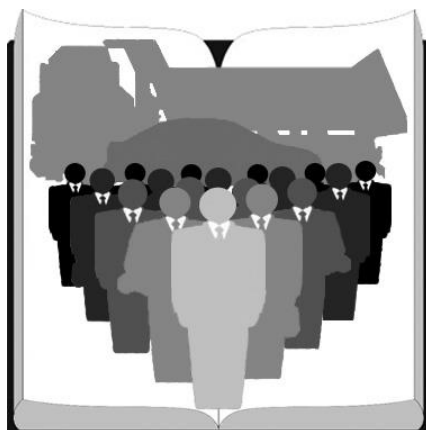


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

*До 80 річчя з дня народження професора, заступника завідувача
кафедри ТМ і РМ
Савченкова Бориса Васильовича*

ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ
IV ВСЕУКРАЇНСЬКОГО НАУКОВО-
ПРАКТИЧНОГО ОНЛАЙН-СЕМІНАРУ
«ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ
МАШИНОБУДІВНИХ ТА РЕМОНТНИХ
ПІДПРИЄМСТВ»

29 травня 2025 р., м. Харків



Харків, 2025

**ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ
IV ВСЕУКРАЇНСЬКОГО НАУКОВО-ПРАКТИЧНОГО
СЕМІНАРУ «ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ
МАШИНОБУДІВНИХ ТА РЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ»**

29 травня 2025 р., м. Харків

Богомолов Віктор Олександрович – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету семінару;

Дмитрієв Ілля Андрійович – проректор ХНАДУ з наукової роботи, д.е.н., професор, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету семінару;

Леонтьєв Дмитро Миколайович – декан автомобільного факультету ХНАДУ, д.т.н., професор, заступник голови організаційного комітету семінару;

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

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

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

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

Клець Дмитро Михайлович – Старший менеджер проекту – Реформа дорожньої галузі, Команда підтримки реформ Міністерства розвитку громад, територій та інфраструктури України, д.т.н., професор;

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

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

СЕКРЕТАРІАТ СЕМІНАРУ

Абрамов Дмитрій Володимирович – відповідальний секретар семінару, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор;

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

Шейн Віталій Сергійович – відповідальний секретар семінару, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, к.т.н., доцент.

Контактна інформація:

Дубінін Євген Олександрович – професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор; тел. 0972239199; e-mail: dubinin-rmn@ukr.net.

Педагог – по життю, Наставник – за покликанням...

Цього року Борису Васильовичу Савченкову виповнилося б 80 років...

Людина “з Великої Літери”, видатний педагог, талановитий науковець, мудрий наставник нашої кафедри протягом багатьох років – Борис Васильович, залишив після себе не лише десятки наукових праць, а й сотні вдячних учнів, колег, молодих науковців. Його життя – приклад порядності та відданого служіння науці, освіті та рідній кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ.

У 1972 році Борис Васильович закінчив Український заочний політехнічний інститут за спеціальністю “Обладнання і технологія зварювального виробництва”. Після закінчення аспірантури і захисту дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук у 1981 році більшу частину трудової діяльності професор Савченков Б.В. присвятив Харківському національному автомобільно-дорожньому університету. Вчене звання доцента кафедри технології машинобудування і ремонту машин йому було присвоєно у 1986 році, професора кафедри технології машинобудування і ремонту машин – у 2012 році.

Науковий напрямок його діяльності був пов’язаний з тематикою наукових досліджень кафедри і факультету. Ним опубліковано понад 60 наукових праць, монографія, отримано три авторських свідоцтва на винахід. Під його науковим керівництвом захищено три дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Багато років Савченков Б.В. виконував обов’язки заступника завідувача кафедри, був членом вченої ради факультету та членом методичної ради університету. У 2000 році проф. Савченков Б.В. рішенням колегії Міністерства транспорту України був нагороджений знаком “Почесний працівник транспорту України”, а у 2002 році за багаторічну сумлінну працю, особистий внесок у справу підготовки висококваліфікованих спеціалістів, плідну науково-педагогічну діяльність – Почесною Грамотою Міністерства освіти і науки України.

Майже кожний робочий день на нашій кафедрі розпочинався зі спілкування з Борисом Васильовичем, який завжди приходив на допомогу у питаннях організації якісного навчального процесу. Його енергії вистачало на все: на наукові дослідження, на викладання з іскрою, на мудре наставництво для молоді. Ми пам’ятаємо його не лише як науковця, а як Людину, яка творила атмосферу добра, гідності та взаємоповаги. Його поради – живуть у наших рішеннях. Його шлях – дороговказ для молодих поколінь.

Справжній Учитель. Справжній Інтелігент. Справжній Патріот ХНАДУ. Світла пам’ять про нього живе в серцях колег колективу кафедри ТМ і РМ, де він працював до останнього подиху, та його учнів. Його ім’я назавжди вписане в історію університету!

Зміст

<i>Подригало М.А., Абрамов Д.В., Нікорчук А.І., Шевченко І.Ю., Байцур М.В., Гребеник О.М., Бобров І.О.</i> Підхід до вивчення динаміки рухомих машин на основі моделі багатокомпонентного складного руху	8
<i>Леонтьєв Д.М., Лиходій О.С., Малий В.М.</i> Особливості вирішення задачі повороту керованих коліс вантажних автомобілів	10
<i>Абрамов Д.В., Солдатенко І.О., Хижняк К.С.</i> Методика проведення експериментального дослідження динамічних характеристик безпілотного колісного візка, обладнаного сніговідвалом	14
<i>Полянський О.С., Стрельнік Р. І.</i> Візуальний контроль дефектів деталей при надходженні в ремонт	18
<i>Дубінін Є.О., Литвин В.А., Аксютін Д.С.</i> Сучасні підходи до оцінювання експлуатаційних якостей та сертифікації колісних машин після ремонтів з модернізацією	22
<i>М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, І. В. Грицук, С. А. Горєлишев, А. І. Нікорчук, Д. М. Клец, С. А. Соколовський, І. Ю. Шевченко, М. П. Холодов, Д. С. Баулін</i> Дослідження ефективності використання безпілотних транспортних колон	24
<i>Пушкаренко О.Ю., Артьомов М.П.</i> Керування економічністю дизеля при відключенні циліндрів	27
<i>Рогозін І.В., Масєв Г.Г.</i> Забезпечення ремонту багатовісних колісних шасі озброєння та військової техніки у польових умовах	29
<i>Кухаренко В.М.</i> Створення рамки компетентностей спеціальності з використанням ІІІ	31
<i>Подригало М.А., Подригало Н.М., Аврунін Г.А.</i> Вібростійкість моторно-трансмісійної установки колісних тракторів класу 6 кН	35
<i>Ільченко А.В.</i> Перевірка адекватності методу розрахунку показників паливної економічності автомобілів контролем розсіювання витрат бензинів з домішками біоетанолу	41
<i>Нікорчук А.І.</i> Аналіз впливу колон безпілотних транспортних засобів на збільшення пропускної здатності автомобільних доріг	42
<i>Подригало М.А., Закапко О.Г., Біша В.М.</i> Вдосконалення механізму керування поворотом переднього мосту тракторного самохідного шасі	43
<i>Леоненко О.М., Стояновський Д.А.</i> Шляхи удосконалення організації виробничої діяльності техніко-експлуатаційної частини автомобільної техніки	54

Полянський О.С., Дідюк Н.О. Використання методів математичної статистики при викладанні фізичної культури у ЗВО	57
Аврунін Г.А., Мороз І.І. Підвищення надійності технологічного обладнання бурильно-кранових машин	59
Артьомов М.П., Ген І.О. Забезпечення безпеки експлуатації транспортних засобів шляхом контролю технічного стану рульового керування	61
Подригало М.А., Клец Д.М., Кашканов В.А., Рябушко І.А., Біша В.М. Використання задніх напрямних коліс для підвищення стабільності показників маневреності автомобілів	64
Полянський О.С., Бураков І.А. Фактори точності технологічного процесу механічної обробки деталей	68
Подригало М.А., Нікорчук А.І. Комплексна оцінка прохідності автомобілів та наземних автономних платформ	71
Лебедєв А.Т., Шуляк М.Л. Визначення максимального тягового ККД трактора у складі ґрунтообробного агрегату	74
Подригало М.А., Бобров І.О. Використання методу парціальних прискорень для більш коректного проведення динамічного аналізу машин	77
Коробко А.І., Семенов І.В. Функціональна адаптація зерновоза при нестабільній масі зерна, що перевозиться	80
Родюков А.О., Хаврун Д.І. Підвищення надійності роботи автомобільних шасі озброєння	82
Подригало М.А., Полянський О.С., Краснокутський М.В. Раціональне управління синергетичним автомобілем	83
Коробко А.І., Семенов І.В. Адаптація повнопривідних колісних транспортно-тягових машин до природно-кліматичних умов: конструктивно-експлуатаційні рішення та шляхи підвищення ефективності	86
Шуляк М.Л. Керування робочими процесами та рухом автомобіля електронними, бортовими системами	88
Дідюк Н.О., Сливка Т.О. Популяризація фізичного виховання здобувачів за умов дистанційного навчання	90
Костюк С.Ю. Альтернативні види палива для автомобільного транспорту: досвід Японії	91
Колєсник І.В., Дротов Д.В. Аналіз способів визначення коефіцієнта опору відведення шин опорних котків	93
Лемішко Д.С. Вплив нерівномірної жорсткості шин на коливання автомобіля	95
Костюк С.Ю. Інтелектуальні транспортні системи (ITS)	97

Колєсник І.В., Волошин Н.М. Існуюча методика вибору сучасної бази колісної машини	98
Коряк О.О. Рівняння руху шарніра нерівних кутових швидкостей	100
Молодан А.О., Артьомов М.П., Пушкаренко О.Ю. Оцінювання ефективності та техніко-економічних показників двигунів внутрішнього згоряння в режимах із відключенням циліндрів	103
Леонтьєв Д.М., Сінельник Д.Б. Щодо впливу розподілу вантажу на зміщення координат центру тяжіння в причепі з центральними осями	105
Костюк С.Ю. Оптимізація паливної ефективності автомобільного транспорту шляхом регулювання швидкісного режиму	108
Волошина М.О., Дудукалов Ю.В. Іноваційне формування виробничо-транспортних систем для модернізації та ремонту технологічного обладнання	112
Подригало М.А., Шеїн В.С. Метод парціальних прискорень у побудові розмірних рядів мобільних машин	115
Молодан А.О., Соколовський О.В., Бєлов Д.О. Оцінювання надійності та функціональної стабільності колісних машин при відключенні частини циліндрів двигуна	118
Рибалко І.В., Антонов М.О. Статистичні методи в управлінні якістю	120
Дудукалов Ю.В., Воронков С.В., Литовка Д.Є. Забезпечення якості бездефектного FDM-друку виробів складної геометричної форми	124

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Абрамов Дмитрій Володимирович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, varan_mail@ukr.net

Нікорчук Андрій Іванович, канд. техн. наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, nikorchuk@ukr.net

Шевченко Інна Юріївна, д-р економ. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Shevchenko.khnadu@gmail.com

Байцур Максим Вячеславович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, maksim3103@gmail.com

Гребеник Олександр Миколайович, канд. техн. наук, с.н.с, Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, grom_75@ukr.net

Бобров Ілля Олексійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПІДХІД ДО ВИВЧЕННЯ ДИНАМІКИ РУХОМИХ МАШИН НА ОСНОВІ МОДЕЛІ БАГАТОКОМПОНЕНТНОГО СКЛАДНОГО РУХУ

Пропонується застосовувати модель багатокompонентного складного руху, що дозволяє здійснювати контроль стійкості та керованості безпілотних мобільних машин, енергетичних втрат при їх усталеному русі, здійснювати управління рухом колони таких машин а також здійснювати теоретичне дослідження руху колеса машини при різних режимах його навантаження. Вперше динамічна модель багатокompонентного складного руху була запропонована в роботі [1] для дослідження руху групи безпілотних машин, де розглянуто такі випадки: синхронізація руху тракторного поїзда змінної маси та збирального комбайна; синхронізації руху автомобілів, що входять до організованої автомобільної колони.

Рух рухомої системи координат щодо нерухомої отримав назву переносного руху а траєкторія та параметри цього руху названі траєкторією та параметрами переносного руху [1]. До параметрів переносного руху відносяться переміщення, швидкості та прискорення контрольних точок рухомої системи координат щодо нерухомої.

Відносним рухом точки чи твердого тіла є рух, що розглядається щодо рухомої системи координат [1]. Щодо рухомої системи координат розглядається і траєкторія, переміщення, швидкість та прискорення відносного руху точки чи твердого тіла. Параметри відносного руху отримали назву відносного переміщення швидкості та прискорення.

З використанням моделі багатокompонентного складного руху запропоновано показники контролю управління в якості яких використовуються вектори відносних лінійних та кутових прискорень, що дозволяють проводити контроль стійкості та керованості як одиночних безпілотних мобільних машин, так і їх груп.

Для забезпечення точності руху групи безпілотних мобільних машин запропоновано їх розглядати як механізм з великою кількістю ступенів рухливості та не жорсткими кінематичними парами, що допускають певні відносні зміщення ланок. Зв'язки, які існують між зазначеними кінематичними парами, автори статті назвали телекомунікативними або інформаційними.

З метою визначення впливу амплітуди і частоти коливань крутильного моменту, обумовлених організацією робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння, на кінематичні параметри ведучого колеса автомобіля розроблено Загальний підхід до розв'язання задачі дослідження динаміки ведучого колеса автомобіля шляхом використання моделі багатокомпонентного складного руху.

Рух еластичного колеса без ковзання (в плямі контакту колеса з дорогою присутнє тільки пружне ковзання) розглянуто як складний. Кутова швидкість переносного руху визначалася як відношення лінійної швидкості осі колеса до динамічного радіусу колеса. Кутова швидкість відносного руху колеса визначалася додатковою кутовою швидкістю ободу колеса, обумовленою швидкістю окружної деформації периферійної частини шини. При русі еластичного колеса автомобіля з ковзанням враховано, що кутова швидкість відносного руху включає два компоненти – компоненту кутової швидкості відносного руху, що враховує ковзання в плямі контакту, та компоненту кутової швидкості відносного руху, що враховує кутову податливість шини. Використання моделі багатокомпонентного складного руху дозволяє досліджувати динаміку еластичного ведучого колеса при наявності пробуксовування колеса та його кутової деформації. Аналогічним чином модель багатокомпонентного складного руху може бути використана при дослідженні функціональної стабільності і енергетичної економічності автомобіля в процесі визначення впливу нерівномірності тягової сили, обумовленої організацією робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння, на додаткові втрати енергії при усталеному русі автомобіля.

Таким чином, застосування моделі багатокомпонентного складного руху дозволяє вирішити багато завдань динамічного аналізу мобільних машин. Її використання дозволяє визначити додаткові витрати енергії двигуна при просторовому усталеному русі автомобіля. Застосування моделі багатокомпонентного складного руху дозволяє підвищити керованості безпілотних машин. Запропоновані показники точності управління в якості яких використовуються вектори відносних лінійних та кутових прискорень, дозволяють проводити контроль керованості як одиночних безпілотних машин, так і їх груп. Використання моделі багатокомпонентного складного руху дозволяє досліджувати динаміку еластичного ведучого колеса при наявності пробуксовування колеса та його кутової деформації.

Перелік посилань

1. Lebedev A., Artiymov N., Shuliak M., Podrigalo M., Abramov D., Klets D., Kaidalov R. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement. Автомобільний транспорт, Збірник наукових праць. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2015. Вип. 36. С. 60-66

Леонтьєв Дмитро Миколайович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, leontiev@khadi.kharkov.ua

Лиходій Олександр Сергійович, к.т.н., доцент, Український державний університет науки і технологій, ННІ Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, lykhodii.oleksandr@pdaba.edu.ua

Малий Віктор Миколайович, здобувач кафедри автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, v.m.malyi@ust.edu.ua

ОСОБЛИВОСТІ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ ПОВОРОТУ КЕРОВАНИХ КОЛІС ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Проблема забезпечення правильної кінематики повороту коліс у вантажних автомобілях є критичною для їх маневреності, стійкості руху та довговічності шин. При повороті всі колеса мають рухатися по різних траєкторіях з єдиним центром повороту (принцип Акермана), щоб уникнути зайвих сил у точках контакту шин з дорогою та деталях рульового керування (РК). Елементи приводу РК забезпечують цю геометричну умову наближено. Звичайні конструкції рулевих трапецій лише приблизно реалізують умову Акермана. Підвищення точності зазвичай вимагає оптимізації параметрів конструкції [1-7]. Для вантажних автомобілів проблема ускладнюється тим, що для них застосовується нерозрізна трапеція [6-14]. Особливість приводу керованих коліс в таких автомобілях полягає у тому, що передаточне число самого приводу є несиметричним з кутом повороту внутрішнього колеса. Це виникає з тієї причини, що привод здійснюється на ліве колесо через поздовжню рульову тягу, а потім – на праве колесо поперечною рульовою тягою. Тому, якщо повертати вал сошки на однакові кути при поворотах праворуч та ліворуч, то колеса будуть повертати на різні кути. Це призводить до певної незручності як у кінематичному, так і силовому плані дії на кермо. Таким чином, асиметрія кінематики повороту у вантажних автомобілях є серйозною проблемою, яку слід вирішувати шляхом раціоналізації (оптимізації) параметрів рульового приводу.

У науковій літературі приділено увагу оптимізації рулевих трапецій вантажних транспортних засобів. Зокрема, ряд робіт зосереджено на алгоритмах оптимального підбору геометричних параметрів. Так, у дослідженні [4] застосовано метод Монте-Карло для оптимізації рульової трапеції вантажного автомобіля. Порівняння детерміністичної та стохастичної оптимізації показало, що метод Монте-Карло дозволяє отримати більш надійні результати та забезпечує високу точність повороту навіть при невеликих відхиленнях параметрів конструкції. Інша робота [5] продемонструвала необхідність врахування кількох критеріїв одразу. Автори дослідили вплив положення тяг трапеції на такі аспекти як похибку Акермана, відхилення траєкторії коліс при роботі підвіски, сили у шарнірах тяг тощо. Виявлено, що різні параметри по-різному впливають на ці показники. Більше того, оптимізація за одним критерієм може погіршувати інший. Тому виконано

оптимізацію з варіюванням координат кріплення тяг. Отримані результати значно знижують похибку Акермана при збалансованому рівні інших характеристик.

Необхідно оптимізувати конструкцію рульового приводу вантажного автомобіля таким чином, щоб забезпечити максимально точну і симетричну кінематику повороту керованих коліс. Симетричність означає, що при поворотах вправо та вліво відгук рульового приводу, тобто кут повороту керованих коліс відносно повороту керма є однаково точним і збалансованим. Потрібно знайти такий набір геометричних параметрів рульового приводу, який забезпечить компроміс між ідеальною кінематикою повороту і реальними можливостями механізму приводу коліс.

Рульовий привід моделюється як просторовий шарнірно-важільний механізм. Для однозначного задання конструкції визначено набір параметрів, зведених до міжшворневої відстані, відносної довжини рульової сошки, відносної довжини поздовжньої тяги, початкових кутів встановлення сошки і тяги, а також відносних координат розміщення деталей рульового приводу відносно балки моста. Додатково враховано кути нахилу шворня (поперечний та поздовжній), оскільки вони також впливають на кінематику повороту. Такий комплекс параметрів повністю характеризує геометрію приводу.

Для кількісної оцінки симетричності роботи РК введено дві функціональні залежності

$$\begin{aligned}\theta_{1L} &= f_L(\mathbf{p}, \theta_{BL}) = f_L(m_1, \theta_1, \phi_1, m_3, \theta_3, \phi_3, \theta_{BL}), \\ \theta_{1R} &= f_R(\mathbf{p}, \theta_{BR}) = f_R(m_1, \theta_1, \phi_1, m_3, \theta_3, \phi_3, \theta_{BR}),\end{aligned}$$

де: $\theta_{1L} = f_L(\mathbf{p}, \theta_{BL})$ - поворот сошки при повороті лівого колеса ліворуч;

$\theta_{1R} = f_R(\mathbf{p}, \theta_{BR})$ - поворот сошки при повороті правого колеса праворуч;

$\mathbf{p} = \{m_1 \ \theta_1 \ \phi_1 \ m_3 \ \theta_3 \ \phi_3\}$ - вектор параметрів рульової трапеції.

Ідеально симетрична трапеція повинна давати $\theta_{1L} = \theta_{1R}$. Тому розглядається різниця цих функцій $f(\mathbf{p}, \theta_{BL}, \theta_{BR}) = |\theta_{1L}| - |\theta_{1R}|$. Приймаємо $f_i(\mathbf{p}, \theta_{BL_i}, \theta_{BR_i}) = f_i(\mathbf{p})$. На практиці оцінюється модуль різниці, але для зручності оптимізації вводиться інтегральний критерій – квадратична норма цієї різниці. Мінімізуючи цю сумарну квадратичну похибку, намагаємося досягти максимальної симетрії роботи приводу. Формально цільова функція може бути записана як

$$F(\mathbf{p}) = \begin{bmatrix} f_1(\mathbf{p})^2 \\ f_2(\mathbf{p})^2 \\ \vdots \\ f_n(\mathbf{p})^2 \end{bmatrix}$$

Оптимальні параметри забезпечують мінімальну норму вектор-функції

$$\min_p \|f(\mathbf{p})\|_2^2 = \min_p \left(f_1(\mathbf{p})^2 + f_2(\mathbf{p})^2 + K + f_n(\mathbf{p})^2 \right)$$

Таким чином, досягнення нуля означало б повну симетрію кінематики, тобто відсутність різниці між реакцією приводу при поворотах коліс.

Задача оптимізації вирішується чисельно у середовищі MATLAB. На кожній ітерації оптимізаційного алгоритму для заданого набору параметрів проводиться кінематичний розрахунок механізму: визначаються кути повороту коліс і відповідний поворот рульової сошки. Алгоритм оптимізації ґрунтується на методі спуску, зокрема метод спряжених градієнтів, а також модифікований метод Ньютона. Обчислюються часткові похідні цільової функції по кожному параметру і формуються умови оптимальності.

Рішення цієї системи дає оптимальні значення параметрів приводу РК. Для початкового наближення параметрів використовуються конструктивні розміри, типові для аналогічних мостів, щоб прискорити збіжність. Чисельні методи поступово зменшують значення цільової функції, коригуючи параметри, поки не буде досягнуто мінімум.

У результаті вирішення описаної задачі розроблена методика визначення оптимальних геометричних параметрів рульового приводу вантажних автомобілів. Вона забезпечує високу симетричність роботи РК для поворотів вправо та вліво – різниця незначна на всьому діапазоні кутів повороту коліс. Як наслідок, підвищується безпека руху та експлуатаційна ефективність вантажних автомобілів. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на врахування додаткових факторів (наприклад, пружних деформацій тяг, люфтів тощо) та застосування мультикритеріальної оптимізації для комплексного покращення всієї системи рульового керування вантажних автомобілів.

Перелік посилань

1. Zouelm A, Nasiri S, Zohoor H. (2022). Design of two steering mechanisms for exact satisfaction of Ackermann equation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 237(6), 1454-1464. DOI:10.1177/09544070221085964
2. Diachuk M., Lykhodii O., Leontiev D., Ryzhykh L. & Aleksandrov Yu. (2022). Dynamic modeling of semitrailer trucks equipped by steered wheels. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 16(1), 8691-8705. <https://doi.org/10.15282/jmes.16.1.2022.04.0687>
3. Леонтьев Д. М. (2015). Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. Автомобильный транспорт. 37, 101–107.
4. Dong, E., Zhang, L., & Xing, Y. (2011). Steering trapezoid mechanism design based on Monte Carlo method. Proceedings of the 2011 International Conference on Computer Science and Network Technology (ICCSNT), 1, 997–1000. DOI:10.1109/EMEIT.2011.6023578

5. Gao, J., & Qi, X. (2023). Optimal design of steering trapezoid considering multiple performances of the whole vehicle. *Proceedings of the IMechE, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 237(2), 338–348. DOI: 10.1177/14644193231160841.
6. Александров Є., Клименко В., Леонтьєв Д., Терновий М. (2021). Математичне моделювання електронної системи курсової стійкості автомобіля. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Автомобіле-та тракторобудування, (1), 3-11. Aleksandrov Ye., Klymenko V., Leontiev D., Ternovyi M. (2021). Matematychnе modeliu-vannia elektronnoi systemy kursovoi stiiikosti avtomobilia. [Mathematical modeling of the vehicle stability control of the vehicle] *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seria: Avtomobile-ta tra-ktorobuduvannia. (1), 3-11. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.1.01>
7. Смірнова Н. В., Леонтьєв Д. М. (2014). Аналіз режимів руху в задачах проектування та експлуатації автомобільних доріг. *Автомобільні дороги*. 5 (241). 23 – 25.
8. Богомолів В.А., Гурко А.Г., Клименко В.И., Леонтьєв Д.Н., Красюк А.Н. (2018). Моделирование систем управления в Simulink.
9. Klymenko V. I., Voronkov O. I., Leontiev D. M., Mykhalievych M. H., Yaryta O. O., Ponikarovska S. V., Borzenko O. P., Fandieieva A. Ye. (2023). Construction and layout of automobiles and internal-combustion engines.
10. Shuklinov S. M., Klymenko V. I., Leontiev D. M., Aloksa M. M. (2023) *Automobile. Theory and operational properties*.
11. Пат. 153590 Україна, МПК В60W 10/20 (2006.01). Спосіб керування рухом чотиригусеничної машини / Богомолів Віктор Олександрович, Байцур Максим Вячеславович, Єременко Антон Васильович, Кирчатий Володимир Іванович, Клименко Валерій Іванович, Леонтьєв Дмитро Миколайович, Михалевич Микола Григорович, Мормило Яков Михайлович, Подригало Михайло Абович, Третяк Віктор Михайлович; власники: Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. – № у 2022 03203 ; заявл. 05.09.2022; опубл. 26.07.2023, Бюл. № 30. – 8 с.
12. Пат. 114177 Україна, МКИ G08G 1/00. Система контролю за траєкторією руху транспортного засобу / Леонтьєв Дмитро Миколайович, Клименко Валерій Іванович, Рижих Леонід Олександрович, Ломака Степан Йосифович; власники: Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т, Леонтьєв Дмитро Миколайович, Клименко Валерій Іванович, Рижих Леонід Олександрович, Ломака Степан Йосифович. - N у 2016 10369; заявл. 11.10.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. N 4. - 2 с.
13. Пат. 114176 Україна, МКИ G06F 13/00, G01C 23/00, H04N 21/00. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу / Леонтьєв Дмитро Миколайович, Клименко Валерій Іванович, Рижих Леонід Олександрович, Ломака Степан Йосифович; власники: Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т, Леонтьєв Дмитро Миколайович, Клименко Валерій Іванович, Рижих

Леонід Олександрович, Ломака Степан Йосифович. - N u 2016 10368; заявл. 11.10.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. N 4. - 2 с.

14. Леонтьєв Д. М., Дячук М. В., Лиходій О. С., Малий В. М., Мережко С. В. (2016). Методика визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 3. 84-88.

Абрамов Дмитрій Володимирович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, varan_mail@ukr.net

Солдатенко Ігор Олегович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, iso1770@ukr.net

Хижняк Карина Станіславівна, студентка, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЕЗПІЛОТНОГО КОЛІСНОГО ВІЗКА, ОБЛАДНАНОГО СНІГОВІДВАЛОМ

Мета дослідження: визначення динамічних характеристик безпілотного колісного візка, обладнаного сніговідвалом, в процесі здійснення технологічної операції прибирання снігу з асфальтобетонного покриття.

Об'єкт дослідження. У якості об'єкта дослідження під час проведення експерименту був використаний безпілотний колісний візок (рис. 1), який було обладнано сніговідвалом. Візок керується дистанційно. В процесі експериментального дослідження здійснювалась зміна маси колісного візка (рис. 2).

Технічні характеристики безпілотного колісного візка, обладнаного сніговідвалом, експериментальні дослідження якого проводились, наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Безпілотний колісний візок, технічні характеристики

Параметр	Величина параметра
Споряджена маса, кг	135
Повна маса, кг	300
Довжина/Ширина/Висота, мм (без сніговідвалу)	1300/1270/620
Довжина/Ширина/Висота, мм (з встановленим сніговідвалом)	1560/1270/620
Колісна база, мм	800
Колія, мм	110
Тип приводу	повний
Мотор-колеса	VEOLA ZWG36 XF19R
Діаметр коліс, мм	300
Сумарна потужність електродвигунів, кВт	2,0

Безпілотний колісний візок обладнаний чотирма мотор-колесами VEOLA ZWG36 XF19R (36v, 500w).

В процесі експериментального дослідження маса безпілотного колісного візка змінювалась в діапазоні від 135 кг до 300 кг. Варіювання маси здійснювалось шляхом завантаження вантажів, кожний масою 8,2 кг (рис. 2).



а



б



в

Рисунок 1 – Безпілотний колісний візок в процесі експериментального дослідження: а, б – без додаткового завантаження; в – з додатковим завантаженням

Під час проведення експериментального дослідження безпілотний колісний візок перебував у справному стані, акумуляторні батареї повністю заряджені (рис. 3).

Умови та місце проведення дорожніх досліджень. Дослідження проводилися 10 лютого 2024 року в нормальних кліматичних умовах



Рисунок 2 – Вантажі, що використовувались для зміни маси безпілотного колісного візка в процесі експериментального дослідження



Рисунок 3 – Блок акумуляторних батарей та система керування безпілотного колісного візка

Харківської області на горизонтальній ділянці з рівним асфальтобетонним покриттям, вкритим шаром снігу. Товщина сніжного покриву на експериментальній ділянці складала 120 мм (рис. 1), температура повітря 0°C.

Експериментальні дослідження проводились науково-дослідним персоналом в кількості 2-х осіб.

Матеріально-технічне забезпечення:

- безпілотний колісний візок, обладнаний сніговідвалом (рис. 1);
- мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс (МРВК) ВРКВММ 4-001 [1] до якого належать датчики прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 29093112, заводський номер № 29093113, заводський номер № 06085446;
- набір вантажів, кожний масою 8,2 кг (рис. 2);
- рулетка вимірювальна сталева Р50УЗК ДСТУ 4179-2003.

Перелік показників, які визначалися в процесі експериментальних досліджень:

- час руху t , с;
- поздовжні a_x , поперечні a_y і вертикальні a_z прискорення з трикоординатних датчиків прискорення, м/с^2 ;
- температура датчиків прискорення, $^{\circ}\text{C}$;
- маса досліджуваного безпілотного колісного візка
- поздовжня лінійна швидкість руху V досліджуваного безпілотного колісного візка, яка визначалася інтегруванням його прискорення у відповідності до методики, описаної в [2].

Похибка вимірювання прискорень за допомогою вищезазначеного реєстраційно-вимірювального комплексу сягала до 4%. Для зменшення впливу вібрацій на точність показань використовувався програмний фільтр Баттерворта, що забезпечував згладжування сигналу.

Послідовність досліджень. На першому етапі експериментального дослідження безпілотний колісний візок, обладнаний сніговідвалом у спорядженому стані на прямолінійній засніженій горизонтальній ділянці дороги здійснював максимально інтенсивний розгін з 0 км/год до максимальної швидкості руху одночасно здійснюючи прибирання снігу з наступним сповільненням по мірі накопичення снігу перед сніговідвалом до повної зупинки. гальмуванням до повної зупинки. Заїзд повторювався у зворотному напрямку руху для усунення похибки, що обумовлена наявністю поздовжніх ухилів ділянки дороги.

На другому, третьому, четвертому та п'ятому етапах експериментального дослідження безпілотний колісний візок, обладнаний сніговідвалом рухався в аналогічному режимі за аналогічними траєкторіями, але вже в завантаженому стані. Завантаження здійснювалось на відповідних етапах наступною кількістю вантажів, кожний масою 8,2 кг: 5 вантажів (41 кг); 10 вантажів (82 кг); 15 вантажів (123 кг); 20 вантажів (164 кг).

Таким чином, вищезазначене експериментальне дослідження дозволяє визначити динамічні характеристики безпілотного колісного візка з сніговідвалом та оцінити можливість його використання для обслуговування злітно-посадкових смуг аеропортів.

Перелік посилань

1. Пат. 51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д.М., Файст В. Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

2. Коробко А. Підвищення точності вимірювання параметрів руху автомобіля у процесі динамічних випробувань / М. Подригало, А. Коробко, Д. Клец, О. Назарько, В. Гацько // Метрологія та прилади. Науково-виробничий журнал. – 2010. – № 3. – С. 49 - 52.

Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Стрельнік Руслан Іванович, бакалавр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВІЗУАЛЬНИЙ КОНТРОЛЬ ДЕФЕКТІВ ДЕТАЛЕЙ ПРИ НАДХОДЖЕННІ В РЕМОНТ

Дефектація призначена для оцінки технічного стану деталей та їх придатності до подальшої експлуатації шляхом виявлення дефектів деталей та їх з'єднань, а також вивчення та аналізу причин їх появи. Дефектацію виконують методами дефектоскопії після очищення, знежирення та миття деталей. Під дефектоскопією розуміється сукупність фізико-технічних і хімічних методів неруйнівного та руйнівного контролю матеріалів та виробів на відсутність у них дефектів.

Великі деталі машин зазвичай дефектують у розбірному відділенні, використовуючи необхідні переносні та пересувні прилади та обладнання. При ремонті вузлів на спеціалізованих ділянках дефектацію деталей виконують на тому ж місці. Інші деталі дефектують у спеціальному відділенні, оснащеному відповідними інструментами, приладами та стендами.

Дефектація деталей проводиться відповідно до технічними умовами на перевірку та сортування деталей, що відображають їх можливі дефекти, способи їх встановлення та необхідні для цього технічні засоби. У технічних умовах вказуються значення зносів, що допускаються, розміри деталей, придатних до використання без відновлення і підлягають відновленню, і граничні розміри деталей для вибракування.

За результатами дефектації деталі поділяють на 3 групи.

Придатні деталі, знос яких перебуває у межах допусків, передбачених браковочними картами. На кожній придатній деталі, що пройшла контроль, ставлять умовний знак зазвичай зеленою фарбою або тавро контролера. Придатні деталі направляють на складання або склад придатних деталей.

Деталі, що підлягають відновленню, знос та пошкодження яких можуть бути усунені технологічними методами, що застосовуються на підприємстві. Такі деталі маркують умовними знаками (цифрами або фарбою різних кольорів в залежності від способу відновлення) і направляють у виробництво або на склад заготовок ремонту.

Деталі, не придатні для відновлення з техніко-економічних міркувань. Їх маркують зазвичай червоною фарбою і направляють на склад як брухт із зазначенням марки металу, з якого виготовлено деталь.

Такий розподіл деталей за групами придатності не є стійким, оскільки з розвитком матеріалознавства, методів та засобів відновлення, технічного оснащення підприємства стає економічно вигідним відновлювати деталі, які раніше належали до непридатних.

Придатність деталі до експлуатації визначають за її залишковим ресурсом, який не повинен бути меншим за міжремонтний. Його встановлюють на основі зносу, що допускається. При цій умові, наприклад, для з'єднання вал – втулка допустимий розмір деталі становить:

- для вала: $d_{\text{доп}} = d_n - Z_{\text{доп}}$;
- для отвора: $d_{\text{доп}} = d_n + Z_{\text{доп}}$,

де d_n – номінальний діаметр валу (отвору), мм; $Z_{\text{доп}}$ – знос, що допускається, валу (отвору), мм.

Деталь вибраковують, якщо її розмір більше (для отвору) або менше (для вала).

Для встановлення величини допустимого зносу деталі слід знати її граничне зношування $I_{\text{пр}}$, який визначають на основі економічного та технічного критеріїв. Економічний критерій обумовлюється граничним зменшенням економічних показників, таких як втрата потужності, зниження продуктивності, збільшення витрати палива, мастила і т.д., а технічний характеризується різким збільшенням темпів зношування, що може призвести до аварії. При зносі $I = I_{\text{пр}}$ розмір деталі вважається граничним, по ньому встановлюють граничний стан деталі.

Таким чином, величина допустимого зношування повинна задовольняти умові:

$Z_{\text{доп}} = Z_{\text{пр}} - Z_m$, де Z_m – величина зносу деталі за міжремонтний строк служби.

Результати дефектації деталей заносять у відомість дефектів, на підставі якої визначають потребу в нових деталях та обсяг ремонтних робіт для відібраних деталей. Статистична обробка дефектувальних відомостей дозволяє визначити по кожній деталі машини співвідношення деталей, що підлягають відновленню, придатних деталей і деталей, що підлягають заміні на нові. Ці співвідношення визначаються трьома коефіцієнтами: коефіцієнтом ремонту $\eta_p = n_p/n$, коефіцієнтом придатності $\eta_r = n_r/n$ і коефіцієнтом змінності $\eta_c = n_z/n$, де n_p – число однойменних деталей, що вимагають відновлення; n_r – число однойменних придатних деталей; n_z – число однойменних непридатних (замінних) деталей; n – загальна кількість однойменних деталей в обстежених машинах.

Для дефектації деталей використовуються такі основні методи:

- зовнішній огляд (зовнішній стан деталі, наявність деформацій, тріщин, задирав, фарбувань, сколів та ін. поверхневих дефектів);
- контроль форми і розмірів деталей безшкальними (повірочними) мірительними засобами (лінійки, калібри, рівні, шаблони і т.п.);
- контроль універсальними вимірювальними інструментами (лінійки, штангенінструменти, мікрометри, індикаторні прилади та ін) і спеціальними контрольними пристроями для вимірювання лінійних і кутових розмірів, визначення форми і взаємного розташування поверхонь деталей.
- контроль за допомогою технічних засобів, що дозволяють виявляти приховані дефекти деталей засобами неруйнівного контролю, а також негерметичність окремих деталей та їх з'єднань та ін.

Методи неруйнівного контролю ґрунтуються на взаємодії різноманітних фізичних полів або речовин з контрольованим об'єктом. Наприклад, для виявлення тріщин та інших дефектів використовуються неруйнівні методи: магнітно-порошковий, електромагнітний, ультразвуковий, звуковий, течешукання (для наскрізних тріщин). Вони здійснюються за допомогою відповідних засобів дефектоскопічного контролю, до яких відносяться: дефектоскопи, дефектоскопічні матеріали, допоміжні прилади, пристосування, контрольні зразки і т.д.

Методи дефектоскопії вибирають виходячи з конструкції та технічного стану виробу, виду дефектів і наявних засобів контролю. Основні методи розглянуті нижче.

Визначення дефектів зовнішнім оглядом.

Зовнішнім оглядом, включаючи візуально-оптичні методи, перевіряють загальний технічний стан деталі і виявляють поверхневі дефекти, наприклад, тріщини, вм'ятини, вибоїни, задираки, короблення корпусних деталей, деформації вигину і кручення валів, раковини, корозійні, ерозійні та інші.

Спочатку перевіряють наявність дефектів, вибракування за якими може бути однозначною. Корпусні деталі зі сталевого лиття остаточно бракують, якщо у них виявлені наскрізні тріщини, вигини та злами, що порушують міцність і впливають на монтажні розміри.

Осі та вали не підлягають відновленню за наявності тріщин, зламів або залишкових деформацій від скручування. Допускаються залишкові деформації від вигину в межах, передбачених картками бракувань.

Зубчасті колеса не підлягають відновленню за наявності поламаних зубів, тріщин, піттингу на великій кількості зубів, відшарування поверхневого шару на робочій поверхні цементованих зубів.

Підшипники кочення бракують за наявності тріщин, фарбувань, чешуйчатості і відшаровувань поверхні бігових доріжок кілець, кульок чи роликов, при пошкодженні буртиків внутрішнього кільця, за наявності на кільцях кольорів втечі, і навіть радіального зазору, перевищує допустиме значення.

Вузли і деталі електроустаткування бракуються, якщо не відповідають вимогам, що пред'являються до них інструкціями з електро- та вибухобезпеки.

Електродвигуни всіх типів незалежно від технічного стану підлягають перевірці для визначення їх придатності до подальшої експлуатації або ремонту.

Пружинні кільця, пружини, стопорні шайби бракують за наявності тріщин та залишкових деформацій.

Болти, гайки, шпильки, пробки бракують при зношуванні та зриві більше двох ниток різьблення на робочій частині. Бракуються деформовані шпонки всіх видів.

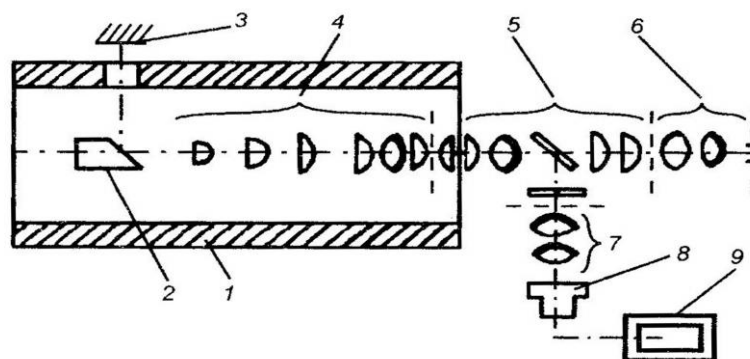
Не використовуються повторно прокладки з неметалічних матеріалів.

Металеві прокладки бракують при поломках, а вигнуті виправляють правкою.

Візуальний контроль є суб'єктивним і дозволяє виявляти досить великі поверхневі дефекти, наприклад, тріщини з розкриттям більше 0,1 мм. Для виявлення дрібніших тріщин застосовують візуально-оптичний контроль за допомогою спеціальних приладів. Він характеризується високою продуктивністю, застосуванням порівняно нескладних приладів, досить високою роздільною здатністю. Наприклад, при 20-30-кратному збільшенні виявляються тріщини з розкриттям 0,02 мм.

Для виявлення дефектів з відстані 250 мм і менше застосовуються монокулярні і біноклярні лупи (Польді – ЛП, складні – ЛАЗ; вимірювальні – ЛІЗ; штативні – ЛГІ, ЛГІІ, ЛПШ та ін) і мікроскопи відлікові типу СВІТ і біноклярні типу БМІ та ін.

Для виявлення поверхневих дефектів в отворах і закритих порожнинах деталей служать ендоскопи, перископічні дефектоскопи та ін. Контроль за допомогою лінзового ендоскопа (рис. 1) здійснюється через змонтовану в корпусі 1 спеціальну оптичну систему 2,4-6, що забезпечує передачу зображення за допомогою телевізійної трубки 8 відеоконтрольний пристрій 9.



- 1 – корпус; 2 – призма; 3 – контрольована деталь; 4 – об'єктив;
5 – передавальна система; 6 – окуляр; 7 – об'єктив;
8 – телевізійна трубка, що передає; 9 – відеоконтрольний пристрій

Рисунок 1 – Схема ендоскопу

Перспективними є конструкції ендоскопів з оптоволоконними світловодами, що дозволяють передавати зображення без спотворення на значні відстані.

Перелік посилань

1. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулую, 2011. – 322 с.

Дубінін Євген Олександрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dubinin-rmn@ukr.net

Литвин Віталій Анатолійович, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Аксютін Дмитро Сергійович, студент, ТПТ-31-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ОЦІНЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЯКОСТЕЙ ТА СЕРТИФІКАЦІЇ КОЛІСНИХ МАШИН ПІСЛЯ РЕМОНТІВ З МОДЕРНІЗАЦІЄЮ

У процесі виконання ремонтно-модернізаційних робіт, спрямованих на удосконалення конструкцій колісних машин або розширення їх експлуатаційних можливостей шляхом модифікації конструктивних елементів, постає питання забезпечення відповідності таких машин вимогам безпеки подальшої експлуатації. Особливої актуальності це набуває при оцінюванні експлуатаційно-динамічних характеристик імпортованих колісних машин в умовах сучасних експлуатаційних реалій.

У зв'язку з цим актуальними залишаються дослідження, спрямовані на визначення динамічних параметрів колісних транспортних засобів, зокрема після проведення ремонтів з елементами модернізації. Нині для реалізації таких оцінок застосовується широкий спектр сучасних вимірювальних приладів від різних виробників, які відрізняються між собою за рівнем точності, функціональними можливостями та вартісними характеристиками. Методичні підходи до оцінювання повинні бути орієнтовані на досягнення високої точності вимірювань при мінімальних витратах, а також забезпечувати оперативне отримання інформативних результатів у режимі реального часу.

Одним із ключових аспектів підвищення надійності та безпеки колісних машин після модернізаційного втручання є аналіз їх параметрів в умовах реальної експлуатації. Зокрема, доцільним є проведення натурних випробувань із фіксацією параметрів прискорення, коливань, навантажень на опорні елементи та інших характеристик, що безпосередньо впливають на комфорт, стійкість і керованість транспортного засобу. У цьому контексті особливе значення має застосування інерційних вимірювальних систем, акселерометрів, гіроскопів та GPS-модулів, які забезпечують комплексний підхід до збору та обробки даних.

Важливо зазначити, що інтеграція новітніх електронних компонентів у традиційні конструкції машин вимагає не лише технічного переосмислення окремих вузлів, але й перегляду методів сертифікації та тестування з урахуванням сучасних стандартів безпеки. Особливу увагу слід приділяти адаптації існуючих нормативно-технічних документів до умов, що змінюються, а також розробці нових критеріїв оцінювання, які враховуватимуть як класичні показники, так і специфіку цифрового контролю та автономної взаємодії машин із навколишнім середовищем.

Таким чином, системний підхід до оцінювання динамічних характеристик модернізованих колісних машин забезпечує можливість обґрунтованого прийняття рішень щодо доцільності та безпечності подальшої експлуатації, а також створює підґрунтя для розробки рекомендацій з оптимізації конструктивних рішень.

З метою реєстрації даних під час дорожніх випробувань мобільних машин на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ розроблені мобільні реєстраційно-вимірювальні комплекси (МРВК) [1, 2]. Похибка виміру прискорень не перевищує 4%. Ця похибка містить у собі похибку самих датчиків і похибку їх установки на машині. Розроблене на кафедрі авторське програмне забезпечення DPSAV дозволяє в режимі реального часу демонструвати поточні величини компонент лінійних прискорень, величину кутової швидкості у вертикальній поперечній площині та критерій динамічної стійкості колісної машини, а також надавати звуковий та світловий сигнал водієві при наявності потенційно небезпечної ситуації щодо перекидання.

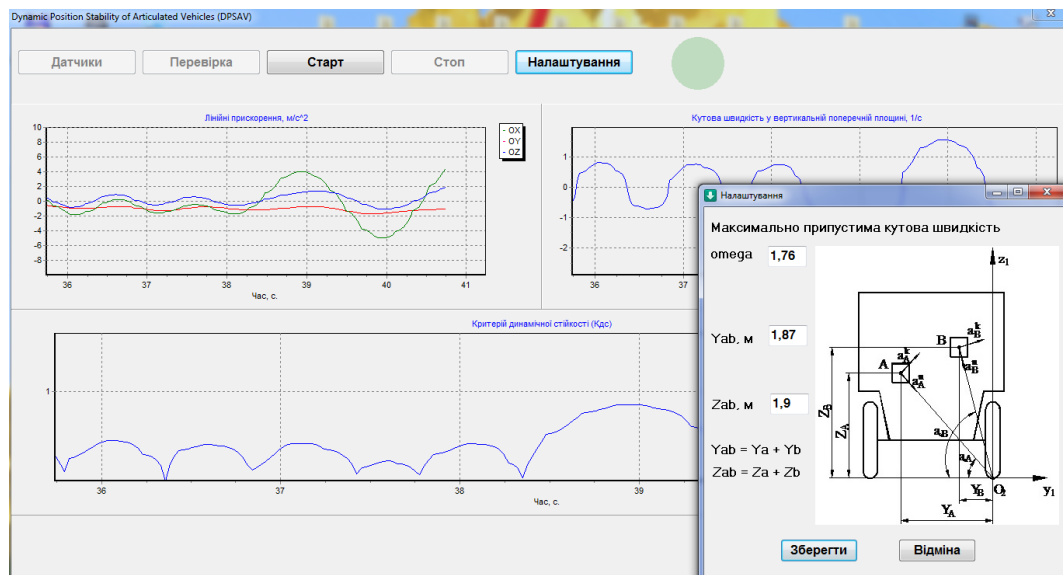


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд екранної форми програми DPSAV з вікном налаштувань

Отже, дотримання ключових принципів оцінювання динамічних характеристик колісних машин, зокрема після модернізаційних ремонтів, із застосуванням вітчизняних засобів контролю дозволить досягти високої точності вимірювань у режимі реального часу при мінімальних витратах на проведення ви-

пробувань. Це, у свою чергу, сприятиме прискоренню процедури отримання дозволів на експлуатацію модернізованої техніки та підвищить загальну ефективність і об'єктивність оцінки виконаних технічних робіт.

Перелік посилань

1. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

2. Клец Д.М. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин / Д.М. Клец, Є.О. Дубінін, Холодов А.П., Слинченко І.В. // Вісник ХНАДУ: 36. наук. праць, – Х.:ХНАДУ, 2020. – Вип. 88, Т. II. – С. 56-60

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Кайдалов Руслан Олегович, д-р техн. наук, професор, заступник начальника Національної академії Національної гвардії України з наукової роботи

Грицук Ігор Валерійович, д-р техн. наук, професор, Херсонська державна морська академія, hrytsuk.igor@ksma.ks.ua

С. А. Горелишев, канд. техн. наук, доцент, пров. наук. співр., Національна академія Національної гвардії України

Нікорчук Андрій Іванович, канд. техн. наук, доцент, докторант Національної академії Національної гвардії України, nikorchuk@ukr.net

Клец Дмитро Михайлович, старший менеджер проекту – Реформа дорожньої галузі, Команда підтримки реформ Міністерства розвитку громад, територій та інфраструктури України, д.т.н., професор

Соколовський Сергій Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, генерал-лейтенант

Шевченко Інна Юріївна, д-р екон. наук, професор, декан факультету управління та бізнесу, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Холодов Михайло Павлович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Баулін Дмитро Сергійович, канд. техн. наук, доцент, пров. наук. співр., Національна академія Національної гвардії України

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ БЕЗПЛОТНИХ ТРАНСПОРТНИХ КОЛОН

В США та європейських країнах приділяється значна увага підвищенню керованості, маневреності та енергоефективності транспортних колон, зокрема

через впровадження безпілотних транспортних засобів [1-3]. Значущим є і той факт, що Туреччина вже представила власну модель безпілотного електроавтобуса, а в Малазі (Іспанія) та Вільнюсі було дозволено курсування безпілотних автобусів у міському середовищі [4-6].

Використання безпілотних автоколон значно впливає на підвищення пропускної здатності доріг та зменшення навантаження на інфраструктуру. Результативність функціонування колон зростає при зменшенні відстані між автомобілями, що стало можливим завдяки впровадженню телеметричних систем управління, інформаційно-аналітичного моніторингу технічного стану і динаміки руху, а також удосконалення алгоритмів гальмування, зокрема за умов несправності ABS [7-9].

Зменшення дистанції між транспортними засобами не лише збільшує пропускну здатність доріг, а й підвищує енергоефективність колон. Крім того, це дозволяє довести ефективність автомобільного транспорту до рівня залізничного, що забезпечується створенням автомобільних потягів по типу залізничних.

Актуальність подальших досліджень у напрямі підвищення ефективності транспортних колон з безпілотними автомобілями зумовлена комплексністю задачі:

- розроблення оптимальних систем управління сукупністю безпілотних автомобілів, як єдиним об'єктом;
- розроблення раціонального закону управління розгоном та гальмуванням окремого автомобіля в межах колони;
- розроблення алгоритмів підтримки високої маневреності при зменшених дистанціях.

Це дозволить скоротити довжину колони, витрати палива та підвищити економічну ефективність їх використання.

Об'єктом дослідження є процес руху автомобільної колони, яка створена за допомогою безпілотних автомобілів.

Дослідження спрямовано на розв'язання проблеми, яка полягає у необхідності підвищення керованості, маневреності, енергоефективності транспортних колон, а також пропускної здатності автомобільних доріг. Одним із шляхів вирішення є використання безпілотних автомобілів.

Предмет дослідження – оцінка можливості поліпшення показників маневреності, керованості, енергоефективності автомобільних колон та пропускної здатності автомобільних доріг за рахунок використання безпілотних автомобілів.

У ході дослідження визначено поняття «маневреність» та «керованість» автомобільної колони. Під маневреністю автомобільних колон розуміється сукупність властивостей маневреності автомобілів, що входять в колону, та забезпечують зміну параметрів руху з необхідною точністю і швидкодією. Керованість автомобільної колони визначається здатністю автомобілів, що входять в колону, адекватно відпрацьовувати сигнал на зміну параметрів руху за мінімальний час. Запропоновано нові показники: «час здійснення маневру» та «коефіцієнт зміни довжини колони», які можуть бути критеріями оцінювання

маневреності та керованості автомобільних колон. Для того, щоб зменшити час здійснення маневру, необхідно збільшувати прискорення автомобілів у колоні. В ідеальному випадку вони повинні бути однаковими і рівними максимально можливій величині. Відношення максимально можливої в процесі руху довжини автомобільної колони до її мінімально можливого значення може характеризуватися коефіцієнтом зміни довжини колони.

Реалізація керування рухом автомобільної колони з безпілотними автомобілями, що обладнанні комбінованою енергетичною установкою на відміну від колони машин, якими керують водії, дозволить:

- скоротити час проходження ділянок шляху невеликої довжини (наприклад, для колони із 40 машин при швидкості її руху у 25 м/с (90 км/год)) на 60 с;

- зменшити довжину колони із 20 безпілотних машин, що рухаються зі швидкістю у 25 м/с (90 км/год) на 800 м;

- збільшити число машин у колоні в чотири рази при незмінній її довжині і швидкості руху;

- зменшити чутливість довжини автомобільної колони з безпілотними автомобілями до зміни швидкості руху, оскільки дистанція між машинами не визначається гальмівним шляхом і швидкістю, а дорівнює тільки дистанції запасу=5 м.

У результаті проведеного дослідження запропоновані фізична і математична моделі виникнення додаткових втрат енергії двигуна, що викликано коливаннями відносних швидкостей руху автомобілів в колоні. Отримано критерій підвищення енергоефективності застосування колон, виконання якої забезпечує зниження додаткових втрат енергії двигуна при використанні безпілотних автомобілів в колоні. Даний критерій полягає у забезпеченні умови, коли співвідношення амплітуд коливань відносної швидкості менш співвідношення частоти коливань швидкості автомобілів з водіями та безпілотних автомобілів відповідно.

При використанні колон з безпілотними автомобілями можливим є зменшення дистанції між сумісними автомобілями до величини шляху запасу $l_z=5$ м. При цьому при максимальній швидкості руху $V=20$ м/с (72 км/год) величина коефіцієнта K_N зростання пропускної здатності автомобільної дороги досягає 3. Використання безпілотних автомобілів дозволяє зменшити шлях запасу l_z практично до нуля ($l_z=0$). В цьому випадку коефіцієнт K_N зростання пропускної здатності автомобільних доріг зростає (в залежності від габаритної довжини l_r) при швидкості руху 16,7 м/с (60 км/год) у 2–10 разів.

Перелік посилань

1. Перспективи використання безпілотних автоколон. URL: <https://www.ukrmilitary.com/2021/05/robovehicle.html?m=0> (дата звернення: 16.08.2021)

2. У США прийнятий перший національний законопроект про експлуатацію самокерованих автомобілів. URL: <https://itc.ua/news/v-ssha-prinyat-pervyyiy->

natsionalnyi-y-zakonoproekt-ob-ekspluatatsiisamoupravlyaemyih-avtomobiley (дата звернення: 30.04.2021)

3. Велика Британія стала першою країною в Європі, яка дозволила пересуватися дорогами на автопілоті. URL: <https://autogeek.com.ua/velyka-brytaniia-stala-pershoiu-krainoiu-v-ievropi-iakadozvolyla-peresuvatysia-dorohamy-na-avtopiloti> (дата звернення: 30.04.2021)

4. У Туреччині представили безпілотний електроавтобус власної розробки. URL: <https://kontrakty.ua/article/170044> (дата звернення: 30.04.2021).

5. Вперше у Європі: Малага дозволила електроавтобус без водія на дорогах міста. URL: <https://www.pravda.com.ua/news/2021/02/26/7284897> (дата звернення: 30.04.2021)

6. У Вільнюсі вперше в Європі почали курсувати безпілотні автомобілі URL: <https://www.lrt.lt/ua/novini/1263/2025524/u-vil-niusi-vpershe-v-evropi-pochali-kursuvati-bezpilotni-avtomobili?srsId=AfmBOorehFB42ydvhdu9-U6XTGHTlackKIPazWGKZdCBHd2JulEEuEbg> (дата звернення: 20.02.2023)

7. Kuric, I., Gorobchenko, O., Litikova, O., Gritsuk, I., Mateichyk, V., Bulgakov, M., and Klackova I, Research of vehicle control informative functioning capacity, 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 776 012036

8. Mateichyk, V., Saga, M., Smieszek, M., Tsiuman, M., Goridko., N. Gritsuk, I., Symonenko, R., Information and analytical system to monitor operating processes and environmental performance of vehicle propulsion systems, 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 776 012064

9. Podrigalo, M., Klets, D., Sergiyenko, O., Gritsuk, I., Soloviov, O., Tarasov, Y., Baitsur, M., Bulgakov, N., Hatsko, V., Golovan, A., Savchuk, V., Ahieiev, M., Bilousova, T., "Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction," SAE Technical Paper 2018-01-1881, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-1881>.

Пушкаренко Олег Юрійович, аспірант Державний біотехнологічний університет, oleggranit10011987@ukr.net

Артьомов Микола Прокопович, д-р техн. наук, професор, Державний біотехнологічний університет artiomovprof@ukr.net

КЕРУВАННЯ ЕКОНОМІЧНІСТЮ ДИЗЕЛЯ ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЦИЛІНДРІВ

Спираючись на джерела інформації, результати численних експериментальних та теоретичних досліджень, опублікованих у рецензованих наукових виданнях. Методологія дослідження базується на порівняльному аналізі зазначених результатів та узагальненні знань щодо ефективності й особливостей реалізації методів керування економічністю дизеля та оптимізації процесів упорскування. Для кількісного оцінювання ефективності впровадження зазначених

методів було розглянуто типові індикатори, зокрема економію пального (у відсотках) та зниження питомої витрати палива (BSFC, г/(кВт·год)), згідно з даними різних авторів.

На підставі проведеного аналізу пропонуються для розгляду узагальнені залежності економії палива від рівня навантаження та параметрів упорскування. Визначено основні тенденції та окреслено актуальні виклики, що стоять перед подальшим розвитком систем керування дизельними двигунами.

Застосування технології керування з відключенням частини циліндрів (CDA) дозволяє суттєво зменшити витрату палива в режимах низьких навантажень. За результатами численних досліджень, найбільший ефект досягається під час роботи двигуна на холостому ході та при малих навантаженнях, коли можливо тимчасово деактивувати частину циліндрів без зниження загальної працездатності силового агрегата.

Згідно з результатами випробувань важкого дизельного двигуна при частковому навантаженні ($BMEP \approx 1,3$ бар), відключення половини циліндрів дозволяє досягти економії пального на рівні близько 17%. У випадку повного CDA, що передбачає повне закриття впускних і випускних клапанів у відключених циліндрах, економія може сягати до 40% порівняно зі стандартним режимом роботи (Gosala, D. B., Allen, C. M., Shaver, G. M., Farrell, L., Koeberlein, E., Franke, B., Stretch, D., & McCarthy, J., 2019).

Водночас компанією Jacobs Vehicle Systems (у співпраці з Cummins) було задокументовано економію пального на рівні $\approx 2,7\%$ під час випробувань шестициліндрового вантажного двигуна в умовах руху автомагістраллю із застосуванням системи CDA (Fridrichová et al., 2021).

Значна варіативність досягнутого ефекту пояснюється відмінностями в умовах експлуатації: у режимі холостого ходу двигун без CDA витрачає паливо неефективно, зокрема для підтримання роботи системи нейтралізації викидів, тоді як за високих швидкостей і навантажень більшість циліндрів уже працює в межах оптимального режиму, що суттєво обмежує потенціал для додаткового зниження витрат пального.

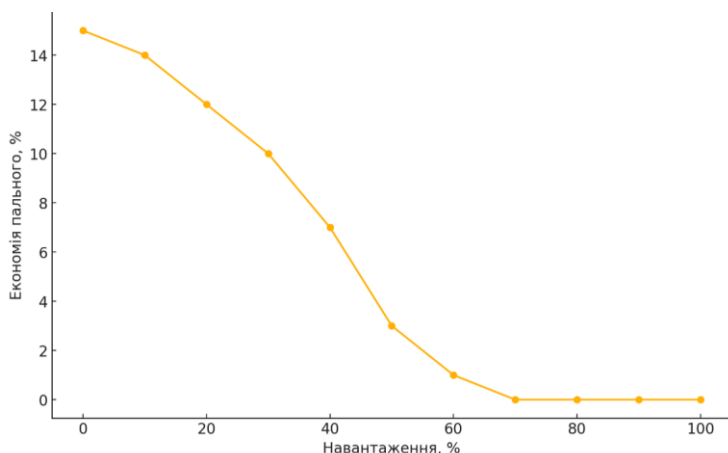


Рисунок 1 – Орієнтовна економія пального при застосуванні відключення частини циліндрів

Реалізація технології відключення циліндрів потребує впровадження спеціалізованих алгоритмів керування, зокрема системи плавного переходу між режимами роботи двигуна, а також механізмів чергування деактивованих циліндрів. Крім того, необхідно застосовувати інженерні рішення для зменшення рівнів шуму, вібрацій і жорсткості (NVH) під час перемикання режимів роботи (DieselNet; Jääskeläinen, H., 2020). Узагальнені результати численних досліджень свідчать про високу ефективність цієї технології у дизельних силових установках: у реальних умовах експлуатації при часткових навантаженнях вона забезпечує зниження витрати пального на 10–20%, що, у свою чергу, сприяє суттєвому зменшенню експлуатаційних витрат та обсягів викидів CO₂.

Оптимізація процесу впорскування палива: у традиційних дизельних двигунах регулювання кута випередження впорскування палива здійснювалося за допомогою механічних або гідравлічних регуляторів, що передбачало компромісне налаштування з метою забезпечення стабільної роботи агрегата в усьому діапазоні режимів. Застосування сучасних електронних систем керування дало змогу змінювати цей параметр у реальному часі, що відкрило широкі можливості для його адаптивної оптимізації відповідно до поточних умов експлуатації. Експериментальні дослідження свідчать про значний вплив кута випередження впорскування на робочі характеристики двигуна: навіть незначне зміщення моменту подачі палива здатне суттєво впливати на економічність, екологічність і динаміку силового агрегата.

Перелік посилань

1. Allen, J., Likos, W., & Koch, C. (2018). Comparative study of diesel engine cylinder deactivation transition strategies. *International Journal of Engine Research*, 20(5), 570–581. <https://doi.org/10.1177/1468087418768117>
2. Andrii Molodan, Oleksandr Polyanskyi, Yevhen Dubinin, Mykola Artomov, Oleh Pushkarenko Change in power and fuel consumption when engine cylinders are partially disabled in a wheeled vehicle // *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2023. Вип. 8(39), ч.ІІ, С.150 – 159.

Рогозін Ігор Віталійович, кандидат техн. наук, старший наук. співробітник, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, iv_r@ukr.net

Маєв Григорій Георгійович, курсант групи 333, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕМОНТУ БАГАТОВІСНИХ КОЛІСНИХ ШАСІ ОЗБРОЄННЯ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ У ПОЛЬОВИХ УМОВАХ

Досвід бойових дій вказує те, що від справності озброєння та військової

техніки (ОВТ) залежить виконання завдання за призначенням частинами та підрозділами сил оборони України [1, 2]. Зенітні ракетні підрозділи та частини Збройних Сил України у ході ведення бойових дій виконують завдання за призначенням в різних умовах та віддаленості від лінії бойового зіткнення. Запорука їх успіху – постійне активне пересування. У той же час, за досвідом відсічі збройної агресії Російської Федерації, саме по ним противник намагається нанести вогневе ураження й тому існує висока ймовірність виходу з ладу (порушення герметичності) коліс багатовісних колісних шасі ОВТ (зенітних ракетних комплексів (ЗРК)). За таким випадком, для відновлення бойовий готовності багатовісного колісного шасі ЗРК достатньо замінити ушкоджене колесо на запасне. Проте, іноді, ураженими можуть з'явитися одразу у декількох коліс, через що кількості запасних коліс, які встановлені на автомобільному шасі, може не вистачити. До того додається проблема поширення застосування ворогом розвідувано-ударних безпілотних літальних комплексів, які дозволяють виявляти, знищувати або здійснювати руйнівні ушкодження ОВТ, що знерухомо. Тому актуальності набуває потреба в швидкому усуненні порушення герметичності коліс на місці ушкодження [1, 2].

Постачання іноземних зразків військової техніки, що надходять до ЗС України у рамках міжнародної технічної допомоги додають ще більш проблем з організацією ремонту. Ця техніка має колеса та шини різних типів, що відрізняється від тих, що є на озброєнні й, відповідно, додає проблему дефіциту різномарочних запасних частин та відповідного обладнання для ремонту. Тому процес ремонту може зайняти досить великий проміжок часу на виконання робіт з відновлення готовності багатовісних колісних шасі ЗРК (демонтажу/монтажу, транспортування коліс до спеціалізованих майстерень, ремонту шин тощо). Наявні рухомі засоби технічного обслуговування та ремонту, що є на озброєнні ЗС України, на цій час можуть забезпечити відновлення шин коліс багатовісних колісних шасі в польових умовах не повною мірою через застарілість та відсутність у їх складі механізованого та автоматизованого обладнання для відновлення коліс великих розмірів [2].

У доповіді запропоновані напрямки скорочення термінів відновлення рухомості зразків ОВТ шляхом автоматизація процесу ремонту коліс багатовісних колісних шасі. Для забезпечення швидкого та якісного ремонту коліс багатовісних колісних шасі ОВТ запропоновано мобільний шиномонтажний комплекс, що включає до себе приміщення з обладнанням та персоналом для ремонту коліс, яке розташовується на автомобільному шасі (автомобілі категорії N_2G або N_3G), малогабаритний транспортний засіб (автомобіль категорії N_1G) для виконання транспортних робіт та ручний самохідний візок з можливістю пересування колеса відповідного багатовісного колісного шасі та механізованого обладнання для його демонтажу/монтажу по пересіченій місцевості [2 - 4].

Таким чином проблема забезпечення постійної готовності багатовісних колісних шасі ОВТ, у тому числі автомобільних шасі ЗРК, до виконання завдань за призначенням може бути забезпечена застосуванням мобільних

шиномонтажних комплексів, що запропоновані. Це у свою чергу може надати можливість прискорити швидкість відновлення працездатності багатовісних колісних шасі ЗРК безпосередньо на місці виходу з ладу та, відповідно, підвищити бойову готовність підрозділів та частини сил оборони під час бойових дій.

Перелік посилань

1. Воєнно-історичний опис російсько-української війни: Вип. 23: січень 2024 року / Міністерство оборони України, Апарат Головнокомандувача Збройних Сил України, Генеральний штаб Збройних Сил України та Центр досліджень воєнної історії Збройних Сил України. – Київ, 2024. – 205 с.
2. Індекс війни. Річник 2023. Інформаційне видання недержавного аналітичного центру «Українські студії стратегічних досліджень». 2024. – 80 с.
3. Старцев В.В., Рогозін І.В., Литовченко Д.М. Перспективи створення сучасної рухомої автомобільної ремонтної майстерні вітчизняного виробництва // Системи озброєння і військова техніка, № 2(46). – Харків, 2016. - С. 150-154.
4. Ручний самохідний універсальний візок: Пат. 156828 Україна, МПК, B62B 1/22, B62B 11/00, B62D51/04 Рогозін І.В., Ніценко В.М., Луценко Е.О. та ін. (Україна); ХНУПС. - № u2024 00716; Заявл. 12.02.24; Опубл. 07.08.24, Бюл. №32.

Кухаренко Володимир Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, kukharenkovn@gmail.com

СТВОРЕННЯ РАМКИ КОМПЕТЕНТНОСТЕЙ СПЕЦІАЛЬНОСТІ З ВИКОРИСТАННЯМ ІІІ

Повномасштабне вторгнення РФ призвело до припинення навчання, руйнування корпусів та втрати студентів і персоналу. Значна частина учасників освітнього процесу евакуйована за межі країни або опинилася на окупованих територіях [1]. Системі довелося терміново адаптуватися до нових умов: масово вводилися дистанційні формати навчання, а університети переміщувалися з зон бойових дій на безпечні території.

Вища освіта України сьогодні перебуває під впливом сукупності кризових факторів: війна, демографічна криза, міграція кадрів, напруженість з фінансуванням та технологічною модернізацією. Усі вони взаємопов'язані й у сумі можуть призвести до радикальної трансформації.

В умовах динамічного розвитку суспільства та ринку праці якісна підготовка фахівців є ключовим завданням закладів вищої освіти. Одним із важливих інструментів забезпечення цієї якості є чітко структурована рамка компетентностей спеціальності, яка відображає очікувані знання, уміння, навички та

здатності випускників. Однак, традиційні підходи до розробки таких рамок часто є складними, трудомісткими та потребують значних експертних зусиль.

У цьому контексті використання штучного інтелекту (ШІ) відкриває нові перспективи для оптимізації процесу створення рамок компетентностей. Застосування алгоритмів ШІ дозволяє автоматизувати рутинні завдання, виявляти приховані зв'язки між елементами освітнього стандарту та генерувати структуровані дані для подальшого аналізу експертами.

Метою цієї статті є розробка та опис методики створення рамки компетентностей спеціальності на основі освітнього стандарту із застосуванням інструментів штучного інтелекту, а також дослідження можливостей її інтеграції в навчальний процес та використання для індивідуалізації навчання та дуальної освіти.

Рамка компетентностей є структурованим переліком компетентностей, які визначають очікувані результати навчання за певною спеціальністю. Вона слугує основою для розробки освітніх програм, навчальних планів, методик оцінювання та критеріїв якості підготовки фахівців [2, с46].

Освітній стандарт спеціальності є основним нормативним документом, що визначає вимоги до змісту, обсягу та рівня підготовки випускників. Він містить перелік загальних та фахових компетентностей, а також очікувані результати навчання.

Загальні компетентності є універсальними здібностями, необхідними для успішної професійної та соціальної діяльності незалежно від спеціальності. Фахові компетентності відображають специфічні знання, уміння та навички, необхідні для виконання професійних завдань у певній галузі.

Результати навчання є конкретними та вимірюваними твердженнями про те, що студент повинен знати, розуміти та вміти робити після завершення певного етапу навчання. Для забезпечення чіткого зв'язку між компетентностями та результатами навчання використовується матриця відповідності, яка відображає, які саме результати навчання сприяють формуванню тієї чи іншої компетентності.

Запропонована методика передбачає використання штучного інтелекту для автоматизації первинного етапу створення рамки компетентностей на основі освітнього стандарту спеціальності. Процес включає наступні кроки:

1. Розподіл компетентностей та результатів навчання на пари: Алгоритм штучного інтелекту аналізує формулювання загальних та фахових компетентностей, а також результатів навчання, визначених в освітньому стандарті. На основі семантичного аналізу та встановлених критеріїв відповідності ШІ автоматично формує пари "компетентність - результат навчання".

2. Визначення діяльності для опанування: Для кожної сформованої пари ШІ пропонує перелік видів діяльності, які студент має опанувати для досягнення визначеного результату навчання та, відповідно, формування певної компетентності. При цьому враховуються рівні складності навчальної діяльності.

3. Формування таблиці аналізу: Отримана інформація у вигляді пар "компетентність - результат навчання" та запропонованих видів діяльності представляється у структурованій таблиці.

4. Експертний аналіз: Сформована таблиця аналізується гарантом спеціальності, завідувачем кафедри та професорами кафедри. Експерти оцінюють відповідність запропонованих пар та видів діяльності специфіці спеціальності, вносять необхідні корективи та доповнення.

5. Визначення дисциплін та розподіл: На основі скоригованої таблиці експертна комісія визначає перелік навчальних дисциплін, необхідних для формування визначених компетентностей, розподіляє компетентності та результати навчання між цими дисциплінами та визначає обсяг кредитів ECTS для кожної дисципліни.

Таблиця 1 – Приклад рамки компетентностей для спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Компетентність	Результат навчання	Діяльність
ЗК1. Здатність до абстрактного мислення, аналізу та синтезу	ПРН1. Аналізувати матеріали, конструкції та процеси на основі законів і теорій математики, природничих наук і прикладної механіки	Розв'язання задачі на визначення напружено-деформованого стану балки з використанням аналітичних методів
ЗК1. Здатність до абстрактного мислення, аналізу та синтезу	ПРН2. Виконувати оцінки параметрів працездатності матеріалів, конструкцій і машин в експлуатаційних умовах	Аналіз міцності матеріалу під динамічним навантаженням у лабораторній роботі
ЗК1. Здатність до абстрактного мислення, аналізу та синтезу	ПРН7. Застосовувати комп'ютеризовані системи (CAD/CAM/CAE)	Проведення кінематичного аналізу редуктора в ANSYS
ЗК2. Знання та розуміння предметної області та розуміння професійної діяльності	ПРН1. Аналізувати матеріали, конструкції та процеси	Розробка звіту з аналізу механічних властивостей композитного матеріалу
ЗК2. Знання та розуміння предметної області та розуміння професійної діяльності	ПРН2. Виконувати оцінки параметрів працездатності	Оцінка довговічності вала в умовах циклічного навантаження
ФК1. Здатність аналізу матеріалів, конструкцій та процесів на основі законів, теорій та методів	ПРН2. Виконувати оцінки параметрів працездатності	Лабораторне тестування матеріалу на міцність
ФК1. Здатність аналізу матеріалів, конструкцій та процесів на основі законів, теорій та методів	ПРН5. Використовувати аналітичні та чисельні математичні методи	Чисельне моделювання деформації конструкції
ФК2. Здатність робити оцінки параметрів працездатності матеріалів, конструкцій і машин	ПРН2. Виконувати оцінки параметрів працездатності	Оцінка втомної міцності деталі в лабораторії
ФК2. Здатність робити оцінки параметрів працездатності матеріалів, конструкцій і машин	ПРН3. Проводити технологічну і техніко-економічну оцінку	Аналіз економічної ефективності використання композитів

Розроблена рамка компетентностей інтегрується в навчальний процес через систему управління навчанням Moodle. Процес включає наступні етапи:

1. Визначення завдань та їх рівня: Викладач кожної дисципліни на основі розподілених компетентностей та результатів навчання визначає перелік навчальних завдань, необхідних для їхнього опанування студентами. Рівень складності кожного завдання визначається відповідно до таксономії Блума, що забезпечує поступове формування компетентностей від нижчих до вищих рівнів.

2. Затвердження завдань: Перелік завдань затверджується експертною комісією на відповідність визначеним компетентностям та результатам навчання.

3. Включення до рамки в Moodle: Затверджений перелік завдань включається до електронної рамки компетентностей, розміщеної в середовищі Moodle.

4. Підключення до курсу та завдань: Викладач підключає відповідні компетентності з електронної рамки до свого дистанційного курсу в Moodle та до конкретних навчальних завдань.

5. Зарахування компетентностей: У випадку успішного виконання завдання та отримання студентом порогової оцінки, відповідна компетентність автоматично зараховується йому в системі Moodle.

Для забезпечення ефективного контролю набуття компетентностей у Moodle може бути створений індивідуальний навчальний план (ІНП) для кожного студента. В ІНП зберігаються результати навчання студента за кожною дисципліною та інформація про рівень сформованості кожної компетентності на основі виконаних завдань.

Використання рамки компетентностей та ІНП дозволяє:

- Забезпечити прозорість процесу оцінювання навчальних досягнень студентів.
- Відстежувати індивідуальний прогрес кожного студента в опануванні компетентностей.
- Виявляти проблемні зони у навчанні та своєчасно коригувати освітній процес.
- Створити основу для індивідуалізації навчання, пропонуючи студентам навчальні траєкторії, що враховують їхні індивідуальні потреби та темп навчання.

Розроблена рамка компетентностей та індивідуальний навчальний план можуть бути ефективно використані для організації дуального навчання [2, с132]. Для цього необхідно:

1. Узгодити освітню та професійну рамки компетентностей: Провести порівняльний аналіз освітнього стандарту та вимог ринку праці для визначення спільних та специфічних компетентностей.

2. Створити індивідуальний навчальний план для дуального навчання: Розробити ІНП, який передбачає інтеграцію теоретичного навчання в закладі освіти з практичною підготовкою на підприємстві. В ІНП відображаються компетентності, що формуються як в освітньому середовищі, так і на робочому місці, а також критерії їхнього оцінювання.

Використання єдиної рамки компетентностей та ІНП для дуального навчання забезпечує узгодженість вимог до підготовки фахівців з боку освітніх закладів та роботодавців, підвищує практичну спрямованість навчання та сприяє кращій адаптації випускників до вимог ринку праці.

Запропонована методика створення рамки компетентностей спеціальності на основі освітнього стандарту з використанням штучного інтелекту є інноваційним підходом, що дозволяє оптимізувати цей складний процес. Автоматизація первинного етапу за допомогою ШІ зменшує трудомісткість завдання та забезпечує формування структурованих даних для подальшого експертного аналізу.

Інтеграція розробленої рамки компетентностей у середовище Moodle створює прозорий механізм оцінювання набуття компетентностей студентами та відкриває можливості для індивідуалізації навчання. Використання рамки компетентностей та індивідуальних навчальних планів є перспективним підходом для організації дуального навчання, що сприяє підвищенню якості підготовки фахівців, які відповідають вимогам сучасного ринку праці.

Подальші дослідження можуть бути спрямовані на вдосконалення алгоритмів штучного інтелекту для більш глибокого аналізу освітніх стандартів, розширення можливостей інтеграції рамки компетентностей з іншими освітніми платформами та розробку інструментів автоматизованого формування індивідуальних навчальних траєкторій студентів.

Перелік посилань

1. Вища освіта в Україні: зміни через війну: аналітичний звіт / Є. Ніколаєв, Г. Рій, І. Шемелинець. Київ: Київський університет імені Бориса Грінченка, 2023. Url: <https://www.kas.de/uk/web/ukraine/einzeltitel/-/content/visa-osvita-v-ukraini-zmini-cerez-vijnu>

2. Кухаренко В.М., Бондаренко В.В. Технології дуального навчання: Монографія. Харків: Вид-во КП «Міська друкарня», 2025. 205 с.

Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин; rmikhab@gmail.com

Подригало Надія Михайлівна, доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rnm2018@ukr.net

Аврунін Григорій Аврамович, кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, griavrunin@ukr.net

ВІБРОСТІЙКІСТЬ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ КЛАСУ 6 кН

В результаті проведеного дослідження отримано аналітичні вирази, що дозволяють провести оцінку вібростійкості моторно-трансмисійної установки трак-

торного самохідного шасі. Отримана математична модель дозволила також провести порівняльний аналіз вібростійкості моторно трансмісійної установки, ДВЗ яких мають два та три циліндри. Визначено також вплив кругової податливості ґрунта на величину мінімально допустимої середньої кутової швидкості ДВЗ.

Вібростійкість моторно-трансмісійної установки (машинних агрегатів з ДВЗ) істотно впливає на енергоефективність, динамічні та тягові властивості тракторів і самохідних шасі. Співвідношення кругової частоти змін крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння (частотою коливань, що збуджують) і частоти вільних (власних) коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора» є визначальним для ККД трансмісії і тягового коефіцієнта самохідного шасі.

У дослідженні, що проведено, визначено вплив числа циліндрів ДВЗ, від чого залежить нерівномірність крутного моменту, на частоту вільних коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора».

Оцінці та забезпеченню вібростійкості моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин присвячено роботу [1]. Показано, що поряд з дисипативними втратами у трансмісії виникають втрати, що зумовлені накопиченням та витрачанням кінетичної та потенційної енергій інерційних та пружних ланок. Розглянуто цикловий та миттєвий коефіцієнти корисної дії (ККД) трансмісії. Визначено взаємозв'язок між різними видами втрат у трансмісії [1], який показаний у наступній залежності

$$\eta_{\text{тр}} = (\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 1) \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}}$ – ККД, що враховує дисипативні втрати у трансмісії;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$ – динамічний ККД, що враховує втрати на розгін інерційних ланок;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}$ – пружний ККД трансмісії, що враховує втрати, пов'язані з коливальними процесами пружних ланок.

У роботі [1] отримано вираз для визначення циклового пружного ККД трансмісії, який має такий вид

$$\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}\right)_{\text{цикл}} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_{\text{оп}}}\right)}{I_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_{\text{вх}} \omega_M \cdot \pi \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (2)$$

де A_M – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ,

$$A_M = \bar{M}_i \frac{k_1}{2}; \quad (3)$$

$\bar{M}_i$ – середнє значення індикаторного крутного моменту двигуна;

k_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [1]

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_{\text{ц}}}; \quad (4)$$

$i_{\text{ц}}$ – число циліндрів ДВЗ;

$M_{\text{оп}}$ – момент опору на колінчастому валу ДВЗ, при усталеному режимі руху $M_{\text{оп}} = \bar{M}_i$;

$I_{\text{пр}}^*$ – приведений до валу двигуна момент інерції трансмісії та поступово рухомої маси трактора;

k – кругова частота вільних коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора»;

$\bar{\omega}_{\text{вх}}$ – середня кутова швидкість вхідного валу трансмісії, що дорівнює середній кутовій швидкості $\bar{\omega}_e$ колінчастого валу двигуна;

ω_M – кругова частота коливань крутного моменту ДВЗ,

$$\omega_M = 0,5\bar{\omega}_e i_{\text{ц}}. \quad (5)$$

В роботі [1] доведено, що при $i_{\text{ц}} < 4$ величина ω_M має бути більше величини k , тобто коливальні процеси повинні протікати у за резонансній зоні. При $i_{\text{ц}} \geq 4 - \omega_M < k$ тобто. процеси відбуватимуться у до резонансній зоні.

Розглянута в роботі [1] динамічна модель циклового пружного ККД (залежність (2)) дозволяє оцінювати вібростійкість з'єднання «колінчастий вал ДВЗ-вхідний вал трансмісії». Однак система «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора» є багато-масовою коливальною системою з безліччю ступенів свободи. У роботі [1] запропонована розрахункова схема моделі динамічної системи самохідного шасі класу 6 кН.

Аналіз, який проведено, показує, що в міру віддалення від ДВЗ і послідовної оцінки вібростійкості ділянки в трансмісії від колінчастого валу (інерційної обертової маси) до ведучих коліс буде відбуватися збільшення приведеної до зазначеного валу крутильної жорсткості валів трансмісії і зміна приведенного моменту інерції

Визначено, що найбільше значення $k = k_{\text{max}}$ буде на валу ведучого колеса. У цьому випадку

$$I_{\text{пр}}^{\text{к}} = I_{\text{к}} + 0,5m_{\text{т}} \cdot r_{\text{д}}^2, \quad (6)$$

де $I_{\text{к}}$ – момент інерції ведучого колеса;

$m_{\text{т}}$ – маса трактора;

$r_{\text{д}}$ – динамічний радіус колеса.

Приведена до колеса кругова жорсткість дорівнюватиме [4]

$$c_{\text{шп}}^{\text{к}} = \frac{1}{\lambda_{\text{кол}} + \lambda_{\text{грунт}}} = \frac{c_{\text{к}}^{\text{круг}}}{1 + \lambda_{\text{грунт}} c_{\text{к}}^{\text{круг}}}, \quad (7)$$

де $c_{\text{к}}^{\text{круг}}$ – кругова жорсткість шини ведучого колеса;

$\lambda_{\text{кол}}; \lambda_{\text{грунт}}$ – кругова податливість шини колеса та приведена до колеса кругова податливість ґрунту.

Остаточно отримано наступний вираз

$$\bar{\omega}_e > \frac{12,11}{i_{\text{ц}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{0,485}}{\sqrt{(1 + 37,412 \cdot \lambda_{\text{грунт}} m_{\text{Т}}^{0,97})(I_{\text{к}} + 0,5 m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2)}}. \quad (8)$$

Під час руху по дорозі з твердим покриттям $\lambda_{\text{грунт}} = 0$ і нерівність (8) спроститься до вигляду

$$\bar{\omega}_e > \frac{12,11}{i_{\text{ц}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{0,485}}{\sqrt{I_{\text{к}} + 0,5 m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2}}, \quad (9)$$

Або

$$\bar{\omega}_e > \frac{17,13}{i_{\text{ц}} r_{\text{д}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{-0,015}}{\sqrt{1 + \frac{2 I_{\text{к}}}{m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2}}}. \quad (10)$$

Нерівність (10) визначає умову вібростійкості самохідного шасі з $i_{\text{ц}} < 4$. Розглянемо умову збереження вібростійкості трансмісії з прикладу самохідного шасі Т-16МГ, який має такі параметри:

- момент інерції ведучого колеса [2] $I_{\text{к}} = 17,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
- маса трактора $m_{\text{Т}} = 1810 \text{ кг}$;
- динамічний радіус ведучого колеса $r_{\text{д}} = 0,59 \text{ м}$;
- число циліндрів двигуна $i_{\text{ц}} = 2$;
- вантажопідйомність $q = 1000 \text{ кг}$.

Позначимо праву частину нерівності (10) як мінімально допустиму середню кутову швидкість

$$\bar{\omega}_{\text{emin}} = \frac{17,13}{i_{\text{ц}} r_{\text{д}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{-0,015}}{\sqrt{1 + \frac{2 I_{\text{к}}}{m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2}}}. \quad (11)$$

Таким чином, умова вібростійкості моторно-трансмісійної установки набуде вигляду

$$\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}. \quad (12)$$

Для даного випадку:

$\bar{\omega}_{e\min} = 12,63 \text{ c}^{-1}$ – у порожньому стані;

$\bar{\omega}_{e\min} = 12,67 \text{ c}^{-1}$ – при повному завантаженні (маса вантажу $q = 1000 \text{ кг}$).

Номінальна кутова швидкість колінчастого валу при реалізації максимальної потужності $N_{e\max} = 18,38 \text{ кВт}$ становить $\bar{\omega}_e = \omega_{\text{ном}} = 188,5 \text{ c}^{-1}$. Таким чином, $\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}$ і умова вібростійкості виконана. При встановленні ДВЗ тієї ж потужності, але за $i_{\text{ц}} = 3$ значення $\bar{\omega}_{e\min}$ будуть менше і становитимуть:

$\bar{\omega}_{e\min} = 8,42 \text{ c}^{-1}$ – у порожньому стані;

$\bar{\omega}_{e\min} = 8,45 \text{ c}^{-1}$ – при повному завантаженні.

Таким чином, установка трициліндрового двигуна замість двоциліндрового на самохідне шасі класу 6 кН дозволяє значно підвищити вібростійкість трансмісії.

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок у тому, що ступінь завантаження самохідного шасі (його платформи) незначно впливає на величину $\bar{\omega}_{e\min}$.

У роботі [4] визначено коефіцієнти кругової податливості, які становлять:

$\lambda_{\text{грунт}} = 0,365 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$ – для стерні;

$\lambda_{\text{грунт}} = 0,952 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$ – для оранки.

Мінімально допустима середня кутова швидкість колінчастого валу при русі по стерні і $i_{\text{ц}} = 2$ становить:

– $\bar{\omega}_{e\min} = 7,435 \text{ c}^{-1}$ при порожньому самохідному шасі;

– $\bar{\omega}_{e\min} = 6,421 \text{ c}^{-1}$ при повністю завантаженому самохідному шасі.

При русі по оранці

– $\bar{\omega}_{e\min} = 5,138 \text{ c}^{-1}$ – при порожньому самохідному шасі;

– $\bar{\omega}_{e\min} = 4,287 \text{ c}^{-1}$ – при повністю завантаженому самохідному шасі.

Отже, при роботі на ґрунті, що деформується (стерні і оранці), вібростійкість моторно-трансмісійної установки підвищується за рахунок зменшення величини $\omega_{e\min}$.

В результаті проведеного дослідження визначено аналітичні вирази для оцінки вібростійкості моторно-трансмісійних установок тракторних самохідних шасі з дво- та трициліндровими ДВЗ. Отримано вираз мінімально допустимої величини середньої кутової швидкості колінчастого валу.

При роботі на твердому дорожньому покритті завантаження машини незначно впливає на величину мінімально допустимої середньої кутової швидкості ДВЗ, яка коливається в межах $12,63 \text{ c}^{-1}$ - $12,67 \text{ c}^{-1}$.

Установка трициліндрового ДВЗ замість двоциліндрового дозволяє отримати $\omega_{e\min} = (8,42 \text{ c}^{-1} - 8,45 \text{ c}^{-1})$, що свідчить про більш високу вібростійкість такого варіанту застосування моторно-трансмісійної установки.

При русі самохідного шасі по опорній поверхні, що деформується, вібростійкість моторно-трансмісійної установки підвищується, про що свідчить зниження $\overline{\omega}_{e\min}$ до величин:

- 6,421 с⁻¹ - 7,435 с⁻¹ – на стерні;
- 4,287 с⁻¹ - 5,138 с⁻¹ – на оранці.

При використанні ДВЗ $i_{\text{ц}} = 4$ необхідно додаткове дослідження, оскільки необхідність забезпечення $\omega_M > k$ змінює підхід до аналізу динамічної системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора» [1,2].

При проведенні оцінювання вібростійкості моторно-трансмісійних установок, що мають ДВЗ з числом циліндрів, меншим ніж 4, достатньо розглядати тільки вібростійкість валу ведучого колеса. Якщо вимога вібростійкості виконується для цього валу, то вона виконується і для всієї моторно-трансмісійної установки.

Перелік посилань

1. Подригало, Н. М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореф. дис. ... док. техн. наук. М-во освіти і науки України, ХНАДУ. Х.: ХНАДУ, 2016. 36 с.

2. Liang Xingyu, Shu Gequn, Dong Lihui etc. Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine // See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/221911547>.

3. Sherali Mamaev, Anna Avdeeva, Shukurali Tursunov etc. Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel-motor unit of mains diesel locomotive UZTE16M / E3S Web of Conferences 401, 05014/ (2023) CONMECHYDRO - 2023. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340105014>

4. Подригало М.А., Гецович Є.М. Артьомов М.П., Холодов М.П. Дослідження буксування ведучих коліс трактора при русі по деформованій опорній поверхні / Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. – Вип. 1 (35), 2019. с. 13-18.

5. Подригало М.А., Подригало Н.М., Бобошко О.А., Коряк О.О. Вібростійкість моторно-трансмісійних установок з двигунами внутрішнього згоряння / Матеріали VIII-ої Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-15 квітня 2020 р. Вінниця, ВНТУ, 2020. С. 268-271.

6. Подригало М.А., Кашканов А.А., Коряк О.О. Забезпечення енергоефективності трансмісій автомобілів та тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ, ВМТ, вип. 13, вип. 1, с. 102-110, Лип 2021.

ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ КОНТРОЛЕМ РОЗСІЮВАННЯ ВИТРАТ БЕНЗИНІВ З ДОМІШКАМИ БІОЕТАНОЛУ

Метод розрахунку показників паливної економічності автомобілів контролем розсіювання витрат рідких біопалив, розроблений автором, полягає в розрахунку значення запропонованого коефіцієнта зміни витрат біопалив, який враховує зміну густини, нижчої теплоти згорання та теоретично необхідної кількості повітря для згорання 1 кг біодомішок різних об'ємних концентрацій в паливах на основі бензину (дизельного палива) та подальшого його використання як коефіцієнта пропорційності між витратою палива автомобіля, що працює на традиційному нафтовому рідкому паливі та витратою палива автомобіля, що працює на біопаливі з відомою об'ємною концентрацією відомої за фізико-хімічними властивостями біодомішкою.

Для реалізації вказаного методу запропоновано ввести наступні нові категорії: відносна густина $\Delta\rho$, відносна нижча теплота згорання біодомішки ΔH_u та відносна теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг біодомішки в паливі ΔL_0 . Використання вказаних категорій дає можливість сформулювати умову зменшення витрат біопалив двигуном автомобіля, порівнювати та обирати біопалива з різними біодомішками різних об'ємних концентрацій та контролювати розсіювання витрат рідких біопалив.

Також розроблено структурно-логічну схему реалізації даного методу, використання якої дозволяє в процесі експлуатації автомобілів визначати та контролювати розсіювання витрат біопалив з урахуванням умов їх руху в системі «водій-автомобіль-дорога-середовище».

На даному етапі виникла необхідність перевірити адекватність запропонованого методу розрахунку показників паливної економічності автомобілів значенням витрат бензинів з домішками біоетанолу, що отримано експериментальним шляхом.

В [1] автори наводять результати стендових випробувань двигуна VW BBU (4C 7,65/7,56) з іскровим запалюванням потужністю 55 кВт за використання бензину та палива E50, що має в своєму складі домішку біоетанолу 50 % за об'ємом. Результати випробувань показують, що при практично незмінній витраті повітря і коефіцієнта наповнення циліндрів двигуна за роботи на біопаливі E50 його витрата більша в середньому на 21,6 % у порівнянні з витратою бензину. Авторі стверджують, що це пов'язано з відмінністю теплоти згорання використаних палив, з чим можна погоджуватись, але одночасно необхідно враховувати зміну теоретично необхідної кількості повітря для згорання даного біопалива, що потенційно може скоригувати система керування подачею палива двигуна, задача якої є забезпечення стабільного значення коефіцієнта надлишку повітря паливо-повітряної суміші. Густина бензину та біоетанолу прак-

тично однакова та має однаковий характер зміни в залежності від температури. Тому домішки біоетанолу до бензину фактично не впливають на кінцеве значення густини біопалив з різним об'ємним вмістом біоетанолу або цей вплив можна вважати несуттєвим.

Розрахунок за методом, що розроблено, з використанням таких категорій як відносна густина домішки, відносна нижча теплота згорання та відносна теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг біодомішки до нафтового рідкого палива показує, що з урахуванням об'ємної концентрації біоетанолу в паливі Е50 його витрата буде збільшуватись на 24,2 %.

Необхідно зазначити, що великі об'ємні концентрації біоетанолу в паливі суттєво впливають на процес сумішоутворення, який в даному випадку потребуватиме корегування для зменшення втрат енергії палива, що згоряє.

За отриманими експериментальними та розрахунковими даними неважко встановити значення їх абсолютної різниці або відносної похибки.

Отримано значення відносної похибки результатів експериментальних досліджень витрати біопалива двигуна VW BBU (4Ч 7,65/7,56) з іскровим запалюванням потужністю 55 кВт за використання біопалива Е50 та теоретичних розрахунків витрати вказаного біопалива розробленим методом розрахунку показників паливної економічності автомобілів контролем розсіювання витрат рідких біопалив, яке складає 11,6 %, що свідчить про задовільну адекватність запропонованого методу результатам експериментальних досліджень.

Перелік посилань

1. Добровольський О.С., Цюман М.П., Ступак Н.С., Сосіда С.В. Вплив добавки спирту до бензину на викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигуна з іскровим запалюванням. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки» – К.: НТУ, 2021. – № 3(50). – С. 57 – 66.

Нікорчук Андрій Іванович, канд. техн. наук, доцент, докторант Національної академії Національної гвардії України, nikorchuk@ukr.net

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОЛОН БЕЗПІЛОТНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ЗБІЛЬШЕННЯ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ

Ведення активних бойових дій із захисту державного суверенітету України вимагає шукати шляхи для оперативно-тактичної переваги над противником. Одним з таких напрямків є здатність швидкого і безперешкодного переміщення військ, техніки та матеріально-технічних засобів в район зосередження або виконання завдань. Впровадження безпілотних транспортних засобів, що здатні рухатись у автоматизованих колонах, відкриває нові можли-

вості для підвищення мобільності військових формувань. Перевагами безпілотних транспортних засобів що рухаються в колоні, є:

- мінімізація присутності водіїв у транспортних засобах знижує ризик втрат серед особового складу, особливо в умовах підвищеної небезпеки;
- безпілотні колони забезпечують підвищення ефективності використання автомобільних доріг завдяки точному дотриманню дистанцій і синхронізації руху;
- автоматизоване управління забезпечує зменшення втрат часу на зупинки, погодження дій та помилки керування;
- виключення людського фактору (фізична, психоемоційна втома), що дозволяє здійснювати тривалий безперервний рух у складних умовах;
- у разі загрози або ускладнення обстановки можлива зміна без фізичної участі екіпажу, у тому числі із застосуванням алгоритмів адаптивного планування;
- безпілотні транспортні засоби легко інтегруються у мережоцентричні системи управління, дозволяючи оперативно реагувати на зміну обстановки;
- завдяки скороченим габаритним інтервалам та скоординованому маневруванню, безпілотна колона має нижчий рівень демаскувальних ознак та підвищену живучість.

В доповіді представлені результати дослідження пропускної здатності автомобільних доріг при використанні колон з безпілотними транспортними засобами. Встановлено, що є можливим зменшення дистанції між сумісними автомобілями до величини шляху запасу $l_3 = 5$ м. При цьому при максимальній швидкості руху $V = 20$ м/с (72 км/год) величина коефіцієнта K_N зростання пропускної здатності автомобільної дороги досягає 3. Використання безпілотних автомобілів дозволяє зменшити шлях запасу l_3 практично до нуля ($l_3 \cong 0$). В цьому випадку коефіцієнт K_N зростання пропускної здатності автомобільних доріг зростає (в залежності від габаритної довжини D) при швидкості руху 16,7 м/с (60 км/год) у 2 – 10 разів.

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

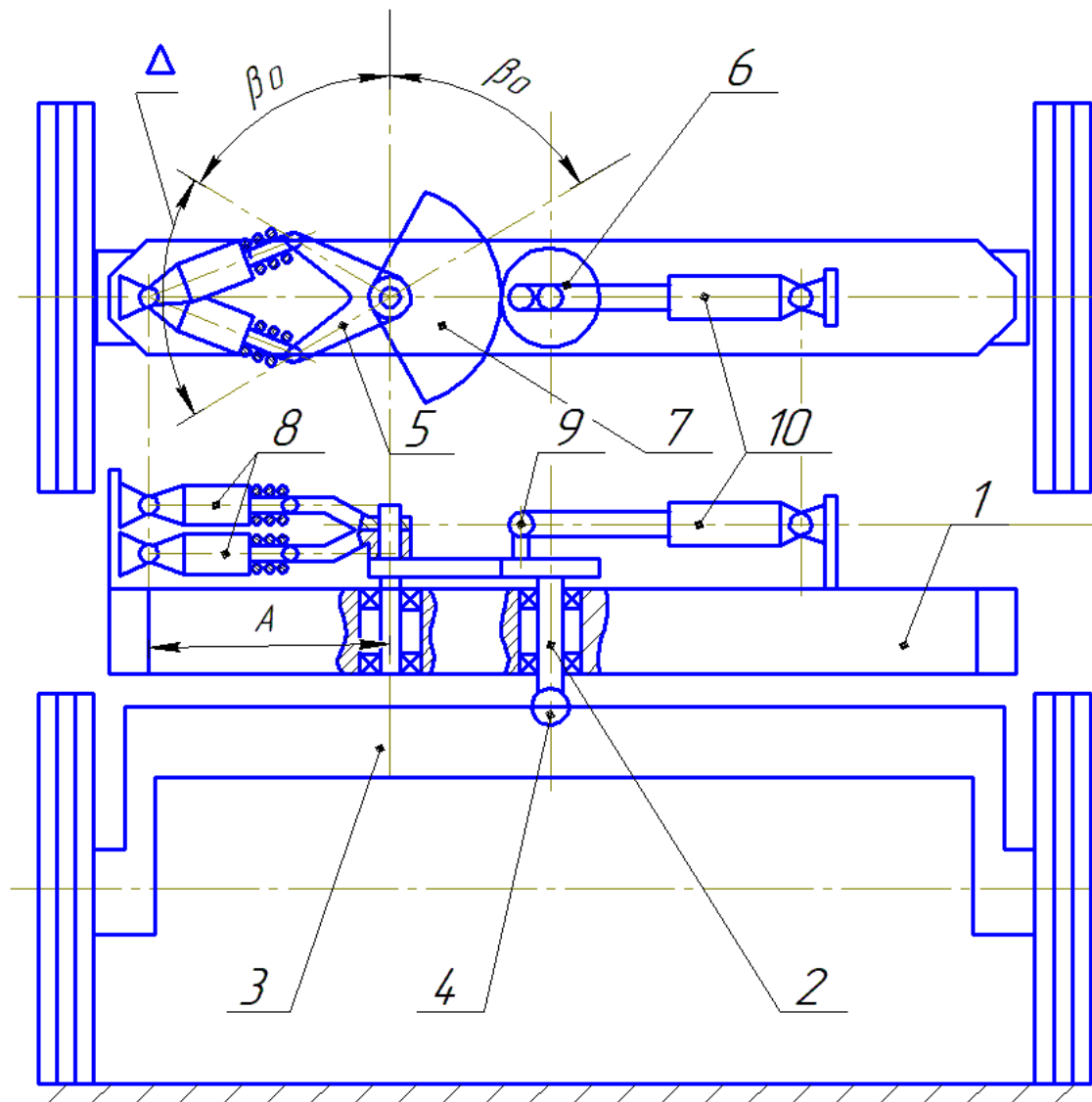
Закапко Олександр Григорович, доктор філософії, доцент, заступник начальника університету з озброєння, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

Біша Владислав Михайлович, ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ПЕРЕДНЬОГО МОСТУ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ

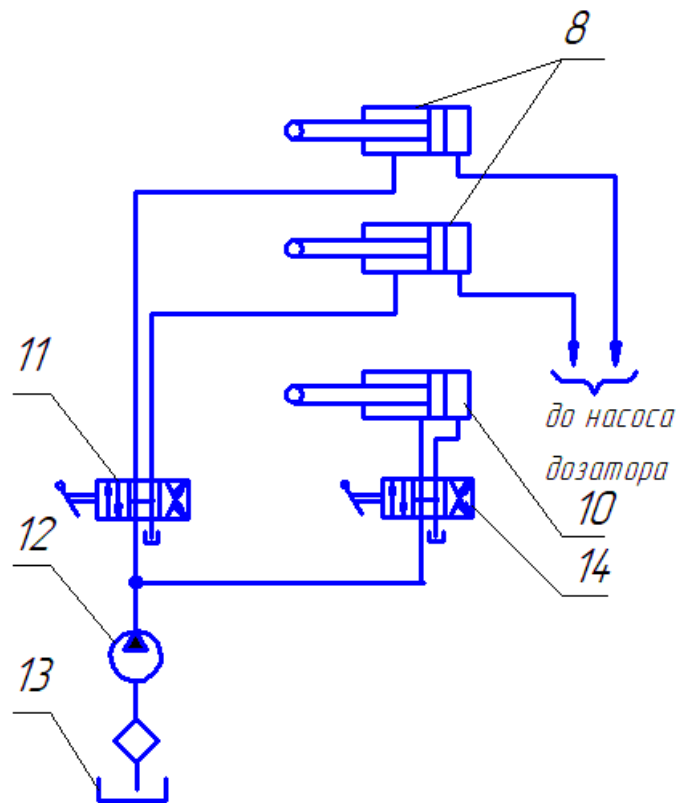
Схему поворотного моста з приводом керування представлено на рис. 1. На рис.2 приведена гідравлічна схема керування поворотом моста. Розрахунок

проводимо за умовою реалізації граничної із зчеплення бічної сили на колесах передньої осі. Експлуатційна маса самоходного шасі $m_t = 2075$ кг, на передню вісь $m_n = 38$ кг, а на задню – $m_z = 1690$ кг. Розрахунок проводиться на статичну міцність при дії максимального навантаження.



1 – передній брус рами; 2 – вертикальний вал приводу поворотного мосту;
 3 – передній поворотний міст; 4 – вісь балансиру; 5 – двоплечий поворотний важіль; 6 – шестерня; 7 – зубчастий сектор; 8 – гідроциліндри керування; 9 – важіль повороту мосту на 180°; 10 – додатковий гідроциліндр керування поворотом мосту на 180° 11 – гідравлічний розподільник управління поворотом мосту на 180°

Рисунок 1 – Схема кермового приводу самохідного шасі СШ26



8 – гідроциліндри керування; 9 важіль повороту мосту на 180°; 10 – додатковий гідроциліндр керування поворотом мосту на 180° 11 – гідравлічний розподільник управління поворотом мосту на 180°; 12 – гідронасос; 13 – бак; 14 – гідравлічний розподільник (додатковий) для керування поворотом мосту на 180°

Рисунок 2 – Гідравлічна схема керування поворотом переднього моста

Визначення розрахункового навантаження.

Момент опору повороту переднього моста може бути визначений за наступною залежністю [1]

$$M_{опор} = f \cdot h_0 \cdot P_{\delta 1}, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт опору кочення передніх коліс;

h_0 – відстань від опорної поверхні дороги до осі балансиру, $h_0 = 750$ мм;

$P_{\delta 1}$ – бічна сила, що діє на передню вісь при повороті самохідного шасі.

Максимальне значення бічної сили визначається сумарною граничною зі зчеплення бічною реакцією дороги на колесах передньої осі

$$P_{\delta 1 \max} = R_{\delta 1 \max} = -R_{z1} \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}, \quad (2)$$

де R_{z1} – сумарна нормальна реакція дороги на колесах передньої осі; $R_{z1} = m_n \cdot g = 380 \cdot 9,81 = 3727,8$ Н; ($m_n = 380$ кг);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Для сухого асфальтобетону можна прийняти [2] $\varphi = 0,7$ та $f = 0,02$.

Таким чином, максимальний за зчепленням передніх коліс з дорогою момент опору повороту переднього моста буде дорівнювати

$$(M_{\text{опор}})_{\text{max}} = 0,02 \cdot 0,75 \cdot 3727,8 \cdot \sqrt{0,7^2 - 0,02^2} = 39,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент опору, наведений до валу поворотного важеля

$$M_{\text{важ}} = \frac{(M_{\text{опор}})_{\text{max}} \cdot U_{\text{зн}}}{\varphi_{\text{зн}}}, \quad (3)$$

де $U_{\text{зн}}$ – передатне відношення пари «шестерня-зубчастий сектор», приймаємо $U_{\text{зн}} = 4$;

$\varphi_{\text{зн}}$ – ККД зубчастої пари; для циліндричних прямозубих коліс $\varphi_{\text{зн}} = 0,988$ [3].

Визначимо $M_{\text{важ}} = 39,1 \cdot 4 / 0,988 = 158,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Зусилля на штоку циліндра [1]

$$P_{\text{шт}} = \frac{M_{\text{важ}}}{R} \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} + \sin\left(\frac{\alpha}{U_{\text{зн}}} - \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{U_{\text{зн}}} - \beta_0\right)} \right]^2}, \quad (4)$$

де R — плече важеля, $R = 162 \text{ мм}$;

A – відстань між точкою кріплення гідроциліндра 8 та віссю обертання зубчастого сектора 7 (див. рис. 1);

β_0 – кут початкової установки двоплечого поворотного важеля 5 (див. рис. 1).

Кут β_0 знаходимо з таких міркувань. На рис. 3 показана схема повороту самохідного шасі на місці навколо одного із задніх провідних коліс. На схемі кермового приводу відсутня пара «шестерня – зубчастий сектор». Для того, щоб лінія, що відповідає продовженню передньої осі, перетнула точку O_1 або O_2 (залежно від напрямку повороту), необхідно повернути передню вісь вліво або вправо (рис. 3) на кут

$$\alpha_{\text{max}} = \alpha_{\text{max}}^{\text{лев}} = (\alpha_{\text{max}}^{\text{прав}}) = 90^\circ - \arctg \frac{B}{2L}, \quad (5)$$

де B – колія задніх коліс, $B = 1,260$ м;
 L – подовжня колісна база, $L = 2,75$ м.

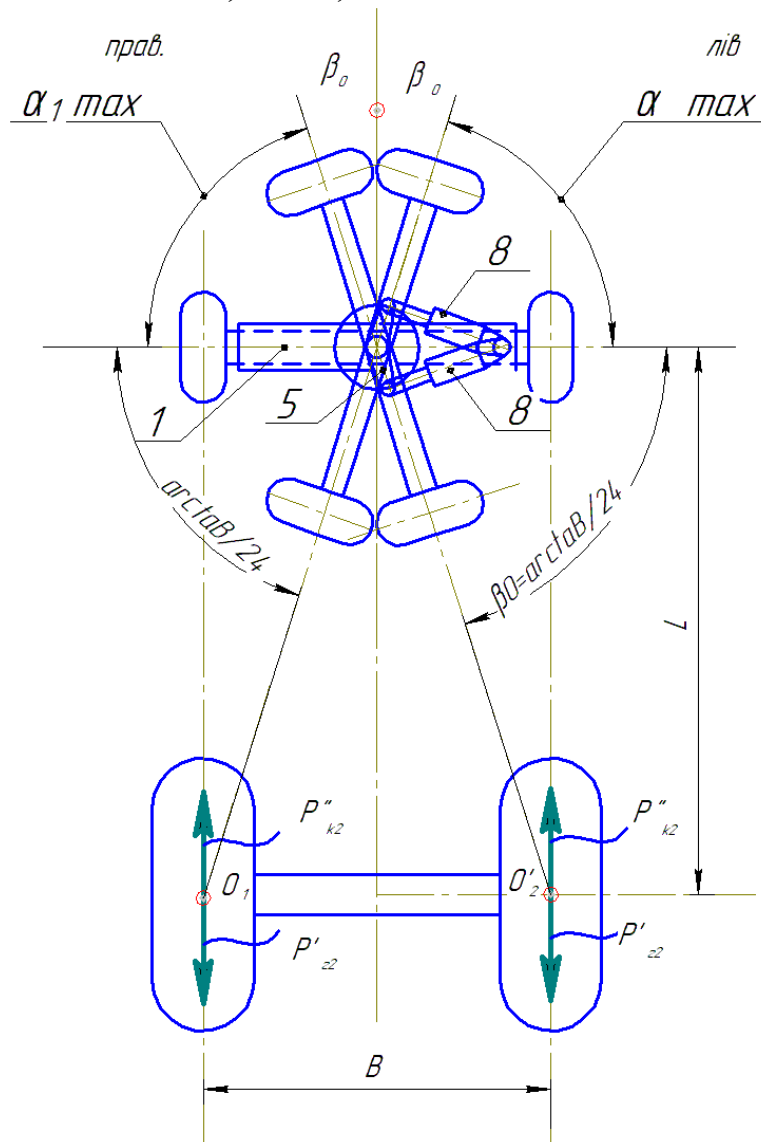


Рисунок 3 – Схема повороту самохідного шасі на місці навколо точки торкання з дорогою одного із задніх провідних коліс (зубчаста пара відсутня і $U_{zn} = 1$)

При повороті на вказані кути передній міст повинен зайняти стійке положення. Це можливо у разі, коли вісь гідроциліндра 8, поршневої порожнини якого при розглянутому напрямку повороту створюється тиск рідини, і вісь пов'язаного з ним плеча поворотного важеля 5 витягнуті вздовж однієї лінії. У цьому випадку механізм перебуватиме у «мертвому становищі». Для того, щоб це сталося, кут початкової установки важеля β_0 повинен дорівнювати

$$\beta_0 = \arctg \frac{B}{2L} . \quad (6)$$

Поворот двоплечого важеля на кут $\alpha_{\max}$, який може досягати величини

70°-75°, тягне за собою значне кутове переміщення силових гідроциліндрів 8 (рис. 3). Це, своєю чергою, вимагає значного будівельного простору у районі переднього бруса. З метою зменшення кутового переміщення двоплечого поворотного важеля 5 і була встановлена пара «шестерня - зубчастий сектор».

Отже, при повороті переднього моста та шестерні на кут $\alpha_{\max}$ зубчастий сектор і двоплечий поворотний важіль повертаються на кут ψ , рівний

$$\psi = \frac{\alpha_{\max}}{U_{3n}} = \frac{90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{B}{2L}}{U_{3n}}. \quad (.7)$$

Тоді в даному випадку кут початкової установки плечей двоплечого важеля 5 (рис. 1) дорівнює

$$\beta_0 = 90^\circ - \psi = 90^\circ - \frac{90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{B}{2L}}{U_{3n}} = \frac{90^\circ (U_{3n} - 1) + \operatorname{arctg} \frac{B}{2L}}{U_{3n}}. \quad (8)$$

Після підстановки параметрів отримаємо

$$\beta_0 = \frac{90^\circ (4 - 1) + \operatorname{arctg} \left(\frac{1,26}{2 \cdot 2,75} \right)}{4} = 70,726^\circ \cong 71^\circ.$$

З компоновальних міркувань при використанні гідроциліндра ГЦ 40.20.250.020.00 приймаємо $A = 598$ мм (див. рис. 1 і співвідношення (4).

Для здійснення повороту на місці навколо одного із задніх коліс, крім повороту переднього моста на кут $\alpha_{\max}$, необхідно також на колесі, що забігає, створити тягову силу $P''_{\kappa 2}$, а на відстаючому колесі – гальмівну силу $P'_{\varepsilon 2}$. Конструкція трансмісії самохідного шасі СШ26 дозволяє це зробити. Для здійснення цього достатньо розгальмувати гальмо-зупинки планетарного механізму повороту і загальмувати колесо борту, що відстає, за допомогою системи автоматичного роздільного гальмування бортів самохідного шасі. У цьому випадку на колесі, що забігає, створюється тягова сила $P''_{\kappa 2}$, а на відстаючому – гальмівна сила $P'_{\varepsilon 2}$. Крутний момент дорівнює

$$M_n = \frac{B}{2} \cdot (P''_{\kappa 2} + P'_{\varepsilon 2}). \quad (9)$$

Для здійснення повороту необхідно, щоб виконувалася умова

$$M_n > M_f, \quad (10)$$

де M_f – момент опору повороту, викликаний опором коченню передніх коліс;

$$M_f = m_n \cdot g \cdot f \cdot \sqrt{L^2 + \frac{B^2}{4}} = 380 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{2,75^2 + \frac{1,26^2}{4}} = 210,34 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (11)$$

При реалізації повністю зчіпної ваги на колесах задньої осі

$$P''_{\kappa 2} = P'_{\varepsilon 2} = m_3 \cdot g \cdot \varphi. \quad (12)$$

Отже

$$M_n = B \cdot m_3 \cdot g \cdot \varphi = 1,26 \cdot 1690 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = 14622,59 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таким чином, $M_n \square M_f$, та умова можливості повороту виконується. При цьому немає необхідності доводити до блокування відстаюче колесо і до буксування – колесо, що забігає.

З урахуванням вибраних параметрів залежність зусилля на штоку гідроциліндра 8 (рис. 1) від кута повороту переднього моста набуде вигляду

$$P_{um} = \frac{158,3}{0,162} \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{\frac{0,162}{0,598} + \sin\left(\frac{\alpha}{4} - 71^\circ\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} - 71^\circ\right)} \right]^2}.$$

У таблиці 1 наведено результати розрахунку зусилля на штоку гідроциліндра 8 (рис. 1) при різних кутах повороту переднього моста.

У цій же таблиці наведено розрахункові значення тиску P_ε рідини в поршневій порожнині гідроциліндра 8, що визначаються за формулою

$$P_\varepsilon = \frac{4P_{um}}{\pi \cdot d_n^2}, \quad (13)$$

де d_n – діаметр поршня гідроциліндра, $d_n = 40$ мм.

Аналіз результатів розрахунку, зроблених у таблиці 1, показує, що максимальний тиск у поршневій порожнині при керуванні поворотом у процесі руху самохідного шасі становить $1,789 \text{ МПа} \cong 1,8 \text{ МПа}$.

Момент опору повороту моста при нерухомому тракторі

$$M'_{опор} = 0,5 \cdot R_{z1} \cdot f \cdot B = 0,5 \cdot m_n \cdot g \cdot f \cdot B = 0,5 \cdot 380 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 1,26 = 60,39 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таблиця 1 – Розрахунок зусилля на штоку силового гідроциліндра при повороті моста в процесі руху

Кут повороту моста α , град.	0	10	20	30	40	45
Зусилля на штоку $P_{шт}$, Н	2248	2012	1827	1680	1560	1509
Тиск рідини P_z в поршневій порожнині, МПа	1,789	1,601	1,454	1,337	1,241	1,201

Момент, наведений до валу поворотного важеля

$$M'_{важ} = \frac{60,39 \cdot 4}{0,988} = 244,49 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При повороті на місці навколо одного із задніх коліс тиск рідини створюється в штоковій порожнині одного із гідроциліндрів. Зусилля на штоку, в цьому випадку, визначається при зміні на протилежний знак перед α у рівнянні (4)

$$P'_{шт} = \frac{M_{важ}}{R} \cdot \sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} - \sin\left(\frac{\alpha}{U_{zn}} + \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{U_{zn}} + \beta_0\right)} \right]^2}. \quad (14)$$

Розрахунок значень $P'_{шт}$ залежно від кута повороту моста α наведено у таблиці 2. У цьому випадку кут α змінюється від 0 до $90^\circ - \arctg \frac{B}{2L} = 73,588^\circ \cong 74^\circ$

Таблиця 2 – Розрахунок зусилля на штоку силового гідроциліндра при повороті трактора навколо одного із задніх коліс

Кут повороту моста α , град.	0	10	20	30	40	50	60	70	74
Зусилля на штоку $P'_{шт}$, Н	3472	3946	4607	5563	7062	9731	15759	41952	125825
Тиск рідини P'_z в поршневій порожнині, МПа	3,684	4,187	4,888	5,902	7,493	10,325	16,721	44,512	133,557

Тиск рідини P'_z в поршневій порожнині

$$P'_z = \frac{4P'_{um}}{\pi \cdot (d_n^2 - d_u^2)}, \quad (15)$$

де d_u – діаметр штока, $d_u = 20$ мм.

Аналіз результатів розрахунку показує, що при кутах повороту α переднього моста понад 60° різко зростає необхідний тиск рідини P'_z . Воно становить понад 16 МПа, що є неприпустимим. Для зниження зазначеного піку тиску P'_z необхідно при повороті на місці подавати тиск рідини в поршневу порожнину гідроциліндра, що відповідає напрямку повороту.

Визначимо тиск рідини у системі, необхідний для забезпечення повороту переднього моста на кут $\alpha_{\max}$.

Крутний момент, що створюється при подачі тиску рідини в поршневу порожнину, визначимо з рівняння (4)

$$M_{нов} = \frac{P_z \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot R}{\sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} + \sin(\frac{\alpha}{4} - \beta_0)}{\cos(\frac{\alpha}{4} - \beta_0)} \right]^2}}. \quad (16)$$

Крутний момент при подачі тиску в штокову порожнину другого циліндра 8

$$M'_{нов} = \frac{P'_z \cdot \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_u^2)}{4} \cdot R}{\sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} - \sin(\frac{\alpha}{4} + \beta_0)}{\cos(\frac{\alpha}{4} + \beta_0)} \right]^2}}. \quad (17)$$

При одночасній подачі тиску рідини в обидві зазначені порожнини гідроциліндрів $P'_z = P_z$ момент, що повертає

$$M_{нов} = \frac{\pi \cdot P_z \cdot R \cdot d_n^2}{4} \cdot \left\{ \frac{1}{\sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} + \sin(\frac{\alpha}{4} - \beta_0)}{\cos(\frac{\alpha}{4} - \beta_0)} \right]^2}} + \frac{1 - (d_u / d_n)^2}{\sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} - \sin(\frac{\alpha}{4} + \beta_0)}{\cos(\frac{\alpha}{4} + \beta_0)} \right]^2}} \right\}. \quad (18)$$

З рівняння (18) визначимо необхідний тиск рідини

$$P_z = \frac{4M_{нов}}{\pi \cdot R \cdot d_n^2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} + \sin(\frac{\alpha}{4} - \beta_0)}{\cos(\frac{\alpha}{4} - \beta_0)} \right]^2}} + \frac{1 - (d_u / d_n)^2}{\sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} - \sin(\frac{\alpha}{4} + \beta_0)}{\cos(\frac{\alpha}{4} + \beta_0)} \right]^2}}}. \quad (19)$$

У таблиці 3 наведено результати розрахунку тиску рідини при різних кутах повороту переднього моста у разі повороту самохідного шасі на місці навколо одного із задніх провідних коліс.

Таблиця 3 – Розрахунок необхідного тиску рідини при її одночасній подачі в поршневу та штокову порожнини двох різних циліндрів відповідно до напрямку повороту

Кут повороту моста α , град.	0	10	20	30	40	50	60	70	74
Тиск рідини P_z МПа	1,790	1,576	1,558	1,530	1,505	1,483	1,479	1,501	1,538

Таким чином, при забезпеченні повороту на місці необхідно одночасно включити гідророзподільвач у положення відповідного напрямку повороту та здійснювати поворот рульового колеса у цьому напрямку. Після повороту переднього моста на кут $\alpha_{\max}$ вплив на кермо можна припинити.

Визначення тиску рідини, необхідного для забезпечення повороту мосту на 180°. На прямому ході штока гідроциліндра 10 (рис. 1) тиск рідини подається в штокову порожнину. У цьому випадку вираз (11.4) при $\beta_0 = -90^\circ$ набуде вигляду

$$P_{ум} = \frac{M_{опор}}{R_1} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\frac{R_1}{A_1} + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)^2} . \quad (20)$$

При зворотньому ході штока

$$P'_{ум} = \frac{M_{опор}}{R_1} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \alpha - \frac{R_1}{A_1}}{\sin \alpha} \right)^2} . \quad (21)$$

При $R_1 = 162$ мм і $A_1 = 595$ мм перетворимо вирази (20) і (21) до вигляду при $M_{опор} = 60,39$ Н·м

$$P_{ум} = 372,78 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{0,272 + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)^2} ; \quad (22)$$

$$P'_{ум} = 372,78 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \alpha - 0,272}{\sin \alpha} \right)^2} . \quad (23)$$

Тиск рідини при прямому ході штока

$$P_z = \frac{4P_{ум}}{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2)} = \frac{4}{3,14 \cdot (40^2 - 20^2)} \cdot P_{ум} . \quad (24)$$

Тиск рідини при зворотньому ході штока

$$P'_z = \frac{4P'_{ум}}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4}{3,14 \cdot 40^2} \cdot P'_{ум} . \quad (25)$$

У таблиці 4 наведені результати розрахунку тиску рідини в силовому гідроциліндрі 10, необхідного для повороту моста на 180° .

Таблиця 4 – Розрахунок тиску рідини, необхідного для повороту моста на 180°

Кут повороту моста α , град		0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Прямий хід	$P_{ум}$, Н	∞	1372	0,708	499	409	375	385	470	818	∞
	P_z , МПа	∞	1,456	0,751	0,529	0,434	0,398	0,408	0,499	0,868	∞
Зворотний хід	$P'_{ум}$, Н	∞	818	470	385	374	409	499	708	1372	∞
	P'_z , МПа	∞	0,651	0,374	0,306	0,298	0,325	0,397	0,563	1,091	∞

Аналіз результатів розрахунку, приведених у таблиці 4, показує, що прак-

тично у всьому діапазоні зміни кутів повороту α переднього поворотного моста при його розвороті на 180° у процесі навішування знарядь та машин реалізується тиск рідини в межах від 0,3 МПа до 1,5 МПа, що становить незначні величини. Небезпекою є крайні положення важеля 9 (рис. 1), відповідні «мертвим» положенням механізму. Для виходу з мертвих положень, крім перемикання додаткового розподільника 14 (рис. 2), необхідно поворотом рульового приводу забезпечити подачу тиску у відповідну порожнину одного з циліндрів 8. Для запобігання пікового значення тиску рідини при проходженні штока поблизу «мертвих» положень необхідно в гідролініях передбачити запобіжні клапани.

Таким чином, пропонована конструкція рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі СШ26 дає змогу здійснювати такі маневри:

- управління напрямком руху самохідного шасі;
- поворот на місці навколо точки торкання з дорогою одного із задніх ведучих коліс;
- поворот переднього поворотного моста на місці на кут 180° під час механізованого навішування знарядь у міжосьовий простір самохідного шасі.

Перелік посилань

1. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: Дис. ... доктора техн. наук: 05.22.02 /Бобошко Олександр Андрійович. – Харків, 2019. – 332 с.
2. Гармаш В.П. Поліпшення маневреності колісних машин шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту. Дисертація PhD, спец. 274 – «Автомобільний транспорт». – Харків: ХНАДУ, 2023. – 146 с.
3. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: Автореф. дис. На здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі і трактори» /О.А. Бобошко. – Харків, 2002. – 20 с.

Леоненко Олександр Миколайович, канд. техн. наук, доцент, провідний науковий співробітник науково-дослідного відділу (аеродромно-технічного забезпечення авіації Повітряних Сил) наукового центру Повітряних Сил, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, alexander.leonenko73@gmail.com.

Стояновський Дмитро Анатолійович, науковий співробітник науково-дослідного відділу (аеродромно-технічного забезпечення авіації Повітряних Сил) наукового центру Повітряних Сил, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, dim1987@i.ua.

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Керівними документами Міністерства оборони України (МО України) визначається, що “для проведення технічного обслуговування (ТО) і поточного

ремонту автомобільної та електрогазової техніки (А та ЕГТ) в парку авіаційної частини обладнується техніко-експлуатаційна частина автомобільної техніки (автоТЕЧ), на яку додатково покладається проведення номерних регламентних робіт (РР) і поточних (в окремих випадках середніх на готових агрегатах) ремонтів на спеціальному обладнанні електрогазової техніки” [1].

Діяльність автоТЕЧ як окремого ремонтного підрозділу авіаційної частини організовується у відповідності з вимогами Статутів Збройних Сил України (ЗС України), наказів, організаційно-методичних вказівок (рекомендацій тощо) МО України, Командувача Повітряних Сил Збройних Сил України (ПС ЗС України) та інших керівних документів.

Проте на поточний час жодним керівним документом МО України інформація стосовно організації діяльності автоТЕЧ в авіаційних частинах ПС ЗС України не узагальнена та визначається опосередковано окремими пунктами у деяких наказах чи вказівках.

Проведення ТО та ремонту озброєння і військової техніки (ОВТ), зокрема машин, є однією з основних функцій логістичного забезпечення, яка “спрямована на підтримання ОВТ в готовності до бойового застосування (застосування), виконання заходів щодо евакуації ОВТ з експлуатаційними та бойовими пошкодженнями, відновлення справності (технічної придатності) ОВТ шляхом проведення відповідних видів ремонту, відновлення та подовження їх ресурсу” [2].

В авіаційних частинах ПС ЗС України більшість машин (А та ЕГТ) є спеціальними – вони оснащені авіаційними агрегатами, вузлами і приладами. Особливості використання А та ЕГТ в умовах особливого періоду (бойових дій) обумовлюються необхідністю вирішувати насамперед бойові задачі [3]. Однак, незважаючи на це, техніка повинна використовуватися у відповідності до штатного призначення з дотриманням установлених технічних норм і правил. До того ж, як у мирний час, так і у воєнний час машина, що пройшла ТО (РР), повинна бути справною та в готовності до використання за прямим призначенням. При цьому ТО автомобільних базових шасі (АБШ) спеціальних машин “поєднується з відповідним за пробігом (часом) ТО (регламентом) встановленого на них озброєння, обладнання і спеціальної техніки” [4].

Зазначене вище визначає актуальність удосконалення організації виробничої діяльності автоТЕЧ стосовно проведення ТО, РР і ремонтів А та ЕГТ.

Організаційна структура автоТЕЧ перш за все обумовлюється вимогами керівних документів МО України щодо застосування планово-попереджувальної системи ТО машин у ЗС України [1], [4]. На сьогоднішній день організаційна структура автоТЕЧ авіаційних частин ПС ЗС України, кількість особового складу та його фахово-кваліфікаційні характеристики в цілому мають “уніфікований” вигляд. Однак, залежно від типу повітряних суден, що знаходяться на озброєнні певної частини, характеру їх бойової діяльності, специфіки експлуатації і ремонту А та ЕГТ, ці питання, а також склад матеріально-технічної бази, мають уточнюватися у кожному конкретному випадку стосовно тієї чи іншої авіаційної частини. Організаційна структура автоТЕЧ повинна пе-

редбачати найбільш раціональний процес ТО, РР і ремонту А та ЕГТ, при якому забезпечуються максимальна продуктивність праці фахівців та ефективне використання паркового обладнання без зниження якості і скорочення обсягу робіт.

Крім того, певні організаційно-штатні корективи найближчим часом мають стати доцільними внаслідок перспектив реалізації стратегічного курсу України на приєднання до європейської спільноти (а саме взаємодії з відповідними підрозділами збройних сил НАТО та переозброєння аеродромно-технічних підрозділів авіаційних частин ПС ЗС України на засоби наземного обслуговування повітряних суден країн-партнерів), вдосконалення спроможностей щодо виконання завдань при спільних діях з підрозділами країн-членів НАТО та розвитку системи ТО і ремонту ОБТ [2].

Якість виконання робіт в автоТЕЧ залежить від організації саме технологічних процесів ТО, РР та ремонту машин, які мають бути побудовані раціонально з урахуванням принципів наукової організації праці та ефективного використання і економії робочого часу.

Всі заходи щодо створення (переобладнання) робочих місць повинні ґрунтуватися на вимогах Державних нормативних актів з охорони праці (ДНАОП) та повинні бути спрямовані на скорочення трудовитрат, термінів простою техніки в несправному стані, механізацію трудомістких операцій і підвищення якості виконання робіт.

Обсяг виробництва (кількість ТО, РР і ремонтів машин), укомплектованість особовим складом та його кваліфікація, типи і марки техніки, що обслуговується, забезпечення виробничих ділянок продуктивним обладнанням та ряд інших факторів визначають кількість постів в автоТЕЧ, вибір методу організації робіт та особливості технологічного процесу за видами робіт. РР спеціального обладнання переважної більшості зразків ЕГТ плануються і виконуються, як правило, через кожні 50 мотогодин та 200 мотогодин напрацювання основної силової установки (системи, агрегату) і поєднуються з проведенням ТО-1 та ТО-2 АБШ [1].

Періодичність видів ТО машин є нормативними значеннями [1], [4], як і трудомісткість робіт з їх виконання. Нормативна трудомісткість є офіційною нормою, яку використовують для визначення чисельності виконавців та яка може прийматись і застосовуватись у масштабі підприємства, установи або відомства [5]. Так само це стосується і автоТЕЧ. При розбіжності значень періодичності ТО та трудомісткості їх робіт для окремих марок автомобілів чи зразків ЗАТЗП у різних нормативно-правових документах доцільно використовувати відповідні значення, встановлені підприємством-виробником в інструкціях з експлуатації (з ТО).

Особовий склад автоТЕЧ повинен бути навчений кваліфікованому виконанню робіт. Вже при укомплектуванні підрозділу кандидати на вакантні посади, як правило, повинні мати професійну освіту освітньо-кваліфікаційного рівня “кваліфікований робітник”. В подальшому підвищення кваліфікація особового складу організовується в системі підготовки персоналу.

З урахуванням тривалого досвіду застосування ремонтних підрозділів щодо проведення заходів ТО і РР машин основними шляхами удосконалення організації виробничої діяльності автоТЕЧ авіаційної частини слід вважати такі як:

- удосконалення організаційної структури, приведення її у відповідність із визначеними спроможностями та завданнями;
- запровадження в організаційній діяльності стандартів, прийнятих у збройних силах держав-членів НАТО;
- оснащення сучасними зразками паркового обладнання;
- вдосконалення технологічних процесів ТО, РР і ремонту та підвищення виробничих можливостей;
- комплектування мотивованим та професійно підготовленим особовим складом відповідно до потреб підрозділу.

Перелік посилань

1. Наказ Міністерства оборони України від 16.02.2016 р. № 77 “Про затвердження Інструкції з експлуатації електрогазової техніки в державній авіації України”. – Режим доступу : <https://ips.ligazakon.net>.
2. ВКП 4-32(03).01 Доктрина “Застосування Сил логістики”. – КСЛ ЗСУ, 2021. – 48 с.
3. Досвід та особливості застосування авіації Повітряних Сил ЗСУ при проведенні АТО. – Х.: ХУПС, 2016. – 72 с.
4. Наказ Міністерства оборони України від 01.07.2002 р. № 219 “Про затвердження Керівництва з експлуатації автомобільної техніки в ЗС України”.
5. Наказ Міністерства транспорту України “Про затвердження Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту” № 102 від 30.03.1998 р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98#Text>.

Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com
Дідюк Наталія Олександрівна, зав. кафедри, Харківський національний університет радіоелектроніки

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ МАТИМАТИЧНОЇ СТАТИСТИКИ ПРИ ВИКЛАДАННІ ФІЗИЧНОЇ КУЛЬТУРИ У ЗВО

Знання та особисті якості викладача фізичної культури удосконалюються у практичній діяльності.

Для того щоб цей процес здійснювався ефективно необхідно опанувати певну систему методів і форм організації проведення занять, щоб з одного боку

максимально використовувати їхні практичні переваги, а з іншого – залишатися цікавими та корисними для здобувачів освіти.

Відомо, що у зміст фізичної підготовки входить розвиток фізичних здібностей – сили, швидкості, витривалості та ін. Отже, і завдання слід конкретизувати залежно від розвитку тієї чи іншої здатності здобувача.

Впровадження нових технологій у викладання фізичної культури має супроводжуватися адаптацією навчальних програм, підвищенням компетентності викладачів та студентів, а також розробкою ефективних методик, що поєднують онлайн-інструменти з практичними фізичними вправами.

Запропонований метод використання математичної статистики передбачає вивчення спеціальної літератури, журнальних статей, матеріалів конференцій, та інш. Перевірка нових методів викладання зазвичай вимагає проведення експерименту, що підтверджує їх ефективність.

У практичній діяльності тренера здобувачів можна використовувати різні види експериментів: тестування, спостереження, анкетування.

У практиці фізичного виховання велике значення набуває інформація про стан організму та особистісні якості студента. Для цього використовується процедура, яка називається тестуванням.

Слід зазначити, що в даний час спортивна практика має в своєму розпорядженні достатню кількість тестів, що дозволяють об'єктивно оцінити рівень підготовленості початківців та підготовлених студентів старших курсів.

Педагогічне спостереження являє собою планомірний аналіз та оцінку організації навчально-тренувального процесу та змагальної діяльності без втручання в цей процес.

Використовуючи метод спостереження, можна отримати інформацію про вплив тренувального чи змагального навантаження на організм студента, про техніку виконання вправи та інших сторін його особи.

Анкетування відноситься до методів, які звуться "опитування". До цієї групи методів також входять інтерв'ю та розмова.

Всі ці методи характеризуються такою ознакою: тренер, дослідник отримує ту інформацію, яка закладена в словесних повідомленнях. Отже, організація будь-якого опитування має бути спрямована на те, щоб спонукати опитуваного дати повні та правдиві відповіді на поставлені питання.

Будь-який педагогічний експеримент передбачає використання різноманітних методик, які дозволяють отримати інформацію про стан студента. При вимірі різних здібностей спортсмена використовуються динамометрія, хронометрія, гоніометрія, рефлексометрія, теплінгметрія та інші. Найдоступнішим методом визначення впливу тренувальних навантажень на організм є пульсометрія.

В даний час більшість різних наук, у тому числі і спортивна педагогіка, розвиваються шляхом все більшого використання точних математичних залежностей.

Таким чином, математична статистика та методи математичного аналізу стають складовою знань сучасного викладача фізичного виховання.

Розглянуті фактори вимагають від освітян адаптувати свої методики викладання, враховувати нові потреби здобувачів та впроваджувати інноваційні підходи для забезпечення якісного та сучасного освітнього процесу

Але попри значні переваги існуючих технологій, існують і певні недоліки та ризики, які варто враховувати при інтеграції дистанційних методів навчання у процесі викладання фізичної культури, серед них.

Дистанційна форма занять може призвести до зменшення живого спілкування між викладачем і студентами, а також до відсутності спілкування між здобувачами освіти, що важливо для підтримки мотивації, коригування техніки виконання вправ та вихованню соціальних навичок під час занять [1].

Роблячи висновки зазначимо: сучасні методи освіти, зокрема у сфері фізичної культури, відкриває широкі можливості для персоналізації навчального процесу, підвищення доступності занять та залучення студентів використання онлайн-платформ, фітнес-додатків, віртуальної реальності та інших технологій, які дозволяють зробити навчання більш гнучким та зручним, що є особливо актуальним в умовах дистанційного навчання та інших проблем.

Важливо забезпечити баланс між використанням технологій дистанційного навчання та традиційними практичними заняттями, щоб підтримувати необхідний рівень фізичної активності та розвивати професійні й комунікативні навички студентів.

Лише комплексний підхід дозволить максимально використати переваги дистанційного навчання, цифровізації та мінімізувати їх потенційні недоліки.

Перелік посилань

1. Романенко О. Ю. Викладання фізичної культури в умовах цифровізації освіти // Матеріали IV Міжнародної науково-методичної конф. «Вища освіта за новими стандартами: виклики у контексті діджиталізації та інтеграції в міжнародний освітній простір» (м. Харків, 03 квіт. 2025 р.). Харків : «Факт», 2025. – С. 67-69.

Аврунін Григорій Аврамович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, griavrunn@ukr.net

Мороз Ірина Іванівна, старший викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, irinamoroz1@ukr.net

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ БУРИЛЬНО-КРАНОВИХ МАШИН

Бурильно-кранові машини створені на базі тракторів і призначені для буріння шурфів під різні опори в ґрунтах і широко застосовуються при виконанні будівельно-дорожніх робіт. До складу машини входять бурова установка і кранове обладнання. Сучасною тенденцією є застосування об'ємного гідропривода не тільки для підйому-опускання стріли, а також для обертання бурового

обладнання. Об'ємний гідропривод дає багато переваг над механічним, зокрема здійснення режимів безступеневої зміни швидкості технологічного обладнання, спрощення щодо розташування гідроприскоїв відносно робочих органів за допомогою рукавів високого тиску, і безумовно, надійний захист від перевантажень за тиском за допомогою автоматично діючих запобіжних клапанів. В той же час ведуться науково-дослідницькі і конструкторські роботи щодо підвищення ККД гідропривода, енергозбереження і автоматизації його роботи. Бурильна стріла здійснює підйом та опускання робочого органу машини, а також виконує важливу технологічну операцію подачі бурильного шнека в ґрунт. Продуктивність бурильної установки суттєво залежно від швидкодії подачі, тому слід вважати доцільним виконати аналіз функціонування гідропривода стріли з урахуванням динамічних навантажень бурильної установки.

Українські компанії «Flagma» та Гідролідер випускають бурильно-кранове устаткування моделі БКУ-1МК-Т з механічним приводом буру та моделі БКУ-2МК-Т з гідравлічним приводом обертання буру. Краново-бурильне обладнання монтується на тракторах Т-150К, ХТА-200, ХТЗ-150К і ХТЗ-17221. Крім бурильно-кранового обладнання машини можуть оснащатися бульдозерним відвалом. Ці машини мають ідентичні характеристики з БКМ-2М.

За кордоном випускаються комплектні бурошнекові приводи, які створені в моноблоковому виконанні і складаються з героторного гідромотора, планетарного редуктора та механічного вузла для закріплення на стрілі бурильної установки. Широке застосування в якості спеціалізованих бурошнекових приводів для роботи на тракторах і екскаваторах знайшли вироби фірм Belltec (США), Digga (Австралія) і Rayattachments (Китай) [1-3]. Крутний момент в таких приводах досягає 100 кНм.

Недоліком вітчизняних гідроприводів серійних машин БКМ є відсутність гідрозамків на гідроциліндрах, що забезпечують більш безпечну роботу приводів кранової і бурової стріл, а також застосування шестеренного насоса з постійним робочим об'ємом, що на деяких режимах приводить до високих значень витрат палива. Це режими зі зменшеними щодо подачі насоса витратами робочої рідини, коли її не споживана частина дроселюється через запобіжний клапан і приводить до зайвих витрат палива і перегріву робочої рідини. В роботі [4] запропонована модернізована комплексна гідравлічна схема приводів обертання і переміщення стріли машини БКМ-2М шляхом встановлення аксіальнопоршневого насоса з регульованим робочим об'ємом та регуляторів витрати на кожний з приводів (обертання і стріли). Використання регуляторів витрати з електрогідравлічним пропорційним керуванням дає можливість автоматизувати роботу бурового обладнання машини. Таке рішення є прогресивним, однак здається достатнім застосувати не регулятори витрати з функцію підтримання жорсткості характеристики витрати оливи при зміні тиску, а використовувати дроселя з пропорційним керуванням. Цього достатньо з аксіальнопоршневим насосом з автоматичним регулятором тиску та витрати. Дроселем налаштовують необхідну подачу РР, а насос завдяки LS функції

регулятора автоматично підтримує необхідну витрату. Жорсткість витратної характеристик забезпечує насос в автоматичному режимі і з високим об'ємним ККД до 98%.

За результатами огляду інформаційних джерел можна зробити висновок, що на даний час відсутні роботи, пов'язані з комплексним дослідженням роботи бурильного обладнання щодо динамічних навантажень на стрілу підйому-опускання бурового шнеку на різних етапах технологічного процесу буріння. Тому слід вважати корисним рішення щодо вдосконалення гідропривода стріли з метою підвищення енергозбереження та розробки методик статичного та динамічних розрахунків. Така задача може бути вирішена моделюванням роботи гідропривода з використання пакету прикладних VisSim [5] на режимах зі змінним за часом навантаженням стріли з боку бурильного шнекового обладнання.

Перелік посилань

1. <https://www.belltec.net/hydraulic-auger-drives/> (дата звернення: 02.12.2024)
2. <https://digga-ce.com/en/augers-drives/premium-drives/> (дата звернення: 02.12.2024)
3. <https://www.rayattachments.com/REA2500-Excavator-Earth-Auger-Auger-Drill-for-1-5-3T-Excavator-pd46467927.html> (дата звернення: 02.12.2024).
4. 14. <https://iq.vntu.edu.ua/repository/getfile.php/1156.pdf>. (Accessed 29 January 2025) [in Ukrainian].
5. Аврунін Г.А., Подригало М.А., Закапко О.Г., Мороз І.І., Разарьонов Л.В., Холодов А.П., Холодов М.П. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування самохідного тракторного шасі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. Х: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 35-42.

Артьомов Микола Прокопович д-р техн. наук, професор, Державний біотехнологічний університет, artiomovprof@ukr.net

Ген Ігор Олексійович, студент групи 208-236-03, Державний біотехнологічний університет

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ШЛЯХОМ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ

Система рульового керування є однією з ключових систем автотранспортного засобу (АТЗ), що безпосередньо впливає на безпеку дорожнього руху

нарівні з гальмівною системою. Вимоги до технічного стану рульового керування для транспортних засобів різних категорій регламентуються чинними нормативними документами [1]. Зокрема, для транспортних засобів категорій M1 та N1 сумарний люфт у системі рульового керування не повинен перевищувати 10° , для категорій M2 та M3 — 20° , а для N2 та N3 — 25° [2].

Разом з тим, у технічній документації заводів-виробників, зокрема в інструкціях з експлуатації, можуть бути встановлені жорсткіші граничні значення допустимого люфту, дотримання яких є обов'язковим. Під час перевірки технічного стану системи рульового керування передусім необхідно керуватися саме цими нормативами, а за їх відсутності — вищевказаними регламентованими значеннями [2].

Сумарний люфт у рульовому керуванні АТЗ формується внаслідок наявності зазорів у ряді елементів: шліцьовому з'єднанні рульового колеса, карданних шарнірах, редукторі рульового механізму, рульових наконечниках, ступицях керованих коліс тощо.

Кількісні значення нормативів гранично допустимого сумарного люфту, встановлені чинними стандартами, відповідають високому рівню загального зносу системи, за якого найбільш уразливі до зношування елементи вже фактично вичерпали свій експлуатаційний ресурс. Перевірка величини сумарного люфту здійснюється виключно на нерухомому автотранспортному засобі із застосуванням відповідного вимірювального обладнання, яке дозволяє одночасно фіксувати кут повороту рульового колеса та момент початку повороту керованих коліс (рис. 1).

Контрольні прилади забезпечують вимірювання кута повороту рульового колеса в діапазоні – від моменту початку руху керованих коліс в один бік до початку їх переміщення в протилежному напрямку.

Для коректного визначення сумарного люфту в системі рульового керування необхідне дотримання наступних умов:

- керовані колеса автотранспортного засобу повинні розміщуватись на горизонтальній рівній поверхні, перебуваючи під дією маси, що припадає на передню вісь;
- всі вузли та елементи рульового приводу мають бути доступними для візуального огляду та контролю;
- системи рульового керування, обладнані підсилювачами (гідравлічними або електричними), повинні перевірятись виключно при працюючому двигуні транспортного засобу;
- керовані колеса повинні знаходитися у положенні, що приблизно відповідає прямолінійному руху.



Рисунок 1 – Прилад для перевірки сумарного люфту в кермовому управлінні автомобіля – датчик руху колеса

Вимірювання проводять від положення коліс, близького до нейтрального, причому похибка установки коліс в нейтральне положення і характер опорної (дорожньої) поверхні при вимірі згідно [2] значення не мають, а залежать тільки від похибок вимірювання кута повороту рульового колеса і початку повороту керованих коліс.

Однак згідно з ДСТУ для перевірки сумарного люфту в рульовому управлінні, керовані колеса автомобіля повинні перебувати на сухій, рівній, горизонтальній асфальтобетонній або цементобетонній поверхні, таким чином, у технологіях визначення сумарного люфту та інструкцією з експлуатації.

Допустима похибка вимірювань відповідно до вищезгаданих нормативних документів має бути не вищою 10^0 [2]. Двигун автомобіля, обладнаного підсилювачем рульового керування (гідравлічним або електричним), повинен перебувати у запущеному стані. Рульове колесо повертають до положення, що відповідає початку повороту керованих коліс транспортного засобу в одну сторону, а потім - в іншу сторону до положення, що відповідає початку повороту керованих коліс у протилежний бік. При цьому вимірюється кут між вказаними крайніми положеннями кермового колеса, який є сумарним люфтом у кермовому управлінні транспортного засобу. Вимірювальний прилад контролює кут повороту кермового колеса і одночасно відстежує момент часу, коли керовані колеса починають поворот.

Європейські автовиробники, як правило, задають норматив гранично допустимого люфту у рульовому керуванні у вигляді лінійного зміщення обода рульового колеса по дузі його повороту, при цьому допускається використання органолептичного методу оцінки. Варто зазначити, що допустимі значення сумарного люфту, встановлені для автомобілів європейського виробництва, зазвичай значно менші порівняно з аналогічними показниками, притаманними транспортним засобам вітчизняного виробництва.

Одним з недоліків наявних методик вимірювання сумарного люфту в системі рульового керування [3] є необхідність одночасного контролю початку повороту обох керованих коліс. Через нерівномірність початку обертання лівого та правого коліс — зумовлену, зокрема, поперечними ухилами дорожнього

покриття, зносом елементів рульового приводу або іншими експлуатаційними чинниками – може виникати суттєва різниця в реакціях кожного з коліс. Це ускладнює об'єктивну оцінку технічного стану системи.

У зв'язку з цим, при проведенні вимірювань сумарного люфту в рульовому керуванні доцільно забезпечити синхронний контроль початку повороту обох керованих коліс.

Процес обертання рульового колеса має здійснюватися плавно, без ривків, у обох напрямках. Під час проведення вимірювань необхідно фіксувати кут повороту рульового колеса у момент досягнення зусилля 10 Н або при початку повороту будь-якого з керованих коліс. Додатково слід зафіксувати максимальне зусилля, що прикладається до рульового колеса впродовж усього діапазону кутів повороту керованих коліс досліджуваного транспортного засобу.

Перелік посилань

1. M. Podrigalo, N. Artiymov, V. Garmash, et al. Improving the maneuverability of vehicles by using front swivel axles with separate electric wheels // «EUREKA: Physics and Engineering» Number 3 (2023), P. 29 – 39.
2. ДСТУ 3649:2010 Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. <https://patrul.in.ua/pdf/dstu-3649.pdf>.
3. N. Artiymov, M. Podrigalo, A. Abdulgaziz Analyzing the dynamics of a single car wheel. MATEC Web of Conferences 224, 02102 (2018) <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402102> ICMTMTE 2018.

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Клец Дмитро Михайлович, Старший менеджер проекту – Реформа дорожньої галузі, Команда підтримки реформ Міністерства розвитку громад, територій та інфраструктури України, д.т.н., професор

Кашканов В.А., д-р технічних. наук, професор, Вінницький національний технічний університет

Рябушко Іван Андрійович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Біша Владислав Михайлович, ст.викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИКОРИСТАННЯ ЗАДНІХ НАПРЯМНИХ КОЛІС ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

У сучасних умовах розвитку автомобільного транспорту зростають вимоги до його маневреності, безпеки та енергоефективності. Особливо актуальною

ця проблема є для двовісних транспортних засобів, які експлуатуються в умовах обмеженого простору, складного дорожнього покриття чи потребують високої точності руху, як-от міські автомобілі, сільськогосподарська техніка або спецтранспорт. Одним із перспективних напрямів підвищення маневреності є використання двовісних легкових автомобілів, що мають окрім передніх також і задні поворотні (напрямні) колеса, що дозволяє не лише зменшити радіус повороту, а й стабілізувати динамічні характеристики руху та дає можливість забезпечити зручність паркування автомобілів.

У даній роботі досліджується теоретичне обґрунтування і розробляється алгоритм керування задніми напрямними колесами для підвищення стабільності показників маневреності. Наведені математичні моделі, формалізовано закони керування та розроблено структурну схему автоматичного управління, що дозволяє реалізувати практичне впровадження даного рішення в сучасних транспортних засобах.

Основною причиною нестабільності є наявність відведення (ковзання) коліс, зумовленого бічними силами, які виникають під час маневрування. Ці сили призводять до того, що автомобіль не завжди точно слідує траєкторії, визначеній положенням керма. Особливо це проявляється у випадках нестабільних шинних характеристик, що змінюються внаслідок коливань тиску, зносу протектора, зміни навантаження або температурного режиму.

Таким чином, відсутність ефективних систем, здатних забезпечити автоматичну корекцію положення задніх напрямних коліс у відповідь на динамічні зміни руху, є серйозним обмеженням для реалізації повної керованості та підвищення функціональної стабільності двовісних автомобілів. Це обумовлює необхідність створення нових підходів до моделювання, керування та технічної реалізації таких систем.

Метою дослідження є поліпшення експлуатаційних властивостей автомобіля шляхом підвищення стабільності показників маневреності за рахунок використання додаткового повороту задніх напрямних коліс.

Для дослідження поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити закон керування поворотом у площині дороги задніх напрямних коліс за умови забезпечення стабільності показників повороткості на етапі усталеного повороту;
- визначити закон керування поворотом у площині дороги задніх напрямних коліс за умови забезпечення стабільності показників керованості автомобіля на етапі неусталеного повороту;
- розробити алгоритм роботи системи стабілізації показників маневреності двовісних автомобілів за рахунок використання задніх напрямних коліс.

У дослідженні побудовано математичну модель, яка дозволяє описати залежність між кутовою швидкістю повороту автомобіля та кутами повороту передньої і задньої осей

$$\overline{\alpha_2} = -\arctg\left(\frac{\cos^2 \overline{\alpha_1}}{\overline{\delta_1}} + 0,5 \sin 2\overline{\alpha_1}\right) - \overline{\delta_2}. \quad (1)$$

Цей зв'язок є критично важливим для розробки систем стабілізації маневреності. Було встановлено, що для досягнення стабільного повороту необхідно, аби задні колеса поверталися у протилежному напрямку до передніх. Це дозволяє компенсувати відведення задньої осі та забезпечити точне проходження траєкторії повороту. Автомобіль буде мати абсолютно стабільні показники поворотності при $R = R'$ і $\omega_z = \dot{\omega}_z$.

На основі математичних виведень сформульовано вираз для розрахунку кута повороту задніх коліс (δ_2), який залежить від геометричних параметрів транспортного засобу, кутів повороту передніх коліс (δ_1) та відведення осей. Знак кута δ_2 завжди протилежний знаку кута δ_1 . Це положення підтверджено геометричною моделлю та формальною інваріантною формою рівняння, яка є основою для автоматизованого керування.

3. Оцінка впливу коефіцієнта А

У ході розрахунків введено коефіцієнт А, який враховує відмінності між реальним кутом повороту та його теоретичним значенням. У відповідності, до залежності (2), в таблиці 1 наведено розрахунки кута. А при кутах $\overline{\alpha_1}$, що знаходяться в межах $[0^\circ, 50^\circ]$ і кутах $\overline{\delta_1}$ у межах $[5^\circ, 10^\circ]$

$$A = -\arccctg\left(\frac{\cos^2 \overline{\alpha_1}}{\tg \overline{\delta_1}} + 0,5 \sin 2\overline{\alpha_1}\right) \quad (2)$$

Таблиця 1 – Розрахунок кута А, град

$\overline{\delta_1}$, град.	$\overline{\alpha_1}$, град.				
	10	20	30	40	50
5	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,013
10	-0,012	-0,012	-0,013	-0,013	-0,014
15	-0,013	-0,013	-0,013	-0,014	-0,016

Аналіз таблиці значень А для різних комбінацій кутів δ_1 і відведення задньої осі показав, що цей коефіцієнт має дуже малі значення. Отже, у практичних розрахунках його можна знехтувати, що спрощує побудову моделі та підвищує її придатність для використання у реальному часі.

Окрема увага приділяється шинному компоненту. Оскільки шина є найбільш варіативною частиною колісного рушія, її характеристики (жорсткість, коефіцієнт відведення) змінюються залежно від тиску, зносу та навантаження. Це безпосередньо впливає на стабільність бічної сили, що діє на осі. Саме тому виникає потреба у впровадженні активної компенсації нестабільностей шляхом повороту задніх коліс відповідно до зміни динаміки.

$$R_{\delta_2} = m \left[\overline{\text{tg} \alpha_1} \left(\frac{ab - i_z^2}{L^2} \right) \frac{dV_{x_1}}{dt} \overline{\text{tg} \alpha_1} + V_{x_1}^2 \frac{a}{L^2} + V_{x_1} \frac{ab - i_z^2}{L^2 \cos^2 \alpha_1} \frac{d\overline{\alpha_1}}{dt} \right] \quad (3)$$

Модель, побудована у дослідженні, дозволяє врахувати масу автомобіля, розташування центра мас, інерційні характеристики та бічну силу. Показано, що абсолютна величина кута повороту задніх коліс зростає пропорційно до кутового прискорення автомобіля, кута повороту передніх коліс та квадрату лінійної швидкості. Це означає, що в умовах різкої зміни руху система повинна реагувати швидко й точно, що і передбачено у запропонованому алгоритмі керування.

Поведінка автомобіля під час повороту розглядається окремо для двох режимів: усталеного (рух із постійними параметрами) та неусталеного (рух із змінними прискореннями та швидкостями). Для кожного з режимів виведено специфічні рівняння: у першому випадку — прості співвідношення між кутами, у другому — рівняння в часткових похідних, що описують зміну кута повороту задніх коліс у часі. Ці моделі дозволяють реалізувати адаптивне керування, залежно від динамічної ситуації на дорозі.

У ході дослідження побудовано систему передавальних функцій, яка описує взаємозв'язки між керованими параметрами: кут повороту передніх коліс, нормальне прискорення кузова (точки H), кутове прискорення та швидкість зміни цих величин. Ці функції є базою для формування сигналів керування, які спрямовані на точну зміну кута задніх коліс залежно від динамічної ситуації. Такий підхід забезпечує адаптивну стабілізацію маневреності.

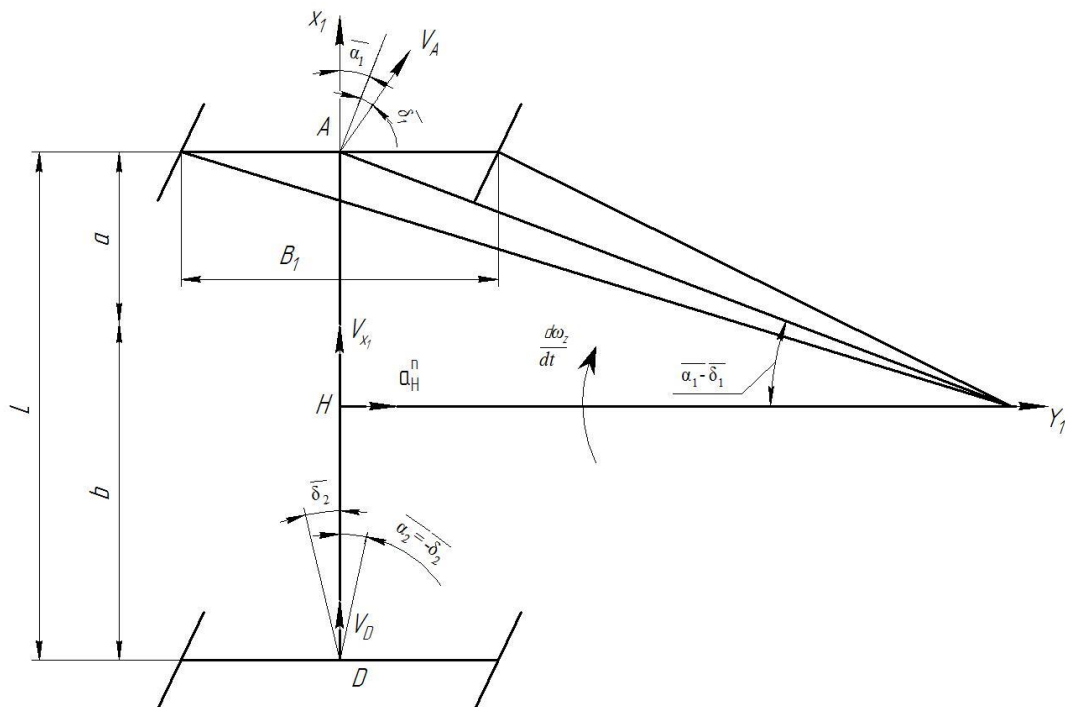


Рисунок 1 – Поворот двовісного автомобіля з додатковим поворотом задніх коліс у площині дороги

Запропоновано блок-схему (рис.2) автоматичного керування поворотом задніх напрямних коліс. Вона включає три датчики (кута δ_1 , нормального прискорення, кутового прискорення) та два суматори, які формують вихідний сигнал для виконавчого механізму.

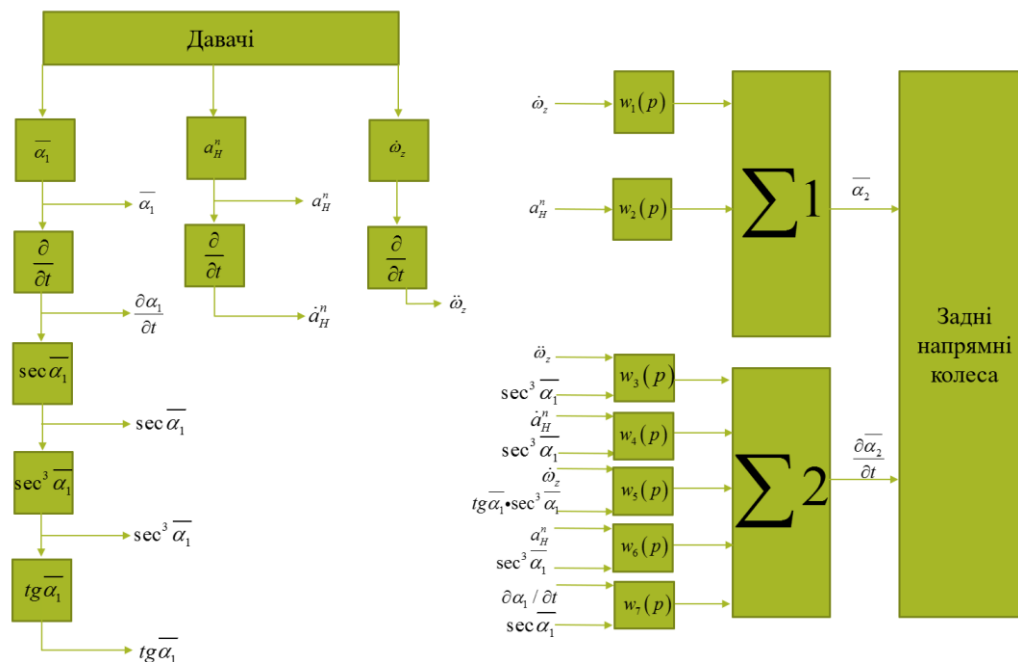


Рисунок 2 – Блок-схема системи автоматичного керування поворотом задніх напрямних коліс двовісного автомобіля

Така система дозволяє реалізувати ефективне керування у режимі реального часу, враховуючи як геометричні, так і динамічні параметри руху автомобіля. Цей алгоритм може бути реалізований у сучасних електронних блоках керування.

Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Бураков Ігор Анатолійович, бакалавр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ФАКТОРИ ТОЧНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

Точність технологічного процесу є найскладнішою його властивістю, на яку впливає багато чинників. Вплив на точність обробки: деталей на токарних верстатах надає їх точність і жорсткість технологічного оснащення, методи наладки верстатів і знос ріжучого інструменту [3].

Розв'язання проблеми точності і продуктивності неможливе без аналізу і розрахунку точності технологічних процесів [2]. Проте сучасні теорія ймовірності та інші методи ще недостатньо використовуються в технології виробництва і ремонту машин. В численних працях з теорії вірогідності і математичній статистиці приводяться масиви даних, використання яких при рішенні практичних інженерних задач складно або неможливо. Представлення технологічного процесу в його динаміці, як процесу, що протікає і змінюється в часі, вимагає, звісно, відповідного підходу до визначення основних параметрів процесу. Необхідно враховувати, що значення деяких з них не залишаються постійними, а залежать від часу і у різні моменти часу приймають різні значення, тому точнісні характеристики технологічного процесу в часі повинні дозволяти визначати точність його в окремі моменти, а основні параметри процесу повинні бути представлені у вигляді функцій часу.

Застосування вказаної методики дає можливість технологу провести теоретичний аналіз ходу процесу, правильно оцінити його точність і ступінь впливу на нього різних факторів, заздалегідь встановити теоретичну схему - точноїсну діаграму ходу процесу, розрахувати його точність і різні періоди часу, виявити приховані резерви підвищення точності, продуктивності і економічності процесу, намітити шляхи їх використання. Подібна методика дозволяє управляти ходом процесу, а при його проектуванні – вибирати варіант, найоптимальніший за сукупністю основних характеристик процесу [1].

Вибір теоретичної точностної діаграми і закону миттєвого розподілу $\varphi t(x)$ для моменту часу t дає можливість цілком однозначно визначити теоретичний закон розподілу $\varphi \Sigma(x)$ для всієї партії [1, 2, 4].

В більшості випадків тип закону розподілу $\varphi t(x)$ не змінюється впродовж виготовлення всієї партії, змінюються лише параметри розподілу. Теоретична точностна діаграма ходу такого технологічного процесу будується таким чином: по осі x відкладається час t , а по осі y -функція $a(t)$, характеризуюча закон зсуву центру групування в часі.

Для кожного моменту часу t від значень функції $a(t)$ відкладаються по осі ординат значення практично граничні відхилення для розподілу $\varphi t(x)$ при встановленому відсотку виходу (звичайно 0,27%), а також значення функцій $b(t)$, що характеризує зміну параметра розсіювання в часі.

За допомогою теоретичної діаграми ходу процесу можна визначити його точнісні характеристики у будь - який момент часу. Це являється одним з головних переваг запропонованої методики, вигідно відрізняючій її від інших методів аналізу точності процесу.

Теоретичні точнісні діаграми, відповідні типовим випадкам обточування деталей по зовнішньому діаметру на автоматі або напівавтоматі, представлені на рисунку 1 діаграма відповідає теоретично ідеальним умовам обробки.

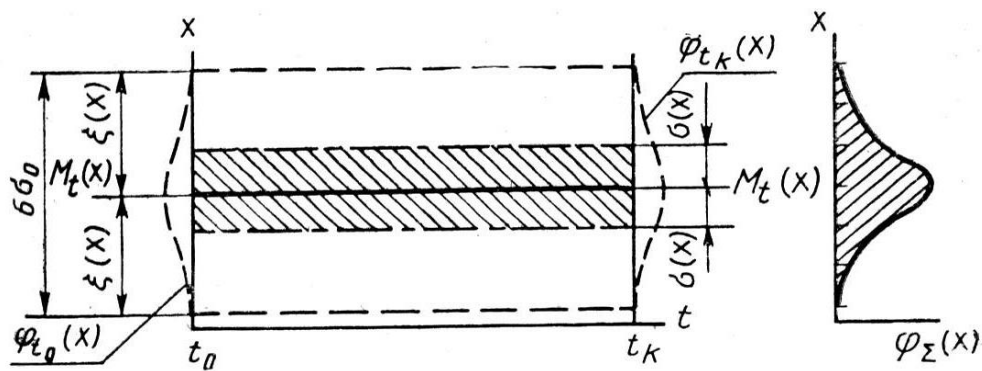


Рисунок 1 – Діаграма теоретично ідеальних умов обробки

Коли процес протікає при сталих $M(x)$ і σ_0 Лінія $Mt(x)-Mt(x)$ відповідає положенню, центру групування в різні моменти часу, половина заштрихованої вузької смуги $\sigma(x)$ відповідає значенню середнього квадратичного відхилення для закону розподілу $\varphi t(x)$ відповідає практично граничному відхиленню для розподілу $\varphi t(x)$ (при вірогідності браку $< 0.27\%$).

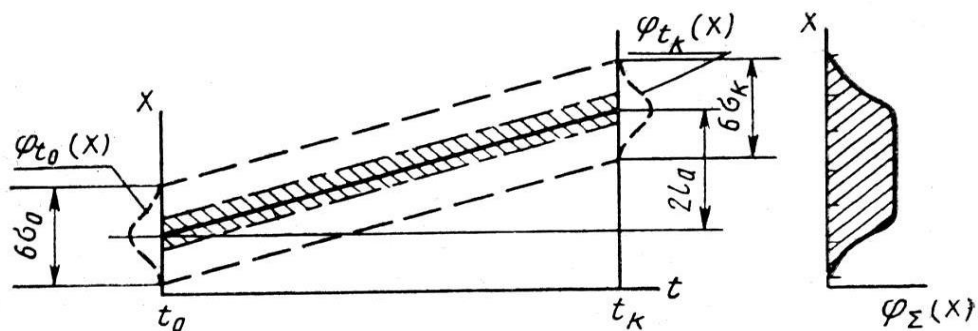


Рисунок 2 – Діаграма відображає технологічний процес, що протікає в умовах інтенсивного рівномірного зносу інструменту

Діаграма (рис.2) відображає технологічний процес, що протікає в умовах інтенсивного рівномірного зносу інструменту що спричиняє зміщення центру групування на величину $2l_a$. В цьому випадку миттєвий розподіл $t(x)$ що відображає характер розсіювання відхилень за вирахуванням систематичної похибки $2l_a$.

Для виробничої практики потрібні відповідні методики, що дозволяють на належному теоретичному рівні, але в той же час в зручній формі достатньо швидко виконувати такий розрахунок і з його допомогою аналізувати точність і продуктивність як існуючих, так і нових технологічних процесів і знаходити шляхи їх вдосконалення.

Встановлено, що для оцінки точності діючого технологічного процесу і зіставлення її з теоретичними точностними діаграмами і з розподілами $\varphi \Sigma(x)$ і $\varphi \Sigma \Sigma(x)$ необхідно побудувати емпіричну точностну діаграму ходу процесу і визначити емпіричні значення основних параметрів.

Перелік посилань

1. Проектування технологій машинобудівного та ремонтного виробництва. Навчальний посібник. Подригало М.А., Полянський О.С., Дудукалов Ю.В., та інші, всього 6 осіб. Харків : ХНАДУ, 2019. – 308 с.
2. Гнучкі компютеризовані системи: проектування, моделювання, управління: Підручник \ Л.С. Ямпольський та ін. \ Житомир: ЖДТУ, 2005.- 690 с.
3. Дяченко С.С. Матеріалознавство: Підручник. / С.С. Дяченко, І.В. Дощечкі-на, А.О. Мовлян, Е.І. Плешаков. / За ред. С.С. Дяченко. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2007. – 440 с.
4. Дяченко С.С. Фізичні основи міцності та пластичності металів: Навчальний посібник / С.С. Дяченко – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2003. – 226 с.

Подригало Михайло Абович, д-р. техн. наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національний автомобільно-дорожнього університету, pmikhab@gmail.com
Нікорчук Андрій Іванович, канд. техн. наук, доцент, докторант Національної академії Національної гвардії України, nikorchuk@ukr.net

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛІВ ТА НАЗЕМНИХ АВТОНОМНИХ ПЛАТФОРМ

Прохідність військової автомобільної техніки є найбільш важливою експлуатаційною властивістю, що впливає на виконання бойових завдань. Ця властивість визначає здатність військової техніки пересуватись по дорогам і бездоріжжю, та в свою чергу впливає на мобільність підрозділів, ефективність ведення бойових дій. Висока прохідність техніки дозволяє оперативно реагувати на зміни, що відбуваються під час виконання бойових завдань, та може бути вирішальною у складній бойовій обстановці.

Прохідність, це складна (комплексна) властивість, що включає в себе більш прості властивості – маневреність та плавність ходу автомобіля, оскільки вони впливають на швидкість подолання ділянки шляху, що розглядається. Показниками власно прохідності є показники профільної та опорно-зчіпної прохідності. Забезпечення показників прохідності важливо також і для наземних роботизованих комплексів. До показників профільної прохідності автомобілів відносяться наступні:

- дорожній просвіт;
- передній і задній звиси;
- кути переднього і заднього звисів;
- подовжній радіус прохідності;
- найбільший кут подолання підйому;
- найбільший кут подоланого автомобілем косогору;
- коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс;

- ширина рову і висота подоланої граничної перешкоди.

Опорно-зчіпна прохідність автомобіля визначається параметрами, що характеризують його прохідність під час руху деформованими ґрунтами (пісок, рілля, заболочена місцевість та ін.) [1]. Але у відомій літературі [1] відсутні комплексні показники, що дозволяють однозначно визначити прохідність автомобіля.

На наш погляд, комплексним показником прохідності може бути середня швидкість подолання складної ділянки шляху.

Середня швидкість подолання складної ділянки шляху залежить від параметрів нерівності, зчеплення та опору кочення на поверхні складної ділянки шляху. Крім того, на середню швидкість подолання впливають наявність ровів, підйомів, заболочених ділянок та ін. Тому показник $\bar{V}_{\text{под}}$ може бути комплексним показником та критерієм оцінки прохідності автомобіля.

Рух окремих автомобілів і автомобільних колон в умовах військових дій пов'язаний з багатьма факторами, які впливають на час прибуття машин до кінцевого пункту. Якщо підходити до оцінки успішності переміщення військових автомобілів з позиції теорії надійності, то, за аналогією з теорією надійності перевезення промисловим транспортом [2] потрібно використовувати імовірнісні показники:

- імовірність переміщення автомобіля (чи колони автомобілів) із початкового пункту в кінцевий за заданим часом;

- математичне очікування (середнє значення) середньої швидкості руху при подоланні заданої дистанції шляху.

Імовірнісні показники можливо використовувати також і до оцінки показників маневреності. Відомі дослідження [3] присвячені оцінці імовірності втрати стійкості руху багатовісних автомобілів.

Проблема підвищення прохідності стосується також і наземних роботизованих комплексів, які при русі по бездоріжжю виконують різноманітні завдання всебічного забезпечення підрозділів.

Забезпечення прохідності, а також маневреності наземних роботизованих комплексів при русі по бездоріжжю, дозволяє успішно виконувати спеціальні та бойові завдання підрозділами.

В доповіді представлено структуру властивості прохідності автомобілів та наземних роботизованих комплексів при русі по бездоріжжю. В цій структурі властивості прохідності – профільна та опорно-зчіпна визначено окремо.

Окремо визначена також і плавність ходу, яку необхідно розглядати з точки зору ризику перекидання, а також з позиції збереження вантажу та навісного обладнання. Плавність ходу обмежує швидкість руху і впливає на час проходження ділянки шляху, що розглядається і впливає на показники прохідності. Маневреність, що є складовою прохідності при русі по бездоріжжю – це здатність автомобіля швидко змінювати вектор швидкості як за величиною, так і за напрямком. Вона складається з набору властивостей, таких як керованість, повороткість та вписуваність, кожна з яких також є складною характеристикою [4].

Керованість – (здатність адекватно реагувати на керуючу дію) включає легкість управління, стійкість і повертаємість. Під керуючими діями потрібно розуміти вплив водія не тільки на рульове колесо, а також і на педаль подачі палива, гальма та ричаг перемикання передач [5]. Повертаємість характеризує властивість автомобіля здійснювати додатковий рух у площині дороги, обумовлений бічною еластичністю шин. Легкість керування автомобілів у працях [4] розглядають з позицій оцінки зусиль, що прикладаються до кермового колеса.

Під час руху на повороті стійкість завжди розглядається [4] як складова властивість керованості.

Повороткість [5] – властивість автомобіля здійснювати повороти траєкторіями якомога більшої кривизни за мінімально-можливої площі на опорній поверхні. При повороті на місці розглядається статична повороткість, а під час руху із заданою швидкістю – динамічна.

Вписуваність [5] – властивість автомобіля, що забезпечує відповідність його габаритної полоси криволінійного руху зовнішнім обмеженням на опорній поверхні.

Вписуваність (зовнішня і внутрішня) характеризує здатність автомобіля вписуватися в обмежений простір, що виділяється для його руху.

Таким чином профільна і опорно-зчипна властивість забезпечують рух автомобіля по різних типах поверхонь, маневреність – забезпечує рух автомобіля на обмежених ділянках місцевості зі збереженням стійкості руху коли необхідно здійснити об'їзд перешкоди, що не може бути подолана а плавність ходу забезпечує стійкість при русі по нерівностям. В комплексі вказані властивості впливають на середню швидкість подолання складної ділянки шляху, яка може бути використана для оцінки прохідності автомобілів та безпілотних наземних комплексів.

Запропоновано розглядати прохідність, як комплексну властивість. Ця властивість при русі по бездоріжжі включає профільні властивості, опорно-зчипні властивості, маневреність та плавність ходу. Поліпшення показників властивостей, що вказані, дозволяє підвищити показники прохідності.

Перелік посилань

1. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
2. Плетньов В.М. Підвищення надійності та безпеки використання технологічних автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація і ремонт засобів транспорту». – Харків, 2017, 20 с.
3. Podrigalo, M., Klets, D., Yatsenko, K., Abramov, D. et al., "Probabilistic Method for Assessing the Stability of Multi-Axle Vehicles When Braking," SAE Technical Paper 2019-01-2146, 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-01-2146>.
4. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: дис...доктора технічних наук: 05.22.02/ Бобошко Олександр Андрійович. – Харків, 2019, 332 с.

5. Клец Д.М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів: автореф. дис...доктора техн. наук/ Харк. нац. автом. дорож. ун-т. – Харків, 2015, 40 с.

Лебедев Анатолій Тихонович, д-р техн. наук, професор, Сумський національний аграрний університет, tiaxntusg@gmail.com,

Шуляк Михайло Леонідович, д-р техн. наук, професор, Сумський національний аграрний університет m.l.shulyak@gmail.com;

ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ТЯГОВОГО ККД ТРАКТОРА У СКЛАДІ ҐРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ

Забезпечення максимального коефіцієнта корисної дії (ККД) трактора у складу ґрунтообробного агрегату повинно базуватися на аналізі його взаємодії з опорною поверхнею та співвіднесенні маси трактора та сільськогосподарської машини. Класичний підхід до визначення ККД не враховує розгалужену систему валів відбору потужності й ступінь їх використання у комбінованих ґрунтообробних агрегатах. Для вирішення відповідної задачі у дослідженні застосовано синтез математичного апарату з формування системного підходу по раціональному співвідношенню тягового зусилля трактора і маси ґрунтообробного агрегату.

Огляд літератури показав, що сучасне вчення про ККД трактора [1, 2] спрямовано на забезпечення його оптимального значення при нестабільності сили тяги на гаку і опору перекочування коліс ведучих мостів [3]. Проте подібний підхід не враховує довантаження трактора масою сільгоспмашини, що агрегатується, особливо при зміні маси при виконанні технологічної операції.

В практики проектування та експлуатації тракторів ККД трактора η_T враховує втрати енергії при передаванні потужності в трансмісії η_{Tr} , в ходовій системі η_r , на буксування η_δ і на опір руху η_f [1, 4]

$$\eta_T = \eta_{Tr} \eta_r \eta_\delta \eta_f. \quad (1)$$

ККД трансмісії η_{Tr} залежить в основному від потужності, що передається $\eta_{Tr} = f_1(N)$; η_r залежить від потужності, що передається N , зчіпної маси трактора m і опорної площі ходової системи S $\eta_r = f_2(N, m, S)$; η_δ , η_f є функцією швидкості руху V , зчіпної маси m , опорної площі ходової системи S і тягового зусилля P $\eta_\delta, \eta_f = f_3, f_4(V, m, S, P)$.

Отже, залежність (1) записується у виді

$$\eta_T = f_1(N) f_2(N, m, S) f_3(V, m, S, P) f_4(V, m, S, P). \quad (2)$$

При оцінці екстремуму η_T є функцією чотирьох змінних V, m, S, P , які не є незалежними, але зв'язані між собою одним або декількома змінними, можливе визначення відносного (або умовного) екстремуму. Наприклад, при визначенні екстремуму зниження втрат потужності в ходовій системі $\eta_r = f_2(N, m, S)$ вирішується задача при додаткових умовах: $\varphi(N, m, S=a)$ і $\psi(N, m, S=b)$, де a і b – величини постійні. Функціональна залежність $\eta_r = f_2(N, m, S)$ записується у виді

$$F(N, m, S) = f(N, m, S) = \lambda \varphi(N, m, S) + \mu \psi(N, m, S),$$

де λ і μ – невизначені множники.

Необхідна умова екстремуму функції $f(N, m, S)$ виражаються залежностями

$$\varphi=a; \psi=b; \frac{\partial F}{\partial N}=0; \frac{\partial F}{\partial m}=0; \frac{\partial F}{\partial S}=0.$$

При аналізі даних залежностей отримані початкові умови $N_0, m_0, S_0, \lambda_0, \mu_0$. Якщо при будь-яких припущеннях dN, dm, dS , що задовольняють рівностям $d\varphi=0$ і $d\psi=0$, знак диференціалу 2-го порядку функції $F(N, m, S)$ зберігається позитивним, то у точках N_0, m_0, S_0 функції мають мінімум, при негативному – максимум.

Геометрична інтерпретація функцій змінних у цьому випадку буде являти собою n -розмірний простір, а екстремум буде знаходитись в $n-1$ й гіперповерхні.

Для визначення параметрів двох змінних маси МТА $m_a = m_m + m_3$ і тягового зусилля на гаку трактора $P_{гак}$, при яких забезпечується $\eta_{T max}$, необхідно вирішити наступні рівняння

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial m_a} = f_1 \left(\frac{\partial f_2}{\partial m_a} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial m_a} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial m_a} f_2 f_3 \right) = 0; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_{\kappa}} = f_1 \left(\frac{\partial f_2}{\partial P_{\kappa}} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial P_{\kappa}} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial P_{\kappa}} f_2 f_3 \right) = 0. \quad (4)$$

В даному прикладі вирішується завдання функції двох змінних, яка при геометричній інтерпретації являє собою поверхню в тривимірному просторі у вигляді перевернутої чаші (рис. 1). Екстремальне значення $\eta_{T max}$ відповідає її найвищій точці.

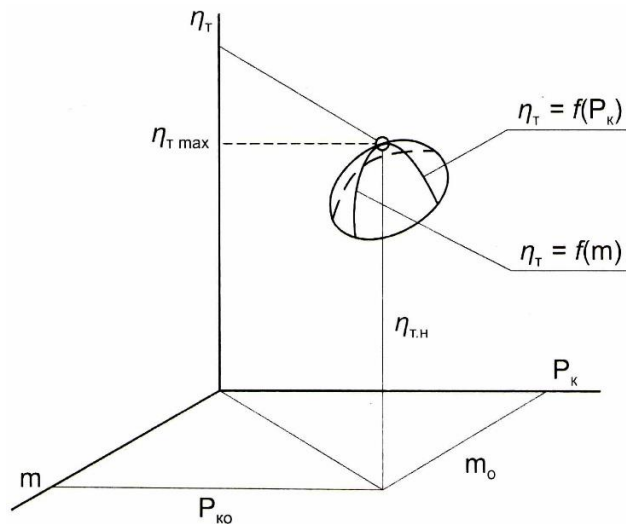


Рисунок 1 – Залежність тягового ККД η_T трактора від його експлуатаційної маси m і тягового зусилля P_k

Трактори загального призначення оснащуються передніми і задніми валами відбору потужності (ВВП), що забезпечує привод робочих органів навісних і причіпних сільгоспмашин і знарядь у складі комбінованого сільгоспагрегату. Для даних агрегатів ККД розраховується за залежністю

$$\eta_a = \frac{\prod_i^n \eta_T \sum_i^n N_T}{\sum_i^n \left(N_T / \prod_i^n \eta_y \right)}, \quad (5)$$

де $\prod_i^n \eta_T$ – добуток ККД послідовно з'єднаних ланок розподілення потоку потужності; $\sum_i^n N_T$ – сума корисних потужностей на вихідних ланках паралельних споживачів; $\prod_i^n \eta_y$ – добуток ККД послідовно з'єднаних ланок паралельних споживачів.

За залежностями $\eta_a = f(N_{PTO}, N_f, \eta_T, \eta_{PTO}, \eta_f)$ з урахуванням діапазону тягових опорів існуючих сільгоспзнарядь, що склався, а також тенденції до застосування широкозахватних і комбінованих знарядь, доцільно оцінювати раціональні параметри ваги, тягового опору сільгоспмашин і ККД комбінованих агрегатів.

Перелік посилань

1. Лебедев С. (2011). Ефективний тяговий ККД трактора на орних роботах. Техніка і технології АПК. № 8. С. 11-14.

URL:

https://ndipvt.com.ua/oldsite/arcive_journal/2011/ТТАРК%208%202011.pdf.

2. Ребров А.Ю. (2012). Мощностной баланс и КПД пахотного МТА в работе в тяговом режиме. Вісник НТУ «ХПІ». № 20. С. 67-72.

URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/9839>.

3. Hafiz Md-Tahir, Jumin Zhang, Junfang Xia, Chunling Zhang, Hua Zhou, Yinghao Zhu, Rigid lugged wheel for conventional agricultural wheeled tractors – Optimising traction performance and wheel–soil interaction in field operations, Biosystems Engineering, Volume 188, 2019, Pages 14-23
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.10.001>

4. Macmillan, R. H. (2002). The mechanics of tractor-implement performance: theory and worked examples: a textbook for students and engineers. The University of Melbourne, 166. URL: <https://rest.neptune-prod.its.unimelb.edu.au/server/api/core/bitstreams/1fb33cfd-03a2-523e-9958-bfcceebc9ef5/content>

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Бобров Ілля Олексійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, bobrova75@gmail.com

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДЛЯ БІЛЬШ КОРЕКТНОГО ПРОВЕДЕННЯ ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ МАШИН

Введення маси тіла до Міжнародної системи одиниць SI створила у деяких науковців і студентів деяку плутанину. Наприклад: «Що ми вимірюємо на важелях – масу тіла чи його вагу?». Якщо вагу то чому у кілограмах, а не у Ньютонах?

Маса і вага тіла відповідно до другого закону Ньютона пов'язані між собою набутим рівнянням

$$G = m \times g \quad (1)$$

чи

$$m = \frac{G}{g} \quad (2)$$

де G - вага тіла;

m - маса тіла;

g - прискорення вільного падіння.

Під вагою тіла розуміється сила з якою тіло, що покоїться відносно Землі діє на підставку чи підвіс. Коефіцієнт пропорційності між масою тіла та його вагою залежить від широти Землі на якій встановлено це тіло. Змінність величини g обумовлено як відхиленням форми землі від ідеального кола, так і нахилом осі обертання Землі. Останнє викликає появу відцентрових прискорення які залежать від широти (радіуса обертання тіла).

В умовах Землі прискорення взагалі та прискорення вільного падіння мають велике значення при проведенні аналізу динаміки машин.

Як у фізиці Ньютона, так і у спеціальній теорії відносності, постулюється існування інерційних систем відліку [1]. Інерційна система відліку – це така система відліку, відносно якої тіла рухаються рівномірно і прямолінійно (без прискорень) [1]. Но як досягнути цього? Для цього потрібно тіло (пробне тіло) відвести на достатню відстань від інших тіл зусилля, які зменшуються і прагнуть до нуля на достатньому віддаленні від джерела цих сил [1].

Земля утворює (у відносності до закону всесвітнього тяжіння Ньютона) потенціальне (гравітаційне) поле. У відповідності до теорії відносності А. Ейнштейна виникнення поля тяжіння [1] можливо у системах відліку які рухаються прискорено.

Метод парціальних прискорень [2] виник як альтернатива методу Германа-Д'Аламбера-Ейлера (останній є відомим в механіці як принцип кінетостатики або принцип квазістатичної рівноваги).

Принцип Д'Аламбера отримав широке використання завдяки своїй простоті і можливості розглядати однорідний векторний простір – простір сил.

Автори деяких робіт так захоплюються принципом кінетостатики що використовують сили інерції як рухаючи, забуваючи, що ці сили є реактивними та ще й фіктивними.

Однак використовуючи метод парціальних прискорень можливо уникнути цієї некоректності. Розглянемо в якості прикладу рух автомобіля по опуклому мосту (рисунок 1) Необхідно визначити нормальну реакцію дороги на автомобіль.

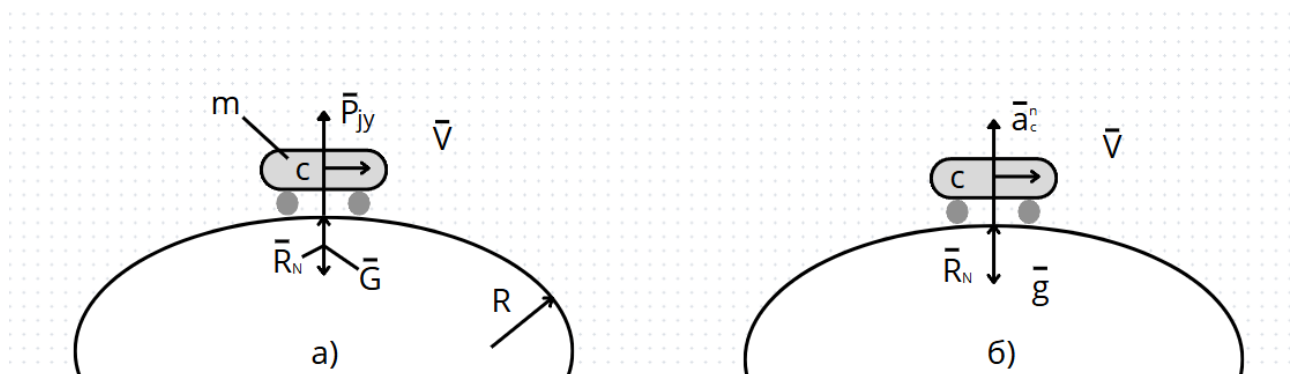


Рисунок 1 – Рух автомобіля по опуклому мосту

При використанні принципу кінетостатики

$$R_N = G - P_{jy} = G - m \frac{v^2}{R} \quad (3)$$

де G – вага автомобіля

m – маса автомобіля

V – лінійна швидкість центру мас C автомобіля;

R – радіус кривизни опорної поверхні моста;

P_{jy} – відцентрова сила інерції автомобіля.

При використанні методу парціальних прискорень

$$R_N = m (g - a_c^n) = m \left(g - \frac{v^2}{R} \right), \quad (4)$$

де a_c^n – відцентрове прискорення центру мас автомобіля,

$$a_c^u = \frac{v^2}{R}. \quad (5)$$

Метод парціальних прискорень представляє собою більш коректний підхід до динамічного аналізу машин порівняно з принципом кінетостатики (принципом Д'Аламбера). Хоча математичні вирази для розрахунку нормальної реакції при русі автомобіля по опуклому мосту дають однаковий результат в обох випадках, перевага методу парціальних прискорень полягає в тому, що він дозволяє уникнути некоректного трактування сил інерції як рушійних.

Таким чином, такий підхід дозволяє сформувати у людини яку навчають дійсну картину навколишнього світу.

Метод парціальних прискорень працює безпосередньо з реальними фізичними величинами (прискореннями), а не з фіктивними силами інерції, що робить аналіз більш наочним і фізично обґрунтованим. Це особливо важливо при вивченні динаміки машин, де коректне розуміння діючих сил і прискорень критично важливе для правильного проектування та експлуатації транспортних засобів.

Перелік посилань

1. Peter G. Bezgman. The Riddle of Gravitation New York: CHAPLES SCRYBNER'S SONS 1968.

2. Метод парціальних прискорень то його застосування в динаміці мобільних машин. Монографія [текст]. За ред. М. А. Подригало та М. П. Абрамова. Харків: Вид-во «Естет Прінт», 2025. 232с.

Коробко Андрій Іванович, д-р техн. наук, доцент, Харківській національний автомобільно-дорожній університет, ak82andrey@gmail.com
Семенов Ілля Владиславович, аспірант, Харківській національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: illia.semenov@outlook.com

ФУНКЦІОНАЛЬНА АДАПТАЦІЯ ЗЕРНОВОЗА ПРИ НЕСТАБІЛЬНІЙ МАСІ ЗЕРНА, ЩО ПЕРЕВОЗИТЬСЯ

У сучасних умовах розвитку агропромислового комплексу України особливого значення набуває підвищення ефективності автотранспортних перевезень зернових культур, які становлять вагому частку загального вантажообігу. Зважаючи на специфічні особливості перевезення зерна — як-от варіативність об'ємної щільності залежно від типу культури, вологості та погодних умов — виникає необхідність адаптації транспортних засобів, зокрема зерновозів, до динамічної зміни навантаження. У статті розглянуто методичні підходи до функціональної адаптації автопоїзда-зерновоза КрАЗ «Караван-2» шляхом регулювання швидкості його руху відповідно до зміни маси вантажу, яка обумовлена об'ємною щільністю зерна, що транспортується.

Метою дослідження є розроблення теоретичних і практичних основ функціональної адаптації автопоїзда-зерновоза шляхом узгодження параметрів режиму руху з фізико-механічними характеристиками вантажу, а також забезпечення керованості і стійкості транспортного засобу при зміні навантаження. Для досягнення цієї мети в роботі було побудовано математичну модель руху зерновоза, яка враховує сукупність сил, що діють на автомобільний тягач, причіпну частину та вантаж у процесі транспортування. У моделі враховано вагові характеристики, сили опору коченню, аеродинамічного опору, сили інерції, а також гальмівні та рушійні моменти, що впливають на динаміку руху.

У дослідженні було запропоновано нову методику визначення оптимальної швидкості руху автопоїзда-зерновоза залежно від щільності вантажу. В основу методики покладено аналіз впливу зміни маси вантажу на динамічне навантаження, що передається на ходову частину транспортного засобу, з урахуванням особливостей силового замикання між причіпними ланками автопоїзда. Та введення поняття функціональної стабільності руху, що характеризує здатність автопоїзда підтримувати стійкий та керований режим руху в умовах зміни навантаження без необхідності радикального втручання в керування з боку водія.

Особливу увагу приділено аналізу приведених мас, які враховують інерційні характеристики вантажу та елементів автопоїзда, що обертаються. Цей підхід дозволяє отримати більш точні розрахунки динамічних характеристик та адекватно моделювати поведінку автопоїзда при різних сценаріях експлуатації. Зокрема, було доведено, що підвищення щільності вантажу при збереженні сталого об'єму призводить до зростання загальної маси автопоїзда, що, у свою чергу, вимагає коригування швидкісного режиму для

забезпечення стійкості та безпеки руху. У рамках моделі враховано також геометричні параметри дороги, зокрема ухили, які можуть значною мірою впливати на сили опору та необхідну тягову силу.

У практичному аспекті дослідження результати дозволяють формувати алгоритми адаптивного керування рухом автопоїзда, які можуть бути реалізовані в сучасних електронних системах допомоги водію. Зокрема, мова йде про адаптивні системи круїз-контролю, які можуть враховувати зміну маси вантажу при розрахунку допустимої швидкості, оптимальної траєкторії гальмування та розгону. Таким чином, впровадження розроблених рішень дозволяє підвищити рівень безпеки перевезень, зменшити зношування елементів ходової частини, оптимізувати витрати пального та забезпечити більш стабільну роботу трансмісії та гальмівної системи.

Також був розроблений критерій керованості автопоїзда, які базуються на аналізі співвідношення між масою навантаження, моментом інерції та характеристиками зчеплення з дорогою. Було показано, що при перевищенні граничних значень цих параметрів знижується рівень керованості, зростає ризик втрати стійкості, особливо при виконанні маневрів або екстремому гальмуванні. Результати моделювання підтверджено експериментальними випробуваннями, проведеними на полігоні в умовах, що імітують типові дорожні ситуації для зерновозів: перевезення вантажу різної щільності, рух на підйомі, гальмування на слизькій поверхні тощо.

З огляду на актуальність проблематики та її економічне значення для сільського господарства України, результати дослідження можуть бути використані в системі підготовки водіїв сільськогосподарського транспорту, а також при проектуванні нових моделей зерновозів із врахуванням їх адаптивних властивостей. Крім того, модель може бути інтегрована в програмні комплекси для логістичного планування маршрутів перевезення, що дозволить автоматично розраховувати допустимі навантаження, витрати пального та час доставки залежно від типу вантажу та характеристик дороги.

У перспективі можливе розширення функціональності моделі за рахунок інтеграції з метеорологічними даними для врахування погодних факторів, які безпосередньо впливають на щільність вантажу та умови дорожнього покриття. Також доцільним є розвиток напрямку створення інтелектуальних систем керування, які автоматично здійснюватимуть регулювання швидкості та режимів роботи трансмісії відповідно до поточних умов руху та маси вантажу. Такий підхід відповідає сучасним світовим тенденціям у сфері транспортної інженерії, де все більше уваги приділяється автоматизації процесів, зниженню антропогенного впливу та підвищенню рівня безпеки.

Родюков Анатолій Олексійович, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, avtorao@ukr.net
Хаврун Дмитро Ігорович, курсант групи 335А, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШАСІ ОЗБРОЄННЯ

На території країн Європи починаючи з жовтня 2008 року введено в дію екологічний стандарт ЕВРО5 для вантажних автомобілів, який передбачає скорочення викидів шкідливих речовин у атмосферу до рівня СН до 0,05 г/км, СО до 0,8 г/км, NOx до 0,06 г/км [1].

Виконання цього стандарту також вимагається від військової техніки, яка поступає на озброєння Збройних Сил України від країн-партнерів. Для забезпечення показників екологічного стандарту на базових автомобільних шасі озброєння виробники використовують додаткові системи. Оскільки на базових автомобільних шасі встановлені дизельні двигуни внутрішнього згорання, то для зниження викидів застосовують систему рециркуляції вихлопних газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) та систему селективного каталітичного відновлення (Selective Catalytic Reduction – SCR).

Огляд літератури показав, що система селективного каталітичного відновлення працює постійно і пов'язана з електронним блоком керування дизельним двигуном [2–5]. Електричні сигнали, які видає блок керування дозуванням системи SCR, впливають на режим роботи системи впорскування пального високого тиску Common Rail, а також EDC 7 (Electronic Diesel Control) – електронної системи керування впорскуванням дизельного двигуна.

Робота системи SCR вимагає наявності технічно складного обладнання та застосування спеціальної рідини DEF (рідини AdBlue). Електронний блок керування системи SCR видає на блок керування роботою дизельного двигуна відповідні сигнали. У разі застосування неякісного пального або невідповідної якості рідини DEF робота дизельного двигуна шасі обмежується або зовсім блокується. Теж саме відбувається у разі виникнення несправності в системі SCR, що призводить до несправності автомобільного шасі зразка озброєння і зриву виконання бойового завдання.

На основі проведеного аналізу режимів та алгоритмів роботи системи SCR, а також її складових частин, запропоновано концепцію застосування системи SCR на військових автомобілях і колісних шасі озброєння. Розроблені пропозиції щодо запобігання негативного впливу системи селективного каталітичного відновлення на роботу дизельного двигуна. Запропоновані технічні рішення щодо запобігання обмеженню роботи дизельного двигуна автомобільного шасі озброєння з метою підвищення надійності роботи при виконанні бойових завдань.

Перелік посилань

1. Регламент Європейського парламенту і Ради (ЄС) № 715/2007 про затвердження типу моторних транспортних засобів щодо викидів від легкових пасажирських і комерційних засобів (Євро-5 та Євро-6) та про доступ до інформації про ремонт та технічне обслуговування транспортного засобу. https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/994_914#Text
2. Repair manual MAN HX2 44M CCV LC 15t. Publication code 69.DKR00-4191, Version 4.0. Rheinmetall Technical Publications, 2021 – 127 с.
3. Operator manual HX2 44M CCV LC 15t. Publication code 69.DKB00-4191, Version 5.0. Rheinmetall MAN Military Vehicles, 2021 – 545 с.
4. Maintenance schedule HX2 44M CCV LC 15t. Publication code 69.DKK00-4191, Version 4.0. Rheinmetall MAN Military Vehicles, 2021 – 174 с.
5. Maintenance manual HX2 44M CCV LC 15t. Publication code 69.DKW00-4191, Version 4.0. Rheinmetall Technical Publications, 2020 – 42 с.

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rmikhab@gmail.com

Полянський Олександр Сергійович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Краснокутський Максим Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РАЦІОНАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ СИНЕРГЕТИЧНИМ АВТОМОБІЛЕМ

Гібридний (синергетичний привід) - силовий агрегат, конструктивна специфіка якого передбачає паралельне (одночасне) використання на загальному валу енергії двигуна внутрішнього згоряння та тягового електродвигуна за допомогою планетарної передачі, яка дозволяє кожному з двигунів обертатися з будь-якою доступною незалежною однією від одної частотою, що визначається поточним режимом руху.

Дослідження та проектування гібридного синергетичного приводу присвячені роботи [1-7]. У зазначених роботах проведено аналіз конструкцій гібридних автомобілів, проведено оптимальний вибір компонентів електросилової установки гібридного автомобіля та оптимізацію управління. У роботі [8] обґрунтовано можливість застосування в гібридному (синергетичному) приводі ведучих коліс постійного швидкісного режиму ДВЗ. У поєднанні з електричним приводом, це дозволяє отримати трансмісію з безступінчастою зміною передавального числа [9,10]. Однак у відомих роботах не розглянуто закони раціонального керування гібридним (синергетичним) приводом автомобіля під час роботи ДВЗ на постійному швидкісному режимі.

Динамічні властивості характеризують здатність автомобіля ефективно рухатися під дією прикладених сил. Важливою експлуатаційною властивістю є

динамічність автомобіля під час розгону, тобто здатність останнього до швидкого збільшення швидкості. Одним із показників динамічності автомобіля є час його розгону або до максимальної швидкості $V_{\max}$, або до швидкості $V=100$ км/год. Слід зазначити, що автомобіль є керованим об'єктом [10], а синергетичний (гібридний) привід є автоматичним регулятором. Разом вони утворюють (у взаємодії один з одним) регульовану систему. Керуючими параметрами (входом) регульованої системи «автомобільно-моторно-трансмісійна установка» є ефективним (вихідна) потужність двигуна внутрішнього згоряння та частота обертання колінчастого валу. Управління динамікою розгону автомобіля відбувається за рахунок регулювання ефективної потужності N_e та швидкості автомобіля V . Остання змінюється за рахунок керування кутовою швидкістю колінчастого валу ДВЗ та передавальним відношенням u_k коробки передач.

У дослідженні [8] доведено, що розгін при постійній кутовій швидкості колінчастого валу ДВЗ є резервом підвищення енергоефективності автомобіля. Однак для його реалізації необхідно використовувати безступінчасту коробку передач. Використання гібридного (синергетичного) приводу дозволяє здійснити безступінчасту зміну швидкості автомобіля при постійному значенні кутової швидкості колінчастого валу ДВЗ.

Максимальна ефективна потужність двигуна внутрішнього згоряння на стадії проектування автомобіля може бути визначена за наступною формулою

$$N_{e\max} = \frac{m \cdot g \cdot f \cdot V_{\max} + \frac{A_w}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^{3-4}}{\eta_{mp}^{MGH}}, \quad (1)$$

де η_{TP}^{MGH} -миттєвий ККД механічної частини трансмісії.

Максимальна потужність електродвигуна може бути визначена в залежності від часу розгону автомобіля T_p з місця до максимальної швидкості

$$N_{ED\max} = \frac{m \cdot V_{\max}^2}{2T_p \eta_{EP}^{MGH}} \quad (2)$$

Відношення максимальної потужності електродвигуна до максимальної ефективної потужності ДВЗ дорівнює

$$\frac{N_{ED\max}}{N_{e\max}} = \frac{\frac{\eta_{mp}^{MGH}}{\eta_{EP}^{MGH}}}{\left(\frac{2 \cdot g \cdot f}{V_{\max}} + \frac{A_w \cdot \rho \cdot F}{m} \cdot V_{\max}^{1-n} \right) \cdot T_p} \quad (3)$$

Аналіз виразу (3) показує, що зі зменшенням часу розгону автомобіля T_p до максимальної швидкості, відношення максимальної потужності електро-

двигуна до максимальної ефективної потужності ДВЗ збільшується. Зі зростанням маси автомобіля вказане відношення також збільшується.

Проведений аналіз показав, що поліпшити динамічні властивості та керуваність гібридних автомобілів можливо при використанні енергії ДВЗ для руху в усталеному режимі, а енергію електричну – для розгону машини. При цьому використання ДВЗ за постійного швидкісного режиму є резервом підвищення енергоефективності гібридних автомобілів. Автомобіль стає більш чутливим до розгону.

Перелік посилань

1. Гібридні автомобілі/Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А. та ін. – Х.:ХНАДУ, 2008. – 327с.
2. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика/ Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Двадненко В.Я. – Х.:ХНАДУ, 2011. – 236с.
3. Тімков О.М. Історія створення та перспективи розвитку гібридних автомобілів/О.М. Тімков//Автошляховик України. Вісник центрального наукового центру Транспортної академії України. – 2010. - №13. – С.69-71.
4. Бажинов О.В. Вибір оптимальних параметрів компонентів електросилової установки гібридного автомобіля/О.В. Бажинов, А.С. Паникарський//Вісник ХНАДУ. - №34-35. – 2006. – С.224-227.
5. Серіков С.А. Многокритериальная задача оптимизации управления силовой установкой гибридного автомобиля/С.А. Серіков//Вестник ХНАДУ. – Х.:РИО ХНАДУ, 2012. - №55. – С.37-43.
6. Смирнов О.П. Шляхи вдосконалення гібридних силових установок автомобілів/О.П. Смирнов, О.У. Репницький//Вісник ХНАДУ. – 2010. - №49. – С.26-28.
7. Бажинова Т.О. Експлуатаційні властивості гібридних автомобілів/Т.О. Бажинова, А.О. Борисенко. – Х.:ФОП Бровін О.В., 2016. – 104с.
8. Кайдалов Р.О. Основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн.. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори/Р.О. Кайдалов. – Харків, 2018. – 40с.
9. Подригало М.А. Динаміка автомобіля з автоматичною безступінчатою коробкою передач/М.А. Подригало, О.О. Коряк//Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць./Вип. 90/2020. – С.73-79.
10. Подригало М.А. Улучшение динамических свойств автомобиля с бесступенчатой коробкой передач/М.А. Подригало, А.А. Коряк//Транспорт, экология, устойчивое развитие. Научно-техническая конференция с международным участием. 2020, 8-10 октября 2020. – С.111-117.

Коробко Андрій Іванович, д-р техн. наук, доцент, Харківській національний автомобільно-дорожній університет, ak82andrey@gmail.com
Семенов Ілля Владиславович, аспірант, Харківській національний автомобільно-дорожній університет, illia.semenov@outlook.com

АДАПТАЦІЯ ПОВНОПРИВІДНИХ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВИХ МАШИН ДО ПРИРОДНО-КЛІМАТИЧНИХ УМОВ: КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ РІШЕННЯ ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ

У сучасних умовах розвитку транспортної галузі України та світу, особливу увагу привертають проблеми експлуатації повнопривідних колісних транспортно-тягових машин (ПКТТМ) у складних природно-кліматичних умовах. Актуальність цього напрямку досліджень обумовлена необхідністю забезпечення надійності, маневреності та тягово-потужнісних характеристик техніки, що використовується на пересіченій місцевості, у високогірних районах, на бездоріжжі, у змінних погодних умовах, при коливаннях атмосферного тиску та інших факторів середовища.

Метою представленої дослідження є розроблення методики адаптації повнопривідних автомобілів до різноманітних природно-кліматичних умов, що досягається через вирішення комплексу завдань, зокрема визначення оптимальних параметрів конструкції (довжини поздовжньої бази, положення центра мас), оцінку зміни тягових можливостей в залежності від рельєфу місцевості, а також обґрунтування шляхів підвищення маневреності з урахуванням зчепних властивостей рушіїв.

Встановлено, що повнопривідні машини функціонують у найрізноманітніших дорожніх і кліматичних умовах, включаючи як тверде покриття, так і складні ландшафти: болотисті ділянки, піски, лісові просіки, мерзлий ґрунт тощо. З огляду на сезонні зміни, наявність вологи, різні температурні режими, класифікація таких умов уніфікованим методом ускладнюється. Тому загальна оцінка умов експлуатації здійснюється якісно, а кількісна – лише для окремих параметрів, таких як тип дороги, рівень вологості, теплозабезпечення, термічні умови, континентальність клімату.

Одним із важливих конструкційних параметрів, що впливають на стабільність ПКТТМ, є горизонтальна координата центра мас і довжина поздовжньої бази. Показано, що для 8-опорного тягача з експлуатаційною масою 120 кН перевантаження коліс не перевищує допустимого рівня у 20 % за умови зміщення центра мас на 0,38 м вперед. Це дозволяє забезпечити рівномірний розподіл навантаження на колеса в режимі нормальної тяги (50 кН на гаку), тим самим покращуючи умови зчеплення та знижуючи ризики надмірного пробуксовування.

Особливе значення має адаптація ПКТТМ до умов високогір'я. Проведений аналіз показав, що при русі автопоїзда з причепом масою 10 т у гірській місцевості спостерігається зниження тягової потужності на 6,0 % у

порівнянні з експлуатацією в низинних районах. Це пояснюється зміною атмосферного тиску, розрідженим повітрям, а також зростанням опору руху через зміну структури поверхні та ухилів.

Ще одним визначальним фактором ефективності ПКТТМ є їх маневреність. У статті запропоновано методику її підвищення за рахунок зменшення довжини поздовжньої бази. Дослідження підтверджують, що скорочення бази позитивно впливає на мінімальний радіус повороту, проте ефективність такого рішення зменшується при зростанні швидкості повороту та погіршенні зчеплення коліс з поверхнею. У таких умовах укорочена база лише незначно покращує маневреність, що свідчить про необхідність комплексного підходу до оптимізації керованості – зокрема, впровадження конструкцій з можливістю підйому окремих мостів, адаптивного регулювання тиску в шинах, електронних систем стабілізації.

Окрему увагу в роботі приділено оцінці динамічних властивостей машин з урахуванням кінематичних характеристик та особливостей повороту. Використано параметричне моделювання траєкторій повороту, визначено ключові параметри, що впливають на режимний коефіцієнт повороту, зокрема кут повороту керованих коліс, швидкість обертання транспортного засобу, коефіцієнт зчеплення з ґрунтом. Доведено, що маневреність машин колісної формули 8х8, які мають можливість незалежного керування кількома мостами, зростає при реалізації складних траєкторій повороту, таких як зміна напрямку на 90° або 180°, обгін або переставка.

Таким чином, на основі проведеного дослідження сформовано науково обґрунтовану методику адаптації повнопривідних колісних транспортно-тягових машин до природно-кліматичних умов, яка враховує комплекс факторів: конструкційні характеристики, дорожньо-кліматичне середовище, тягові навантаження, динамічні параметри та маневреність. Практична значущість дослідження полягає у можливості використання отриманих результатів при проектуванні нових зразків техніки, розрахунку оптимальних режимів її роботи в складних умовах, а також при вдосконаленні наявних машин за рахунок їх конструктивної адаптації. Одним із шляхів підвищення маневреності колісних повнопривідних транспортних машин може бути зменшення їх поздовжньої бази. Одночасно необхідно відмітити, що з підвищенням швидкості повороту і зниження зчеплення коліс з ґрунтом укорочених транспортних машин підвищення їх маневреності не істотне.

Запропоновані рішення та методики можуть бути впроваджені при створенні техніки спеціального та військового призначення, для забезпечення ефективного функціонування рятувальних, лісогосподарських, гірничих і будівельних підрозділів у регіонах з нестабільними дорожньо-кліматичними характеристиками. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на впровадження інтелектуальних систем контролю зчеплення, автоматичного управління навантаженням та маневреністю, а також на комплексну цифрову модель експлуатаційних режимів ПКТТМ.

КЕРУВАННЯ РОБОЧИМИ ПРОЦЕСАМИ ТА РУХОМ АВТОМОБІЛЯ ЕЛЕКТРОННИМИ, БОРТОВИМИ СИСТЕМАМИ

Сучасні автомобілі оснащені телематичними модулями супутникової навігації, бортовими системами діагностики, адаптивним керуванням та регулюванням паливної суміші для ефективного споживання пального. Ці технології підвищують ресурс автомобілів, забезпечують контроль над водієм, коригують регулярність обслуговування та зменшують вплив на навколишнє середовище. Діагностика автомобіля поділяється на внутрішню (бортову) та зовнішню (дистанційну) частину. Зовнішня діагностика залежить від телематичних та телекомунікаційних засобів передачі даних і взаємодії з інфраструктурою доріг та іншими транспортними засобами. Внутрішня діагностика базується на мехатроніці та використанні CAN-шини. Бортова система автомобіля складається з трьох груп:

1. Система керування автомобілем.
2. Бортова система інформування водія.
3. Система збору й передачі інформації.

Електронні системи автомобіля виконують закриті функції, збираючи дані від різних датчиків і аналізуючи їх для покращення безпеки, зручності та ефективності автомобіля. Деякі сигнали можуть бути передані у зовнішнє середовище для інформування інших учасників руху. Крім того, автомобіль може отримувати інформацію від зовнішніх джерел та використовувати її для автоматичного керування та покращення безпеки..

Кожна з груп має у своєму складі відкриті й закриті підсистеми. Електронні системи автомобіля сьогодні, в основному, виконують функцію закритих. Отримана від різних датчиків автомобіля інформація аналізується з допомогою відповідних програм і виробляє в електронному блоці керування команди для виконавчих пристроїв з метою підвищення безпеки руху, зручності керування, підвищення ефективності транспортного засобу та зниження навантаження на довкілля. Також сигнали від деяких систем можуть бути використані як відкриті для передачі у зовнішнє середовище: інформаційним центрам, дорожньо-транспортній інфраструктурі, іншим учасникам руху. Автомобіль може не тільки передавати інформацію від внутрішніх систем, але й отримувати її від зовнішніх джерел і використовувати для більш безпечного й ефективного, навіть, автоматичного керування.

Призначенням бортових систем інтелектуального автомобіля є керування робочими процесами та рухом, контроль і прогнозування технічного стану, передача у зовнішнє середовище й отримання дорожньо-транспортної інформації для ефективного керування автомобілем. Також інформування водія, інформаційні центри та технічні служби АТП та СТО про технічний стан автомобілів з метою оцінити їх готовність виконувати транспортну роботу, про необхідність

отримання сервісних послуг, проведення регулювальних робіт, ТО та Р. Збирання статистичних даних про технічний стан, про фактичні дорожньо-транспортні та кліматичні умови експлуатації конкретних автомобілів парку АТП то СТО дає можливість уникати відмов за рахунок своєчасного усунення несправностей, коригування періодичності проведення ТО та Р, враховуючи фактичний технічний стан транспортного засобу. Крім того, це дає можливість підтримувати нормативну екологічну та технічну безпеку автомобіля, підвищувати продуктивність і знижувати трудомісткість перевезення вантажів і пасажирів, підвищувати ефективність технічної експлуатації автомобілів.

Телематичні та інтелектуальні системи моніторингу та діагностики дозволяють враховувати ключові фактори, що впливають на середнє споживання пального: дорожні умови, маса автомобіля, специфічна потужність, пробіг автомобіля від початку експлуатації та тип двигуна. Вони також враховують вплив інфраструктури та організації руху, таких як рівномірність транспортного потоку (що дозволяє рухатися з оптимальною швидкістю), безперервний рух, наявність обхідних доріг, пішохідних переходів і розв'язок на різних рівнях. Врахування всіх цих факторів має велике значення для ефективності перевезень та технічної експлуатації автомобілів.

Навколишнє середовище може внести невизначеність і випадковість у початкові дані та ситуації, змінити характер взаємодії між компонентами автомобіля. У таких динамічних системах можуть виникати випадкові збурення, спричинені помилками вимірювання діагностичних параметрів та похибками при обробці інформації, а також впливом непередбачених перешкод, що суттєво впливають на технічний стан автомобіля. Сучасні телематичні та інтелектуальні системи моніторингу та діагностики автоматично враховують ці фактори, що дозволяє ефективно виявляти та вирішувати проблеми.

Перелік посилань

1. Діагностика легкових автомобілів : навч. посіб. для здобувачів ступеня вищої освіти ЗВО / В. Д. Мигаль, М. Л. Шуляк, С. О. Гаврилов; Харків: Вид-во «Майдан», 2021. 267 с.
2. Теорія технічної експлуатації автомобілів: навч. посіб. / В. Д. Мигаль, А. Т. Лебедев, М. Л. Шуляк. Харків: Вид-во «Майдан», 2019. 276 с.
3. Мигаль, В. Д., Лебедев, А. Т., Шуляк, М. Л., Калінін, Є. І. Оцінка інтелектуальних якостей автомобілів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2019. № 15. С. 218 – 234.

Дідюк Наталія Олександрівна, зав. кафедри, natalia.didiuk@nure.ua
Сливка Тетяна Олегівна, студентка групи ВПВПС-21-5,
Харківський національний університет радіоелектроніки

ПОПУЛЯРИЗАЦІЯ ФІЗИЧНОГО ВИХОВАННЯ ЗДОБУВАЧІВ ЗА УМОВ ДИСТАНЦІЙНОГО НАВЧАННЯ

Аналіз науково-методичної літератури та педагогічних спостережень свідчить, що перехід на дистанційне навчання призвів до максимального зниження рухової активності здобувачів і збільшення тривалості їх перебування за комп'ютером, що в цілому впливає на погіршення їхнього самопочуття. В умовах дистанційного навчання, процес самостійної мотивації здобувачів до занять фізичними вправами стає набагато складнішим. Тому важливо застосовувати інноваційні та сучасні технології організації роботи учасників освітнього процесу, які в свою чергу можуть бути базою для самостійних поза навчальних занять. Застосування мотиваційного підходу до занять фізичною культурою за допомогою сучасних технологій організації роботи серед здобувачів, обумовлюється їх можливістю розвивати загальні якості, наприклад, за допомогою таких інструментів, як: організація майстер-класів, тренінгів, онлайн конференцій, відеопрезентацій та марафонів. Окрім підвищення показників фізичної підготовленості, такі інноваційні методи сприяють розвитку творчого мислення, креативності, комунікативності, колективізму, активності, ініціативності та вміння висловлювати свої думки, які, на думку фахівців [1], є професійно значущими якостями для майбутніх спеціалістів у будь якій сфері діяльності.

Три роки потому наше звичне життя зазнало чималих змін. Вони вимагали нових підходів у викладанні дисциплін у ЗВО. Слід відзначити, що у освітянській галузі сучасні аспекти життя тісно пов'язані з інтернетом та віддаленою працею, вони потребували перегляду та вдосконалення методів та методик викладання дисциплін при переході на дистанційне навчання. Дисципліни «Фізичне виховання» та «Фізична культура» опинилась у важкій ситуації. Процес тренування та зв'язка («викладач фізичного виховання, інструктор» – («здобувач, спортсмен»)), завжди будувалась на взаємодії цих двох сторін. А підвищений ризик отримати травму під час заняття фізичними вправами, вимагає чіткого пояснення техніки виконання вправ та безпосередньої присутності викладача. В наслідок цього, питання організації та проведення занять з фізичного виховання під час існуючих обмежень постало надзвичайно гостро.

Необхідно було, використовуючи невелику кількість існуючої інформації на цю тему, створити абсолютно новий формат проведення занять з фізичного виховання, який був би корисним з точки зору рухової активності здобувача, безпечним та цікавим для інших. Тому розглянута тема в умовах обмежень набуває надзвичайної актуальності.

Адекватною та єдино можливою відповіддю на виклики сучасності, є зміна підходів до навчання, використання технологій дистанційного навчання для ефективної реалізації фізичного виховання здобувачів в таких умовах. При цьо-

му, однією з ключових проблем стає належна організація фізкультурно-оздоровчої діяльності здобувачів для збереження їхнього здоров'я в умовах, вкрай обмеженої рухової активності.

Дистанційна освіта у багатьох країнах світу вже поширене явище, а з кожним роком популярність її тільки зростає, адже такий принцип та форма навчання є найбільш гнучкою та доступною для всіх суб'єктів освітніх послуг.

Включення електронних платформ в навчальний процес дозволяє розширити перелік методичних прийомів та технік, відкриваючи перед викладачем широкий спектр можливостей для реалізації компетентнісного підходу до формування фахівця. А для здобувача ці платформи забезпечують всебічний розвиток в напрямку опанування професією, особистісного розвитку та дають змогу забезпечити якість навчального процесу [2].

Враховуючи сучасний напрям запропонованих форм роботи, основною проблемою для впровадження даних методів є недосконалість матеріально-технічної бази, а також низький рівень науково-методичного забезпечення. Належної підготовки потребують й науково-педагогічні працівники, для повноцінного впровадження інноваційних технологій в організації діяльності тих, хто безпосередньо бере участь в процесі фізичного виховання.

Нові підходи у дистанційному навчанні вимагають розробки методичних матеріалів за напрямком роботи спеціалістів з фізичного виховання по формуванню у здобувачів переконання про необхідність регулярних занять фізичною культурою, особливо в умовах дистанційного навчання, що в подальшому впливатиме на цілеспрямовану діяльність особистості у формуванні здорового способу життя.

Перелік посилань

1. Опанасюк Ю.В. Дистанційне навчання як наслідок еволюції традиційної системи освіти. Вища освіта України, 2016. № 11. С. 49-53.
2. Мазур К.М. Організація фізичного виховання під час дистанційного навчання у закладах вищої освіти // Science of XXI century: development, main theories and achievements. Republic of Finland | Collection of scientific papers «SCIENTIA». Helsinki. 2022. - С. 147-149.

Костюк Станіслав Юрійович, асистент, Національний Університет Біоресурсів і Природокористування України, stanislavkostuk@nubip.edu.ua

АЛЬТЕРНАТИВНІ ВИДИ ПАЛИВА ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ: ДОСВІД ЯПОНІЇ

У сучасному світі автомобільний транспорт є одним із головних джерел викидів парникових газів і забруднення навколишнього середовища. Традиційні види палива - бензин і дизель - поступово втрачають свою

актуальність через екологічну шкоду та залежність від викопних ресурсів. У цьому контексті зростає значення альтернативних видів палива, які пропонують більш чисті, відновлювані та енергоефективні рішення для транспортної галузі.

Японія, як одна з технологічно найрозвиненіших країн світу, вже давно стала світовим лідером у впровадженні альтернативних джерел енергії в автомобільному транспорті. На тлі глобальної енергетичної кризи та зростаючих екологічних викликів Японія активно розвиває власні технології у сфері водневого транспорту, гібридних авто та використання поновлюваних джерел енергії для заправки електромобілів.

Японія першою у світі запровадила масштабну стратегію розвитку водневої економіки, в якій водень використовується як основне джерело енергії в транспорті. Уже в 2014 році компанія Toyota представила серійну модель Toyota Mirai - перший у світі масовий водневий автомобіль на паливних елементах.

Уряд Японії інвестує мільярди доларів у будівництво водневих заправок, стимулює виробництво «зеленого» водню з відновлюваних джерел і підтримує дослідження в галузі зберігання та транспортування водню.

Гібридні технології - фундамент майбутнього

Японські компанії, зокрема Toyota та Honda, першими вивели на ринок масові гібридні автомобілі, які поєднують бензиновий двигун з електромотором. Модель Toyota Prius стала глобальним символом екоавто, і до сьогодні залишається однією з найбільш продаваних гібридів у світі.

Завдяки цим технологіям Японія зменшує споживання нафти і водночас забезпечує поступовий перехід до повністю електричних рішень.

Інфраструктура і «розумна» зарядка

Японія активно розвиває розумну зарядну інфраструктуру, яка інтегрується в енергомережу країни. У мегаполісах встановлено десятки тисяч зарядних станцій, багато з яких працюють на сонячній енергії. Компанія Nissan, наприклад, використовує концепцію «автомобіль як енергетичний банк» - електромобіль може не лише заряджатися, але й віддавати енергію в мережу, підтримуючи баланс у пікові години.

Підтримка держави та зелене мислення

Японський уряд надає субсидії на купівлю електромобілів та гібридів, знижки на податки, а також фінансує дослідження у сфері нових видів палива. Крім того, японське суспільство загалом відкрите до інновацій і має високий рівень екологічної свідомості, що сприяє швидкому прийняттю нових технологій.

Японія – яскравий приклад того, як технології, державна стратегія і суспільна культура можуть ефективно поєднуватись для досягнення стійкої, екологічно чистої транспортної системи. Її досвід у впровадженні водневого палива, розвитку гібридних двигунів і створенні розумної інфраструктури може слугувати зразком для інших країн, які прагнуть перейти на альтернативні джерела енергії в автомобільному транспорті.

Перелік посилань

1. 67% of transport companies plan to invest in business development in 2025. https://eba.com.ua/en/67-transportnyh-kompanij-investuvatymut-u-rozvytok-biznesu-u-2025/?utm_source=chatgpt.com
2. Ukraine continues to actively integrate digital technologies into logistics processes to enhance efficiency and reduce costs for businesses, even in challenging circumstances. https://navisgroup.com.ua/en/2025/01/06/digitalization-in-ukrainian-logistics-a-step-into-the-future/?utm_source=chatgpt.com.

Колеснік Іван Васильович, канд. техн. наук, доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, ivankolesnik@nubip.edu.ua
Дротов Дмитро Вячеславович, студент групи АІ 2404м, Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ ВІДВЕДЕННЯ ШИН ОПОРНИХ КОТКІВ

При лабораторно-дорожніх випробуваннях керованого руху та створення роботизованих комплексів на базі швидкохідних гусеничних машин. Необхідно з високою точністю визначати момент опору повороту, який залежить від параметрів конструкції машини (моменту інерції навколо вертикальної осі, поздовжніх координат опорних котків вісей щодо центру мас), кінематичних параметрів руху (кутового прискорення, кривизни траєкторії, поздовжнього зміщення центру повороту, кутів уведення шин опорних котків), а також від значення коефіцієнта опору бокового відведення. Основна складність полягає у визначенні коефіцієнта опору бічному виводу шин опорних котків з великою точністю. Величина цього коефіцієнта визначається за функцією значення приватної похідної бічної сили, що діє на опорну ковзанку при повороті машини за значенням кута бокового відведення. Ця функція є випадковою, нелінійною і залежить від вертикального навантаження та температури шин, які не стабільні внаслідок інтенсивного нагріву в процесі руху та багатьох інших параметрів. Аналітичне визначення коефіцієнта опору відведення через складний характер малоймовірне. У зв'язку з цим значення коефіцієнта опору шин бічному виводу визначається експериментально. Загалом рух гусеничної машини з великою швидкістю по дорогах з інтенсивною зміною кривизни траєкторії супроводжується поздовжнім зміщенням полюса повороту машини. При цьому кути відведення шин опорних котків окремих осей відрізняється до 10 разів, що призводять до варіації бічних сил, значення коефіцієнта опору відведення і моменту опору повороту. У зв'язку з цим для синтезу програми управління рухом роботизованих комплексів, розрахунку необхідного значення моменту, що повертає при повороті гусеничної машини, для компенсації відхилення траєкторії,

забезпечення стійкості руху, необхідно вимірювати значення коефіцієнта опору відведення шин опорних котків кожної осі.

Відома система визначення коефіцієнта опору шин опорних котків гусеничних машин [1]. Система включає 2 мірні колеса (типу п'ятих коліс), поворотні вилки яких встановлюються у вертикальних втулках штанг, закріплених у носовій та кормовій частинах корпусу машини. При русі гусеничної машини в повороті мірні колеса та їх поворотні вилки повертаються на кути уводу відповідно передніх і задніх коліс. Розмір цих кутів вимірюється реохордними датчиками, з'єднаних з реєструючим пристроєм. Вимірювання моменту, що повертає машину, здійснюється наклеєними тензодатчиками на вали, що з'єднують трансмісію з бортовими редукторами. Виходи тензодатчиків з'єднані з реєструючим пристроєм через ртутний струмознімач. При рівномірному повороті машини, що рухається з невеликою швидкістю по колу певного радіусу, момент, що обертає, дорівнює моменту опору повороту формованим ґрунтом. За цих умов проведення випробування середнє значення кутів відведення шин опорних котків обмежене, а середнє значення коефіцієнта опору відведення визначається приватним від поділу повертаючого моменту на кривизну траєкторії та суму квадратів поздовжніх координат осей опорних котків щодо центру мас.

Недолік цієї системи полягає у низькій точності визначення коефіцієнта опору відведення. Це пов'язано з тим, що при русі гусеничної машини з великою швидкістю по дорогах з інтенсивною зміною кривизни траєкторії, момент опору формується не тільки опором ґрунту, але й додатковими складовими інерційного та бічного руху. Як показано вище при поздовжньому зміщенні центру повороту кути відведення шин опорних котків окремих осей відрізняється до 10 разів, що призводять до варіації бічних сил значення коефіцієнта опору відведення. Крім того, при русі машини з великою швидкістю спостерігається шуми вимірюваних коліс, що додатково знижує точність виміру.

В автомобільній галузі проводилися роботи вчених, і в даний час проводяться роботи наших та зарубіжних вчених з дослідження взаємодії автомобільних шин з опорною поверхнею з метою підвищення керованості, стійкості та, отже, підвищення безпеки автомобіля. Серед них Gurkan Erdogan, Sanghyun Hong, Francesco Borrelli, Karl Hedrick та ін. [2, 3, 4].

Нині постійно вдосконалюються методи визначення параметрів шини у її роботі із застосуванням нових типів датчиків. Сучасні технології дозволяють оцінювати зчеплення колеса з дорогою в реальних умовах руху машини, а не на стенді, де приймається велика кількість припущень і не точностей, що визначаються параметри взаємодії автомобільної шини з дорогою в реальному часі, застосовуються в системах активної безпеки автомобіля.

Перелік посилань

1. Fan Z., Borenstein, J., Wehe, D., and Koren, Y. 1995. Experimental evaluation of an encoder trailer for dead-reckoning in tracked mobile robots.

Proceedings of the IEEE International Symposium on Intelligent Control, Monterey, CA, pp. 571–576.

2. Ferretti, G. and Girelli, R. 1999. Modeling and simulation of an agricultural tracked vehicle. *Journal of Terramechanics* 36:139–158.

3. Fischer R *The Automotive Transmission Book* / Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G., Najork, R., Pollak, B. // ISBN 978-3-319-05262-5, ISBN 978-3-319-05263-2 (eBook) DOI 10.1007/978-3-319-05263-2, © Springer International Publishing Switzerland 2015, Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London, © 2015.

4. Hao Lu, Guangming Xiong, and Konghui Guo Hindawi Publishing Corporation *Mathematical Problems in Engineering* Volume 2016, Article ID 6375652, 13 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2016/6375652>

Лемішко Дар'я Сергіївна, асистент, Національний Університет Біоресурсів і Природокористування України, lemishko.dasha@nubip.edu.ua

ВПЛИВ НЕРІВНОМІРНОЇ ЖОРСТКОСТІ ШИН НА КОЛИВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Жорсткість шини визначається її здатністю чинити опір деформації під впливом зовнішніх сил. В ідеалі шина повинна мати рівномірну жорсткість по всьому колу і ширині, щоб забезпечувати стабільну поведінку автомобіля на дорозі. Однак у реальних умовах це завжди досягається. Нерівномірна жорсткість означає, що різні ділянки шини мають різні пружні властивості, що призводить до зміни характеристик контакту з дорожнім покриттям.

Причини виникнення нерівномірної жорсткості

1. Виробничі дефекти: помилки при виготовленні шин можуть призвести до неоднорідного розподілу матеріалів (наприклад, гумової суміші або корду); порушення технології вулканізації може спричинити локальні зміни жорсткості; невідповідність стандартам якості може призвести до появи зон із підвищеною або зниженою жорсткістю.

2. Зношування протектора: нерівномірне знос протектора (наприклад, через неправильне розвал-сходження) призводить до зміни жорсткості окремих ділянок шини; локальне зношування також може бути викликане частим гальмуванням або рухом по нерівних дорогах.

3. Помилки монтажу: неправильне встановлення шини на обід може викликати її деформацію; використання невідповідних дисків (наприклад, занадто вузьких або широких) також впливає на розподіл навантаження всередині шини.

4. Деформація каркаса: пошкодження корда або боковин шини внаслідок ударів про перешкоди (ями, бордюри) призводять до локальних змін жорсткості.

ті; тривала експлуатація при низькому тиску викликає перегрів та пошкодження структури шини.

5. Відмінності в тиску повітря: неправильний тиск у різних колесах автомобіля призводить до зміни їх пружних властивостей та погіршує рівномірність контакту з дорогою.

Нерівномірність у жорсткості шин викликає такі ефекти: коливання радіальних сил, поздовжні вібрації, бічні коливання, вібрації кермового управління.

Методи усунення проблеми

Для мінімізації негативного впливу нерівномірної жорсткості шин рекомендується вживати наступних заходів:

1. Балансування коліс: регулярне балансування допомагає усунути дисбаланс мас колеса та зменшити вібрації під час руху.

2. Контроль тиску у шинах: підтримання оптимального тиску дозволяє рівномірно розподілити навантаження по всій площі контакту шини з дорогою.

3. Використання якісних шин: вибір продукції перевірених виробників знижує ймовірність появи дефектів конструкції шин.

4. Регулярний огляд підвіски: перевірка стану амортизаторів, пружин підвіски та інших елементів ходової частини допомагає вчасно виявити несправності, які можуть погіршити проблему вібрацій.

5. Технологія «match-mounting» (суміщення): поєднання найтвердіших ділянок обода диска з найбільш м'якими зонами шини дозволяє мінімізувати неоднорідності в системі диск-шина.

6. Заміна пошкоджених шин: якщо проблема викликана серйозними дефектами каркаса або боковин шини, рекомендується замінити її новою для запобігання подальшим ускладненням експлуатації автомобіля.

7. Перевірка розвалу-сходження коліс: коригування кутів установки коліс допомагає знизити нерівномірний знос протектора та покращити керованість транспортного засобу.

Нерівномірна жорсткість шин є важливим фактором, що впливає на динамічні характеристики автомобіля: комфорт руху, безпека експлуатації та довговічність компонентів ходової частини транспортного засобу залежить від стану шинної системи машини. Для запобігання негативним наслідкам необхідно регулярно проводити технічне обслуговування колісної системи: балансування коліс, контроль тиску повітря в шинах та огляд підвіски автомобіля. Використання якісних матеріалів та дотримання рекомендацій виробника також відіграють ключову роль у забезпеченні стабільної роботи транспортного засобу навіть у складних умовах експлуатації.

Перелік посилань

1. He Li and J. Zhang, “Priori-distribution-guided adaptive sparse attention for cross-domain feature mining in diesel engine fault diagnosis” in Engineering Applications of Artificial Intelligence (June 2024).

2. Burova, V. Mamonov and NA Bulychev, “Unerroric of vibration diagnostics of a hydrogen engine,” in International Journal of Hydrogen Energy (January 2024).

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ (ITS)

Інтелектуальні транспортні системи (ІТС) є ключовим елементом сучасної транспортної інфраструктури, спрямованим на підвищення ефективності, безпеки та екологічності перевезень. Використовуючи передові технології, такі як штучний інтелект, машинне навчання та комунікаційні мережі, ІТС забезпечують оптимізацію транспортних потоків, зменшення заторів та покращення обслуговування пасажирів.

ІТС включають різноманітні технології та системи, що інтегруються для покращення функціонування транспортних мереж. До основних компонентів ІТС належать:

Системи управління трафіком: використовують датчики та алгоритми для моніторингу та керування дорожнім рухом.

Системи інформації для пасажирів: надають реальний час інформацію про розклад та затримки транспорту.

Системи електронного збору платежів: дозволяють автоматизувати процес оплати проїзду та зборів.

Системи безпеки: включають технології для запобігання аваріям та швидкого реагування на надзвичайні ситуації.

У 2024 році спостерігалось кілька ключових тенденцій у розвитку ІТС:

Інтеграція технології 5G: Високошвидкісний зв'язок 5G забезпечує миттєву передачу даних між транспортними засобами та інфраструктурою, що сприяє покращенню координації та безпеки на дорогах.

Використання штучного інтелекту та машинного навчання: Ці технології дозволяють аналізувати великі обсяги даних для прогнозування трафіку, виявлення аномалій та оптимізації маршрутів.

Розвиток концепції «Мобільність як послуга» (MaaS): Інтеграція різних видів транспорту в єдину цифрову платформу спрощує планування поїздок та підвищує зручність для користувачів.

США: Федеральна комісія зі зв'язку (FCC) ухвалила нові правила щодо використання спектру для технології C-V2X, що дозволяє автомобілям обмінюватися інформацією з іншими учасниками дорожнього руху та інфраструктурою для підвищення безпеки.

Австралія: У Сіднеї проводяться випробування автономних транспортних засобів, які взаємодіють з міською інфраструктурою через двосторонню комунікацію, що дозволяє покращити управління трафіком та безпеку на дорогах.

Незважаючи на значні переваги, впровадження ІТС стикається з певними викликами:

Інтероперабельність систем: забезпечення сумісності між різними поколіннями та типами ІТС є критично важливим для їх ефективного функціонування.

Кібербезпека: зі зростанням підключених транспортних засобів зростає ризик кібератак, що вимагає розробки надійних заходів захисту.

Фінансування та інвестиції: Високі витрати на впровадження та обслуговування ІТС можуть бути перешкодою для їх широкомасштабного розповсюдження.

Інтелектуальні транспортні системи відіграють ключову роль у формуванні майбутнього мобільності, пропонуючи рішення для підвищення ефективності, безпеки та екологічності транспорту. Попри існуючі виклики, постійний розвиток технологій та підтримка з боку урядів і приватного сектору сприяють подальшому поширенню та вдосконаленню ІТС у всьому світі.

Перелік посилань

1. FCC passes auto safety spectrum rules
https://www.theverge.com/2024/11/21/24302733/fcc-cv2x-cellular-vehicle-everything-spectrum-rules-final?utm_source=chatgpt.com

Колеснік Іван Васильович, канд. техн. наук, доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, ivankolesnik@nubip.edu.ua
Волошин Назар Миколайович, студент групи АІ 2404м, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ІСНУЮЧА МЕТОДИКА ВИБОРУ СУЧАСНОЇ БАЗИ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

Безпека руху визначається активною та пасивною безпекою колісних машин (КМ), дорожньою інфраструктурою та кваліфікацією водіїв. Активна безпека значною мірою залежить від конструкції КМ, у тому числі і від її колісної бази (бази), величина якої помітно впливає на стійкість руху. В даний час при проектуванні КМ база вибирається апріорно, виходячи з призначення КМ, її потрібної вантажопідйомності, пасажиромісткості та (або) з міркувань компонування [1 2]. Це робиться без урахування впливу бази на стійкість руху КМ. Аналіз спеціальної літератури показав, що бази на стійкість руху КМ вивчено недостатньо. У зв'язку з цим дослідження, присвячені поліпшенню стійкості руху КМ за рахунок раціонального вибору її бази, є дуже актуальними.

При виборі бази легкового автомобіля на початковому етапі проектування орієнтуються прототип автомобіля відповідного класу. У процесі проектування нової модифікації машини величина бази дещо змінюється відповідно до обраної (скоригованої) схеми трансмісії.

При виборі бази автобуса спочатку орієнтуються з його місткість, обумовлену технічним завданням. При подальшому проектуванні величина бази може змінюватись відповідно до обраної (скоригованої) схеми трансмісії.

На рис. 1 представлена схема для розрахунку довжини вантажного кузова (вантажної платформи), яку вибирають, орієнтуючись на вантажопідйомність та види вантажів, що перевозяться, а базу автомобіля виражають як функцію цього параметра за формулою 1.1.

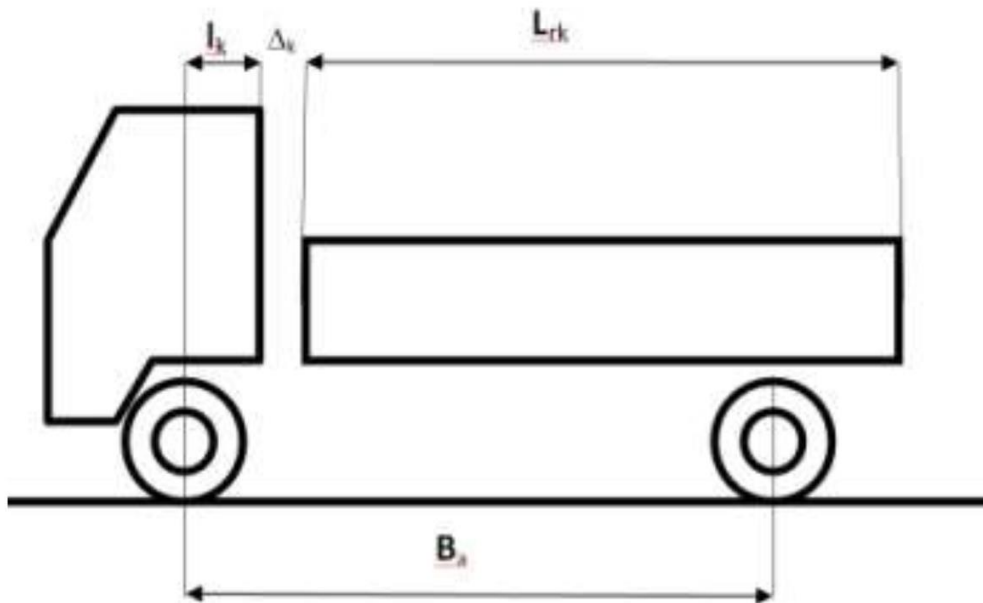


Рисунок 1 – Схема для розрахунку величини бази вантажного автомобіля

Ця функція враховує відстань компонування від передньої осі машини до задньої стінки кабіни і мінімальний зазор між стінкою кабіни, переднім бортом кузова [3, 4]

$$B_a = \frac{G_M \left(l_k + \Delta_k + \frac{L_{гк}}{2} \right)}{G_{zp} - G_{1z} + G_{1c}}, \quad (1)$$

де G_M - споряджена маса машини;

$G_{гп}$ - вантажопідйомність машини;

l_k - відстань від передньої осі машини до задньої стінки кабіни;

Δ_k - мінімальний зазор між стінкою кабіни та переднім бортом вантажного кузова;

$L_{гк}$ - довжина вантажного кузова;

$G_{1г}$, G_{1c} - навантаження на передню вісь вантаженого та навантаженого автомобіля відповідно (наведений вираз справедливо і для тривісних автомобілів, якщо базу приймати за величиною повної колісної бази).

Положення коліс по довжині залежить від обраного розподілу мостами маси автомобіля з повним навантаженням і без навантаження [3, 4]; від розміщення кожухів коліс, які не повинні погіршувати умови розміщення педалей, комфортабельність переднього пасажирів, положення кермової трапеції та не повинні викликати зменшення ширини заднього сидіння легкового автомобіля та, по можливості, багажника. З урахуванням перелічених вимог, проектуваль-

ник може внести 10% зміну у величину бази, не впливаючи на обмеження за класифікаційними ознаками і не вносячи істотних змін до схеми трансмісії та довжини вантажної платформи.

У роботі проведено аналіз неоднозначного впливу зміни величини колісної бази на стійкість руху колісної машини у різних режимах руху. Надано рекомендації щодо вибору бази.

Перелік посилань

1. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К.: КВІЦ, 2004. – 174 с: іл.
2. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: навч. посібник / Є.Ю. Форнальчик, М. С. Олісевич, О. Л. Мاستикаш, Р. А. Пельо. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с.
3. Road Vehicle Dynamics/Rao V. Dukkipati, Jian Pang, Mohamad S. Qatu, Gang Sheng, Zuo Shuguang, SAE International 2008. –874p.
4. Лудченко, О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління: підручник / О. А. Лудченко. – К.: Знання-Прес, 2004. – 478 с.: іл.

Коряк Олександр Олексійович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alexanderalexkor@gmail.com

РІВНЯННЯ РУХУ ШАРНІРА НЕРІВНИХ КУТОВИХ ШВИДКОСТЕЙ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (шарнір Гука) отримав широке розповсюдження завдяки простоті і надійності конструкції. Він використовується для передачі обертового руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі α змінюється в процесі роботи.

При дослідженнях динамічних процесів, які відбуваються в механічних передачах з використанням шарніра нерівних кутових швидкостей, зазвичай вдаються до деяких припущень. Наприклад, не враховують масово-інерційні параметри хрестовини і особливості її руху. Такий підхід цілком виправданий при розрахунках тихохідних передач, зважаючи на відносно незначну масу хрестовини. Проте, при точних розрахунках швидкохідних передач таке спрощення може призвести до суттєвої похибки.

Складемо рівняння руху шарніра Гука, враховуючи масово-інерційні і кінематичні характеристики його хрестовини.

На рис. 1 представлена схема шарніра нерівних кутових швидкостей. Прямокутні декартові системи координат, – нерухомі $Ox_1y_1z_1$ і $Ox_3y_3z_3$, в яких напрямки осей ординат Oy_1 Oy_3 збігаються з напрямками відповідних векторів

$\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_3$ кутових швидкостей ланок 1 і 3, а також рухома $Ox_2y_2z_2$, пов'язана з хрестовиною 2, мають загальний початок координат (т. O), розташований в центрі хрестовини.

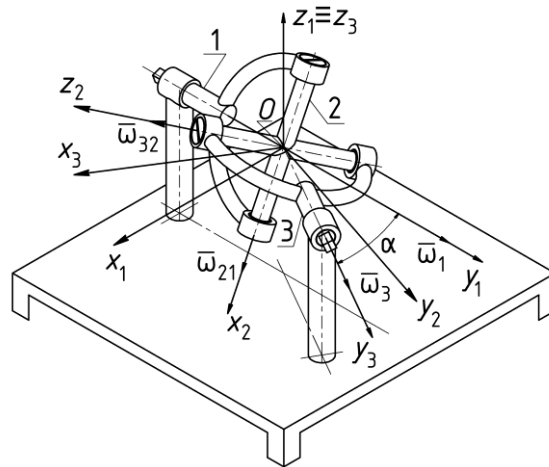


Рисунок 1 – Схема шарніра нерівних кутових швидкостей

Для отримання рівняння руху шарніра Гука скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду. Візьмемо у якості узагальненої координати кут повороту вхідної ланки, тобто, $q=\varphi_1$. Відлік кута повороту вхідної ланки будемо вести від положення, в якому вилка вхідного вала лежить в площині, в якій містяться осі валів 1 і 3. Враховуючи сказане, запишемо рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1}, \quad (1)$$

де E – кінетична енергія механізму;

$\dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ – кутова швидкість ведучої ланки;

Q_{φ_1} – узагальнена сила.

Кінетична енергія шарніра нерівних кутових швидкостей

$$E = E_1 + E_2 + E_3, \quad (2)$$

де E_1 – кінетична енергія вхідної ланки;

E_2 – кінетична енергія хрестовини;

E_3 – кінетична енергія вихідної ланки.

Кінетична енергія вхідної ланки

$$E_1 = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2, \quad (3)$$

де I_1 – момент інерції вхідної ланки відносно осі Oy_1 .

В хрестовині 2, зображеної на рис. 1, осі рухомої системи координат $Ox_2y_2z_2$ співпадають з її головними центральними осями інерції, моменти інерції відносно яких позначимо I_{2x2} , I_{2y2} і I_{2z2} відповідно. Тоді, кінетична енергія хрестовини [1]

$$E_2 = \frac{I_{2y2}\dot{\phi}_1^2}{2} \left[k_I \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cos^2 \phi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \phi_1)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \phi_1} + k_I \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \phi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \phi_1} \right], \quad (4)$$

де $k_I = I_{2x2}/I_{2y2} = I_{2z2}/I_{2y2}$ – коефіцієнт, який пов'язує моменти інерції хрестовини відносно різних осей.

Кутова швидкість $\dot{\phi}_3$ вихідної ланки

$$\dot{\phi}_3 = \dot{\phi}_1 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \phi_1}. \quad (5)$$

Враховуючи (5), кінетична енергія вихідної ланки

$$E_3 = \frac{1}{2} I_3 \dot{\phi}_1^2 \frac{\cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \phi_1)^2}, \quad (6)$$

де I_3 – момент інерції вихідної ланки відносно осі Oy_3 .

Знайдемо узагальнену силу Q_{ϕ_1} , яка відповідає узагальненій координаті ϕ_1 і заданим силам. Такими силами є прикладені до вхідної 1 і вихідної 3 ланки пари сил з моментами T_1 і T_3 , які є, відповідно, крутним моментом рушійних сил і моментом сил опору.

Надамо куту ϕ_1 приріст $\delta\phi_1$ і складемо суму елементарних робіт заданих сил на цьому можливому переміщенні. Беручи до уваги, що робота крутного моменту T_3 від'ємна, а також враховуючи (5), узагальнена сила

$$Q_{\phi_1} = \frac{\delta A_{\phi_1}}{\delta \phi_1} = T_1 - T_3 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \phi_1}. \quad (7)$$

Враховуючи (1), (2), (3), (4), (6), (7) отримаємо рівняння руху шарніра нерівних кутових швидкостей

$$\ddot{\varphi}_1 \left\{ I_1 + I_{2y2} \left[k_I \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} + \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} + \right. \right. \\ \left. \left. + k_I \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right] + \frac{I_3 \cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \right\} + \frac{\dot{\varphi}_1^2 \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cdot \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \times \\ \times \left[I_{2y2} \left(k_I - k_I \frac{1 + \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} - 1 \right) - I_3 \frac{2}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \right] = \\ = T_1 - T_3 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}. \quad (8)$$

Якщо знехтувати масою хрестовини, прийнявши $I_{2y2}=0$, рівняння руху (8) набуде вигляду

$$\ddot{\varphi}_1 \left(I_1 + I_3 \frac{\cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \right) - \dot{\varphi}_1^2 I_3 \frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \cdot \sin 2\varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^3} = \\ = T_1 - T_3 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}. \quad (9)$$

Перелік посилань

1. Коряк О. О. Визначення кінетичної енергії хрестовини шарніра Гука / Матеріали Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців», 19-21 жовтня 2022 р. – Харків. ХНАДУ. – С. 178-181.

Молодан Андрій Олександрович, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технології машинобудування та ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;

Артьомов Микола Прокопович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві факультету мехатроніки та інжинірингу, Державний біотехнологічний університет;

Пушкарєнко Олег Юрійович, аспірант кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві факультету мехатроніки та інжинірингу, Державний біотехнологічний університет

ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ В РЕЖИМАХ ІЗ ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ

Підвищення ефективності роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) у сучасних умовах експлуатації є надзвичайно актуальним завданням, зважаючи на

необхідність економії палива, дотримання екологічних стандартів та забезпечення довговічності техніки. Особливої уваги заслуговують режими часткових навантажень і холостого ходу, які переважають у циклах роботи сільськогосподарської, автомобільної та тепловозної техніки. У таких умовах двигун працює з нераціональним коефіцієнтом корисної дії, що спричиняє перевитрату палива та збільшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище.

Одним із технологічно обґрунтованих напрямів удосконалення є відключення частини циліндрів на низьких навантаженнях. Такий підхід дає змогу оптимізувати тепловий і газодинамічний режим, підвищити коефіцієнт наповнення циліндрів, зменшити питомі втрати та забезпечити більш повне згоряння палива в тих циліндрах, які залишаються активними. У роботі проведено порівняльний аналіз ефективності різних схем відключення циліндрів, зокрема повного та часткового, періодичного та постійного, залежно від швидкісного режиму та навантаження.

Особливу увагу приділено дослідженню динаміки паливоподачі в перехідних режимах. Проаналізовано вплив залишкового тиску в магістралях високого тиску паливної апаратури на наступні цикли впорскування, виявлено коливання циклових подач та їх вплив на стабільність роботи ДВЗ. На основі експериментальних і чисельних досліджень доведено доцільність впровадження регуляторів початкового тиску та впливу конструктивних особливостей паливної апаратури на ефективність упорскування при повторному підключенні циліндрів.

Значна частина досліджень зосереджена на оцінці втрат механічної енергії, що виникають внаслідок прокручування відключених циліндрів. Встановлено залежність між кількістю відключених циліндрів і збільшенням насосних втрат, що обумовлює необхідність глибокого моделювання внутрішніх процесів. Розроблено математичну модель, що дозволяє прогнозувати питомі витрати палива за різних сценаріїв відключення циліндрів з урахуванням тиску, температури, параметрів газообміну та тертя.

Досліджено вплив різних режимів відключення на вібраційні характеристики ДВЗ. Виявлено, що рівень вібрацій може збільшуватись при нерівномірному відключенні циліндрів або при надмірному зменшенні активної маси. Запропоновано методику симетричного або чергового відключення для мінімізації вібраційних навантажень та запобігання передчасному зносу опор кривошипно-шатунного механізму.

Поглиблений аналіз термодинамічних процесів у відключених циліндрах виявив нові закономірності, пов'язані з тепловіддачею в умовах відсутності впорскування та згоряння. Встановлено, що за рахунок залишкового тиску та температури у відключеному циліндрі відбувається поступове нагрівання стінок, що вимагає додаткового охолодження або оптимізації теплообмінного режиму.

Також розглянуто вплив регулювання початкового тиску ($P_{\text{поч}}$) на стійкість роботи дизеля в умовах холостого ходу. Використання динамічного регулятора тиску дозволяє зменшити коливання циклових подач палива та покращити рівномірність роботи двигуна. Запропоновано алгоритми автоматичного коригу-

вання параметрів упорскування залежно від температури, навантаження та швидкості обертання колінчастого вала.

Встановлено, що при відключенні циліндрів за умов електронного керування вдається забезпечити не лише стабільність роботи двигуна, а й зменшити викиди CO, CH, NOx та твердих частинок. Розрахунки показали, що зниження питомої витрати палива досягає 14–18% залежно від типу двигуна та характеру навантаження. Проведено оцінку економічного ефекту від впровадження системи з можливістю селективного відключення циліндрів у тракторній, тепловозній та автомобільній техніці. Наведено порівняльні графіки індикаторних характеристик двигуна з різною кількістю активних циліндрів.

Крім того, було розглянуто аспекти сумісності систем відключення циліндрів із сучасними електронними блоками керування двигуном. Зокрема, підкреслено необхідність забезпечення зворотного зв'язку між датчиками тиску, температури та положення дросельної заслінки для оптимального контролю режимів роботи. Запропоновано концепцію адаптивної системи керування, яка на основі аналізу миттєвих параметрів експлуатації самостійно визначає доцільність відключення певної кількості циліндрів.

Окрему увагу приділено питанням впливу відключення циліндрів на процес змащування і охолодження. Встановлено, що тривала робота деяких циліндрів у неактивному стані без впорскування палива призводить до зменшення змащувальної плівки на стінках циліндра, що потребує додаткових рішень у системі мащення та конструкції оливних каналів.

Запропонований підхід до відключення частини циліндрів ДВЗ дозволяє суттєво покращити техніко-економічні та екологічні показники двигуна. Поглиблений аналіз динамічних, термодинамічних та вібраційних характеристик підтвердив доцільність впровадження системи гнучкого керування кількістю активних циліндрів. Надалі доцільно проводити дослідження із застосуванням комп'ютерного моделювання, апробації алгоритмів керування в реальному часі, а також розробки адаптивних регуляторів, що враховують змінні умови експлуатації техніки.

Леонтьєв Дмитро Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сінельнік Данило Богданович, аспірант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, danilsin1997@gmail.com

ЩОДО ВПЛИВУ РОЗПОДІЛУ ВАНТАЖУ НА ЗМІЩЕННЯ КООРДИНАТ ЦЕНТРУ ТЯЖІННЯ В ПРИЧЕПІ З ЦЕНТРАЛЬНИМИ ОСЯМИ

Причепа широко використовуються для перевезення різного типу вантажу. Завдяки розташуванню осей в причепі з рознесеними осями (рис. 1а) можна ле-

гше розподілити навантаження між осями, такий причеп має більшу вантажопідйомність але має менший радіус повороту що обмежує можливості використання причепа даного типу, також він менш економічний в експлуатації на відміну від причепа з центральними осями. Причеп з центральними осями (рис. 1б) більш маневрений, має гарну стійкість при русі з великою швидкістю, має меншу вантажопідйомність але це можна виправити зробивши причеп легше що дозволить збільшити вантажопідйомність.

Як показує аналіз ринку автомобільних перевезень все частіше сьогодні набувають поширення причепа з центральними осями, оскільки вони забезпечують найбільшу маневреність автопоїзду.



а) з рознесеними осями; б) з центральними осями

Рисунок 1 – Типи причепів:

На відміну від причепів з рознесеними осями причепа з центральними осями через свої конструктивні властивості вимагають особливого підходу до розподілу навантаження, такий причеп більш економічний та має більші можливості в експлуатації але при нерівномірному розподілу це навпаки зменшує ефективність його використання.

Нерівномірний розподіл навантаження призводить до зміщення координати центру тяжіння причепа з центральними осями в передню або задню його частину. Для дослідження процесу зміщення центру тяжіння причепа з центральними осями була складена схема навантажень на осі в залежності від геометричного положення вантажу в межах його кузова рисунок 2.

Як показано на схемі відслідкувати перенавантаження на осі пропонується завдяки умовній координаті центру тяжіння a_v , яку можна визначати з рівняння 1.

$$a_v = \frac{P_{v1}(L_{p1} + x_1) + P_{v2}(L_{p2} + x_1)}{R_{z1} \cdot \lambda - P_p^c} = \frac{P_{v1}(L_{p1} + x_1) + P_{v2}(L_{p2} + x_1)}{P_{v1} + P_{v2}}, \quad (1)$$

де L_{p1} – відстань між передньою стінкою причепа та центром тяжіння першого вантажу, мм;

L_{p2} – відстань між передньою стінкою причепа та центром тяжіння другого вантажу, мм;

P_{v1} – маса першого вантажу, кг;

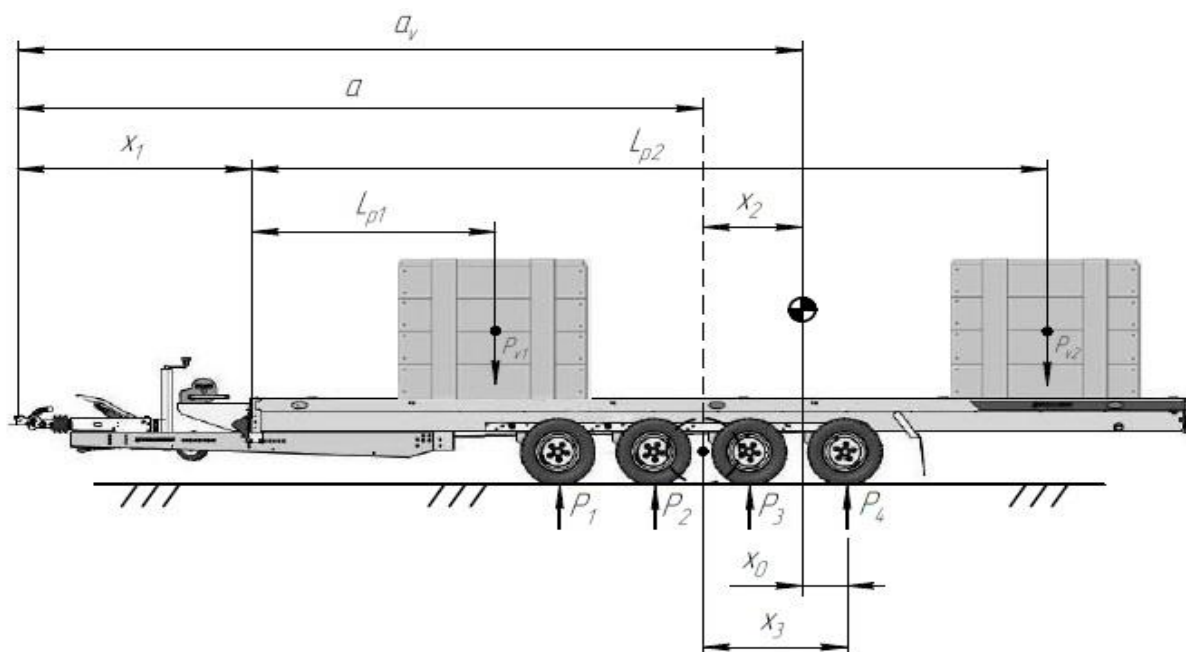
P_{v2} – маса другого вантажу, кг;

R_{z1} – реакція опори на першу вісь причепа, Н;

x_1 – відстань від початку зчіпного пристрою до передньої стінки, мм;

λ – кількість осей;

P_p^c – вага причепа з центральними осями в спорядженому стані, Н.



a – відстань від початку зчіпного пристрою до умовної осі, мм, $P_1 \dots P_4$ – вертикальні реакції опори

Рисунок 2 – Схема зміщення центру тяжіння причепа при нерівномірному розподілі навантаження в межах його кузова

Співставляючи умовну координату з реальною координатою причепа можна визначити характер навантаження між його осями що дозволить розрахувати різні динамічні параметри транспортного засобу в режимі гальмування або розгону. Співставлення можна виконати за допомогою координат x_0 x_2 x_3 представлених на схемі (рис. 2):

де x_0 – відстань від останньої осі до зміщеного центру тяжіння, мм;

x_2 – відстань від умовної осі до зміщеного центру тяжіння, мм;

x_3 – відстань від умовної осі до останньої осі причепа, мм.

Підсумовуючи вище сказане причеп з рознесеними осями займає своє місце на ринку перевезень через свої гарні показники вантажопідйомності та легкий розподіл навантаження між осями причепа але причепа з центральними осями через свою різноманітність конструкцій можуть мати схожі показники також мають перевагу у стійкості при перевезенні на великій швидкості, а запропонований підхід що до визначення умовної координати центру тяжіння до-

зволяє правильно розподілити навантаження між осями та вдосконалити методи розрахунків динаміки руху автопоїздів з такими причепами.

Перелік посилань

1. Сінельнік Д.Б., Леонтєв Д.М. (2022) Особливості впливу вантажу на розподіл вертикальних реакції між колесами причепа з центральними осями та поверхнею дорожнього покриття. Збірник тез конференцій «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». Міжнародна науково-практична та науково-методична конференція м. Харків, ХНАДУ, 12. <https://af.khadi.kharkov.ua/ru/nauka/konferencii/>

2. Сінельнік Д.Б., Леонтєв Д.М. (2022) Щодо вибору схеми підресорювання причепів з центральними осями. Збірник тез конференцій «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів». XI Міжнародна науково-практична конференція м. Харків, НАНГУ, 166.

3. Сінельнік Д.Б., Леонтєв Д.М. (2023) Щодо впливу координати центру тяжіння вантажу на перерозподіл вертикальних реакцій в опорах причепа з центральними осями. Збірник тез конференцій «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». Міжнародна науково-практична та науково-методична конференція м. Харків, ХНАДУ, 24. <https://af.khadi.kharkov.ua/ru/nauka/konferencii/>

4. Леонтєв Д.М. (2021) Теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою: (дисертація докт. техн. нук.). Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

5. Богомолів, В. О., Клименко, В. І., Леонтєв, Д. М., Фролов, А. А., Сухомлин, О. В., & Куріпка, О. В. (2021). Особливості гальмування багатовісних транспортних засобів в залежності від компоновки їх мостів. Автомобільний транспорт, (49), 23–35. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.04>

Костюк Станіслав Юрійович, асистент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, stanislavkostuk@nubip.edu.ua

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ ШЛЯХОМ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ

Економія палива автомобільним транспортом є найважливішим чинником збереження енергетичних ресурсів країни. Однак паливна економічність сучасних автомобілів досить висока, тому знаходити нові шляхи економії палива – нелегке завдання. Так звані «економічні» швидкості руху автомобіля не-

ликі і становлять приблизно 0,4-0,6 максимальної, а для забезпечення високої продуктивності бажані великі швидкості.

При зміні будь-якого конструктивного параметра автомобіля швидкість руху і витрата палива найчастіше змінюються таким чином, що їх оптимальні значення виявляються зрушеними по фазі відносно один одного. Змінюючи, наприклад, передатне число головної передачі, зазвичай одержують мінімальні витрати палива при менших, а максимальні середні швидкості при більших значеннях. Аналогічне явище спостерігається при зміні питомої потужності та інших параметрів автомобіля.

У багатьох випадках зменшення середніх швидкостей руху до економічних величин спричиняє значне падіння продуктивності автомобіля, а підвищення їх – суттєве погіршення паливної економічності. Внаслідок цього необхідний розумний, науково обґрунтований підхід до зменшення витрат палива (енергетичних витрат) з допомогою зниження швидкостей руху. При цьому необхідно дбати не просто про економію палива, а про найефективніше використання його енергії.

При виведенні формули визначення запропонованого показника ефективності енерговитрат прийнято, робота, вироблена над тілом (у разі корисним вантажем) із боку доквілля, дорівнює зміні його енергії. Ефективність використання енергії палива, а точніше ефективність роботи автомобіля, можна оцінити, порівнюючи роботу, зроблену з переміщення вантажу, з еталонною, тобто. найменшою з можливих робіт, що виконуються з однаковою середньою швидкістю руху.

За зразок прийнято роботу в «консервативної» систему, вироблена над тілом, маса якого дорівнює масі корисного навантаження автомобіля. Її можна визначити за формулою

$$A_e = \Delta E_m = \Delta E_k + \Delta E_n, \quad (1)$$

де A_e - еталонна робота;

ΔE_m - зміна механічної енергії;

ΔE_k - зміна кінетичної енергії;

ΔE_n - зміна потенційної енергії.

Зазвичай прийнято оцінювати швидкісні властивості і паливну економічність автомобіля на вимірвальній ділянці, початок і кінець якої розташовані на одній висоті над рівнем моря. У цьому разі не відбувається приросту потенційної енергії тіла, а еталонна робота дорівнює тільки приросту його кінетичної енергії. Водночас швидкість переміщення вантажу з одного пункту в інший оцінюється середньою швидкістю руху, тобто умовною швидкістю, яку приймають постійною на всій вимірвальній ділянці. Це дає змогу вважати, що над тілом, яке рухається в "консервативній" системі з якоюсь середньою швидкістю, було здійснено роботу, що дорівнює приросту його кінетичної енергії під час розгону від нульової швидкості до середньої.

З урахуванням сказаного еталонну роботу на переміщення вантажу можна визначити за формулою

$$A_e = \frac{mv_{сер}^2}{2 \cdot 3,6^2} \text{ Дж} \quad (2)$$

де m - маса корисного навантаження в кг;

$v_{сер}$ - середня швидкість руху автомобіля в км/год.

Оскільки автомобіль здійснює роботу з переміщення вантажу в «неконсервативній» системі і ця робота прямо пропорційна пройденому шляху, то для забезпечення умов порівнянності її необхідно визначати на заданій відстані, однакою для всіх автомобілів. На підставі дослідних даних нами прийнято шлях 1000 м, зокрема, це продиктовано необхідністю отримання значень показника ефективності роботи автомобіля в прийнятних величинах. Роботу з переміщення вантажу можна визначити через енергію витраченого палива E_m за формулою

$$A_n = E_n = \frac{Q_s \gamma_n H k}{100} \text{ Дж} \quad (3)$$

де Q_s - витрата палива в л/100 км;

γ_n - щільність палива;

H - теплотворна здатність палива в ккал/кг;

k - коефіцієнт приведення одиниць, що дорівнює 4186,8 Дж/ккал.

Відношення еталонної роботи до виконаної на прикладі вантажу названо коефіцієнтом роботи автомобіля

$$\eta_{ef} = \frac{A_e}{A_n} 100\% \quad (4)$$

У розгорнутій формі цей вираз має вигляд

$$\eta_{ef} = \frac{10^4 m v_{сер}^2}{2 \cdot 3,6^2 Q_s \gamma_n H k} \% \quad (5)$$

Якщо відношення постійних величин, що входять у вираз (5), позначити через коефіцієнт C , то отримаємо остаточно

$$\eta_{ef} = \frac{mv_{сер}^2}{Q_s \gamma_n Hk} C\% \quad (6)$$

За середніх значень $H=10600$ ккал/кг для бензинів і $H=10460$ ккал/кг для дизельного палива значення постійного коефіцієнта C можна прийняти такими, що дорівнюють:

для автомобілів, що працюють на бензині

$$C = \frac{1}{115000};$$

для автомобілів, що працюють на дизельному паливі

$$C = \frac{1}{113500}.$$

Пропонований показник η_{ef} можна застосовувати для розв'язання низки прикладних технічних задач, зокрема для оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів автомобіля. Прикладом використання коефіцієнта ефективності роботи автомобіля може слугувати вибір його оптимальних швидкісних режимів руху. Маючи в своєму розпорядженні тільки паливно-швидкісну характеристику, наприклад, вантажного автомобіля, важко сказати, які режими його руху є найбільш бажаними під час перевезення вантажів. Встановити це можна дослідним шляхом, але завдання це складне і дуже трудомістке.

Найбільш правильний шлях – підрахувати собівартість перевезень за різних швидкостей руху і побудувати відповідну графічну залежність. Однак при цьому потрібно виконати досить трудомісткий розрахунок, оскільки у формули входить безліч компонентів, які визначаються наближено на підставі статистичних даних. Не завжди є ці дані. Завдання вирішується значно простіше – підрахунком коефіцієнта η_{ef} , причому зона оптимальних швидкісних режимів у цьому разі проявляється навіть із більшою чіткістю, ніж під час розрахунку питомої собівартості.

Аналогічне положення спостерігається і під час розв'язання задач оптимізації конструктивних параметрів. Достовірність розв'язання цих задач за допомогою коефіцієнта η_{ef} , перевірена на прикладах.

Таким чином, отриманий коефіцієнт η_{ef} , ефективності роботи автомобіля можна використовувати для вирішення різних завдань, як це робилося за допомогою питомої собівартості використання автомобіля. При цьому пропонований показник вигідно відрізняється від останньої простотою розрахунку, оскільки в його розрахункову формулу входять лише значення

технічних величин, які визначаються в процесі експерименту. Крім того, він не залежить від рівня цін на паливо, зміна якого іноді залежить від кон'юнктурних міркувань. Особливо перспективно застосовувати η_{ef} , для оцінки нових моделей або для порівняння вітчизняних автомобілів із зарубіжними аналогами через відсутність у цих випадках багатьох даних

Цей показник можна використовувати для оцінки ефективності енерговитрат не тільки автомобіля, а й будь-якого іншого транспортного засобу, що дасть змогу за необхідності порівнювати їх між собою.

Перелік посилань

1. Ukraine continues to actively integrate digital technologies into logistics processes to enhance efficiency and reduce costs for businesses, even in challenging circumstances. https://navisgroup.com.ua/en/2025/01/06/digitalization-in-ukrainian-logistics-a-step-into-the-future/?utm_source=chatgpt.com

Волошина Марина Олександрівна, здобувачка ЦОП, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ncc_delcam@khadi.kharkov.ua

Дудукалов Юрій Володимирович, к.т.н., доцент каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ncc_delcam@khadi.kharkov.ua

ІНОВАЦІЙНЕ ФОРМУВАННЯ ВИРОБНИЧО-ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТА РЕМОНТУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Впровадження інноваційного рівня формування виробничо-транспортних систем повинно забезпечити зростання їх технічного рівня, щоб реалізувати сучасні технології модернізації та ремонту технологічного обладнання. Логістичні принципи організації складного машиноремонтного виробництва дозволяють забезпечити ритмічність та безперервність поточкових процесів.

Оскільки організація складного машиноремонтного виробництва включає також процес оптимізації логістичних потоків, що забезпечують і підтримують виробничі процеси, то бачиться можливим вироблення принципів організації як для формування виробничої логістичної системи.

У цьому контексті загальносистемні принципи передбачають підхід до організації складного наукомісткого виробництва як до комплексного об'єкту, представленого сукупністю приватних елементів (функцій), реалізація яких забезпечує досягнення потрібного ефекту, у мінімальні терміни, за мінімальних трудових, фінансових, матеріальних витрат, з мінімальних збитків для навколишнього середовища.

Принцип системності передбачає вивчення об'єкту, з одного боку як єдиного цілого, з другого боку, як частини більшої системи, у якій об'єкт аналізу

перебуває з іншими системами у відносинах. Таким чином, принцип системності охоплює всі сторони об'єкта та предмета у просторі та в часі.

Об'єднання прогресивних виробничих, транспортних та інформаційних технологій створило загальну основу для інтеграції різних потоків у інформаційно-орієнтоване ремонтне виробництво, що забезпечує розширення технологічних можливостей машиноремонтних виробничо-транспортних систем для модернізації та ремонту технологічного обладнання.

Сучасний стан методології системного підходу до вдосконалення машиноремонтних виробничо-транспортних систем диктує важливість її подальшого розвитку із системних позицій на основі врахування взаємодії всіх виробничих процесів. Тому необхідно виробити комплекс принципів технологічного забезпечення та організації інформаційно-орієнтоване ремонтне виробництво виробництва.

Для цього необхідно:

- виділити основні загальнотеоретичні та загальносистемні принципи, необхідні для реалізації методології системного підходу до організації машиноремонтних виробничо-транспортних систем;
- вивчити роль концептуальних системних принципів організації та управління взаємодією процесів у ієрархії принципів розширення технологічних можливостей машиноремонтних виробничо-транспортних систем для модернізації та ремонту транспортних засобів.

Розширення технологічних можливостей виробничо-транспортних систем для модернізації та ремонту технологічного обладнання досягається за рахунок технічного переоснащення підприємств, а саме придбання нового та модернізації існуючого устаткування, оскільки часто можливості машиноремонтних підприємств по придбанню сучасного обладнання з комп'ютерним управлінням обмежені.

Модернізація технологічного (верстатного, під'ємно-транспортного, термічного і т.і.) обладнання багато в чому визначає підвищення якості продукції промислових підприємств. Для реалізації цього положення доцільно виконувати:

- модернізацію найбільш важливих технологій і типів верстатного обладнання, необхідних для створення вискоєфективних і конкурентних виробництв, шляхом розміщення на конкурсній основі інвестиційних ресурсів;
- вдосконалення системи модернізації верстатного обладнання з переходом від виконання підприємствами індивідуальних заказів до промислової організації цих робіт спеціалізованими заводами по єдиній технічній документації з типовими комплектуючими і технологією виконання робіт.

Модернізацію перспективного обладнання, яке визначає технологічні можливості машиноремонтних виробничо-транспортних систем, потрібно проводити для таких складових:

- верстати з ЧПУ (токарні, фрезерні, свердлильно-розточні, електроерозійні, оброблюючи центри та інші), модернізація систем управління;
- спеціальні верстати агрегатного типу і автоматичні лінії з них, коли

модернізація спрямована на вдосконалення уніфікованих вузлів і механізмів, в результаті чого можливе підвищення точності обробки і формування в деякій мірі гнучкості обладнання;

- унікальні та важкі верстати, що визначають технологічні процеси підприємств, кількісна база модернізації буде визначатись одиницями, але її проведення суттєво підвищить технічний рівень.

В основу модернізації технологічного обладнання можна покласти наступні технічні рішення:

- швидкісну та надшвидкісну обробку матеріалів, нові способи відновлення деталей та усунення дефектів, в тому числі комбіновані фізико-механічні і фізико-хімічні процеси;

- заміна УЧПУ діючих верстатів новими, побудованими на базі сучасних комп'ютерів і інтелектуалізованих систем управління;

- заміна пристроїв вводу інформації на сучасні, оснащення функціонуючих верстатів з ЧПУ спеціальними електронними пристроями, що орієнтовані на Internet мережі та на системи програмного управління;

- комплексна заміна вузлів електроприводу і електроавтоматики, пневмоприводів;

- впровадження нових конструкцій ріжучих інструментів з вибором оптимальних режимів обробки для умов конкретного обладнання і виробництва;

- ремонт и модернізація зношених вузлів верстатів для підвищення їх точності, надійності і довговічності;

- впровадження нових уніфікованих вузлів агрегатних верстатів і автоматичних ліній, в тому числі з ЧПУ, а також оброблюючих центрів, які забезпечують гнучкість при зміні об'єктів виробництва.

У відповідності з принципами розширення технологічних можливостей машиноремонтних виробничо-транспортних систем виконано проект модернізації спеціальних машин, для реалізації умов інформаційно-орієнтованого виробництва. Проектом передбачено роботи з модернізації обладнання та систем керування машинами складського відділення виробничо-транспортної системи, а саме пакувально-сортувальних машин типу Bossar в механічному цеху машиноремонтного підприємства.

Таким чином, встановлені загально-теоретичні та загально-системні принципи розширення технологічних можливостей машиноремонтних виробничо-транспортних систем для модернізації та ремонту технологічного обладнання, які можуть бути використані при формуванні інформаційно-орієнтованого ремонтного виробництва.

Показано, що додержання системних принципів розширення технологічних можливостей машиноремонтних виробничо-транспортних систем забезпечує вирішення таких проблем:

- створення єдиного інформаційного простору для всіх життєвих циклів технологічного обладнання з відповідним супроводом конструкторської, техно-

логічної та організаційної підготовки процесів модернізації і ремонту ідентифікованих об'єктів з використанням кодової ідентифікації;

– формування наскрізної конструкторської, технологічної та організаційної підготовки на сучасного транспортно-технологічного обладнання з комп'ютерним управлінням, з можливістю об'єднання і адаптації програмного забезпечення різних підсистем для проектування і зв'язку між рівнями, об'єднання апаратних засобів, використання обчислювальних систем на загальній платформі.

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Шеїн Віталій Сергійович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sheinvskhadi@gmail.com

МЕТОД ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ У ПОБУДОВІ РОЗМІРНИХ РЯДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Питання раціонального проектування мобільних машин, таких як автомобілі, трактори, будівельна та спеціальна техніка, вимагає системного підходу до уніфікації їх параметрів. Одним із найбільш ефективних інструментів у цій сфері є побудова розмірних рядів — послідовності машин, що мають подібну структуру, але відрізняються габаритами, потужністю, масою та іншими параметрами. Такий підхід дає змогу забезпечити технологічну спадкоємність при проектуванні, оптимізувати виробничі витрати, а також спростити експлуатацію та технічне обслуговування техніки.

Класичні підходи до побудови розмірних рядів здебільшого ґрунтуються на пропорційному масштабуванні параметрів машин. Це може бути реалізовано як у формі арифметичної, так і геометричної прогресії. Проте такий спосіб не завжди враховує реальні динамічні умови експлуатації машин, особливо в контексті тягово-швидкісних характеристик, стабільності руху, енергоспоживання та адаптивності до змін середовища.

У зв'язку з цим виникає необхідність пошуку більш універсального підходу до побудови розмірних рядів, який би забезпечував однакові або близькі динамічні характеристики для всіх членів ряду. Одним із таких підходів є метод парціальних прискорень, який пропонує формувати ряди на основі збереження рівності прискорень, зумовлених основними зовнішніми та внутрішніми силами, що діють на машину.

Суть методу парціальних прискорень полягає у врахуванні впливу окремих компонентів сил, які формують динамічну поведінку машини. На відміну від традиційного підходу, де розрахунки базуються на сумарних характеристиках, метод дозволяє розкласти динамічний процес на часткові складові – парціальні прискорення, викликані тяговими зусиллями, опором повітря, масою машини,

силами інерції, опором дороги, кутовими моментами тощо. Усі ці складові аналізуються окремо, що дає змогу точніше описати поведінку машини в конкретних умовах.

Цей метод особливо актуальний у контексті масштабного моделювання, коли потрібно створити фізичну або комп'ютерну модель машини, яка б адекватно відтворювала поведінку повнорозмірного прототипу. Оскільки прискорення, на відміну від маси чи розмірів, є величиною, що не залежить від масштабу, його використання як базового параметра дозволяє забезпечити високий рівень динамічної подібності між моделлю і реальною машиною [1].

Застосування методу парціальних прискорень має низку переваг у порівнянні з традиційними методами побудови розмірних рядів. По-перше, він забезпечує більшу гнучкість при формуванні параметрів машин, оскільки дозволяє враховувати не тільки геометричні, але й динамічні аспекти. По-друге, цей метод підвищує точність розрахунків, оскільки враховує реальні умови експлуатації, а не лише абстрактні масштабні співвідношення.

Також слід зазначити, що збереження сталого прискорення в усьому ряді дозволяє уникнути різких змін у поведінці машин різних масштабів, що особливо важливо для автоматизованих або роботизованих систем, де точність і передбачуваність є критично важливими параметрами.

Ще одним вагомим аспектом є універсальність. Метод парціальних прискорень може бути адаптований до широкого спектру техніки – від легкових автомобілів до важкої спецтехніки, включаючи машини, призначені для використання в умовах зниженої або змінної гравітації, таких як Місяць чи Марс. У таких випадках метод дозволяє враховувати різницю у прискоренні вільного падіння, що має вирішальне значення для динамічної стійкості машин [2].

Побудова розмірного ряду за методом парціальних прискорень передбачає поетапний підхід до аналізу взаємозв'язків між масою машини, її швидкістю та потужністю силової установки [3]. Ключовою умовою є збереження стабільності динамічних властивостей для всіх членів ряду.

Для цього вводяться масштабні коефіцієнти, які дозволяють коректно співвідносити масу, розміри, швидкість та інші параметри. Найбільш базовим із них є коефіцієнт масштабу маси, який, своєю чергою, визначає подальші залежності для потужності двигуна, моменту інерції, сили зчеплення та інших динамічних характеристик.

Дуже важливим є правильний вибір початкової моделі – так званого лідера ряду, на основі якого здійснюється масштабування. Для оцінки ефективності членів ряду порівняно з лідером використовується індекс динамічності, що дозволяє виявити сильні та слабкі сторони кожної машини, а також визначити необхідність коригування параметрів на стадії проектування [4].

У сучасних умовах, коли техніка активно еволюціонує в напрямку автоматизації, енергоефективності та адаптивності до складних середовищ, методи проектування повинні не лише забезпечувати конструктивну надійність, а й підтримувати стабільність керованої динаміки. Метод парціальних прискорень відповідає цим вимогам, оскільки дозволяє проектувати системи, здатні одна-

ково реагувати на зміну навантаження чи швидкості незалежно від свого масштабу.

Це особливо важливо для транспортних засобів, що працюють у середовищах з непередбачуваними умовами – наприклад, у гірських регіонах, пустелях або полярних зонах. Застосування методу дозволяє гарантувати, що техніка різних розмірів зможе демонструвати подібну динамічну поведінку без необхідності значних налаштувань або змін конструкції.

Метод парціальних прискорень є сучасним, перспективним та ефективним підходом до побудови розмірних рядів мобільних машин. Його ключова перевага полягає в тому, що він забезпечує стабільність динамічних характеристик незалежно від масштабу, що особливо важливо в умовах ускладнених та екстремальних режимів експлуатації.

У контексті розробки нових поколінь техніки, яка працює як на Землі, так і поза її межами, метод дає змогу створювати більш адаптивні, надійні та ефективні системи. У зв'язку з цим варто рекомендувати його ширше впровадження в практику машинобудування, зокрема в тих галузях, де потрібне точне відтворення динаміки, гнучкість масштабування та висока точність управління.

Метод парціальних прискорень є ефективним інструментом для побудови розмірних рядів мобільних машин, оскільки дозволяє забезпечити однакові динамічні характеристики для всіх членів ряду. Зростання вимог до динаміки машин потребує врахування змін у знаменниках геометричних прогресій при проектуванні нових розмірних рядів.

В якості базового масштабу рекомендується використовувати масштаб мас, що дозволяє узгодити інші параметри, такі як потужність і швидкість. Запропонований метод може бути застосований не лише для наземного транспорту, а й для розробки спеціальної техніки, робототехнічних систем та машин для екстремальних умов експлуатації.

Перелік посилань

1. Подригало М.А., Шеїн В.С. Масштабне моделювання при проведенні експериментальних досліджень автомобіля // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №1(20), 2023, Луцьк: ЛНТУ. С. 187-197.
2. Подригало М.А., Шеїн В.С., Рябушко І.А. Проектування планетоходів з урахуванням масштабів подоби // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. Матеріали 14-ої міжнародної наук.-практ. Конференції. 16-18 березня 2023 р., м. Херсон. ХДМА. С. 300-308.
3. Подригало М.А., Шеїн В.С. Використання метода парціальних прискорень при масштабному моделюванні механічних систем (в редакції на подання).
4. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: автореф. дис.

на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Д.В.Абрамов. Харків, 2018. 40 с.

Молодан Андрій Олександрович, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технології машинобудування та ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;

Соколовський Олег Валентинович, аспірант кафедри технології машинобудування та ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;

Бєлов Дмитро Олегович, аспірант кафедри технології машинобудування та ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНА

Забезпечення надійності та функціональної стабільності автотракторних двигунів (АТД) є визначальним чинником ефективної експлуатації колісних машин. Статистичні дослідження показують, що до 75% відмов автотракторної техніки зумовлені проблемами двигуна. У цьому контексті особливу актуальність набуває впровадження технологій, які дозволяють знизити витрати палива та одночасно підтримувати високий рівень технічної готовності та надійності машин.

Одним з ефективних рішень, що забезпечує економію палива та підтримку надійності, є технологія відключення частини циліндрів двигуна під час роботи з малим навантаженням або на холостому ході. Для її успішної реалізації необхідна ретельна оцінка динамічних і термодинамічних процесів, які відбуваються в моторно-трансмісійних установках при роботі двигуна з відключеними циліндрами.

Запропоновано комплексну методику оцінювання додаткових втрат енергії, спричинених збільшенням нерівномірності крутного моменту, що виникає через відключення частини циліндрів. Методика базується на аналізі гармонійних складових крутного моменту за допомогою функції Меандру та математичного апарату рядів Фур'є. Це дозволяє отримати достовірні результати щодо впливу нерівномірності крутного моменту на експлуатаційні характеристики двигуна.

Для підвищення точності та ефективності управління процесом відключення циліндрів запропоновано використовувати штучні нейронні мережі. Цей підхід дозволяє в реальному часі аналізувати параметри технічного стану двигуна, що забезпечує вибір оптимальної кількості відключених циліндрів відповідно до поточного режиму експлуатації машини. Нейромережеві моделі

навчаються на реальних експериментальних даних, що дозволяє досягати високої точності прогнозування та діагностики технічного стану двигуна.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили, що використання цієї технології дозволяє забезпечувати коефіцієнт готовності двигуна в межах від 0,85 до 0,95. При цьому досягається економія палива до 14%, що суттєво знижує експлуатаційні витрати без втрати необхідних динамічних характеристик машини. Крім того, встановлено, що оптимальна кількість циліндрів, що можуть бути відключені, залежить від індивідуальних параметрів двигуна, режиму експлуатації та умов навантаження.

У процесі досліджень проведено термодинамічний аналіз роботи двигуна з відключеними циліндрами. Встановлено, що у відключених циліндрах виникають додаткові насосні втрати, пов'язані з роботою поршнів на стиснення повітря. Для оцінювання цих втрат було використано індикаторні діаграми стиснення повітря, на основі яких розраховані значення додаткової енергії, що витрачається на насосні ходи поршнів. Отримані результати дозволили уточнити допустиму межу кількості відключених циліндрів без суттєвого погіршення експлуатаційних параметрів двигуна.

Запропоновано систему автоматичного управління процесом відключення паливоподачі, яка використовує вдосконалені електромагнітні клапани зі зменшеним енергоспоживанням та функцією контролю тиску у паливних магістралях. Це дозволяє зменшити механічні втрати та підвищити надійність роботи двигуна в умовах експлуатації з частковим навантаженням.

Додатково проведено аналіз впливу часткового відключення циліндрів на вібраційні характеристики двигуна та трансмісії, що дозволило визначити межі їх допустимих значень. Запропоновано використання вібродіагностики для оперативного контролю стану двигуна, яка базується на аналізі спектральних характеристик вібраційного сигналу. Це дозволяє запобігати можливим пошкодженням конструктивних елементів двигуна та трансмісії в умовах експлуатації з відключенням циліндрів.

Також досліджено вплив режимів роботи двигуна з частковим відключенням циліндрів на знос основних елементів циліндро-поршневої групи. Встановлено, що при оптимальному режимі експлуатації знос деталей суттєво не збільшується, що підтверджується лабораторними та експлуатаційними випробуваннями. Досліджено вплив температурних режимів роботи двигуна з відключеними циліндрами на ресурс деталей, запропоновано заходи з оптимізації теплових режимів.

Запропонована комплексна методика та технологія забезпечує ефективне управління режимами роботи автотракторних двигунів колісних машин за рахунок відключення частини циліндрів. Використання штучних нейронних мереж для діагностики та контролю дозволяє оперативно адаптуватися до змінних умов експлуатації, забезпечуючи оптимальну кількість відключених циліндрів. Завдяки цьому значно знижуються експлуатаційні витрати, підвищується надійність та функціональна стабільність техніки, що має важливе значення для сучасного транспортного сектору.

Рибалко Ірина Вільгельмівна, к.т.н., доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rybalko_irina@ukr.net

Антонов Микола Олександрович, студент групи ТПТ-31-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СТАТИСТИЧНІ МЕТОДИ В УПРАВЛІННІ ЯКІСТЮ

Статистичними методами, що найбільш відомі та широко використовуються в управлінні якістю, є так звані «сім простих інструментів контролю якості», в яких використовуються прості у застосуванні прийоми математичної статистики. Вони використовуються практично на всіх етапах життєвого циклу продукції. Застосування цих методів відповідає реалізації одного з базових принципів управління якістю в концепції TQM та стандартів ISO серії 9000: «прийняття рішень, заснованих на фактах».

Але далеко не всі факти мають чисельну природу. Облік цих чинників становить приблизно 5 % проблем, пов'язаних з управлінням якістю продукції і процесів: управління процесами, системами, колективами.

У зв'язку з цим у Японії у 1980-ті рр. ідеї семи простих інструментів контролю якості знайшли подальший розвиток у «семи нових інструментах контролю якості», до яких належать:

- діаграма спорідненості (КЈ-метод). Використовується для виявлення основних порушень процесу, а також можливостей його поліпшення шляхом об'єднання родинних даних;

- діаграма зв'язків. Використовується для виявлення логічних зв'язків між основною проблемою, яка потребує вирішення, причинами, які впливають на неї та іншими даними;

- дерево рішень (деревоподібна діаграма). Розбиває дані на кілька рівнів, в основі графіка лежить головна проблема, від неї виходять причини у вигляді відгалужень;

- таблиця якості (матрична діаграма). Показує наявність та силу зв'язку між елементами аналізу у вигляді таблиці;

- стрілочна діаграма (мережевий графік, діаграма Ганта). Призначена для планування робіт. У практиці застосовують мережевий графік, діаграму Ганта, інші інструменти, засновані на даному методі;

- діаграма процесу здійснення програми (PDPC). Дозволяє визначити ризики при складанні плану робіт та вжити відповідних запобіжних дій;

- матриця пріоритетів. Допомагає розподілити аналізовані дані за ступенем важливості.

За останні десятиліття на основі цих «семи нових інструментів контролю якості» було створено багато інших інструментів, що використовуються для вирішення конкретних проблем.

Аналіз ЕТА дозволяє ідентифікувати можливі поодинокі відмови, сфери вразливості системи та малоефективні контрзаходи. Event tree analysis (ETA) –

метод аналізу надійності, що перекладається як «аналіз дерева подій» і використовується також для аналізу ризику та безпеки.

Основні принципи методу були розроблені в 1960 р., коли його вперше застосували для аналізу об'єктів атомної промисловості США.

Потім він набув поширення як метод аналізу надійності й ризику та застосовувався для аналізу надійності: ядерних установок; аерокосмічних систем; хімічних процесів; установок із видобутку нафти та газу; транспортних систем тощо.

На противагу іншим методам аналізу надійності, (наприклад методу Маркова), ЕТА ґрунтується на відносно простих математичних висновках. Застосування методу потребує наявності спеціальних навичок, досвіду та уважності. Крім того, зазвичай корисно використовувати взаємозв'язок аналізу дерева несправностей (FTA) з кількісним і якісним аналізом дерева подій (ЕТА).

Загальні принципи ЕТА встановлені в ІЕС 62502:2010, де також показано його застосування для аналізу параметрів систем, що належать до надійності та ризику.

Ініціююча подія – подія, яка є відправною точкою дерева подій та послідовності подій, які можуть призвести до різних можливих виходів.

Аналіз дерева подій є індуктивною процедурою, під час якої від спостережуваних часткових фактів переходять до виділення принципів або встановлення закономірностей. Вона призначена для:

- моделювання можливих вихідних подій, які є наслідком реалізації ініціюючої події та факторів захисту;
- визначення частоти або ймовірності виникнення можливих виходів цієї ініціюючої події.

Графічне подання дерева подій вимагає, щоб символи, ідентифікатори та мітки були використані послідовно. Подання дерева подій залежить від уподобань користувача.

Починаючи з ініціюючої події, у процесі аналізу ЕТА дослідники постійно шукають відповідь на запитання: що відбудеться, якщо трапиться якась несприятлива подія?

Маючи отримані відповіді, аналітик будує дерево можливих виходів. Тому вкрай важливо скласти перелік усіх ймовірних ініціюючих подій задля забезпечення того, що побудовані дерева подій відображають усі важливі послідовності подій для системи, яка розглядається. Використовуючи цю логіку, ЕТА можемо трактувати як метод представлення застосовуваних факторів захисту для цієї ініціюючої події.

Аналіз ЕТА допомагає ідентифікувати всі можливі варіанти сценарію розвитку несприятливої події (виділяючи на дереві подій гілки успіху або спрацьовування та відмови, або неспрацьовування фактору захисту), конструкції об'єкта, що розробляється, і виявити слабкі місця процедури.

Гілка успіху є моделлю умов, у яких фактор захисту діє відповідно до його призначення (спрацьовує).

Як і в інших аналітичних методах, особливу увагу слід приділяти моделюванню залежності подій. Важливо враховувати, що ймовірності, які використовуються в дереві подій, є умовними та залежать від послідовності подій, що відбулися до реалізації події, яка розглядається.

Попри те, що теоретично за допомогою дерева подій можна моделювати наслідки помилок оператора або програмного забезпечення, ці питання не розглядаються в ІЕС 62502:2010 (ДСТУ EN 62502:2022 Методи аналізування надійності. Аналізування дерева подій (ЕТА) (EN 62502:2010, IDT; ІЕС 62502:2010, IDT)

Аналізу цих проблем присвячені інші стандарти, наприклад:

- ІЕС 62508 (ДСТУ EN 62508:2022 Настанови щодо людських аспектів надійності (EN 62508:2010, IDT; ІЕС 62508:2010, IDT),
- ІЕС 62429 (ДСТУ EN 62429:2022 Зростання надійності. Стрес-тестування на ранні відмови в унікальних складних системах (EN 62429:2008, IDT; ІЕС 62429:2007, IDT)

Переваги методу ЕТА:

- застосовний до систем будь-якого типу;
- забезпечує візуальне подання послідовності подій після реалізації ініціюючої події;
- дозволяє отримати оцінку кількох одночасних відмов системи (наприклад, дефект системи контролю) або її відмов (наприклад, нездатність клапана закриватися) та інших залежних подій;
- застосовний для дослідження як успіху (нормального функціонування), так і відмови системи;
- дозволяє ідентифікувати кінцеві події, які інакше неможливо прогнозувати;
- дозволяє ідентифікувати можливі поодинокі відмови, сфери вразливості системи та малоефективні контрзаходи. Метод забезпечує оптимальний розподіл ресурсів та поліпшення контролю ризику через покращення процедур та функцій безпеки;
- допускає ідентифікацію та простежуваність шляхів розвитку відмови системи;
- дозволяє представляти великі та складні системи у вигляді більш простих за допомогою угруповання частин досліджуваної системи у функціональні одиниці або підсистеми.

Отже, основна перевага ЕТА в порівнянні з багатьма іншими методами аналізу ризику – це його здатність моделювати послідовності та взаємодії різних факторів захисту, що супроводжують появу ініціюючої події. Таким чином, система та її взаємодії з усіма факторами захисту у разі розвитку несприятливого сценарію стають наочно представленими, що сприяє подальшій оцінці ризику.

До обмежень ЕТА належать такі, що є загальними для всіх методів аналізу надійності:

- ініціюючі події не можуть бути виявлені за допомогою аналізу, це завдання фахівців, що складають загальний перелік ініціюючих подій;
- при використанні методу необхідне залучення фахівців, які складають загальний опис сценаріїв функціонування системи;
- можуть бути пропущені приховані системні залежності, що призводить до надмірно оптимістичних оцінок показників надійності та ризику;
- для правильного обчислення умовних імовірностей та коректної обробки залежних подій необхідний практичний досвід роботи з методом, а також попередні результати дослідження системи;
- оцінка та обробка ймовірностей, що залежать від часу, може бути виконана тільки якщо справжня ймовірність чи інтенсивність відмов системи постійна або якщо для відновлюваної системи швидко настає стійкий непрацездатний стан. Це слід враховувати у випадках систем, що періодично перевіряються;
- інший важкий аспект роботи з часовою залежністю охоплює ситуації, що швидко змінюються, наприклад, коли критерії успіху факторів захисту змінюються залежно від спрацьовування попередніх факторів захисту. Зазвичай у такому разі роблять припущення, щоб забезпечити отримання гарантованих оцінок;
- ситуації, коли перебування об'єкта в деякому стані понад установлений час може призвести до відмови, важко змодельовати за допомогою дерева подій (наприклад, повільний витік повітря з автомобільної камери);
- залежності в дереві подій, наприклад, через залежність ініціюючої події від факторів захисту, необхідно уважно дослідити. Для цього може бути доречною комбінація FTA та ETA;
- попри те, що може бути ідентифіковано кілька послідовностей подій, що призводять до відмови системи, відмінності у значущості небезпек, пов'язаних із конкретними виходами, можуть бути непомітні без додаткового аналізу.

Отже, основним обмеженням ETA є дослідження часових залежностей. Оцінки в такій ситуації необхідно визначати дуже обережно, оскільки це може бути правильно зроблено лише в окремих випадках. Для дослідження часових залежностей розроблено спеціальні методи, зокрема метод динамічного аналізу дерева подій.

Перелік посилань

1. Букреєва О.С., Рибалко І.В. Оцінювання ризику за ETA: переваги та взаємозв'язок з іншими аналітичними методами. Управління якістю: журнал для підвищення конкурентоспроможності підприємства. – №3 / 2025 / Технології управління <https://ya.techmedia.com.ua/upravlinnya-yakistyu-2025-3/otsinyuvannya-ryzyku-za-eta-perevahy-ta-vzayemozvyazok-z-inshymy>

Дудукалов Юрій Володимирович, к.т.н., доцент каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ncc_delcam@khadi.kharkov.ua
Воронков Станіслав Вячеславович, здобувач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ncc_delcam@khadi.kharkov.ua
Литовка Денис Євгенійович, здобувач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ncc_delcam@khadi.kharkov.ua

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ БЕЗДЕФЕКТНОГО FDM-ДРУКУ ВИРОБІВ СКЛАДНОЇ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ФОРМИ

Методи адитивного виробництва дозволяють отримувати складні за геометрією та конструкцією вироби, а FDM-технологія має великий потенціал для подальшого розвитку і впровадження у виробництво, характеризується різноманітністю матеріалів, легкістю і відносною дешевизною. Виконаний аналіз досягнутого рівня продуктивності і якості формоутворення в адитивних технологіях показав, що існують проблеми забезпечення бездефектності і генерування виробів складної геометричної форми, що пов'язано з локальним тепловим навантаженням. Забезпечення якості в адитивних технологіях є актуальною проблемою, яка поки не має відповідного теоретичного і практичного розроблення. Мета дослідження – формування способів забезпечення бездефектного FDM-друку виробів складної геометричної форми на основі модифікування полімерного матеріалу височастотним електромагнітним імпульсним полем (ВЕІП).

Основними дефектами в багатошарових конструкціях є дефекти типу розшарувань. Це найбільш небезпечні дефекти. Крім того, можлива поява таких дефектів як зони пониженої міцності, котрі при експлуатації виробів, навіть при порівняно невеликих навантаженнях, можуть призвести до появи розшарувань в з'єднаннях. Через те, що деталь отримується пошарово, виникають поверхні, які можна характеризувати хвилястістю. Ці недоліки друку також не можуть бути виправлені на етапі постобробки.

Загалом дефекти FDM-друку можна розділити на 4 групи з урахуванням відносних характеристик дефектності:

- 1) дефекти, що обумовлені недостатньою міцністю адгезійних і когезійних зв'язків між шарами полімерного матеріалу, на їх частку припадає приблизно (30 – 40)% всіх дефектів;
- 2) дефекти, що обумовлені помилками в налаштуванні параметрів FDM-друку по температурі, швидкості рухів, подачам, що приводить до спотворення форми, відхилення геометричних розмірів, приблизно (35 – 45)% всіх дефектів;
- 3) дефекти, що обумовлені технологічним обладнанням і неякісною підготовкою вихідного філаменту, приблизно (10 – 20)% всіх дефектів;
- 4) дефекти, пов'язані з помилками програмування і G-кодування FDM-друку (5 – 15)%.

Відносні характеристики дефектності використовуються також для порівняльної оцінки різних технологічних рішень, наприклад, при виборі методу і режимів обробки. До відносних характеристик відносять такі величини, як від-

ношення лінійних розмірів дефектів, або сумарну їх довжину, або число дефектів до одиничної довжини чи товщини виробу FDM-друку.

Таким чином, основними недоліками існуючих способів 3D-друку об'єктів є низький рівень продуктивності роботи пристроїв у разі забезпечення високої міцності з'єднань між шарами полімерного матеріалу, відсутність можливостей для застосування додаткових композиційних матеріалів (армування, використання вставок).

Технічним завданням є вдосконалення 3D-принтеру для комбінованого друку об'єктів, а саме забезпечення бездефектності, підвищення продуктивності 3D-друку і адгезійної міцності з'єднання між початковими шарами полімерного матеріалу і робочого столу, когезійної міцності між подальшими шарами полімерного матеріалу, розширення технологічних можливостей застосування додаткових композиційних матеріалів.

Поставлене завдання вирішується за рахунок зменшення оперативного часу виконання і розширення технологічних можливостей поліфункціонального 3D-принтеру, встановлення на ньому відповідних пристроїв для модифікування полімерних матеріалів ВЕП для виконання в циклі роботи виконавчих роботизованих рухів, забезпечення комп'ютерного управління всіма підсистемами 3D-принтеру комбінованого друку по єдиний управляючий програмі.

3D-принтер для комбінованого друку об'єктів працює таким чином. Локальні пристрої електромагнітного впливу, що виконані в одному блоці з друкарською голівкою, забезпечують необхідну адгезійну міцність з'єднання між початковими шарами полімерного матеріалу і робочим столом, а також когезійну міцність між подальшими шарами полімерного матеріалу шляхом суміщення процесів екструзування розігрітого термопластичного полімеру з його модифікуванням ВЕП, яке локалізується в друкарській голівці і в зоні укладки шару. Завдяки суміщенню не витрачається час на окремі технологічні переходи для підвищення міцності виробу. Причому для забезпечення адгезійної міцності використовується імпульсний високочастотний (400–500 КГц) електромагнітний вплив з амплітудним значенням магнітної індукції до 4,0–4,5 Тл, а когезійна міцність забезпечується використанням імпульсного високочастотного (250–400 КГц) електромагнітного впливу з амплітудним значенням магнітної індукції до 3,0–4,0 Тл. Живлення локальних пристроїв електромагнітного впливу здійснюється від блоку живлення. Слід зазначити, що інтенсивність впливу імпульсного високочастотного електромагнітного поля встановлюється в управляючій програмі.

Проведені експериментальні дослідження дозволили визначити основні технічні вимоги до полімерних матеріалів в умовах комбінованого процесу FDM-друку, також встановлена доцільність застосування засобів термічної ізоляції та стабілізації процесу друку.

Таким чином, застосування комбінованого процесу з модифікацією полімерних матеріалів завдяки впливу ВЕП в умовах FDM-технології підвищує якість виробів, значно зменшує причини виникнення дефектів.

ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ

**IV ВСЕУКРАЇНСЬКОГО НАУКОВО-ПРАКТИЧНОГО
ОНЛАЙН-СЕМІНАРУ**

**«ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ
МАШИНОБУДІВНИХ ТА РЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ»**

29 травня 2025 р., м. Харків

Відповідальний за випуск *Д.В. Абрамов*

Авторська редакція

Коректор *Є.О. Дубінін*

Комп'ютерна верстка *Є.О. Дубінін*