

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ



**ПОТАПОВ МИКОЛА МИКОЛАЙОВИЧ**

УДК 629.1.02

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ  
ШАСІ ПОВНОПРИВІДНИХ КОЛІСНИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація  
та ремонт засобів транспорту

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент  
**Молодан Андрій Олександрович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, доцент кафедри технології  
машинобудування і ремонту машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Дущенко Владислав Васильович**,  
Національний технічний університет «Харківський  
політехнічний інститут», професор кафедри  
інформаційних технологій і систем колісних та  
гусеничних машин імені О.О. Морозова

доктор технічних наук, доцент  
**Калінін Євген Іванович**  
Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка,  
завідувач кафедри експлуатації, надійності, міцності  
та будівництва імені В.Я. Аніловича

Захист відбудеться «7» квітня 2021 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002 м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002 м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Автореферат розісланий «4» березня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,



О. П. Смирнов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Робочі процеси в системі «трансмiсія-колеса» iстотно впливають на найважливішi експлуатаційні властивостi колiсних тягово-транспортних засобiв (ТТЗ). В автомобiлiв, що мають блокований привiд переднього й заднього (заднiх) ведучих мостiв, вiдбувається перерозподiл через трансмiсiю моментiв мiж колесами вiдповiдно до нормальних навантажень, якi припадають на них, i до коефiцiєнту зчеплення з дорогою. Зазначене явище супроводжується додатковим навантаженням елементiв ходової частини, iх зносом i, як наслiдок, додатковими втратами потужностi двигуна й витратою палива. При проектуваннi необхідно не тiльки забезпечити рацiональнi показники роботи системи «трансмiсія-колеса» ТТЗ у момент виходу з конвеєра заводу, а й створити умови для збереження цих показникiв протягом усього перiоду експлуатацiї. Забезпечення функцiональної стабiльностi елементiв зазначеної системи на стадiях проектування й експлуатацiї є важливим етапом пiдвищення надiйностi, технiчного рiвня та полiпшення якостi повнопривiдних колiсних машин. Функцiональна нестабiльнiсть елементiв системи «трансмiсія-колеса», у свою чергу, є причиною параметричних i функцiональних вiдмов, що призводять до значних матерiальних збиткiв, а також людських жертв.

Робота спрямована на дослiдження та розробку рекомендацiй з пiдвищення ефективностi функцiонування елементiв шасi повнопривiдних автотранспортних засобiв з урахуванням блокування iх трансмiсiї, що на сьогодні є актуальною проблемою.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана згiдно Закону України «Про прiоритетнi напрями розвитку науки i технiки» № 2623-14 вiд 05.12.2012 г.; Постанови Кабiнету Міністрiв України «Про затвердження Державної програми пiдвищення рiвня безпеки дорожнього руху в Україні на перiод до 2020 року» №435 вiд 25.04.2018 р.; «Транспортної стратегiї України на перiод до 2020 року», схваленої розпорядженням Кабiнету Міністрiв України вiд 20 жовтня 2010 р. № 2174-р. А також згiдно з планом науково-дослiдних робiт ХНАДУ «Аналіз, розробка й оптимiзацiя конструктивних i технологiчних методiв пiдвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництвi i ремонтi», № 0115U001609 на 2014-2015 роки; згiдно з держбюджетною науково-дослiдною роботою «Енергозберiгаючi маловитратнi технологiї створення та ремонту гiбридних транспортних засобiв рiзного призначення (№ 08-53-19, держ. реєстр № 0119u001298 на 2019 – 2020 роки).

**Мета i завдання дослiдження.** Метою дослiдження є пiдвищення ефективностi функцiонування повнопривiдного автомобiля шляхом розробки методiв та засобiв покращення функцiональної стабiльностi елементiв шасi з блокованим мiжосьовим диференцiалом.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирiшити наступнi задачi:

– виконати теоретичне дослiдження динамiчних процесiв у системi

«трансмiсія – колеса» автомобiля;

- оцiнити вплив конструктивних й експлуатацiйних факторiв на параметри роботи автомобiльного колеса в несталому режимi руху;

- виконати експериментальне дослiдження параметрiв руху повнопривiдного автомобiля при змiнi тиску повітря в шинах i навантаження на колеса;

- синтезувати алгоритм роботи системи пiдвищення функцiональної стабiльностi елементiв трансмісії й колiс повнопривiдного автомобiля.

**Об'єкт дослiдження** – динамiчні процеси в системi «трансмiсія-колеса» повнопривiдних автомобiлiв.

**Предмет дослiдження** – методи покращення функцiональної стабiльностi елементiв шасi повнопривiдного автомобiля в усталеному та неусталеному режимах руху.

**Методи дослiдження.** У теоретичнiй частинi дисертацiї використовувалися методи вирiшення лiнiйних i нелiнiйних диференцiальних рiвнянь, методи теорiї подiбностi, статистичнi методи, математичний апарат теорiї коливань i теорiї похибок. В експериментальнiй частинi використовувалися методи натурних випробувань. Адекватнiсть розроблених моделей оцiнювалася iз застосуванням теорiї похибок та кореляцiйного аналізу.

**Наукова новизна отриманих результатiв** полягає в узагальненнi вiдомих i розробцi нових методiв оцiнювання функцiональної стабiльностi елементiв шасi повнопривiдних автомобiлiв, що дозволило визначити шляхи її покращення. При цьому,

- *вперше* запропоновано метод визначення характеру змiни енергiї крутильних коливань у блокованiй трансмісії повнопривiдного автомобiля з урахуванням змiни в експлуатацiї радiусiв його колiс;

- *удосконалено* метод управління тиском повітря в шинах повнопривiдного автомобiля, який, на вiдмiну вiд iснуючих, заснований на усуненнi кiнематичного розузгодження, що дозволяє пiдвищити функцiональну стабiльнiсть елементiв системи «трансмiсія-колеса» автомобiля при рiзних режимах руху;

- *дiстав подальшого розвитку* метод оцiнки параметрiв руху автомобiльного колеса, який, на вiдмiну вiд iснуючих, враховує дiю активного крутильного моменту i штовхаючу силу, що характерно для випадку наявностi кiнематичного розузгодження у бездиференцiального автомобiля з декiлькама ведучими мостами.

**Практичне значення одержаних результатiв** дисертацiйної роботи полягає в наданнi стейкхолдерам нових пiдходiв до оцiнки й пiдвищення функцiональної стабiльностi елементiв шасi повнопривiдних автомобiлiв, а саме: розроблено метод визначення характеру змiни енергiї крутильних коливань у блокованiй трансмісії повнопривiдного автомобiля в залежностi вiд радiусiв його колiс, а також метод оцiнки параметрiв руху автомобiльного колеса при дiї активного крутильного моменту i штовхаючої сили, теорiя

навантаження коліс повнопривідних тягово-транспортних засобів при відсутності міжосьових диференціалів або при його блокуванні, метод мінімізації кінематичного розузгодження у трансмісії шляхом управління тиском повітря в шинах повнопривідного ТТЗ з блокованою трансмісією.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на наступних підприємствах та в організаціях: державному підприємстві «Харківський автомобільний завод», державному підприємстві «Харківський завод спеціальних машин», Сумському національному аграрному університеті, Національному науковому центрі «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства».

**Особистий внесок здобувача.** Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно й викладені у роботах [1 - 20]. Роботи [1, 2, 3, 12, 13] опубліковані без співавторів. У колективній монографії [4] автору належить підрозділ 1.1. У наукових роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать такі результати: обґрунтування впливу кінематичного розузгодження на зниження тягового ККД колісної машини внаслідок збільшення кількості відключених циліндрів [5, 14]; структурні схеми та побудова систем рівнянь математичних моделей визначення потужності двигуна в процесі руху колісної машини [6]; визначення впливу різниці радіусів кочення рушіїв на величину кінематичного розузгодження, що виникає в трансмісії між жорстко зв'язаними рушіями [7, 17]; визначення умов, при яких кочення колеса буде в тяговому, гальмівному або вільному режимах при одночасній дії крутильного та гальмівного моментів [8]; отримання виразів визначення динамічних вертикальних реакцій на передній та задній осях транспортних засобів з урахуванням крутильних моментів на ведучих колесах [9]; розробка математичної моделі для визначення величини та напрямку дотичної реакції в контакті жорсткого колеса з опорною поверхнею під час дії активного крутильного моменту та штовхаючої сили [10]; отримання моделі коливань енергії в трансмісії повнопривідних тягово-транспортних засобів, обґрунтування моделі коливань енергії при зміні моменту опору кочення засобу транспорту [11]; створення блок-схеми алгоритму оцінювання напрацювання деталей тягово-транспортних засобів, структурної схеми «дерева відмов» [15]; отримання моделі розподілу гальмівних сил між осями повнопривідної колісної машини при заблокованому приводі передніх і задніх коліс в процесі гальмування [16]; виконання кількісного оцінювання величини енергії, що витрачається на опір руху при кінематичному розузгодженні в трансмісії повнопривідних засобів транспорту [18]. У патенті [19] автору належить схема виміру різниці потенціалів автокомпенсаційним способом; у патенті [20] – схеми режимів роботи електромагнітних клапанів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати теоретичних й експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на: Всеукраїнському науково-практичному семінарі «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів», Харків,

ХНАДУ, 22 травня 2019 р. [12]; XXI Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», Вінниця, ВНТУ, 21 – 23 жовтня 2019 р. [13]; XXV і XXVI міжнародних науково-практичних конференціях, ЕКОВАРНА, Варна, 2019, 2020 рр. [14, 15]; X Науковій конференції Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору», Харків, ХНУПС, 9 – 10 квітня 2014 р. [16]; IX Всеукраїнській науково-практичній конференції «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів», Харків, НАНГУ, 29 жовтня 2020 р. [17]; Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування", Харків, ХНАДУ, 16 – 18 вересня 2020 р. [18].

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 20 наукових працях, у тому числі: 1 монографії; 8 статтях у наукових фахових виданнях України, що входять до міжнародних наукометричних баз; 2 публікаціях у закордонних виданнях (2 статті до баз Scopus та Web of Science); 7 тезах у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 2 патенти України.

**Структура і об'єм дисертації.** Дисертація складається з анотації, вступу, п'яти розділів, висновків, переліку використаних джерел та семи додатків. Повний обсяг дисертації складає 235 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 174 сторінки, з яких 13 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 49 рисунками, наведено 5 таблиць. Перелік використаних джерел містить 120 найменувань на 12 сторінках, додатки розміщені на 27 сторінках.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступній частині** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і завдання досліджень, визначено наукову новизну, практичне значення та цінність отриманих результатів.

**У першому розділі** здійснено огляд виконаних відомими авторами досліджень. Це дозволило сформулювати завдання дослідження.

Основну увагу приділено таким питанням: аналізу умов функціонування повнопривідної колісної машини; аналізу досліджень з динаміки повнопривідного автомобіля; аналізу способів підвищення ефективності функціонування елементів шасі повнопривідного автомобіля.

Проведений аналіз літературних джерел показав, що робота повнопривідного ТТЗ із заблокованим приводом на ведучі мости в реальних умовах майже завжди супроводжується кінематичним розузгодженням у швидкостях руху передніх і задніх коліс. Поява кінематичного розузгодження

призводить до зниження тягового ККД ТТЗ у результаті недовикористання зчепних властивостей коліс одного з мостів; підвищення енерговитрат на рух ТТЗ; появи додаткового навантаження на елементи трансмісії й викликає додаткові втрати потужності.

Енергетика процесу компенсації кінематичного розузгодження багато в чому визначається кінематичними радіусами кочення ведучих коліс і характеристиками шин, зокрема їх окружною еластичністю, чим вона вища, тим менше величина пружного моменту, який навантажує силовий контур трансмісії.

Покращення експлуатаційних властивостей ТТЗ 4x4, що працюють у заблокованому режимі, можна досягти шляхом ретельного підбору параметрів силового й кінематичного ланцюга, у тому числі регулюванням внутрішнього тиску в шинах.

**У другому розділі** розроблено метод визначення характеру зміни енергії крутильних коливань у заблокованій трансмісії повнопривідного автомобіля, який враховує зміну в експлуатації радіусів коліс, й який ґрунтується на отриманій математичній моделі взаємозв'язку кута закручування вала трансмісії зі змінними у часі силами до нього прикладеними.

Отримано математичну модель, яка описує взаємозв'язок кута закручування валу трансмісії зі статичними й динамічними силами до нього прикладеними (сили інерції, сили опору руху). Для з'ясування зв'язку кута закрутки з силами прикладеними до валу, вал довжиною  $l$  і радіусом  $R$ , один кінець якого закручений на кут  $\theta$  по відношенню до іншого, представлено таким, що складається з безлічі концентричних циліндричних оболонок.

Хвильове рівняння (залежність кута закрутки вала  $\theta$  від координати  $x$  та часу  $t$ ) у часткових похідних виглядатиме таким чином

$$I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = GI_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + Q(x, t), \quad (1)$$

де  $Q(x, t)$  – момент супротиву руху;  $G$  – модуль зсуву;  $I$  – момент інерції вала;  $I_p$  – полярний момент інерції кола з радіусом  $R$ .

Вирішення хвильового рівняння знайдено з урахуванням крайових умов. Рішення рівняння (1) отримано з використанням метода Фур'є. Кут закрутки вала  $\theta$  у функції координати  $x$  та часу  $t$ , можна представити у вигляді добутку двох функцій, одна з яких  $T$  – залежить тільки від часу, друга  $X$  – залежить тільки від просторової координати  $x$

$$\theta(x, t) = T(t)X(x), \quad (2)$$

де  $x$  – відстань від лівого кінця вала до деякої точки, що лежить на осі вала між його торцями ( $x = 0$  на початку вала;  $x = l$  у кінці вала, де  $l$  – довжина вала).

Рішення хвильового рівняння з урахуванням граничних і початкових умов

$$T_i = T_{0i} \cos(\lambda_i t) + \frac{T'_{0i}}{\lambda_i} \sin(\lambda_i t) + \frac{1}{\lambda_i I} X_{li} \int_0^t Q(\tau) \sin(\lambda_i (t - \tau)) d\tau dx, \quad (3)$$

де  $\lambda_i$  –  $i$ -та постійна;  $t$  – верхня межа інтегрування за часом;  $\tau$  – змінна інтегрування за часом;  $T_{0i}$ ,  $T'_{0i}$  – граничні початкові умови

$$T_{0i} = \int_0^l f(x) X_i dx + \frac{I_1}{I} f(0) X_{i0} + \frac{I_2}{I} f(l) X_{il}; \quad (4)$$

$$T'_{0i} = \int_0^l F(x) X_i dx + \frac{I_1}{I} F(0) X_{i0} + \frac{I_2}{I} F(l) X_{il}; \quad (5)$$

$X_{li}$ ,  $X_i$ ,  $X_{i0}$ ,  $X_{il}$  – відповідно функції, що залежать від просторової координати  $x$ ;  $I_1$ ,  $I_2$  – відповідно приведені моменти інерції дисків на кінцях вала.

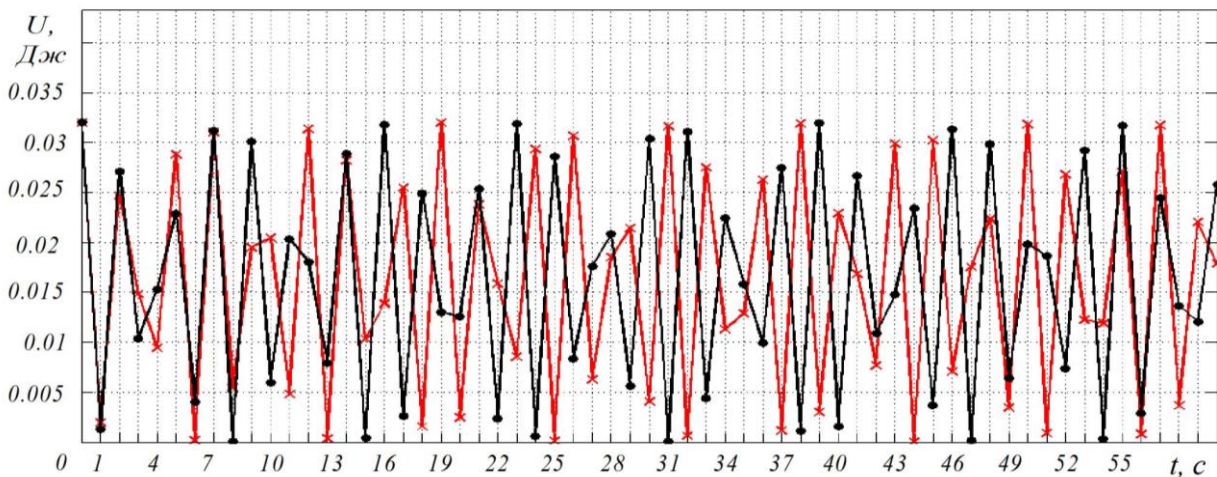
Загальна енергія крутильних коливань у трансмісії автомобіля визначатиметься за формулою

$$U = \frac{1}{2} \int_0^t T_i^2(x, t) dt. \quad (6)$$

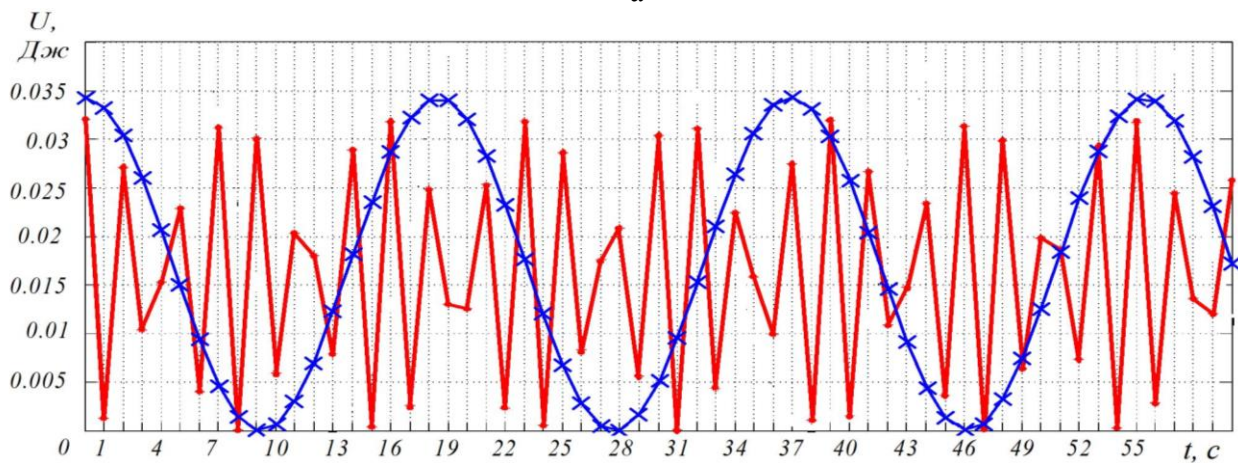
Для фактичного визначення енергії крутильних коливань в трансмісії автомобіля, обумовлених кінематичним розузгодженням (рис. 1), необхідні дані по величинам моментів інерції всіх обертових деталей трансмісії. Тому було здійснено експериментальне визначення моментів інерції деталей трансмісії автомобіля УАЗ-3303 з використанням відомого методу крутильних коливань на трифілярному підвісі. Так, значення моментів інерції для окремих деталей складо: кардана переднього 0,01101 кг·м<sup>2</sup>; проміжного вала 0,00515 кг·м<sup>2</sup>; кардана заднього 0,01152 кг·м<sup>2</sup>.

Здійснено комп'ютерне моделювання коливань енергії у трансмісії повнопривідного автомобіля в пакеті прикладних програм Matrix Laboratory R2013b (ліцензія № 901531), що базувалося на вирішенні хвильового рівняння (3) і формулі загальної енергії системи (6). Проведене моделювання дозволило побудувати графіки зміни енергії крутильних коливань у трансмісії в часі при різних законах зміни моменту супротиву на колесах повнопривідного автомобіля (рис. 1 а). З графіків наочно видно, що зміна амплітуди коливань є процес типу «білий шум». Звідси випливає, що при реально взятих значеннях параметрів навантаження трансмісії через різницю діаметрів коліс, практично не відбувається збільшення (зміна) енергії крутильних коливань. Цей результат добре співвідноситься з ККД трансмісії, що становить більше ніж 90%.





а



б

- радіуси коліс рівні між собою;
- ×— радіуси коліс відрізняються між собою

Рисунок 1 – Графік зміни енергії крутильних коливань у трансмісії автомобіля при: а – максимально можливій в експлуатації різниці радіусів коліс; б – при гіпотетичній різниці радіусів коліс у 30 разів (неможливо в експлуатації)

Комп'ютерне моделювання також показало, що лише при гіпотетичній різниці радіусів ведучих коліс повнопривідного автомобіля в 30 разів і більше, спостерігаються помітні коливання енергії у трансмісії (рис. 1 б), що неможливо в умовах реальної експлуатації автомобіля. Також встановлено, що характер зміни моменту опору руху не впливає на зміну енергії коливань у трансмісії повнопривідного автомобіля при наявності кінематичного розузгодження.

У **третьому розділі** визначено вплив конструктивних й експлуатаційних факторів на параметри роботи автомобільного колеса в несталому режимі. Розглянуто такі питання: кочення колеса при дії штовхаючої сили і крутильного моменту; кочення колеса при спільній дії гальмівного і крутильного моментів під час гальмування колісної машини з блокованим приводом передніх і задніх коліс; вплив зсуву центру тяжіння автомобіля на величину кінематичного радіуса колеса; визначення величини енергії, що витрачається на зминання шин

повнопривідного тягово-транспортного засобу при русі з блокованим приводом.

Навантаження жорсткого одиночного автомобільного колеса при дії на нього активних крутильного моменту і штовхаючої сили відбувається у відповідності до схеми, наведеної на рис. 2 а.

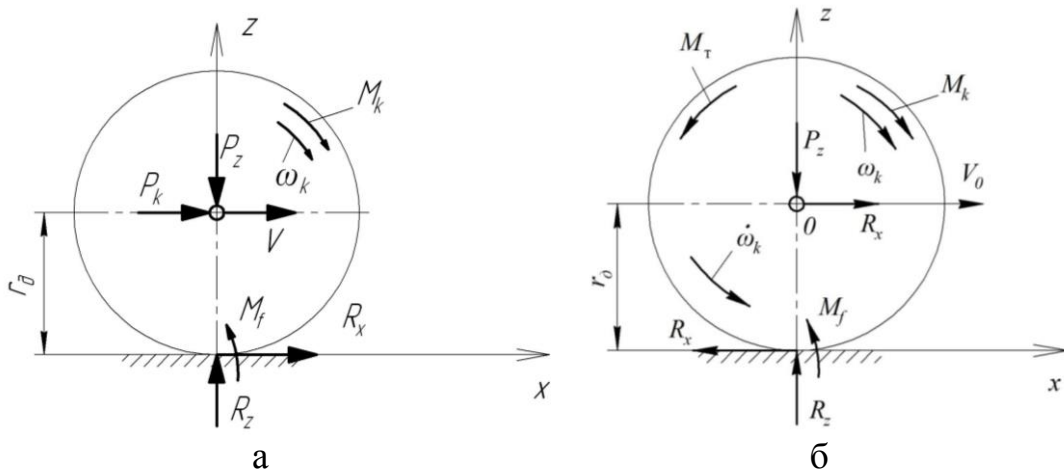


Рисунок 2 – Схема навантаження одиночного жорсткого автомобільного колеса при дії: а – активних крутильного моменту і штовхаючої сили; б – при спільній дії гальмівного і крутильного моментів

Умова відсутності ковзання (буксування) жорсткого автомобільного колеса при дії на нього активних крутильного моменту і штовхаючої сили

$$\frac{\left( \frac{M_k}{r_0 \cdot \varphi \cdot R_z} - \frac{P_k}{\varphi \cdot R_z} \cdot \frac{i_k^2}{r_0^2} - \frac{f}{\varphi} \right)^2}{\left( 1 + \frac{i_k^2}{r_0^2} \right)^2} - 1 \leq 0, \quad (7)$$

де  $P_k$ ;  $M_k$  – активна штовхаюча сила і крутильний момент;  $r_0$  – динамічний радіус колеса;  $R_z$  – вертикальна реакція дороги на колесі;  $f$  – коефіцієнт опору коченню;  $i_k$  – радіус інерції колеса;  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

При невиконанні зазначеної умови і  $R_x > 0$  колесо буде буксувати, а при  $R_x < 0$  – ковзати.

При гальмуванні деяких колісних ТТЗ, що мають гальмівні механізми на колесах однієї осі (як правило, задній), використовується блокування приводу передніх і задніх коліс. Це дозволяє підвищити ефективність гальмування машини без установки гальмівних механізмів на колесах іншої осі. При встановленні гальмівних механізмів на всі колеса, блокування приводу дозволяє наблизити дійсний розподіл сумарних дотичних реакцій між колесами

різних осей до ідеального, що забезпечує курсову стійкість при гальмуванні.

Навантаження жорсткого одиночного автомобільного колеса при дії на нього гальмівного і крутильного моментів відбувається у відповідності до схеми, наведеної на рис. 2 б.

$$M_{T\Sigma} < \frac{-G_a \cdot f + R_{z_1} \cdot \varphi_{x_{max}} - \dot{\omega}_{k_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot \left( \frac{J_{\kappa_2}^{np}}{r_{\partial_2}^2} + \frac{J_{\kappa_1}^{np}}{r_{\partial_1}^2} \right)}{\left( 1 + \beta_1 \left( \frac{r_{\partial_2}}{r_{\partial_1}} - 1 \right) \right) / r_{\partial_2}}, \quad (8)$$

де  $M_{T\Sigma}$  – сумарний гальмівний момент на передніх і задніх колесах;  $G_a$  – вага автомобіля;  $\varphi_{x_{max}}$  – максимальне значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення;  $\dot{\omega}_{k_1}$  – кутове прискорення передніх коліс;  $r_{\partial_1}$ ;  $r_{\partial_2}$  – динамічні радіуси передніх і задніх коліс;  $J_{\kappa_1}^{np}$ ;  $J_{\kappa_2}^{np}$  – приведені до передніх і задніх коліс моменти інерції трансмісії;  $R_{z_1}$  – сумарна нормальна реакція дороги, що припадає на передні колеса;  $\beta_1$  – коефіцієнт розподілу загального гальмівного моменту на передню вісь машини.

Установлено, що при гальмуванні колісної машини і блокуванні приводу передніх і задніх коліс режим руху коліс однієї з осей (що знаходиться в гірших умовах по зчепленню) не може бути тяговим.

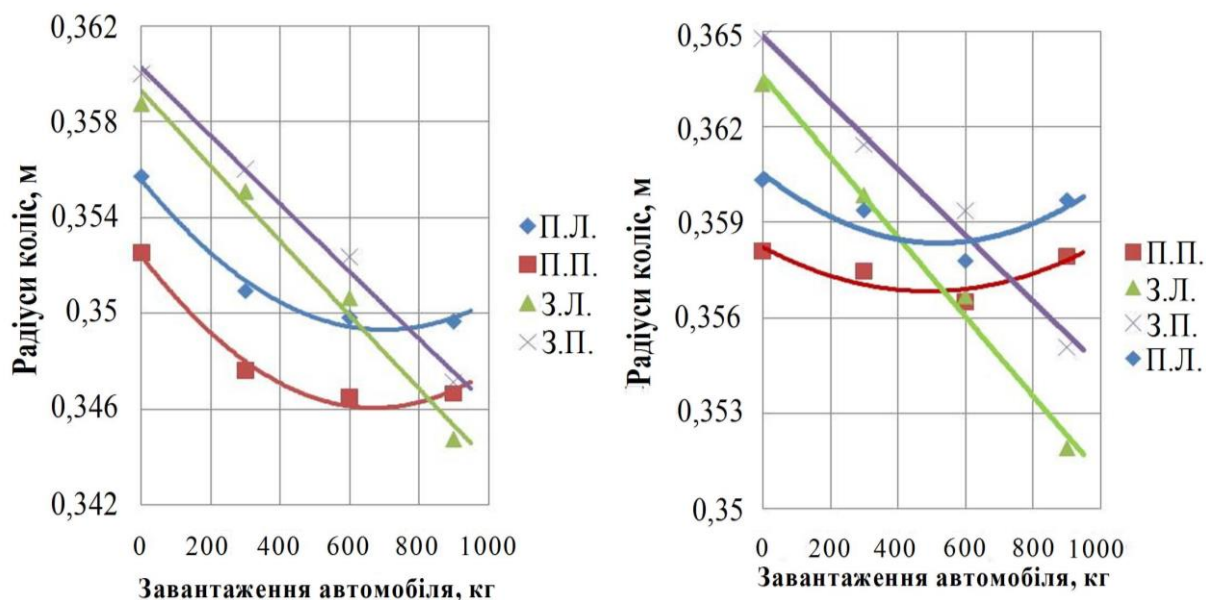
Виконано оцінку можливості появи тягового режиму на колесах однієї з осей, у процесі гальмування, при заклинюванні трансмісії до міжосьового диференціала. Такий режим руху може виникнути на одній з осей при наявності міжосьового диференціала й заклинюванні трансмісії (наприклад, коробки передач або роздавальної коробки). Умова виникнення у зазначеному випадку тягового режиму кочення на задніх колесах

$$j_x > G_a \cdot r_{\partial}^2 \frac{\varphi_{x_{max}} - f}{J_{\kappa_1}^{np} + J_{\kappa_2}^{np}} \left[ \frac{R_{z_2}}{G_a} \left( 2 - \frac{\frac{1}{\beta_1} - 1}{1 - \frac{f}{\varphi_{x_{max}}}} \right) - 1 \right], \quad (9)$$

де  $j_x$  – уповільнення машини;  $R_{z_2}$  – сумарна нормальна реакція дороги, що припадає на задні колеса.

За результатом аналізу нерівності (9) визначено, що в зазначеному випадку при гальмуванні тяговий режим на передніх колесах виникнути не може.

Визначено вплив зсуву центру тяжіння автомобіля на величину кінематичного радіуса колеса. Експериментально доведено, що при збільшенні завантаження автомобіля, навантаження на передню вісь може як зростати, так і зменшуватись, що суттєво впливає на радіуси ведучих коліс та на величину кінематичного розузгодження (рис. 3).



П.Л. – переднє ліве колесо; П.П. – переднє праве колесо;

З.Л. – заднє ліве колесо; З.П. – заднє праве колесо

Рисунок 3 – Зміна радіусів коліс автомобіля УАЗ-3303 від завантаження автомобіля при фіксованому тиску  $P$  у всіх шинах:

а –  $P = 0,7 \cdot 10^5$  Па; б –  $P = 1,2 \cdot 10^5$  Па

Таким чином встановлено, що зміна радіуса колеса автомобіля залежить як від величини вантажу, що перевозиться автомобілем, так і від зсуву центру тяжіння, що підтверджено експериментально.

Визначено величину енергії, що витрачається на зминання шин повнопривідного ГТЗ при русі з заблокованим приводом.

При коченні з заблокованим приводом швидкість протектора шини прагне не відстати від швидкості автомобіля й на це потрібна додаткова кінетична енергія, яка визначається наступним чином

$$\left( \frac{J\omega_1^2}{2} + \frac{mv_1^2}{2} \right) - \left( \frac{J\omega_2^2}{2} + \frac{mv_2^2}{2} \right) = J_1 \frac{v_1^2}{R_1^2} - J_2 \frac{v_2^2}{R_2^2}, \quad (10)$$

де індекс (1) присвоєно колесу, яке вільно котиться, а індекс (2) гальмуючому;  $v$  – лінійна швидкість колеса;  $m$  – маса колеса;  $\omega$  – кутова швидкість колеса;  $J$  – момент інерції колеса;  $R$  – фактичний радіус кочення колеса.



З рівняння (10) визначено величину кінетичної енергії, яка йде на деформацію шини

$$\Delta w = \frac{1}{4}(v_1^2 - v_2^2), \quad (11)$$

З формули випливає, що при рівності швидкостей витрати енергії прагнуть до нуля, при цьому не виникає кінематичне розузгодження у трансмісії ТТЗ. При малих значеннях різниці радіусів кочення і зміні умов руху може відбутися зміна осі, що вільно котиться, й осі, яка гальмує, і шини, що деформуються, якби міняються місцями (створюючи ілюзію циркуляції потужності). Система розімкнута, і циркуляція в ній не може мати місця.

У четвертому розділі наведено результати експериментального дослідження визначення впливу зміни тиску в шинах і завантаження повнопривідного ТТЗ на опір руху при різних кінематичних схемах трансмісії. Завданнями зазначеного дослідження було визначення вибігу автомобіля по інерції при різних тисках у шинах і вертикальних навантаженнях на осі автомобіля з різним кінематичним зв'язком у трансмісії та видача рекомендацій для створення системи автоматичного регулювання, що забезпечує рівність радіусів ведучих коліс повнопривідного автомобіля.

Експериментальні дослідження проводились у дорожніх умовах на автомобілі УАЗ-3303 (рис. 4). Під час експерименту реєструвалися такі параметри: маса вантажу в автомобілі (варіювалася в діапазоні від 0 до 900 кг з кроком 300 кг); тиск у шинах передньої осі, тиск у шинах задньої осі (варіювався в діапазоні від  $0,7 \cdot 10^5$  Па до  $2,7 \cdot 10^5$  Па з кроком  $0,5 \cdot 10^5$  Па), колісна формула автомобіля (4x4 або 4x2); довжина вибігу автомобіля на горизонтальній ділянці дороги. У процесі дослідження автомобіль розганявся під дією сили тяжіння на ділянці дороги з ухилом, після чого на горизонтальній



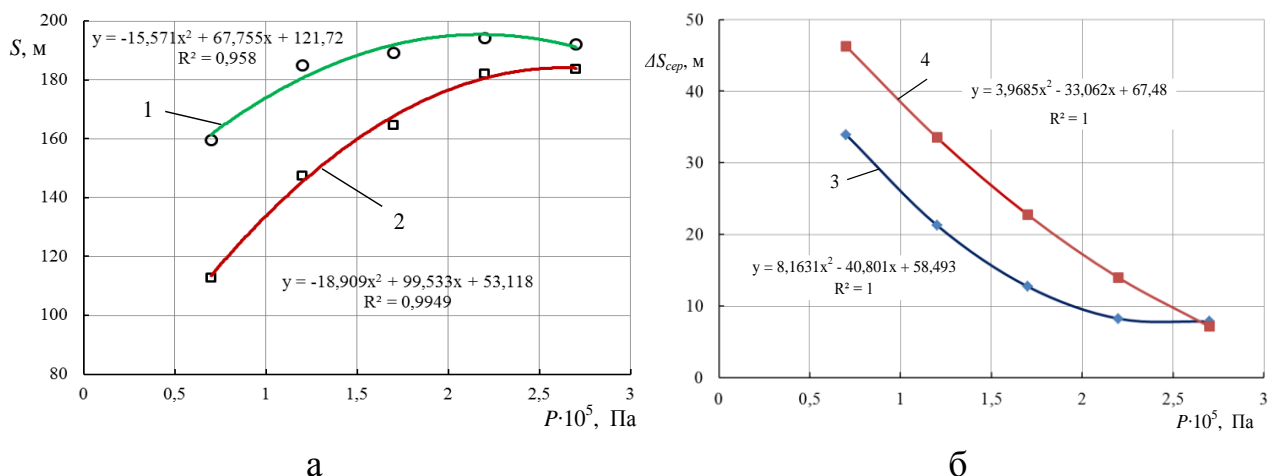
а

б

Рисунок 4 – Зміна варійованих параметрів у процесі проведення експериментальних досліджень: а – маси вантажу; б – тиску в шинах

ділянці дороги здійснювався вибіг до повної зупинки. Заїзд з одним варіантом варійованих параметрів для збільшення вірогідності результатів дослідження повторювався 5 разів. Загальна кількість дослідів склала 400 заїздів.

За результатами експериментальних досліджень отримані графіки зміни довжини вибігу автомобіля УАЗ-3303 від зміни тиску в шинах при різних значеннях варійованих параметрів, окремі з яких наведено на рис. 5, а також отримані відповідні рівняння регресії.



1 – вибіг з колісною формулою 2x4; 2 – вибіг з колісною формулою 4x4;  
3 – при  $P_2 = var$  і  $P_1 = const = 2,7 \cdot 10^5$  Па; 4 – при  $P_1 = var$  і  $P_2 = const = 2,7 \cdot 10^5$  Па;

Рисунок 5 – Графіки: а – зміни довжини вибігу автомобіля УАЗ-3303 при масі вантажу  $m_e = 900$  кг при зміні тиску в шинах задньої осі і при постійному тиску в шинах передньої осі  $P_1 = const = 2,7 \cdot 10^5$  Па; б – середньої (при різному завантаженні) зміни різниці між довжинами вибігу автомобіля УАЗ-3303 з колісною формулою 2x4 і 4x4 від зміни величини тиску в шинах однієї осі

Визначено, що при зменшенні тиску в колесах однієї з осей та при постійному значенні тиску в колесах іншої осі, при всіх варіантах завантаження спостерігається нелінійне зменшення довжини вибігу автомобіля як при колісній формулі 2x4, так і при колісній формулі 4x4. Зменшення довжини вибігу автомобіля при колісній формулі 2x4 обумовлене збільшенням супротиву кочення коліс автомобіля. Зменшення довжини вибігу автомобіля при колісній формулі 4x4 обумовлене як збільшенням супротиву кочення коліс автомобіля, так і наявністю та ростом додаткових втрат енергії, обумовлених кінематичним розузгодженням.

Аналіз графіків на рисунку 5 дозволив встановити, що навіть при однаковому тиску у шинах усіх ведучих коліс та однаковому завантаженні, є різниця  $\Delta S_{ср}$  у довжині вибігу з колісними формулами 2x4 та 4x4, яка в середньому складає 8 метрів. При появі різниці тисків  $\Delta P$  в шинах передньої та задньої осей, середня різниця  $\Delta S_{ср}$  у довжині вибігу нелінійно збільшується. При різниці тисків  $\Delta P$  в шинах передньої та задньої осей у 1 атмосферу, довжина вибігу при включеному блокованому повному приводі збільшується

відносно вибігу з приводом тільки на задні колеса на 23 метри, що у 2,9 разів більше. При різниці тисків  $\Delta P$  в шинах передньої та задньої осей у 2 атмосфери, різниця в довжині вибігу збільшується до 47 метрів, що більше початкових значень вже у 5,9 разів.

Отримані дані підтверджують доцільність розробки системи мінімізації кінематичного розузгодження у трансмісії повнопривідного автомобіля й можуть бути використані в алгоритмах роботи її підсистем.

У п'ятому розділі здійснено розробку системи підвищення функціональної стабільності елементів трансмісії й коліс повнопривідних автомобілів і синтез алгоритмів її роботи. Найбільш доцільним є впровадження системи, яка б мінімізувала кінематичне розузгодження у трансмісії, не змінюючи її конструкції, за рахунок зміни тиску в шинах автомобіля до вирівнювання радіусів кочення коліс. Ця система повинна включати в себе електронний блок керування (ЕБК), а також датчики тиску в кожному колесі й датчики фіксації кінематичного розузгодження (індукційні датчики), які би повідомляли – яка з осей є гальмуючою.

Система керування тиском у шинах повнопривідного ТТЗ повинна реалізовувати наступні функції: підтримка однакового тиску в шинах однієї осі; усунення кінематичного розузгодження шляхом зміни радіуса кочення колеса; установлення необхідного тиску в шинах автомобіля при русі родючими ґрунтами.

Для реалізації вище зазначених функцій запропонована система має складатися з наступних підсистем: підсистема підтримки однакового тиску в шинах однієї осі; підсистема фіксування кінематичного розузгодження;

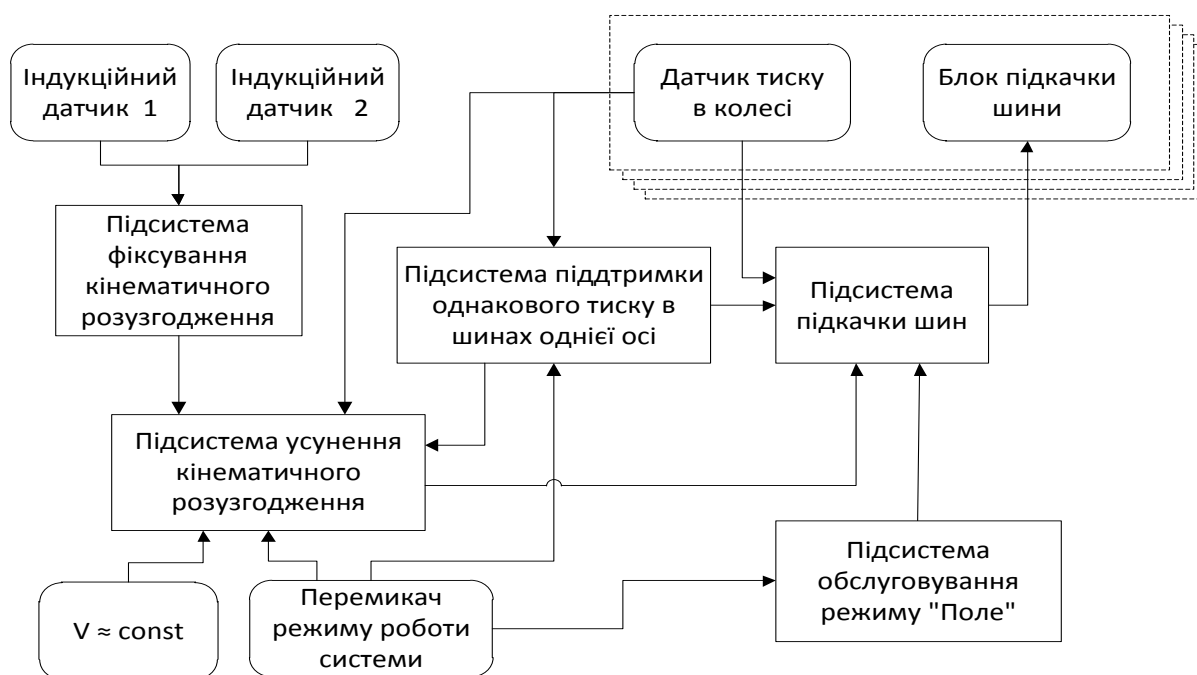


Рисунок 6 – Структурна схема розробленої системи регулювання тиску в шинах повнопривідного ТТЗ

підсистема усунення кінематичного розузгодження; підсистема обслуговування режиму «Поле»; підсистема підкачки шини.

Підсистема обслуговування режиму «Поле» призначена для встановлення заданого тиску в шинах автомобіля, необхідного при експлуатації автомобіля в польових умовах. Розроблено принципові схеми й алгоритми роботи зазначених підсистем, а загальна схема розробленої системи представлена на рисунку 6. Дана система дозволяє враховувати експлуатацію автомобіля в різних умовах.

Запропонована система управління тиском у шинах повнопривідного автомобіля відрізняється від існуючих можливістю не допустити кінематичного розузгодження в його трансмісії шляхом регулювання радіусів кочення коліс на його осях при русі в різних дорожніх умовах і в умовах бездоріжжя, а також при різному завантаженні. Застосування запропонованої системи дозволяє мінімізувати втрати потужності у блокованій трансмісії повнопривідних ТТЗ і знизити витрату палива.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано актуальну наукову задачу з підвищення ефективності функціонування елементів шасі повнопривідних ТТЗ з урахуванням блокування їх трансмісії. Вирішення вказаної наукової задачі сприяло розв'язанню практичної задачі щодо мінімізації під час експлуатації додаткових втрат енергії в системі «трансмісія-колеса» повнопривідних бездиференціальних ТТЗ, або ТТЗ з блокованим диференціалом.

1. Виконаний аналіз стану питання виявив, що робота повнопривідного ТТЗ із заблокованим приводом на ведучі мости в реальних умовах майже завжди супроводжується кінематичним розузгодженням у швидкостях руху передніх і задніх коліс, що призводить до підвищення енерговитрат на рух ТТЗ та появи додаткового навантаження на елементи трансмісії. Існуючі дослідження не в повній мірі розкривають механізм компенсації кінематичного розузгодження в межах можливостей шини, не визначають як структуру, так і методику кількісної оцінки всіх втрат потужності, пов'язаних з цим явищем.

2. Отриманий у результаті теоретичних досліджень взаємозв'язок кута закручування валу трансмісії з силами до нього прикладеними (сили інерції, сили опору руху), що змінюються в часі, дозволив описати коливальні процеси в блокованій трансмісії повнопривідного автомобіля. Виконане комп'ютерне моделювання процесу розвитку коливань у трансмісії повнопривідного автомобіля, з використанням вказаного взаємозв'язку, дозволило визначити енергію коливань при різних законах зміни моменту опору на колесах повнопривідного автомобіля, максимальна амплітуда якої склало 0,033 Дж. Установлено, що при існуючих різницях радіусів кочення коліс повнопривідних автомобілів, у трансмісії практично не виникає коливальний процес. У той же час, розрахунки показали, що лише при гіпотетичній різниці радіусів ведучих коліс повнопривідного автомобіля в 30 разів і більше спостерігаються помітні коливання енергії в трансмісії, що неможливо в умовах реальної експлуатації автомобіля.



3. У результаті проведеного дослідження визначено умови, за яких кочення колеса буде відбуватися в тяговому, гальмівному або вільному режимі при одночасній дії крутильного й гальмівного моментів, також визначено умови, при яких збільшення вертикального навантаження на автомобіль може призводити до збільшення радіуса кочення коліс. Визначено, що рівномірний рух колеса можливий тільки при малих значеннях активних крутильного моменту і штовхаючої сили, спрямованих в одну сторону. Дотична реакція на колесі в цьому випадку дорівнює штовхаючій силі, але спрямована в протилежний бік. Отримана умова ковзання жорсткого автомобільного колеса при дії на нього активних крутильного моменту і штовхаючої сили дозволяє визначити: колесо працює в режимі буксування, чи в режимі ковзання.

4. Отримані залежності за результатами експериментального дослідження зміни радіуса кожного з коліс автомобіля УАЗ-3303 при різних тисках і навантаженнях з урахуванням зміщення його центру ваги дозволили виявити, що в передніх коліс залежність  $r_k = f(G_a)$  має точку перегину, координати якої визначаються експериментально. Для зазначеного автомобіля точка перегину спостерігається при масі вантажу 500 кг при різних значеннях тиску в шинах. Визначено, що при зміні завантаження автомобіля УАЗ-3303 та при однаковому значенні тиску  $P$  в усіх шинах, зміна радіусів передніх і задніх коліс відбувається за різними залежностями та на різну величину. Так, при  $P = 0,7 \cdot 10^5$  Па та збільшенні маси вантажу з 0 до 900 кг, зміна радіусів передніх коліс складає 0,006 м, а задніх коліс – 0,016 м, що у 2,7 разів більше. Це суттєво впливає на величину кінематичного розузгодження в трансмісії автомобіля.

5. Отримана залежність величини кінетичної енергії, що витрачається на деформацію шин повнопривідного ТТЗ при русі з блокованим приводом від різниці швидкостей його ведучих коліс показала, що витрати енергії прагнуть до нуля при рівності лінійних швидкостей кожного з ведучих коліс, тобто при відсутності кінематичного розузгодження.

6. Проведені дорожні експериментальні дослідження зміни довжини вибігу автомобіля УАЗ-3303 показали, що при зменшенні тиску в колесах однієї з осей та при постійному значенні тиску в колесах іншої осі, при всіх варіантах завантаження спостерігається нелінійне зменшення довжини вибігу автомобіля як при колісній формулі 2x4, так і при колісній формулі 4x4. Зменшення довжини вибігу автомобіля  $\Delta S$  при колісній формулі 4x4 обумовлене як збільшенням супротиву кочення коліс автомобіля, так і наявністю та ростом додаткових втрат енергії, обумовлених кінематичним розузгодженням. Визначено, що при зміні тиску в колесах задньої осі від  $2,7 \cdot 10^5$  Па до  $0,7 \cdot 10^5$  Па і при постійному тиску в колесах передньої осі  $2,7 \cdot 10^5$  Па, різниця  $\Delta S_{\text{сеп}}$  між довжинами вибігу автомобіля УАЗ-3303 з колісною формулою 2x4 і 4x4 збільшується з 8 м до 34 м, або в 4,25 рази. При постійному тиску в колесах задньої осі  $2,7 \cdot 10^5$  Па і при зміні тиску в колесах передньої осі від  $2,7 \cdot 10^5$  Па до  $0,7 \cdot 10^5$  Па, зазначена різниця  $\Delta S_{\text{сеп}}$  збільшується з 8 м до 47 м, або в 5,9 разів.

7. Запропоновані система управління тиском у шинах повнопривідного автомобіля й алгоритми її роботи відрізняються від існуючих можливістю не допустити кінематичного розузгодження в його трансмісії шляхом регулювання радіусів кочення коліс на його осях при русі в різних дорожніх умовах і в умовах бездоріжжя, а також при різному завантаженні. Система дозволяє мінімізувати під час експлуатації додаткові втрати енергії в системі «трансмісія-колеса» повнопривідних бездиференціальних ТТЗ, або ТТЗ з блокованим диференціалом.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Потапов Н.Н. Влияние смещения центра тяжести автомобиля при изменении нагрузки на радиусы колес. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2014. № 99. С. 58–68.

2. Потапов М. М. Зниження енергії на подолання кінематичної неузгодженості в трансмісії повнопривідних тягово-транспортних засобів регулюванням тиску в шинах. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2019. Вип. 2 (10). С. 89–95.

3. Потапов Н.Н. Определение величины затрачиваемой энергии на смятие шин полноприводного автомобиля тягово-транспортного средства при движении с заблокированным приводом. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки)*. 2019. Вип. 205. С. 49–54.

4. Потапов М.М., Абдулгасіс А.У., Абрамов Д.В., Артёмов М.П., Гацько В.І., Забелишенський З.У., Клец Д.М., Назарько О.О., Подригало М.А., Полянський О.С., Файст В.Л. Динаміка колеса автомобіля: Монографія / за ред. М.А. Подригало, О.С. Полянського. Х. : ХНАДУ, 2019. 199 с.

5. Potapov M., Polyansky O., Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2018. Vol. 20. No. 1. pp. 99–103.

6. Podrigalo, M., Dubinin, Y., Molodan, A., Polianskyi, O. et al., "New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units," *SAE Technical Paper 2020-01-2014*, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>. Published 15 Sep 2020.

7. Потапов М.М., Третьяк В.М., Болдовський В.М., Шевелєв Р.С. Зменшення опору руху повнопривідних тягово-транспортних засобів, мінімізацією паразитної потужності в трансмісії. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки)*. 2007. Вип. 59. Том 2. С. 243–248.

8. Потапов Н.Н., Подригало М.А., Клец Д.М., Холодов М. П. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобиля. *Наукові нотатки*. 2014. Вип. 46. С. 421–430.

9. Потапов Н.Н., Подригало М.А., Клец Д.М., Назарько О.А. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля. *Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»*. 2010. № 39. С. 64–74.

10. Потапов Н.Н., Подригало М.А. Движение жесткого автомобильного колеса при действии крутящего момента и толкающей силы. *Автомобільний транспорт*. 2011. Вип. 28. С. 14–17.

11. Потапов Н.Н., Полянский А.С., Молодан А.А. Математическая модель скручивания вала трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств при движении с заблокированным приводом. *Інженерія природокористування*. 2019. № 4 (14). С. 6–11.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів дисертації:*

12. Потапов М.М. Вплив кінематичного розузгодження в трансмісії повнопривідних тягово-транспортних засобів на їх паливно-економічні показники. Збірник матеріалів всеукраїнського науково-практичного семінару «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів» 22 травня 2019 р. Харків: ХНАДУ, 2019. С. 25–27.

13. Потапов Н. Снижение энергии на преодоление кинематического рассогласования в трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств регулированием давления в шинах. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту*: матеріали XXI міжнародної науково-практичної конференції 21–23 жовтня 2019 р. Вінниця : ВНТУ, 2019. С. 137–140.

14. Potapov M., Molodan A., Polyanskii O. Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection. *ЕКОВАРНА* : Сборник докладов XXV Научно-технической конференции с международным участием. Том двадесет и шести. Часть 1. Варна, 2019. С. 160–166.

15. Potapov M., Polyanskii O., Molodan A. Cause and investigative failure analysis in nominal engine operation and partial disabling of cylinders. *ЕКОВАРНА*. XXVI Научно-техническа конференция с международно участие. Сборник доклады. Том двадесет и седми. Часть 1. Варна, 2020. С. 132–137.

16. Потапов Н.Н., Подригало М.А., Холодов М.П. Особенности торможения колесной машины при жесткой кинематической связи в приводе передних и задних колес. Десята наукова конференція харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба «Новітні технології – для захисту повітряного простору» 9 – 10 квітня 2014 р. Харків: ХНУПС, 2014. С. 211.

17. Потапов М.М., Абрамов Д.В., Тарасов Ю.В., Потапова О.В. Підвищення експлуатаційних характеристик повнопривідних тягово-транспортних засобів під час руху із заблокованим приводом. Збірник тез доповідей ІХ Всеукраїнської науково-практичної конференції “Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів” 29 жовтня 2020 р. Харків: НАНГУ, 2020. С. 16–17.

18. Потапов М.М. Потапова О.В., Абрамов Д.В. Визначення втрат енергії при зминанні шин повнопривідного тягово-транспортного засобу. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування" 16–18 вересня 2020 р. Харків: ХНАДУ, 2020. С. 155–157.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

19. Пат. 28598 Україна, МПК G01M 17/00. Спосіб визначення впливу на ґрунт рушіїв транспортних засобів / Третяк В.М., Болдовський В.М., Давиденко О.Ю., Потапов М.М.; заявник Третяк Віктор Михайлович. – № u 2007 10319; заявл. 17.09.2007; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20.

20. Пат. 143315 Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Система відключення паливopодачі за допомогою електромагнітних клапанів / Молодан А.О., Полянський О.С., Подригало М.А., Потапов М.М., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Абрамов Д.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 202000007; заявл. 02.01.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.

## АНОТАЦІЯ

**Потапов М.М.** Підвищення ефективності функціонування елементів шасі повнопривідних колісних засобів транспорту. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» (275 – Транспортні технології). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України. – Харків, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної задачі з підвищення ефективності функціонування елементів шасі повнопривідних тягово-транспортних засобів з урахуванням блокування їх трансмісії.

Уперше визначено характер зміни енергії крутильних коливань у блокованій трансмісії повнопривідного автомобіля, який урахує зміну в експлуатації радіусів його коліс. Виконано оцінювання параметрів руху автомобільного колеса при дії активного крутильного моменту і штовхаючої сили, що характерно для випадку наявності кінематичного розузгодження в бездиференціального автомобіля з декількома ведучими мостами. Експериментально досліджено параметри руху повнопривідного автомобіля при зміні тиску в шинах і навантаження на колеса.

Розроблено метод, систему й алгоритми роботи процесом управління тиском повітря в шинах повнопривідного автомобіля, який заснований на усуненні кінематичного розузгодження, що дозволяє підвищити функціональну

стабільність елементів системи «трансмiсія-колеса» автомобiля при різних режимах руху та умовах експлуатації.

**Ключові слова:** повнопривідний автомобiль, колесо, трансмісія, блокування, буксування, кінематичне розузгодження, втрата потужності, регулювання тиску

## АННОТАЦІЯ

**Потапов Н.Н.** Повышение эффективности функционирования элементов шасси полноприводных колесных средств транспорта. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.20 «Эксплуатация и ремонт средств транспорта» (275 - Транспортные технологии). – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины. – Харьков, 2021.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-прикладной задачи по повышению эффективности функционирования элементов шасси полноприводных тягово-транспортных средств с учетом блокирования их трансмиссии.

Впервые выявлена взаимосвязь угла закручивания вала трансмиссии с силами к нему приложенными (силы инерции, силы сопротивления движению), которые изменяются во времени и определен характер изменения энергии крутильных колебаний в заблокированной трансмиссии полноприводного автомобиля, который, в отличие от существующих, учитывает изменение в эксплуатации радиусов его колес. Компьютерное моделирование процесса развития колебаний позволило определить энергию колебаний при различных законах изменения момента сопротивления на колесах полноприводного автомобиля. Установлено, что характер изменения момента сопротивления движению не влияет на изменение энергии колебаний в трансмиссии полноприводного автомобиля при наличии кинематической несогласованности.

Произведена оценка параметров движения автомобильного колеса при действии активного крутящего момента и толкающей силы, что характерно для случая наличия кинематического рассогласования в бездифференциальном автомобиле с несколькими ведущими мостами. Определены условия, при которых качение колеса будет происходить в тяговом, тормозном или свободном режиме при одновременном действии крутящего и тормозного моментов, также определены условия, при которых увеличение вертикальной нагрузки на автомобиль может приводить к увеличению радиуса качения колес. Экспериментально определено влияние смещения центра тяжести автомобиля на величину динамического радиуса колеса. Получена зависимость величины кинетической энергии, которая тратится на деформацию шин полноприводного автомобиля при движении с заблокированным приводом от разности скоростей его ведущих колес.

Экспериментально исследованы параметры движения полноприводного автомобиля при изменении давления в шинах и нагрузки на колеса. Определена величина уменьшения длины выбега автомобиля при включенном заблокированном полном приводе, обусловленная как увеличением сопротивления качения колес автомобиля, так и наличием и ростом дополнительных потерь энергии, вызванных кинематической рассогласованностью.

Разработан метод, система и алгоритмы работы процесса управления давлением воздуха в шинах полноприводного автомобиля, который основан на устранении кинематического рассогласования, что позволяет повысить функциональную стабильность элементов системы «трансмиссия-колеса» автомобиля при различных режимах движения и условиях эксплуатации.

**Ключевые слова:** полноприводный автомобиль, колесо, трансмиссия, блокирование, буксование, кинематическая рассогласованность, потеря мощности, регулирование давления.

## ABSTRACT

M. Potapov. Improving the efficiency of operation of the chassis elements of all-wheel drive vehicle. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis for a Candidate Degree in Engineering Sciences in specialty 05.22.20 – Maintenance and repair of vehicles (275 – Transport technologies). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Kharkiv, 2021.

The dissertation is concerned with the a solution of an actual scientific and applied problem on increase in efficiency of functioning of elements of the chassis of all-wheel drive vehicles taking into account blocking of their transmission.

For the first time, the behavior in the torque energy in the locked transmission of the four-wheel-drive vehicle has been specified, which, unlike the existing ones, takes into account the change in use of its wheel radii. The parameters of the movement of the wheel under active rotational moment and impelling power have been evaluated, which is the case when there is a kinematic mismatch in a vehicle with blocked transmission. The parameters of the movement of the four-wheel-drive vehicle in the event of changes in tyre pressure and wheel load have been determined experimentally.

The method, system and algorithms of operation of the air pressure control process in tyres of four-wheel-drive car have been developed, which is based on elimination of kinematic mismatch, which allows increasing functional stability of elements of the «transmission-wheel» system of the vehicle under various driving modes and operating conditions.

**Key words:** all-wheel drive vehicle, wheel, transmission, locking, slipping, kinematic mismatch, loss of power, pressure control.