35%, при производстве пиломатериалов – 35%, в мебельном производстве – до 54%. Кроме того, около 10% древесной массы составляет кора деревьев. Все это является сырьем для переработки и получения дополнительной энергии [4].

Учитывая выше сказанное, отметим, что применение локомотивов снова становится актуальным. Но, технологии конца XIX – начала XX вв., в соответствии с которыми были изготовлены «классические локомотивы», уже не соответствуют современным требованиям (клепаный котел, низкооборотная паровая машина, 120 об/мин, для работы которой с современным электрогенератором 1500-3000 об/мин необходим мультипликатор) [6]. Кроме того, необходимо привести экологические показатели сжигания топлива в паровых котлах к современным требованиям.

Список використаних джерел

1. Сколько в Украине фермерских и личных сельских хозяйств (инфографика) [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <https://agroveview.com/ru/news/skolko-v-ukrayne-fermerskyh-y-lychnyh-selskyh-hozyajstv-ynfohrafyka> – 14.05.2018 – Загл. с экрана.
2. Шкарівський Р.Г. Валова продукція сільського господарства – підвалини формування / Р.Г. Шкарівський, Г.В. Шкарівський // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2013. – Вип. 3, Т. 1. – С. 216-223.
3. Максимчук Е.В. Тенденции и альтернативы развития современного украинского крестьянства / Е.В. Максимчук [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.gramota.net/materials/1/2015/11/16.html> – 14.05.2018 – Загл. с экрана.
4. Крыленко И.М. Эволюция двигательных установок железнодорожных локомотивов в Украине и мире: исторические аспекты / И.М. Крыленко, Е.А. Макогон, И.А. Черепнев, Г.В. Фесенко, Н.А. Винокуров, О.П. Иванова // Інженерія природокористування. – 2015. – № 2 (4). – С. 6-23.
5. Гарькуша Г.Н. Теория, конструкция и расчет локомотива / Г.Н. Гарькуша, А.Г. Юшина; под ред. С.Б. Минут. – М.: Машгиз, 1952. – 602 с.
6. Дубинин В.С. Паросиловая установка (локомотив) не подлежащая регистрации в органах Ростехнадзора с топкой вибрационного горения под наддувом на древесных отходах / В.С. Дубинин, К.М. Лаврухин, Л.И. Першин, Д.П. Титов // Тезисы докладов Международной научно-практической конференции «Малая энергетика-2005», г. Москва, 11-14 октября 2005 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.combienergy.ru/stat/991-Parosilovaya-ustanovka-lokomobil-ne-podlejashchaya> – 14.05.2018 – Загл. с экрана.

УДК 631.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ АГРЕГАТИВ ЗМІННОЇ МАСИ ПРИ ЇХ ФУНКЦІОНУВАННІ В СКЛАДІ ЗБИРАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

Шуляк М.Л., д.т.н., доцент, Марченков С.П., магістрант
(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Проблематика оцінки функціональної стабільності трактора на транспортних роботах формує напрямок дослідження на базі характеристик об'єкту дослідження. Розглянуті тенденції підвищення тракторовикористання на транспортних роботах в аграрному секторі, виконана класифікація транспортних і транспортно-технологічних засобів на основі тракторів, до яких віднесені транспортні агрегати при транспортуванні навісних і причіпних сільськогосподарських машин, і при виконанні технологічного процесу. При рішенні проблеми енергозбереження рекомендується оцінювати ефективність трактора на транспортних роботах по корисній роботі, яку здійснюють транспортним агрегатом за одиницю часу циклу.

В аграрному секторі транспорт займає важливе місце: він починає і завершує технологічні зв'язки між окремими станами робіт. У міру розвитку сільськогосподарського виробництва роль транспорту неухильно підвищується: якщо в даний час на кожен гектар ріллі припадає в середньому 45...50 т різних вантажів, то в найближчі роки очікується збільшення цього обсягу. Підвищення ефективності транспортних агрегатів може бути досягнуто при рішенні проблеми зниження пасивної (непродуктивної) і підвищення активної (корисної) роботи.

Необхідність розподілу виконуваної трактором роботи на активну (корисну) і пасивну (негативну) дозволяє підвищити ефективність їх використання в аграрному секторі. Доведено, що на транспортних роботах при агрегуванні трактора з напівпричепом і напівнавісними причепом більш активну роботу має транспортний агрегат з напівнавісними причепом.

Для транспортно-технологічних агрегатів змінної маси при безперервному завантаженні / розвантаженні вантажу повна робота рушійної сили трактора при агрегуванні з напівпричепом не залежить від форми траєкторії руху центру мас вантажу, що перевозиться, а залежить від початкового і кінцевого його положення.

На зниження активної роботи транспортного засобу і відповідно на підвищення пасивної роботи істотно впливає нерівномірний його рух внаслідок нестабільності тягової сили трактора і опору його руху. Експериментально підтверджено, що при прямолінійному русі транспортного агрегату ХТЗ-17221+ТСП-16 (маса вантажу – 12 т) на твердій ґрунтовій дорозі на довженні 1000 м через нерівномірність його руху пасивна робота склала 3,2 МДж (еквівалент 0,07 кг дизельного палива), при русі з підворотами – відповідно 6,4 МДж (0,15 кг дизельного палива).

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЯ

Шуляк М.Л., д.т.н., доцент, Архірей П.А., магістрант

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Освоєння енергозберігаючих технологій виробництва продукції рослинництва є одним з пріоритетних напрямків розвитку машинно-технологічної сфери АПК. Першочерговим завданням є зниження енерговитрат машинно-тракторних агрегатів, що визначаються в основному вартістю моторних палив. Інтенсивне зростання ціни на дизельне паливо за останні роки (в 3-4 рази) і пов'язане з цим збільшення собівартості сільськогосподарської продукції зумовили актуальність розробок з використання біодизельного палива, що представляє собою змішані в певній пропорції ефіри жирних кислот з мінеральним дизельним паливом. Паливо отримують з поновлюваних ресурсів, його хімічні властивості близькі до нафтового. Паливо володіє змащувальними властивостями, знижує негативне екологічне навантаження від токсичних викидів з відпрацьованими газами двигунів мобільної сільськогосподарської техніки.

Ефективність, економічність і надійність роботи двигуна багато в чому визначається характером протікання і показниками робочого циклу. Паливно-економічні і екологічні показники ДВС залежать від властивостей і якості розпилування палива, коефіцієнта надлишку повітря, ступеня стиснення, режиму роботи двигуна, кута випередження початку впорскування, дисоціації газів і тиску повітря на впусканні [1]. Зроблений висновок, що для поліпшення паливно-економічних і екологічних показників автотракторних дизелів необхідно: збільшити коефіцієнт надлишку повітря до 1,65, а частоту обертання колінчастого вала до 2400 хв⁻¹, обмежити ступінь стиснення в межах 16, оптимальний кут випередження початку уприскування палива 6 – 100пкв.

Ступінь використання потужності двигуна при виконанні трактором окремих операцій на протязі року різний і залежить від специфіки виконуваних робіт. У зв'язку із цим питома витрата палива двигуном не характеризує паливну економічність трактора. Прийняте іноді допущення про пропорційність зниження витрати палива тракторів в експлуатації зниженню питомої витрати палива двигуном на номінальному режимі неправомірно [2].

Список використаних джерел

1. Аллилуев В.А. Топливно-экономические и экологические показатели ДВС /В.А. Аллилуев// Тракторы и сельхозмашины. – 2005. – №1. – С. 14-16.
2. Взорв Б.А. Снижение расхода топлива сельскохозяйственными тракторами путем оптимизации режима работы двигателей /Б.А. Взорв, К.К. Молчанов, И.И. Трепененков// Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 6. – С. 10 – 14.

Секція



НАДІЙНІСТЬ
АВТОМОБІЛЬНОГО
ТРАНСПОРТУ

ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

Алфьоров О.І., к.т.н., доцент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Під математичною моделлю надійності будемо розуміти функціональну залежність виду

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, t)$$

де y – показник надійності (вихідний параметр); x_i – характеристика конструктивних, виробничих і експлуатаційних факторів, що впливають на показник надійності (вхідний параметр); t – ресурс автомобіля.

Наявність залежності і характеристик, що входять до неї, дозволило б на стадії проектування керувати надійністю автомобіля. На жаль, для новостворюваного виробу ні функціональної залежності, ні характеристик факторів конструктор не має. Причини тут полягають у тому, що, по-перше, функціональна залежність чутлива до особливостей конструкції; по-друге, характеристики факторів (це можуть бути складні функції конструктивних, виробничих, експлуатаційних параметрів) часом невідомі на етапі проектування.

Тому говорити про створення універсальної математичної моделі, що використовує лише ту інформацію про виріб, яка є на стадії проекту, нереально.

Вихід з цього становища полягає в тому, щоб будувати математичну модель по попередній конструкції і використовувати її в процесі проектування аналогічної. Необхідно розробити принципи побудови таких моделей, в результаті застосування яких моделі були б досить прості, універсальні, давали прийнятну точність і містили лише інформацію, наявну на стадії створення нової конструкції.

Сформулюємо принципи побудови математичних моделей по попереднім зразкам конструкцій, придатних для використання при проектуванні нових: в якості вихідного параметра слід використовувати показники надійності, отримані експериментально для попередніх зразків; в якості вхідних параметрів використовуються узагальнені, осереднені параметри, які досить просто розраховуються при проектуванні; узагальнений вхідний параметр приймається в залежності від виду відмови (наприклад, для зносової – робота тертя в сполученні, для втомної – міра пошкодження за один цикл, для раптової – число викидів за граничний рівень навантаженості); теоретична функціональна залежність приймається наближеною, специфічною для кожного виду відмови; узгодження експериментальних значень показників надійності (вихідні параметри) і розрахункових значень узагальнених параметрів (вхідні параметри) здійснюється введенням узгоджувальних коефіцієнтів. Вважається,

що вони випадкові по величині і характеризуються математичним очікуванням і дисперсією.

Характеристики узгоджувальних коефіцієнтів визначаються по попередньому зразку конструкції і приймаються незмінними для нового. По суті, узгоджувальні коефіцієнти несуть ту інформацію, яка не може бути визначена на стадії проектування. Вважається, що в новому зразку вплив невідомих чинників залишається незмінним. Природно, що це вносить певні похибки. Однак накопичення матеріалів по узгоджувальним коефіцієнтам дозволить звести до мінімуму ці неточності.

В даний час в практиці конструювання, як правило, обмежуються розрахунком напруженого і деформованого стану деталей. Перехід до показників надійності, що характеризують поведінку конструкції в імовірнісному плані і в часі не виконується, оскільки немає достатньої інформації про навантаженість і про вплив різних чинників на надійність виробу. Пропонований підхід не виключає уточнення виду та кількісних характеристик вхідних параметрів. Чим більше інформації відносно вхідних параметрів має конструктор, тим менше вплив узгоджувальних коефіцієнтів. В ідеальному випадку, при повній інформації, узгоджувальні коефіцієнти дорівнюють одиниці.

При розрахунках на стадії проектування за характеристиками надійності, отриманими по попереднім моделям всі характеристики передбачалися визначеними в експлуатаційних умовах без припущення про те, з яких причин виникли відмови – конструктивних, виробничих чи експлуатаційних.

Підвищення надійності здійснюється лише за рахунок створення надійних конструкцій, тобто конструкція повинна бути такою, щоб при відхиленнях виробничого і експлуатаційного характеру вона все-таки забезпечувала необхідну надійність. Не завжди вдається виконати таку конструкцію. Тому доцільно з наявної інформації виділити характеристики надійності, які відповідають певним видам причин відмов. Часом важко встановити причину відмови навіть тоді, коли дослідник вивчає його фізичну картину, тим більше це важко зробити, коли проводиться статистична оцінка надійності. Тому виділення причин можна виконати лише наближено, статистично, а самі статистичні закономірності можна використовувати для розробки шляхів підвищення надійності.

Список використаних джерел

1. Надежность машиностроительной продукции: Практическое руководство по нормированию, подтверждению и обеспечению. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 328 с
2. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович [и др.] ; под ред. В. Я. Аниловича. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
3. Кугель Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов: научное издание / Р. В. Кугель. – М.: Машиностроение, 1982. – 181 с.

ОЦІНКА ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ У ВИПАДКУ ПАРАМЕТРИЧНИХ ВІДМОВ

Гринченко О.С., д.т.н., професор

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Більшість відмов у автомобілях можна віднести до категорії параметричних, тобто обумовлених виходом параметрів, які визначають працездатність, за межі області допустимих значень. Прикладом такого типу відмов є перевищення величиною зносу елементів автомобіля допустимого рівня або порушення регулювань, що призводить до неякісного виконання машиною своїх функцій та неприпустимо збільшує втрати.

Параметрична відмова хоч і не призводить до втрати можливості функціонування, але, як правило, його наслідком є функціональна відмова. Так, послаблення зусилля попереднього затягування в болтах при дії змінних навантажень призводить до накопичення в них пошкоджень і втомного руйнування.

Для вивчення та попередження параметричних відмов необхідний обробіток відповідних статистичних даних, які отримані шляхом спостережень за роботою автомобілів в умовах експлуатації або за допомогою випробувань. У силу своїх особливостей параметрична відмова звичайно не виявляє себе автоматично, для її виявлення необхідний контроль параметрів. Проводячи такий контроль один раз при деякому наробітку автомобіля, можна отримати тільки інформацію про те, чи вийшов параметр за межі допустимого рівня і, відповідно, при наробітку у момент контролю відмова вже настала раніше, або параметр ще знаходиться в межах допуску. Вибірка, що отримана після однократного контролю параметричної надійності в сукупності автомобілів, може містити наробітки двох типів: до призупинення спостережень (випробувань) після параметричної відмови; до призупинення спостережень (випробувань) без відмови.

Робота присвячена питанню оцінки розподілу ресурсу та інших показників надійності автомобілів за результатами однократного контролю параметричної надійності або контролю методом опитування з втратою інформації про наробіток до відмови. Показана також можливість використання даної методики для прогнозування показників надійності.

Список використаних джерел

1. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович [и др.] ; под ред. В. Я. Аниловича. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
2. Надежность машиностроительной продукции: Практическое руководство по нормированию, подтверждению и обеспечению. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 328 с.

РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ЗА РАПТОВИМИ РУЙНУВАННЯМИ

Іванов В.І., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Раптові руйнування виникають при перевищенні діючих навантажень несучої здатності матеріалу з якого виконані елементи автомобіля.

Будемо вважати, що несуча здатність матеріалу є випадковою величиною з відомим законом розподілу, що характеризується щільністю імовірності з постійним математичним очікуванням і дисперсією, які не змінюються з часом. Навантаження, що діє на елементи автомобіля в загальному випадку приймаємо у вигляді стаціонарного ергодичного випадкового процесу з постійним математичним очікуванням та дисперсією.

Безвідмовна робота елемента автомобіля буде визначатись імовірністю того, що абсолютний максимум навантаження не перевищить значення несучої здатності.

В результаті теоретичних досліджень отримані залежності, з аналізу яких можна зробити висновок, що із збільшенням часу середнє значення абсолютних максимумів зростає, дисперсія – зменшується, а щільності імовірностей мають додатню асиметрію.

В ході досліджень також було встановлено, що надійність елементів автомобіля зменшується із збільшенням коефіцієнту варіації навантаження. Для оптимальних значень початкового коефіцієнту запасу (2,5...3,0) доцільно зменшити коефіцієнт варіації навантаження до значень 0,2...0,1.

Під час проведення експериментальних досліджень шляхом порівняння отриманих імовірносних характеристик виявлено, що основною причиною втрати міцності силових елементів автомобіля є втомні руйнування. Руйнування силових елементів через перевищення діючих напружень межі міцності матеріалу практично не повинно бути при прийнятих початкових умовах.

Звісно, що при наявності раптових перевантажень, які обумовлені іншими причинами імовірність безвідмовної роботи елементів може бути нижчою.

Список використаних джерел

1. Пронников А.С. Надежность машин / А.С. Пронников. – М.: Машиностроение, 1978. – 234 с.
2. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: Физматгиз, 1960. – 146 с.
3. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. – М.: Физматгиз, 1969. – 365 с.
4. Кугель Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов: научное издание / Р. В. Кугель. – М.: Машиностроение, 1982. – 181 с.

ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ МАШИН

Калінін Є.І., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Вибір оптимальних значень показників надійності є задачею першочергової важливості, яка визначає напрямки та ефективність робіт з підвищення якості машин, надійність котрих характеризується безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю та збереженням. Кожна сторона надійності має ряд оцінювальних показників. Для виробів машинобудування визначальною стороною є довговічність, яка характеризується коефіцієнтом $K_{m.v.}$, чисельно рівним вірогідності того, що в даний момент часу машина працює, а не ремонтується або обслуговується. А.С. Проников відмічав, що даний коефіцієнт необхідно визначати за весь період експлуатації. Тоді він може розглядатися як достовірна величина.

Метою роботи є визначення оптимальних значень $K_{m.v.}$ на основі виявлення його зв'язків з виробничими B_v та експлуатаційними B_e витратами, а також з коефіцієнтом готовності K_g .

Коефіцієнти $K_{m.v.}$ та K_g призначаються іноді замовником без достатніх обґрунтувань, хоча їх величина залежить від таких конкретних явищ, як умови експлуатації автомобіля та режими його руху. Задача полягає в тому, щоб визначити оптимальні значення $K_{m.v.}$ і відповідні значення K_g , величини витрат та інших показників, а також побудувати таблиці для практичного використання при виборі показників надійності в залежності від виробничих витрат.

Оптимальні значення $K_{m.v.}$ можуть визначатися статистичними, експериментальними та теоретичними методами.

Аналітичний метод визначення залежностей між витратами на виготовлення деталей, не дивлячись на велику їх кількість та різну балансову вартість, є узагальненим і не потребує часу для тривалого спостереження за експлуатацією виробу. Ці ж залежності можуть бути отримані при зміні $K_{m.v.}$ від 0,1 до 1 з врахуванням різних факторів, що впливають на величину витрат.

Таким чином, при визначенні залежності $K_{m.v.}$ від витрат прийняті наступні умови: підвищити довговічність можливо шляхом здійснення нових конструктивних рішень, використання прогресивних технологій механічної обробки, використання високоміцних матеріалів та нових видів зміцнення, термообробки і складання. В результаті досліджень отримані аналітичні залежності між $K_{m.v.}$, B_v , B_e та K_g .

Оптимальні значення $K_{m.v.}$ визначаються з умови мінімізації загальних витрат на виробництво та експлуатацію за формулою:

$$K_{m.в.}^{opt} = \frac{1}{1 + \sqrt[1+n]{\frac{A}{(cn)^n}}}$$

Статистичним шляхом виявлено сім груп (за показником n) в залежності від досконалості конструкції, технології виготовлення, якості використаних матеріалів, методів зміцнення та інших виробничих факторів, а також від точності визначення ціни.

Коефіцієнт готовності K_2 чисельно дорівнює ймовірності того, що автомобіль буде працездатним в довільно вибраний момент часу в проміжках між плановими ремонтно-профілактичними заходами. Він оцінює непередбачені простої автомобіля через те, що планові ремонти та технічні обслуговування не завжди можуть бути виконані в повному обсязі та в визначені терміни.

Коефіцієнт технічного використання $K_{m.в.}$, взятий за період між плановими технічними обслуговуваннями, перетворюється в коефіцієнт готовності K_2 . Визначається він аналітично з рівняння виду $AK_2^{n+1} + C^n K_2 - C^n = 0$, на основі якого розраховані таблиці для визначення зв'язку між оптимальним значенням $K_{m.в.}$ та значеннями B_g , B_e , K_2 і B_e/B_g , що йому відповідають. Відношення B_e/B_g визначає строк служби автомобіля.

Використання таблиць передбачає знання виробничих витрат (балансову вартість), коефіцієнта готовності, який достатньо точно визначається експериментально між двома технічними обслуговуваннями або за коефіцієнтом готовності аналогічного автомобіля.

Табульований числовий матеріал дозволяє визначати в необхідних випадках зв'язок між коефіцієнтом $K_{m.в.}$ та іншими показниками, які характеризують надійність та економічні показники автомобіля.

Список використаних джерел

1. Серенсен С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович; ред. С. В. Серенсен. – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Машгиз, 1963. – 452 с.
2. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М: Машиностроение, 1977. – 232 с.
3. Дружинин Г.В. Надежность автоматизированных систем / Г.В. Дружинин. – М.: Энергия, 1987. – 336 с.
4. Пронников А.С. Надежность машин / А.С. Пронников. – М.: Машиностроение, 1978. – 234 с.
5. Кучув К.А. Системные особенности решения проблемы оценки эффективности комплексов обеспечения надежности автотранспортных средств / К.А. Кучув, Г.С. Гамидов, Н.К. Санаев / Проблемы управления качеством в машиностроении (ВНПК-1). Сб. статей Всероссийской научно-практической конференции / Махачкала, 2001. – С. 207-209.

СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ І ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ АВТОМОБІЛІВ

Концевич О.А., старший викладач

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

При необхідності підвищити надійність вузла або деталі автомобіля необхідно виконати комплекс робіт, які дозволили б цілеспрямовано вирішити поставлену задачу.

Методи підвищення надійності елементів автомобіля різноманітні за ефективністю, вартістю і часом отримання результату. Найкраще вирішення може бути знайдено лише в тому випадку, якщо проблема вивчена з усіх боків, проаналізовані можливі шляхи і методи, зважена ефективність кожного, обмежено коло можливостей в даному конкретному випадку, тобто по суті виконано системний аналіз підвищення надійності конкретної деталі автомобіля.

Процес підвищення надійності деталі складається з ряду етапів, які можуть слідувати послідовно один за одним і виконуватись паралельно або послідовно-паралельно. Назвемо кожний з етапів – станом деталі. Нижче перерахуємо стани в яких може знаходитись деталь:

1) Попередня (суто орієнтовна) інформація про необхідність проведення робіт з підвищення надійності. Вона є джерелом (початком) подальших станів деталі;

2) Уточнена інформація (у кількісному і якісному відношенні) про рівень надійності деталі та фізичної картини його руйнування;

3) Вибір методу підвищення надійності для даної деталі;

4) Вибір методу оцінки ефективності розроблених заходів з підвищення надійності;

5) Вибір засобів оцінки деталей підвищеної надійності;

6) Аналіз результатів досліджень;

7) Впровадження у виробництво.

Перераховані вище стани деталі характеризують заключні етапи в які деталь потрапляє після проведення комплексу робіт. Вони можуть проводитись послідовно, паралельно або послідовно-паралельно.

Список використаних джерел

1. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович [и др.]; под ред. В. Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
2. Шишмарев В.Ю. Надежность технических систем: Учеб. для вузов / В.Ю. Шишмарев. – М.: Академия, 2010. – 304 с.
3. Пронников А.С. Надежность машин / А.С. Пронников. – М.: Машиностроение, 1978. – 234 с.

СИСТЕМА СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ЯК ЕЛЕМЕНТ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

Кухтов В.Г., д.т.н., професор

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Найчастіше ефективним способом реалізації системи стендових випробувань є створення універсальних стендів для окремих натурних деталей або агрегатів автомобіля, якщо вони являють собою блоки з мінімальною кількістю вхідних впливів, навіть при складному законі навантаження. Наприклад, в деяких конструкціях, як показує досвід, доцільніше випробувувати коробку передач на стенді з керованим навантажувальним пристроєм, що реалізує складний закон навантаження, ніж окремих елемент – пару шестерень, що не дозволяє повністю врахувати взаємний вплив інших елементів (перекіс валів, втрата несучої здатності шестерень іншого ряду і т.п.).

Одним з центральних питань випробувань на надійність об'єктів з великим ресурсом є вибір таких режимів випробувань, щоб в якомога коротший термін отримати інформацію про відмову. При цьому фізична картина відмови повинна відповідати тій, яка має місце в типових умовах експлуатації. Ці принципи справедливі як для експлуатаційних, так і для стендових випробувань. Випробування, при яких відмова настає швидше, ніж в умовах нормальної експлуатації, називають прискореними.

Доцільно, виходячи з цілей, поділяти прискорені випробування на дві групи: посилені по навантаженню і ущільнені за часом.

Перший вид прискорених випробувань передбачає навантаження (зусилля, абразивне середовище, швидкості ковзання і т.п.), які збільшені в порівнянні з тими, що зустрічаються в типових умовах експлуатації. В цьому випадку час випробувань істотно скорочується. Однак завжди є небезпека «перефорсування» режиму, коли фізична картина відмови не буде відповідати експлуатаційній. Ця обставина часто обмежує використання посиленних випробувань в практиці оцінки надійності.

Другий вид прискорених випробувань передбачає скорочення часу до відмови за рахунок зменшення часу простоїв, збільшення частоти експлуатаційного навантаження в допустимих межах, зневаги малозначними, з позиції зниження ресурсу, режимами і т.п. Іншими словами, безперервно відтворюються лише ті режими, які наносять пошкодження об'єкту дослідження.

Доцільність цього виду випробувань полягає в тому, що не потрібно доводити подібність режимів експлуатаційним. Фізична картина відмови тут автоматично забезпечується. Однак, на жаль, скорочення часу при таких випробуваннях, за рідкісним винятком, вдається отримати істотним в

порівнянні з рядовими експлуатаційними випробуваннями.

Ефективність ущільнених за часом випробувань можна підвищити, якщо використовувати так звані граничні випробування.

Граничними випробуваннями називають такі випробування, при яких всі фактори (або їх частину), що знижують ресурс випробуваного об'єкта, відтворюються при випробуваннях в несприятливих, але можливих, поєднаннях. При цьому обов'язкова умова таких випробувань полягає в тому, щоб рівень жодного з факторів не перевищував можливого його значення в типових умовах експлуатації автомобіля, як на початку, так і в процесі його використання. Під факторами, що знижують ресурс, можуть розглядатися можливі несприятливі, але допустимі режими експлуатації, обслуговування, ремонту, а також відхилення якості збірки, виготовлення і ремонту не тільки для базової моделі, але і для її модифікації.

Однак такі випробування будуть мати практичний сенс, якщо буде визначена ймовірність (як правило, мала) появи в експлуатації одержуваного при випробуваннях ресурсу і буде виявлена можливість за результатами граничних випробувань визначити (розрахувати) очікуваний гамма-процентний або середній ресурс автомобіля в експлуатації (з урахуванням груп складності).

Провівши граничні випробування, можна встановити, як впливають відхилення кожного фактору на довговічність деталі, вузла або агрегату автомобіля. За допомогою граничних випробувань можна вирішувати і зворотну задачу – встановити, в яких допустимих межах можуть лежати чинники, щоб була забезпечена необхідна довговічність елемента автомобіля. Тут цілком можлива така ситуація, коли деякі жорсткі обмеження, що пред'являються до конструкції при її виготовленні та експлуатації, можуть бути послаблені, а, навпаки, інші вимоги – посилені. В результаті визначаються чинники, які слід контролювати, наприклад, при виготовленні автомобіля. При цьому буде достовірно встановлено, що якщо контрольовані параметри лежать в заданих межах, то в заданих же межах лежить довговічність елемента автомобіля.

В якості контрольованих параметрів, природно, повинні бути обрані такі, які легко в умовах масового виробництва виміряти, не використовуючи випробування. Це такі параметри, як розміри, якість і твердість поверхні та ін. Безумовно, не можна розраховувати, що тільки контролем таких досить простих факторів можна забезпечити довговічність складного виробу. Проте, деякі прості чинники можна контролювати на всіх випущених елементах (суцільний контроль), а інші, більш складні – вибірково (вибірковий контроль).

Список використаних джерел

1. Пронников А.С. Надежность машин / А.С. Пронников. – М.: Машиностроение, 1978. – 234 с.
2. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович [и др.]; под ред. В. Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
3. Шишмарев В.Ю. Надежность технических систем: Учеб. для вузов / В.Ю. Шишмарев. – М.: Академия, 2010. – 304 с.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ СЕРІЙНИХ АВТОМОБІЛІВ

Романченко В.М., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Надійність автомобілів, які випускаються серійно, є важливим показником, який в значній мірі визначає економічну ефективність їх використання. Для забезпечення надійності витрачаються значні зусилля великих колективів конструкторів, виробників та експлуатаційників. Проте, інколи за показниками надійності техніка не задовольняє необхідним вимогам.

Довгий час, перед впровадженням у серійне виробництво, виконується конструкторське доведення автомобіля, а після нього – випробування, які досить часто теж мають серійний характер, але, тим не менш, після впровадження в виробництво підприємства-виробники досить часто доробляють конструкцію, а експлуатація несе збиток через простой. З часом загальними зусиллями надійність автомобіля підвищується, причому у деяких випадках досить суттєво – показники надійності (наробіток на відмову, ресурс окремих деталей та інше) збільшуються в 2...3 рази і більше.

Виникає природне запитання: чи не можна було ще на етапі проектування і доведення автомобіля забезпечити таку надійність його елементів, щоб при впровадженні в серійне виробництво не потрібні були б взагалі або потрібні, но мінімальні доопрацювання, пов'язані лише з особливостями серійного виробництва?

Нам видається, що можна. Однак при цьому слід дотримуватися наступних принципів. При конструюванні кожної деталі необхідно виконати її розрахунок на міцність і довговічність по наближеним значенням навантажень. Після виготовлення перших зразків шляхом вимірювань визначити максимальні можливі навантаження, що діють на кожну деталь, і уточнити розрахунки на міцність і довговічність. Випробування на міцність і довговічність проводити в найбільш важких, але можливих, умовах при найгіршому, але можливому, поєднанні виробничих і експлуатаційних факторів, тобто отримувати результати для найгіршого випадку, що одночасно забезпечує і найбільш швидко оцінку надійності. Такі випробування називають граничними. За результатами граничних випробувань внести зміни в конструкцію і оцінити надійність машини в нормальних умовах експлуатації при найбільш вірогідному поєднанні виробничих і експлуатаційних факторів.

Для обґрунтування перерахованих принципів і шляхів їх використання розглянемо, як забезпечується надійність автомобіля при підготовці його до серійного виробництва.

На стадії технічного і робочого проектів виконуються розрахунки силових елементів на міцність. При цьому не всі деталі розраховуються, а лише ті, які

традиційно віднесені до силових, причому ведеться, як правило, розрахунок на міцність, а не розрахунок на довговічність (розрахунок на заданий ресурс), інші ж деталі конструюються по «методу аналогії». В такій ситуації те, що ряд деталей після виготовлення виявляється достатньої довговічності, швидше явище випадкове, а не закономірне. Отже, вже на першому етапі, як бачимо, не реалізується основне завдання – забезпечити (хоча б в розрахунках) заданий ресурс кожної деталі машини.

На стадії випробувань дослідних зразків виявляється довговічність кожної деталі і при її невідповідності заданим нормам проводиться доробка конструкції. При цьому, як правило, допускаються дві помилки: по-перше, через малість часу випробувань, кількості дослідних зразків і обмеженого набору варіантів умов експлуатації не виявляються всі «слабкі» місця; по-друге, не виконується повне докладне вивчення, за допомогою відомих методів вимірювань напруженого стану, всіх основних деталей машини, що не дозволяє на цій стадії уточнити очікувану розрахункову довговічність її елементів.

Така «методика» не виключає, при збільшенні обсягу випуску автомобілів і розширенні умов експлуатації, появи все нових «слабких» місць.

Отже, для забезпечення заданої надійності необхідно: на стадії проектування по наближеним значенням навантажень і з залученням даних про попередників розрахувати всі силові елементи автомобіля; на стадії дослідних зразків уточнити, шляхом вимірювань, навантаження, що діють в різних умовах експлуатації; вивчити можливі відхилення при майбутньому виготовленні машини, орієнтуючись на їх величини, які передбачені технічною документацією; провести, поряд з випробуваннями в нормальних умовах, прискорені стендові та експлуатаційні випробування невеликого числа автомобілів «найгіршого» поєднання можливих відхилень при виготовленні та експлуатації і з їх допомогою оцінити очікувану довговічність в різних ситуаціях.

При уявній простоті реалізація запропонованої методики, дослідне доведення машин представляє значні труднощі і вимагає серйозної організаційної та інженерної підготовленості.

Список використаних джерел

1. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М: Машиностроение, 1977. – 232 с.
2. Пронников А.С. Надежность машин / А.С. Пронников. – М.: Машиностроение, 1978. – 234 с.
3. Дружинин Г.В. Надежность автоматизированных систем / Г.В. Дружинин. – М.: Энергия, 1987. – 336 с.
4. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович [и др.] ; под ред. В. Я. Аниловича. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
5. Михлин В. М. Прогнозирование технического состояния машин / В. М. Михлин. – М. : Колос, 1976. – 288 с.

ОЦІНКА РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ АВТОМОБІЛІВ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ

Савченко В.Б., к.т.н., доцент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Зниження витрат на проведення технічного обслуговування і ремонту (ремонтпридатність) може бути здійснено за рахунок поліпшення пристосованості автомобілів до проведення зазначених робіт ще на стадії їх проектування.

Аналіз ремонтпридатності, як властивості виробу, показує, що воно може бути охарактеризовано низкою факторів, основні з яких наступні: блочність, раціональна розчленованість і розташування складальних одиниць; доступність; кратність технічного обслуговування; контролепридатність; конструктивна спадкоємність; легкознімність; пристосованість до виконання регульовально-доводочних робіт. З урахуванням зазначених чинників представимо узагальнений оціночний показник ремонтпридатності автомобіля у вигляді лінійної функції окремих факторів з урахуванням частки кожного з них:

$$K_p = \sum_{i=1}^n \alpha_i K_i,$$

де α_i – коефіцієнти регресії (вагові коефіцієнти); K_i – коефіцієнти, що характеризують фактори ремонтпридатності; $K_{1,0}$ – коефіцієнт блочності; $K_{2,0}$ – коефіцієнт взаємозамінності і т.д., відповідно до порядку чинників, наведених вище.

Для знаходження значень вагових коефіцієнтів α_i була проведена оцінка значимості перерахованих вище факторів. В результаті статистичної обробки було встановлено, що найбільший ваговий коефіцієнт має фактор взаємозамінності ($\alpha_2 = 0,170$), потім по значимості йде фактор доступності ($\alpha_3 = 0,150$), після цього – блочності ($\alpha_1 = 0,140$) і т.д.

З урахуванням знайдених вагових коефіцієнтів, рівняння регресії для узагальненого коефіцієнта ремонтпридатності приймає наступний вигляд:

$$K_p = 0,140K_{1,0} + 0,170K_{2,0} + 0,150K_{3,0} + 0,120K_{4,0} + 0,110K_{5,0} + 0,100K_{6,0} + \\ + 0,110K_{7,0} + 0,100K_{8,0}$$

Список використаних джерел

1. Анилович В.Я. Прогнозирование надежности тракторов / В. Я. Анилович [и др.] ; под ред. В. Я. Аниловича. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
2. Лаптев С.А. Комплексная система испытаний автомобилей: формирование, развитие, стандартизация / С. А. Лаптев. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 312 с.

ПРО МЕТОДИКУ ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОСТУПОВИХ ВІДМОВ ПРИ ДІАГНОСТУВАННІ

Свіргун О.А., к.т.н., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)

В задачу технічної діагностики входять як оцінка працездатності технічної системи (елементу), так і прогноз її зміни з часом експлуатації. Мета прогнозування – виявити елементи, в яких «назрівають» відмови та за передісторією визначити майбутній стан системи (елементу).

Розглянемо метод статистичного прогнозування меж інтервалу для значень параметрів поступових відмов.

Процес зміни параметру при цьому трактується як випадковий процес, статистичні дані про який задані для дискретних моментів часу t_i ($i=1, 2, 3, \dots$).

В цьому випадку дуже зручно представити випадкову функцію, яка характеризує процес, у вигляді n -вимірного випадкового вектору X з складовими $x_1(t_1), x_2(t_2), \dots, x_n(t_n)$. При цьому вектор X буде точно визначати випадковий процес в моменти часу t_1, t_2, \dots, t_n .

Цей вектор перетворимо до векторів $U^{(m)}$, складові яких взаємно некорельовані та є лінійними комбінаціями деяких функцій від компонентів вектору X :

$$\begin{cases} Y_1^{(m)}(x_1, x_2, \dots, x_{m-1}) = u_1^{(m)}; \\ Y_2^{(m)}(x_2, \dots, x_{m-1}) = \alpha_{21}^{(m)} u_1^{(m)} + u_2^{(m)}; \\ \dots \\ Y_{kn}^{(m)}(x_1, x_2, \dots, x_{m-1}) = \alpha_{kn1}^{(m)} u_1^{(m)} + \alpha_{kn2}^{(m)} u_2^{(m)} + \dots + \alpha_{knkm-1}^{(m)} u_{kn-1}^{(m)} + u_{kn}^{(m)} \end{cases}$$

Перетворення випадкового вектору будемо називати розкладанням вектору по некорельованим функціям його компонентів. Окремим випадком даного розкладання є відоме перетворення випадкового вектору до вектору з некорельованими складовими. Можна показати, що, якщо коефіцієнти $\alpha_{\nu\mu}^{(m)}$ визначаються за певними формулами, то дисперсії величин u_m , що розглядаються як функції величин $\alpha_{\nu\mu}^{(m)}$ задовольняють умовам:

$$M[u_m^2] = \min; m = 2, 3, \dots, n.$$

Список використаних джерел

1. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: Физматгиз, 1960. – 146 с.
2. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. – М.: Физматгиз, 1969. – 365 с.

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПРЕЦИЗІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ГІДРОЗПОДІЛЬНИКІВ ВІДНОВЛЕННЯМ НАНОКОМПОЗИТНИМИ ХІМІЧНИМИ ПОКРИТТЯМИ

Сиром'ятніков П.С., доцент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Встановлено, що на надійність автотракторної техніки дуже впливає технічний стан гідравлічної апаратури. Ресурсозначими деталями в гідросистемі є золотники розподільників, від їхньої нормальної роботи в значній мірі залежить довговічність гідророзподільника та машини в цілому.

Ціль роботи – збільшення міжремонтного ресурсу гідравлічних розподільників шляхом розробки й застосування технологічного процесу відновлення й зміцнення пасків золотника ультра- і нанокompозитним хімічним нікелюванням [1].

В процесі експлуатації сільськогосподарських машин від 30 до 50 % усіх відмов припадає на гідравлічну систему за рахунок зношування прецизійних деталей, в більшості золотників. Основна причина абразивного зношування - попадання в масло механічних часток [2,3].

Відновлення працездатності й підвищення міжремонтного ресурсу деталей машин і окремих механізмів - найважливіше завдання ремонтного виробництва [4,5].

Для відновлення працездатності золотників найбільш перспективними є способи, які дозволять мінімізувати послідуочу механічну обробку й створити на поверхні деталі покриття з необхідними фізико-механічними властивостями. Нанесення відновлюючого шару на зношену поверхню золотника повинно проходити при низьких температурах з метою виключення його жолоблення. До цих способів відновлення, у першу чергу, можна віднести гальванічні й хімічні.

Однак при всіх перевагах гальванічні способи відновлення мають такі недоліки, як виникнення дендридів на крайках деталей, недостатньо висока мікротвердість і зносостійкість покриттів і ін. В останні роки успішно розвивається технологія осадження композиційних хімічних покриттів (КХП) на відновлюючі поверхні. Практичну цінність представляє композиційне хімічне нікелювання, тому що із усіх хімічних покриттів нікелеве має найбільш високу мікротвердість, зносо- і корозійну стійкість.

КХП представляє собою хімічно розподілену матрицю із заданим розподілом у ній різних порошкоподібних матеріалів. Поліпшення фізико-механічних властивостей КХП дозволяє суттєво підвищити ресурс золотників. Крім того, не потрібні витрати на дороге устаткування, тому що

при нанесенні наноконпозиційного покриття на основі нікелю можна використовувати устаткування гальванічних цехів, оскільки процес практично не відрізняється від стандартного процесу хімічного нікелювання.

У зв'язку з викладеним, актуальним завданням є розробка технології відновлення й зміцнення золотників композиційним хімічним покриттям на основі нікелю.

Найбільш перспективні для відновлення працездатності золотників - КХП на основі нікелю. При нанесенні таких покриттів відсутній термічний вплив на деталь, що унеможливорює їх жолоблення.

Список використаних джерел

1. Щербаков Н. И. Формирование структуры ультратонких пленок на основе никеля / Н. И. Щербаков. М. : Наука, 2003. – 125 с.
2. Надточій В.І., Сиромятніков П.С. Удосконалення технології ремонту гідророзподільників сільськогосподарських машин відновленням і зміцненням деталей електроіскровим методом. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції «Інноваційні розробки студентів та молодих учених в галузі технічного сервісу машин». - Харків: ХНТУСГ. 2014.- С.69
3. Практикум з ремонту машин. Технологія ремонту машин, обладнання та їх складових частин. Том 2/ Сідашенко О.І., Тіхонов О.В., Скобло Т.С., Мартиненко О.Д., Гончаренко О.О., Сайчук О.В., Аветісян В.К., Автухов А.К., Рибалко І.М., Сиромятніков П.С., Бантковський В.А., Маніло В.Л./За ред. 0.1. Сідашенко, О.В. Тіхонова. Навчальний посібник.- Харків: ТОВ «Прам-Арт», 2018-491 с.
4. Сиромятніков П.С. До питання підвищення надійності та довговічності розподільчих пристроїв гідросистем сільськогосподарських машин і тракторів. Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС - 2017): матеріали тез доповідей VII міжнародна науково-практична конференція (м. Чернігів, 24-27 квіт. 2017 р.): у 2-х т. /Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: Єрошенко Андрій Михайлович [та ін.]. - Чернігів: ЧИТУ, 2017. - т.1, С. 199-200
5. Сумець О.М. Класифікація деталей вузлів і агрегатів автотранспортних засобів / О.М. Сумець, П.С. Сиромятніков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - Випуск 110 «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві». - Х. : ХНТУСГ, 2011. - С. 181-186.

УДК 621.019

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАНЬ З ВРАХУВАННЯМ ІНФОРМАЦІЇ ПРО ПОПЕРЕДНИКА

Юр'єва Г.П., аспірант

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка)*

Задача прогнозування надійності у сформульованій трактові виникає на стадії виготовлення малої кількості дослідних зразків, коли впроваджуються будь-які заходи на базовій деталі автомобіля. При цьому базова деталь слугує попередником новій дослідній конструкції і надійність її відома з достатньою мірою точності.

Крім того, є розроблена математична модель, що дозволяє на стадії проектування, використовуючи розрахункові методи, оцінити попередню апріорну надійність експериментального варіанту. В основу однієї з різновидів математичної моделі надійності покладено введення інваріантного розрахункового випадкового параметру. Інваріантний розрахунковий випадковий параметр вводиться в математичну модель довговічності деталі і не залежить від інших параметрів, що визначають довговічність і входять у модель. Передбачається, що випадковість довговічності виробу-попередника обумовлена тільки випадковістю інваріантного розрахункового параметру і що його розподіл залишається незмінним при переході до розрахунку довговічності нового варіанту. В якості інваріантного розрахункового випадкового параметру приймають як правило коефіцієнт варіації фактору, який найбільш суттєво впливає на надійність деталі.

Виконана на базі попередника розрахункова оцінка надійності експериментального нового варіанту деталі є наближеною і потребує уточнення, яке може бути проведено шляхом залучення додаткової інформації, яка отримана за результатами вимірювань та випробувань малої партії нових експериментальних деталей.

Об'єднання попередньої апріорної розрахункової та додаткової інформації з метою уточнення показників надійності може бути проведено з використанням теореми Байєса.

Список використаних джерел

1. Кугель Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов: научное издание / Р. В. Кугель. – М.: Машиностроение, 1982. – 181 с.
2. Пронников А.С. Надежность машин / А.С. Пронников. – М.: Машиностроение, 1978. – 234 с.
3. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. – М.: Физматгиз, 1969. – 365 с.

