

**Мармут І.А.,
Рабінович Е.Х.,
Волкова Т.В.**
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет

СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ З ПОВНООПОРНИМ СТЕНДОМ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ

УДК 629.113.004

Мармут І.А., Рабінович Е.Х., Волкова Т.В. «Силова взаємодія коліс автомобіля з повноопорним стендом з біговими барабанами»

У статті розглянуто питання моделювання умов для отримання діагностичної інформації щодо складних об'єктів. Як приклад розглянута перевірка тягових якостей повнопривідних легкових автомобілів на інерційному стенді з біговими барабанами. Розроблена силова модель системи взаємодії автомобіля зі стендом з урахуванням конструктивних особливостей стенда і особливостей конструкції трансмісії автомобіля. Силова модель розглянутої системи містить в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху барабанів і коліс автомобіля, що перевіряється. За результатами аналізу діючих сил у системі «автомобіль-стенд» визначено коефіцієнт використання навантаження q при тягових випробуваннях автомобіля 4x4.

Аналізуючи сучасні тенденції розвитку автомобілебудування, можна помітити, що з кожним роком збільшується кількість повнопривідних автомобілів. Серед них зустрічаються повноцінні всеяксовики, універсальні «паркетники» (SUV), і навіть великі представницькі седани. Конструкції помітно відрізняються. Однак настільки несхожі машини ріднить загальна тенденція – трансмісії стають усе складніші. Витонченим механічним пристроям допомагає сучасна електроніка.

З метою підвищення точності діагностування повнопривідних автомобілів на стенді необхідно:

- застосування модульного повноопорного інерційного стенда з біговими барабанами, а також комп'ютеризованого діагностичного комплексу з наступною обробкою отриманих у процесі діагностування даних на ЕОМ із застосуванням системного методу та спеціального програмного забезпечення;
- відтворення реальних режимів діагностування, для чого треба враховувати особливості силової взаємодії автомобіля зі стендом.

Ключові слова: інерційний стенд з біговими барабанами, повнопривідний автомобіль, силова взаємодія автомобіля зі стендом, коефіцієнт використання навантаження.

Мармут І.А., Рабінович Е.Х., Волкова Т.В. «Силовое взаимодействие колес автомобиля с полноопорным стендом с беговыми барабанами»

В статье рассмотрены вопросы моделирования условий для получения диагностической информации о сложных объектах. В качестве примера рассмотрена проверка тяговых качеств полноприводных легковых автомобилей на инерционном стенде с беговыми барабанами. Разработана силовая модель системы взаимодействия автомобиля со стендом с учетом конструктивных особенностей стенда и особенностей конструкции трансмиссии автомобиля. Силовая модель рассматриваемой системы содержит в себе уравнения равновесия кузова, двух мостов и уравнения движения барабанов, и колес автомобиля проверяется. По результатам анализа действующих сил в системе «автомобиль-стенд» определен коэффициент использования нагрузки q при тяговых испытаниях автомобиля 4x4.

Анализируя современные тенденции развития автомобилестроения, можно заметить, что с каждым годом увеличивается количество полноприводных автомобилей. Среди них встречаются полноценные внедорожники, универсальные «паркетники» (SUV), а также большие представительские седаны. Конструкции заметно отличаются. Однако столь непохожие машины роднит общая тенденция – трансмиссии становятся все сложнее. Изячным механическим устройствам помогает современная электроника.

С целью повышения точности диагностирования полноприводных автомобилей на стенде необходимо:

- применение модульного повноопорного инерционного стенда с беговыми барабанами, а также компьютеризованного диагностического комплекса с последующей обработкой полученных в процессе диагностирования данных на ЭВМ с применением системного метода и специального программного обеспечения;

- воспроизведение реальных режимов диагностирования, для чего надо учитывать особенности силового взаимодействия автомобиля со стендом.

Ключевые слова: инерционный стенд с беговыми барабанами, полноприводный автомобиль, силовое взаимодействие автомобиля со стендом, коэффициент использования нагрузки.

Marmut IA, Rabinovich E.H., Volkova T.V. "Power interaction carroll care full steering with boiler drum"

Analyzing the current trends in the development of automotive, you can see that each year increases the number of all-wheel drive vehicles. Among them there are high-end SUVs, universal SUVs, as well as large representative sedans. Structures vary considerably. However, such unlike cars are common in common tendencies - transmissions are becoming more and more difficult. Sophisticated mechanical devices are assisted by modern electronics.

In order to improve the accuracy of diagnosing all-wheel drive cars on the stand, it is necessary:

- application of a modular full-back inertial boom with running drums, as well as a computerized diagnostic complex with the subsequent processing of data obtained in the process of diagnosing computer data using the system method and special software;

- reproduction of real diagnostic modes, for which it is necessary to take into account the features of power interaction of the car with the stand.

The development of technical diagnostics of cars should be considered in direct connection with the development of the entire system of their technical operation. Currently, various diagnostic tools have been developed, which are used in many industries and transport. Diagnosis of the technical condition of many units and systems of cars should be considered as a special kind of physical modeling, combining physical models with full-scale devices. Diagnostic stands should provide modeling of physical processes occurring in real road conditions. It is important to realistically model the processes of interaction of vehicle elements with diagnostic equipment taking into account actual operating forces, which will improve the accuracy of vehicle diagnostics at the stand.

The article deals with modeling conditions for obtaining diagnostic information about complex objects. As an example, inspection of traction qualities of all-wheel drive cars on an inertial stand with running drums is considered. A power model of the system of interaction of a car with a stand is developed, taking into account the structural features of the stand and the features of the vehicle transmission design. The power model of the system under consideration contains the equations of equilibrium of the body and two bridges and the equations of motion of the drums and wheels of the vehicle under test. Based on the results of the analysis of operating forces, the load-sharing factor q in the vehicle-stand system was determined for the traction tests of a 4x4 vehicle.

The conclusions substantiate the possibility of using an inertial stand with running drums to test the traction qualities of all-wheel drive cars.

***Keywords:** inertial stand with running drums, all-wheel drive car, power interaction of the car with the stand, load utilization factor.*

Актуальність проблеми

Типові методи і устаткування для виміру «колісної» потужності легкових автомобілів.

Потужність на колесах можна виміряти як мінімум двома різними способами/стендами: навантажувальними та інерційними. Обидва стенди використовують барабани та нерухомо закріплений автомобіль [1].

У закордонній практиці навантажувальні стенди мають назву chassis dynamometers або brake dynamometers. Інерційні стенди називаються – inertial dynamometers або (іноді) accelerative dynamometers. Крім того, про навантажувальні стенди звичайно говорять як про статичні стенди, маючи на увазі, що виміри відбуваються звичайно дискретно при певному навантаженні та фіксованих обертах двигуна, у той час як на інерційних динамометрах процес вимірів іде практично безупинно.

До числа інерційних стендів відносяться, наприклад, досить популярні стенди DYNOJET виробництва однойменної компанії, що є практично стандартом de facto у тюнінгових ательє. Прикладом навантажувальних динамометрів може служити SR-1100 виробництва TAYLOR DYNAMOMETER.

Мета дослідження

Проаналізувати особливості перевірки тягових властивостей повнопривідних автомобілів на стендах та силову взаємодію коліс автомобіля з повноопорним стендом при перевірці в тяговому режимі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Аналізуючи сучасні тенденції розвитку автомобілебудування, можна помітити, що з кожним роком збільшується кількість повнопривідних автомобілів. Серед них зустрічаються повноцінні всешляховики, універсальні «паркетники» (SUV), і навіть великі представницькі седани. Конструкції помітно відрізняються. Однак настільки несхожі машини ріднить загальна тенденція – трансмісії стають усе складніше. Вітонченим механічним пристроям допомагає сучасна електроніка.

Вступивши на шлях створення повнопривідних легкових автомобілів, компанії працювали в декількох напрямках. У результаті з'явився цілий ряд конструктивних схем повнопривідних трансмісій - Quattro, Syncro, 4Matic, 4Motion тощо. За принципом дії їх можна розділити на три великі групи [2]:

- постійний повний привід;
- повний привід, що підключається автоматично;
- системи з ручним включенням повного приводу.

У табл. 1 наведені особливості трансмісій найпоширеніших моделей легкових автомобілів.

Таблиця 1

Типи трансмісій і наявність блокування диференціалів у різних повнопривідних автомобілях

Автомобіль	Тип	Блокування диференціалів			ASC, ASR, ETS і ін.
		Міжосьовий	Задній	Передній	
1	2	3	4	5	6
Постійний повний привід з автоматичним блокуванням диференціалів					
Audi модифікації Quattro	л	*			
Audi Allroad	л	*	*4)	*4)	
Daihatsu Terios	в	*	*2)		
Jeep Grand Cherokee -2	в				*
Land Rover Discovery	в				*
Land Rover Freelander	в	*			*
Lexus LX	в	*			
Lexus RX	в	*			
Mercedes G-клас	в	*	*	*	
Mercedes M-клас	в				*
Mercedes E-клас 4Matic	л	*			
Mitsubishi Galant	л	*			
Mitsubishi Lancer Evo VI	л	*	*		
Range Rover	в	*			
Subary Impreza, Legacy	л	*			
Subary Forester	в	*			*

Продовження таблиці 1

Toyota Land Cruiser 100	в	*	*2)	*2)	
Toyota RAV-4	в	*			
ВАЗ-21213 «Нива»	л	*			
Повний привід, що вмикається та вимикається автоматично					
Ford Explorer	в	*	*1)		
Honda CR-V	в				
Honda HR-V	в				
KIA Sportage	в		*		
Isuzu Trooper	в		*2)		
Jeep Wrangler	в		*2)		
Lincoln Navigator	в	*	*		
VW Syncro	л				
VW 4Motion	л				
VW Transporter T4 Syncro	а				
Volvo V70 XC AWD	л		*		
ЛуАЗ-1302	в		*		
Системи з ручним включенням повного привода і (або) блокувань					
Hyundai Galloper	в		*		
Land Rover Defender	в	*			
Mitsubishi Pajero Sport	в	*	*		
Mitsubishi Pajero	в	*	*2)		
Nissan Terrano-2	в		*		
Nissan Patrol GR	в		*1)		
Opel Frontera	в		*2)		
Suzuki Jimny	в	*3)	*		
Suzuki Grand Vitara	в	*3)	*		
УАЗ-3151	в	*3)			

* Примітки:

1)-випускається для деяких ринків; 2)-блокування встановлюється за бажанням замовника; 3)-твердий зв'язок; 4)-блокування колісних диференціалів забезпечує електронна система EDL, в - позашляховик, л - легковий, а - мікроавтобус

Розглянемо конструктивні особливості кожної із трьох схем.

Постійний повний привід. У такій трансмісії крутний момент від двигуна передається на всі колеса. У трансмісії встановлений міжосьовий диференціал підвищеного тертя або механізм автоматичного його блокування. Для цих цілей широке поширення одержав механічний

диференціал, що самоблокується, Torsen (від TORgue SENSing – чутливий до моменту). При відсутності пробуксовок він передає крутний момент до передньої і задньої ведучих осей у пропорції 50:50, що відповідає найкращій стійкості й керованості. З появою найменших ознак пробуксовки коліс однієї осі диференціал Torsen спрацьовує практично миттєво та перерозподіляє до 75% крутного моменту на колеса, які не втратили зчеплення з дорогою. Завдяки простоті конструкції й ефективності роботи інженери Audi віддають перевагу центральному диференціалу Torsen, починаючи із другого покоління модифікацій Quattro.

Ще одним розповсюдженим засобом автоматичного блокування міжосьового диференціала стала віскомуфта. Наприклад, у трансмісії Mitsubishi Eclipse GSX, Subaru Impreza і Legasy, старих BMW 325ix і Toyota Celica turbo звичайний механічний міжосьовий диференціал сполучений з віскомуфтою, що реагує на різницю швидкостей обертання коліс передньої і задньої ведучих осей. Така схема забезпечує розподіл крутного моменту по осях у діапазоні від 50:50% на гарній дорозі до 95:5% або 5:95% – на бездоріжжі.

Пізніше замість пристроїв блокування міжколісних диференціалів стали використовувати можливості нових електронних систем: протибуксувальних (ASC), керування тягою (ASR, ETS). Одержуючи інформацію від датчиків антиблокувальної системи гальм (ABS), ці системи пригальмовують колеса, що буксують, забезпечуючи перерозподіл крутного моменту на інші колеса.

Повний привід, що автоматично підключається. Деякі автовиробники визнали постійний повний привід або надлишковим, або не відповідним іміджу своїх автомобілів і створили трансмісії, де ще одна вісь ставала ведучою в міру необхідності. Причому процедуру вмикання/вимикання вже не довіряли, як раніше, водію, а доручили автоматичі. Такі схеми одержали назву «Повний привід, що вмикається та вимикається автоматично».

У нормальних дорожніх умовах така трансмісія працює як передньо- або задньопривідна. Це дозволяє автомобілям зберігати «фамільні» риси, властиві тому чи іншому типу приводу. А в екстремальних ситуаціях, коли одно або два ведучі колеса втрачають зчеплення з дорогою та починають пробуксовувати, крутний момент перерозподіляється й на колеса іншої осі. Багаторічну прихильність такій схемі для своїх легкових моделей демонструють Volkswagen, Mercedes і Honda.

Шведська компанія Haldex розробила керовану електронікою фрикційну муфту для повнопривідних модифікацій концерну Volkswagen 4Motion, створених на платформі Golf IV-Bora, Audi A3 і TT, Skoda Octavia, Seat Toledo і Leon. Муфта встановлюється безпосередньо перед заднім мостом, а одна з головних її переваг – можливість шляхом програмування електронного блоку настроїти роботу трансмісії, задаючи індивідуально для кожної моделі, наприклад, моменти блокування або величину передаваного крутного моменту.

На автомобілях Honda CR-V і HR-V японські інженери застосували пристрій блокування Real Time 4WD. Його особливість полягає в тому, що муфта пристрою блокується двоконтурною гідравлічною системою. Два насоси системи – напompовувальний і випомповувальний – приводяться в дію валами, з'єднаними з переднім і заднім мостами. При відсутності різниці в частоті обертання передніх і задніх коліс тиск масла в контурі практично відсутній. Коли ж передні колеса починають пробуксовувати, тиск підвищується й блокує диски. Так відбувається перерозподіл крутного моменту від передніх коліс на задні, які в штатній ситуації не є ведучими.

Системи з ручним включенням повного приводу. Незважаючи на те, що такі схеми існують ще із часів перших військових позашляховиків, вони продовжують успішно застосовуватися й на сучасних автомобілях, а точніше, тільки на позашляховиках. Такі трансмісії, як правило, не мають міжосьового диференціала. При включеному приводі чотирьох коліс передня й задня осі у такій схемі мають твердий зв'язок, а крутний момент передається у співвідношенні 50:50. У загальний список машин з ручним включенням повного приводу, крім «паркетних» позашляховиків, таких як Suzuki Jimny і Grand Vitara, попадають і більше дорослі зразки – Nissan Patrol GR і Terrano-2, Mitsubishi Pajero і Pajero Sport.

У зв'язку з великою кількістю повнопривідних автомобілів постає необхідність у їхньому технічному обслуговуванні, зокрема, у діагностуванні тягових властивостей. Найбільше поширення для цього одержали роликові стенди [3, 4, 5, 6, 7]. У переважній більшості випадків стенди мають конструкцію для перевірки тільки однієї осі (одноосьові стенди). При діагностуванні тільки одна з осей автомобіля перебуває на стенді. Колеса інших осей (осі) перебувають на підлозі. У цьому випадку при діагностуванні автомобілів із приводом на одну вісь проблем не виникає.

Але при діагностуванні повнопривідних автомобілів можуть виникнути проблеми. Оскільки автомобіль оснащений повним приводом, то момент починає передаватися з передньої осі на задню вісь і автомобіль може з'їхати зі стенда. Для перевірки автомобілів 4x4 треба використовувати двохосьовий стенд із рухомим заднім роликовим агрегатом, регульованим під різні бази автомобілів. Під час виміру всі колеса автомобіля обертаються в прямому напрямку. Даний спосіб перевірки тягових властивостей є найбільш коректним для сучасних повнопривідних автомобілів з надзвичайно складними трансмісіями. Він дозволяє найбільш точно оцінити реальний технічний стан силового агрегату.

Найбільш підходящим засобом рішення завдання діагностування повнопривідних автомобілів є застосування модульного повноопорного інерційного стенда з біговими барабанами, а також комп'ютеризованого діагностичного комплексу з наступною обробкою отриманих у процесі діагностування даних на ЕОМ із застосуванням системного методу та спеціального програмного забезпечення.

Комп'ютеризований діагностичний комплекс складається із двох частин. Механічна частина являє собою модульний повноопорний інерційний стенд з біговими барабанами та мотор-тестер або сканер. Комп'ютерна частина складається з персонального комп'ютера відповідної конфігурації та програмного забезпечення. Загальний вид діагностичного комплексу представлений на рис. 1.

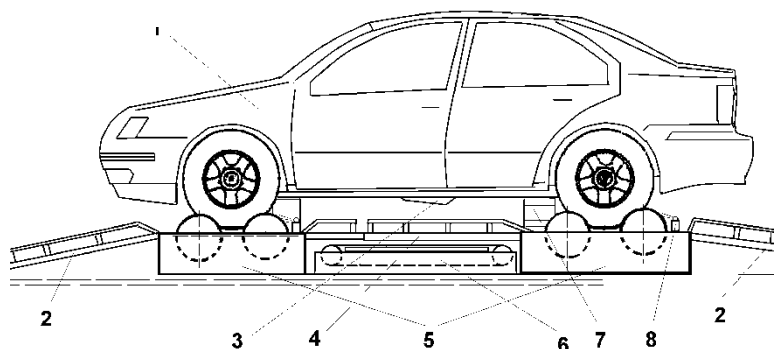


Рис.1. Модульний діагностичний стенд [8]

1 - автомобіль, що перевіряється; 2 - в'їзні апарелі; 3 - антена радарного датчика швидкості; 4 - розсувні апарелі; 5 - модулі з біговими барабанами; 6 – доріжка імітатора руху; 7 - пневматичні піднімальні пристрої; 8 - керовані пульверизатори для змочування бігових барабанів

На стенді з біговими барабанами моделюються умови руху, максимально подібні до реальних умов на дорозі, а також замір параметрів у процесі діагностування та реєстрація даних, що надходять від електронного блоку керування системи бортової діагностики [8]. Керування роботою стенда та засобами технічної діагностики здійснює оператор-діагност. Після первинної обробки отримана інформація вводиться оператором ЕОМ у незалежну комп'ютерну частину для наступного використання як у базі знань (БЗ), так і в базі даних (БД) при розрахунку еталонної моделі об'єкта діагностування.

Аналіз результати дослідження

Основним функціональним показником стендів з біговими барабанами є значення коефіцієнта використання навантаження q [9]. Для визначення коефіцієнта використання навантаження q при тягових випробуваннях автомобіля 4x4 необхідно зробити силовий аналіз системи «автомобіль-стенд». Розрахункова схема системи відрізняється від схеми для гальмівних випробувань [9, 10] і представлена на рис. 2.

Силова модель розглянутої системи, як і для гальмівних випробувань, повинна містити в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху барабанів і коліс.

Рівновага переднього колеса:

$$\Sigma X = -T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 + H_1 = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma Y = T_1 \cdot \sin \alpha_1 - T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{II} + G_{II}) = 0. \quad (2)$$

Рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos \alpha_3 - T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 + H_2 = 0, \quad (3)$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin \alpha_3 - T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (4)$$

Рівновага кузова:

$$\Sigma X = -H_1 - H_2 + H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{II} + Y_3 = 0, \quad (5)$$

$$\Sigma M_{O_3} = M_{KP II} + M_{KP 3} + Y_{II} \cdot L - G \cdot L_2 = 0.$$

Рух передніх коліс:

$$-M_{KP II} + I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} + (T_1 + T_2) \cdot r = 0. \quad (6)$$

Рух задніх коліс:

$$-M_3 + I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} + (T_3 + T_4) \cdot r = 0. \quad (7)$$

Рух барабанів:

$$\begin{aligned} -I_1 \cdot \varepsilon_1 + T_1 \cdot r = 0, \quad -I_2 \cdot \varepsilon_2 + T_2 \cdot r = 0, \\ -I_3 \cdot \varepsilon_3 + T_3 \cdot r = 0, \quad -I_4 \cdot \varepsilon_4 + T_4 \cdot r = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

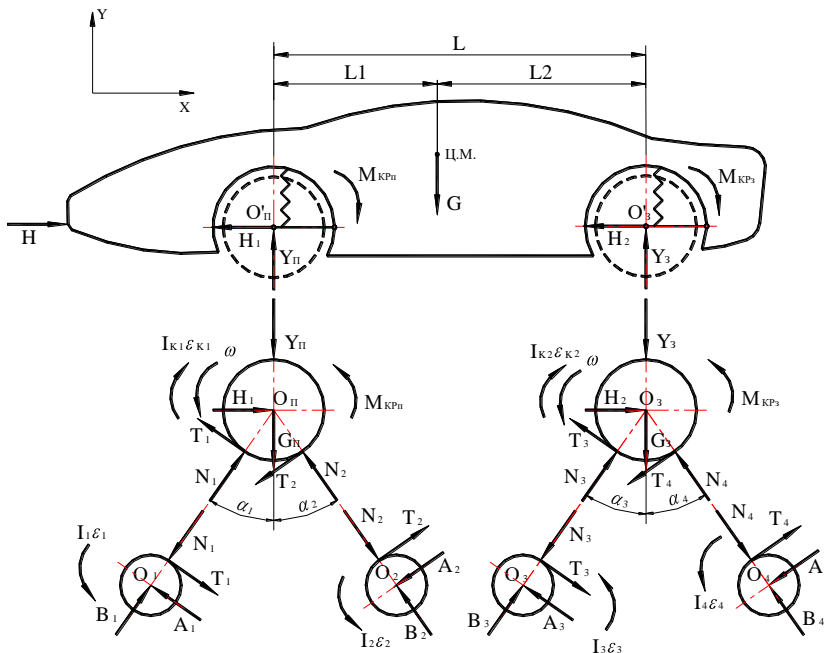


Рис.2 Схема сил у системі «автомобіль-стенд» при тягових випробуваннях автомобіля 4x4 на інерційному стенді зі зв'язком між барабанами. $M_{KP II}$, $M_{KP 3}$ – крутні моменти на переднім і заднім колесах; G , G_{II} , G_3 – ваги кузова без переднього і заднього мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колісьми; H_1 , Y_{II} – складові зусилля в передній підвісці; H_2 , Y_3 – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні

Так само, як і при гальмівних випробуваннях, система виявляється статично невизначеною через наявність зайвих невідомих – горизонтальних реакцій у підвісках обох осей H_1 і H_2 .

Перетворивши формули (8), одержимо:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{KP\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{KP\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, T_3 = \frac{m_3 \cdot M_{KP3}}{m_{C2} \cdot R}, T_4 = \frac{m_4 \cdot M_{KP3}}{m_{C2} \cdot R}. \quad (9)$$

Знаходження горизонтальних реакцій H_1 і H_2 виконується аналогічно гальмівним випробуванням:

$$H_1 = h_1 \cdot M_{KP\Pi}; H_2 = h_2 \cdot M_{KP3}. \quad (10)$$

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_{\Pi} = \frac{G \cdot L_2 - (M_{KP\Pi} + M_{KP3})}{L}; Y_3 = \frac{G \cdot L_1 + (M_{KP\Pi} + M_{KP3})}{L}. \quad (11)$$

Повні навантаження на колеса:

$$G_{KP\Pi} = Y_{\Pi} + G_{\Pi} = G_{\Pi cr} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}; G_{3\Pi} = Y_3 + G_3 = G_{3 cr} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}. \quad (12)$$

Радіальні реакції N_1, N_2, N_3, N_4 при тягових випробуваннях визначаємо зі спільного рішення пар рівнянь (1) і (2), (3) і (4):

$$N_1 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{tg\alpha_2} + \frac{m_1 \cdot (\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 - \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2) + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha_2} \right] + G_{\Pi cr} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1 \cdot ctg\alpha_2}; \quad (13)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{tg\alpha_1} - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 - \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2)}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha_1} \right] + G_{\Pi cr} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2 \cdot ctg\alpha_1}; \quad (14)$$

$$N_3 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{-h_2}{tg\alpha_4} + \frac{m_3 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4) + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha_4} \right] + G_{3 cr} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_3 + \sin\alpha_3 \cdot ctg\alpha_4}; \quad (15)$$

$$N_4 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{h_2}{tg\alpha_3} - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4)}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha_3} \right] + G_{3 cr} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_4 + \sin\alpha_4 \cdot ctg\alpha_3}. \quad (16)$$

Для симетричної схеми ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha'$, $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha''$) ці ж вирази будуть мати вид:

$$N_1 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{tg\alpha'} + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha'} \right] + G_{\Pi cr} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha'}; \quad (17)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{tg\alpha'} - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha'} \right] + G_{\Pi cr} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha'}; \quad (18)$$

$$N_3 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{-h_2}{tg\alpha''} + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha''} \right] + G_{3 cr} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha''}; \quad (19)$$

$$N_4 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{h_2}{tg\alpha''} - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha''} \right] + G_{3 cr} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha''}. \quad (20)$$

Прослизання барабанів по шинах у тяговому режимі.

Враховуючи, що трансмісії деяких автомобілів 4x4 містять механізми, які дозволяють розподіляти підведений крутний момент не порівно, а з заданим чи навіть змінюваним співвідношенням, для загального випадку і простоти розрахунку прийемо, що крутний

момент, на передньому колесі дорівнює крутному моменту на задньому колесі:

$$M_{KP\Pi} = M_{KP3} . \quad (21)$$

Для повнопривідних автомобілів із заданим чи регульованим співвідношенням крутних моментів, дане припущення якісно сильно впливати не буде. За аналогією з гальмівними випробуваннями зі збільшенням крутних моментів $M_{KP\Pi}$ і M_{KP3} зростають прискорення і сили $T_1, T_2, T_3, T_4, N_1, N_3$, а сили N_2 і N_4 знижуються. При деяких значеннях $M_{KP\Pi}$ і M_{KP3} вони зменшаться настільки, що сил зчеплення виявиться недостатньо.

З огляду на умову прослизання: $T_2 = \phi \cdot N_2$ і $T_4 = \phi \cdot N_4$ в загальному виді можна одержати величину критичних крутних моментів при яких настає «відривання» шин від задніх барабанів переднього і заднього блоків стєнда.

Після підстановок і перетворень одержимо:

$$M_{KP\Pi1} = \frac{\phi \cdot G_{\Pi cr} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2} \cdot L]} ; \quad (22)$$

$$M_{KP\Pi2} = \frac{\phi \cdot G_{\Pi cr} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \cdot L]} ; \quad (23)$$

$$M_{KP33} = \frac{\phi \cdot G_{3 cr} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4} \cdot L]} ; \quad (24)$$

$$M_{KP34} = \frac{\phi \cdot G_{3 cr} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_3}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3} \cdot L]} . \quad (25)$$

Коефіцієнт використання навантаження при тягових випробуваннях:

$$q_{KP\Piysl} = \frac{M_{KP\Pi}}{G_{\Pi cr} \cdot R} ; \quad q_{KP3ysl} = \frac{M_{KP3}}{G_{3 cr} \cdot R} . \quad (26)$$

Після підстановок і перетворень одержимо:

$$q_{KP\Pi1} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2} \cdot L]} ; \quad (27)$$

$$q_{KP\Pi2} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \cdot L]} ; \quad (28)$$

$$q_{KP33} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4} \cdot L]} ; \quad (29)$$

$$q_{KP34} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_3}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3} \cdot L]} . \quad (30)$$

Для стєндів симетричної схеми вищевикладені вираження приймуть вид:

$$M_{KP\Pi1} = \frac{\phi \cdot G_{\Pi cr} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (31)$$

$$M_{KP\Pi2} = \frac{\phi \cdot G_{\Pi cr} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (32)$$

$$M_{KP33} = \frac{\phi \cdot G_{3 cr} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_4}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (33)$$

$$M_{KP34} = \frac{\varphi \cdot G_{3cr} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (34)$$

$$q_{KP\Pi1} = \frac{\varphi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (35)$$

$$q_{KP\Pi2} = \frac{\varphi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (36)$$

$$q_{KP33} = \frac{\varphi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_4}{\sin \alpha'} \cdot L]} ; \quad (37)$$

$$q_{KP34} = \frac{\varphi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]} . \quad (38)$$

Висновки

З метою підвищення точності діагностування повнопривідних автомобілів на стенді необхідно:

- застосування модульного повноопорного інерційного стенда з біговими барабанами, а також комп'ютеризованого діагностичного комплексу з наступною обробкою отриманих у процесі діагностування даних на ЕОМ із застосуванням системного методу та спеціального програмного забезпечення;

- відтворення реальних режимів діагностування, для чого треба враховувати особливості силової взаємодії автомобіля зі стендом.

Список використаних джерел

1. Меденцев С. Типовые методы и оборудование для измерения «колесной» мощности легковых автомобилей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.3000gt.ru>.
2. Онлайн-учебник по устройству автомобиля [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://monolith.in.ua/structure-avto-polnoprivodnye-avtomobili>.
3. Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование): [Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Рабинович Э.Х., Мармут И.А., Зуев В.А.]. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2009. – 344 с.
4. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монография Н.Я. Говорущенко. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 292 с.
5. Говорущенко Н.Я. Техническая кибернетика транспорта: учебное пособие Н.Я. Говорущенко, В.Н. Варфоломеев. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – 271 с.
6. Технологічне обладнання для підприємств автомобільного транспорту: Підручник [Волков В.П., Міщенко В.М., Кравченко О.П., Мармут І.А. та ін.]; під загальною редакцією В.П. Волкова. – Х.: ХНАДУ, 2010. – 556 с.
7. Рабинович Эрнест Хаимович. Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов: дис... канд. техн. наук Рабинович Эрнест Хаимович; ХАДИ. – Х., 1981. – 229 с.

8. Мармут Ігор Арнольдович. Розробка науково-методичних основ проектування універсальних пересувних станцій діагностики легкових автомобілів: дис. ... канд. техн. наук Ігор Арнольдович Мармут; ХГАДТУ. - Х., 2001. - 208 с.

References

1. Medentsev S. Typical methods and equipment for measuring the "wheel" power of passenger cars [Electronic resource]. - Access mode: <https://www.3000gt.ru>.

2. Online tutorial on the device of the car [Electronic resource]. - Access mode: <https://monolith.in.ua/structure-avto-polnoprivodnye-avtomobili>.

3. Roller stands for testing brake and traction properties of cars (theory, calculation and design): [Govorushchenko N.Ya., Volkov VP, Rabinovich E.Kh., Marmut IA, Zuev V.A.] . - Х .: Publishing house HNADU, 2009. - 344 p.

4. Govorushchenko N.Ya. Systems engineering of automobile transport (computational research methods): N.Ya. Govorushchenko. - Х .: HNADU, 2011. - 292 p.

5. Govorushchenko N.Ya. Technical Cybernetics of Transport: N.Ya. Govorushchenko, V.N. Varfolomeev. - Х .: HGADTU, 2001. - 271 p.

6. Technology for the transport of automobiles: [Volkov VP, Mishchenko V.M., Kravchenko O.P., Marmut I.A. та ін.]; pag zagalnuyu edtsieyu V.P. Volkov. - Х .: HNADU, 2010. - 556 p.

7. Rabinovich Ernest Haimovich. Research and improvement of methods and means of bench testing of automotive brakes: dis ... Cand. tech. Dr. Rabinovich Ernest Haimovich; Hadi. - Х., 1981. - 229 p.

8. Marmouth Igor Arnoldovich. The development of the scientific and methodological foundations of the project of the universes of the interconnected stations of the diagnostics of light cars: dis. ... Cand. tech. Sciences Igor Arnoldovich Marmouth; HGTTU. - Х., 2001. - 208 p.