

УДК 629.113.5.62-592

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.83-92>

В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук, **Ю.А. Невдаха**, доц., канд. техн. наук,
І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, **Д.В. Богатирьов**, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький,
Україна*

e-mail: zenesperanto@gmail.com

Підвищення точності вимірювання силових параметрів при діагностуванні гальмівних систем автомобілів

Сучасні стенди з біговими барабанами при контролі гальмівної системи автомобіля не завжди дають об'єктивну оцінку її технічного стану, з причини виникнення великих похибок вимірювання силових параметрів, що характеризують гальмівну ефективність і стійкість автомобіля при гальмуванні. Розробці динамічних моделей гальмівної системи автомобіля присвячена досить велика кількість досліджень. При цьому питання відносного розташування вісі автомобіля і стенду майже не розглядаються, а це приводить до зниження точності визначення гальмівних сил при діагностуванні. Цим пояснюється великі розбіжності значень гальмівних сил при випробуваннях в стендових і дорожніх умовах. В дослідженні проведено уточнення динамічної моделі, що дозволяє моделювати процес гальмування автомобіля з непаралельністю його діагностуємої вісі відносно вісі стенда, і визначати залежності точності вимірювання силових параметрів від величини кута їх взаємної непаралельності. Таке доповнення динамічної моделі суттєво уточнює розрахунки процесу гальмування автомобільного колеса на гальмівному стенді з біговими барабанами.

гальмівна система, гальмівний стенд, діагностування, силові параметри, гальмівна сила, динамічна модель, колесо

В.А. Дубовик, доц., канд. техн. наук, **Ю.А. Невдаха**, доц., канд. техн. наук, **І.Ф. Василенко**, доц., канд. техн. наук, **Д.В. Богатирев**, доц., канд. техн. наук.

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Повышение точности измерения силовых параметров при диагностировании тормозных систем автомобилей

Современные стенды с беговыми барабанами при контроле тормозной системы автомобиля не всегда дают объективную оценку ее технического состояния, по причине возникновения больших погрешностей измерения силовых параметров, характеризующих тормозную эффективность и устойчивость автомобиля при торможении. Разработке динамических моделей тормозной системы автомобиля посвящено достаточно большое количество исследований. При этом вопрос относительного расположения оси автомобиля и стенда почти не рассматриваются, а это приводит к снижению точности определения тормозных сил при диагностировании. Этим объясняется большие различия значений тормозных сил при испытаниях в стендовых и дорожных условиях. В исследовании проведено уточнение динамической модели, позволяющей моделировать процесс торможения автомобиля с непараллельностью его диагностируемой оси относительно оси стенда, и определять зависимости точности измерения силовых параметров от величины угла их взаимной непараллельности. Такое дополнение динамической модели существенно уточняет расчеты процесса торможения автомобильного колеса на тормозном стенде с беговыми барабанами.

тормозная система, тормозной стенд, диагностика, силовые параметры, тормозная сила, динамическая модель, колесо

Постановка проблеми. Контроль гальмівних систем автотранспортних засобів при експлуатації може здійснюватись як в дорожніх, так і в стендових умовах [1]. Найбільше розповсюдження отримав стендовий метод, причому на силових стендах з біговими барабанами [1, 2, 3].

Вимірювання гальмівних сил на колесах автомобілів у стендових умовах виконується почергово, по осям, що не може дати об'єктивної оцінки сумісної їх дії на дорозі, навіть при виконанні умов відносної різниці гальмівних сил і питомої гальмівної сили [4]. Так, наприклад, дорожні гальмівні випробування автомобілів показують, що при задовільних результатах контролю гальмівних систем на стенді, близько 30% автомобілів не витримують нормативну величину уповільнення і перевищують лінійне бічне відхилення при гальмуванні в дорожніх умовах.

Таким чином, можна зробити висновок, що рекомендовані методики випробувань автомобілів не можуть бути застосовані для оцінки технічного стану гальмівних систем у процесі їх контролю і вони повинні бути тільки технологічними, і застосовуватись тільки для регулювання гальмівних механізмів перед дорожніми випробуваннями, і якщо необхідно, то після них. Тому необхідно проведення додаткових наукових досліджень, що дозволяють виявити причини зниження інформативності діагностування гальмівних систем на стендах з біговими барабанами, а також виявити і науково обґрунтувати заходи спрямовані на якісне підвищення ефективності діагностування.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Для визначення впливу на точність вимірювання показників гальмівної ефективності при непаралельності розташування осей автомобіля і стенду, необхідно мати математичний опис цього процесу. Розробці динамічних моделей гальмівної системи автомобіля присвячена досить велика кількість досліджень [5,6, 7, 8, 9, 10 та інш.]. Розроблені для цього математичні моделі можна розділити на дві групи.

У першій групі моделей розглядається динаміка гальмування автотранспортних засобів, в площині XOZ. Такий підхід дозволяє досліджувати показники ефективності їх гальмування без урахування керованості і стійкості. У другій групі [8, 9] об'єкт моделювання, тобто автотранспортний засіб, розглядається як об'ємна багатомасова система з великим числом ступенів вільності. Даний підхід дозволяє моделювати поведінку об'єкту в просторі, тобто враховувати керованість автомобіля. Але математичний опис цього процесу досить складний, тому що моделі містять велику кількість диференціальних рівнянь.

Для вирішення поставлених в даній роботі завдань, досить мати спрощені математичний опис автомобіля: з гальмівним механізмом (з урахуванням його гістерезису і інерційності); коліс з еластичними шинами; взаємовпливу підресорених і не підресорених мас автомобіля (з урахуванням їх коливань на елементах підвіски). При цьому математична модель процесу гальмування повинна бути досить простою і ефективною. Для вирішення поставленого завдання, необхідно доповнити розроблені моделі рівняннями, що описують процес перекочування колеса на роликах стенда.

Постановка завдання. На основі відомих динамічних моделей гальмівної системи автомобіля підвищити точність вимірювання діагностичних параметрів гальмування шляхом доповнення моделі рівняннями, що описують непаралельність осей автомобіля і стенду.

Виклад основного матеріалу. Сучасні стенди, що випускаються промисловістю, з біговими барабанами не забезпечують високого рівня достовірності контролю гальмівної ефективності і стійкості автомобіля при гальмуванні. Вимагають окремого

вивчення процесу гальмування автомобіля при непаралельності розташування осей автомобіля і.

Процес гальмування автомобіля на гальмівному стенді представляється у вигляді сукупності взаємозалежних систем і елементів, що взаємодіють між собою і забезпечують показники гальмівної ефективності і стійкості автомобіля при гальмуванні.

Рівняння зв'язку залежності показника ефективності гальмування автомобіля

$$\gamma_r = f(R_z, R_x, \varphi, G_K), \quad (1)$$

де R_z – нормальна реакція з боку бігового барабана; R_x – подовжня реакція; φ – коефіцієнт зчеплення; G_K – навантаження, що доводиться на колесо.

Нормальна реакція виражена поліномом

$$R_z = f(\beta, G_K, \xi, d_B, L_B), \quad (2)$$

де β – кут між нормальними реакціями; ξ – непаралельність осі автомобіля відносно осі стенду; d_B – діаметр бігового барабана; L_B – міжцентрова відстань між біговими барабанами.

Подовжня реакція виражається поліномом

$$R_x = f(R_z, \varphi, S, \eta_{ij}, J_{ij}, M_\gamma, t_C, P_i, \dot{P}_i), \quad (3)$$

де S – коефіцієнт прослизання колеса з еластичною шиною;

M_γ – гальмівний момент;

η_{ij} – ККД силового приводу стенду;

t_C – інерційність механізмів стенду;

J_{ij} – час спрацювання гальмівної системи;

P_i – робоче тіло, стисле до тиску;

$\dot{P}_i$ – змінює тиск робочого тіла зі швидкістю.

Коефіцієнт прослизання колеса з еластичною шиною на роликах діагностичного стенду

$$S = f(M_\gamma(t), \omega_K, \omega_B, \varphi, \alpha, C_{\text{ПРИВ}}), \quad (4)$$

де ω_K – кутова швидкість колеса;

ω_B – кутова швидкість бігового барабана стенду;

α – кут закручування елементів колісного вузла;

$C_{\text{ПРИВ}}$ – жорсткість елементів колісного вузла.

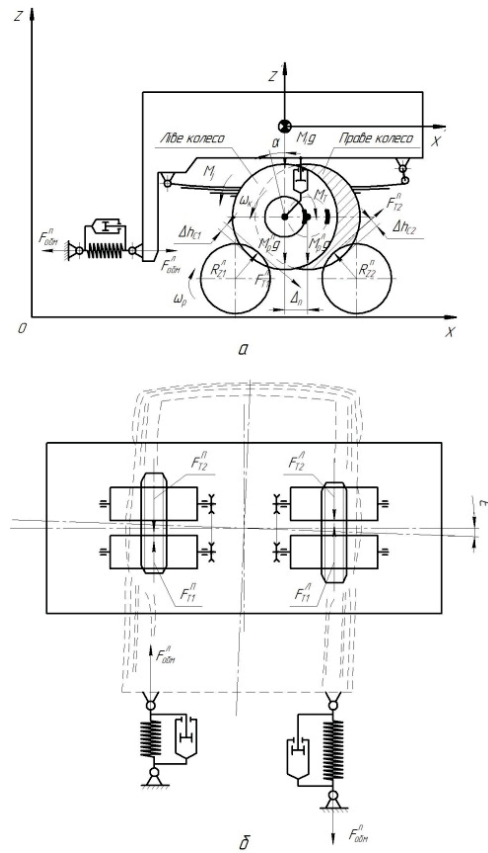
На основі даних аналітичних залежностей була складена математична модель гальмування на роликах стенда, при непаралельності осей автомобіля і стенду. Для проведення аналітичних досліджень автомобіль представлений як коливальна система з підресореною масою у вигляді твердого тіла, що має три ступені свободи (рис. 1).

Підвіска автомобіля представлена у вигляді паралельно працюючих пружних елементів і демпферів. Модель не враховує дію бічних сил на автомобіль. Особлива увага приділяється процесу взаємодії коліс з біговими барабанами стенду в повздовжньому напрямі.

У моделі прийняті наступні допущення:

- в процесі розрахунків моделюється гальмування не усіх осей автомобіля, а тільки однієї;
- кузов автомобіля є твердим тілом, частина маси якого впливає на гальмівну вісь автомобіля;
- неурівноваженість і гіроскопічні моменти мас автомобіля, що обертаються, дорівнюють нулю;

- точки контакту шин з опорною поверхнею приймаються в середині відбитків шин на опорних роликах стенду.



а – вид збоку; б – вид зверху.

Рисунок 1 – Розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на роликах стенду при непаралельності осей автомобіля і стенду

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-10]

Диференціальні рівняння руху автомобіля складені в проекціях на осі координат. Після рішення відносно старших похідних вони запишуться в наступному вигляді:

вісь ОХ:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = (F_{T1}^{\parallel} \cdot \cos\beta_1^{\parallel} + F_{T2}^{\parallel} \cdot \cos\beta_2^{\parallel} + R_{Z1}^{\parallel} \cdot \sin\beta_1^{\parallel} - R_{Z1}^{\parallel} \cdot \sin\beta_2^{\parallel} - F_{OEM}^{\parallel} + F_{T1}^{\perp} \cdot \cos\beta_1^{\perp} + F_{T2}^{\perp} \cdot \cos\beta_2^{\perp} + R_{Z1}^{\perp} \cdot \sin\beta_1^{\perp} - R_{Z1}^{\perp} \cdot \sin\beta_2^{\perp} - F_{OEM}^{\perp}) / M \quad (5)$$

вісь ОZ:

$$\frac{d^2z^{\parallel}}{dt^2} = (-F_{T1}^{\parallel} \cdot \sin\beta_1^{\parallel} + F_{T2}^{\parallel} \cdot \sin\beta_2^{\parallel} + R_{Z1}^{\parallel} \cdot \cos\beta_1^{\parallel} + R_{Z2}^{\parallel} \cdot \cos\beta_2^{\parallel} - F_{\parallel}^{\parallel} - M_P \cdot g) / M_P \quad (6)$$

$$\frac{d^2z^{\perp}}{dt^2} = (-F_{T1}^{\perp} \cdot \sin\beta_1^{\perp} + F_{T2}^{\perp} \cdot \sin\beta_2^{\perp} + R_{Z1}^{\perp} \cdot \cos\beta_1^{\perp} + R_{Z2}^{\perp} \cdot \cos\beta_2^{\perp} - F_{\parallel}^{\perp} - M_P \cdot g) / M_P$$

вісь О'Z':

$$\frac{d^2z'}{dt^2} = \frac{F_{\parallel}^{\parallel} + F_{\parallel}^{\perp}}{M_1} - g \quad (7)$$

де $F_{T1}^{\text{II}}, F_{T1}^{\text{II}}, F_{T2}^{\text{II}}, F_{T2}^{\text{II}}$ – гальмівні сили на колесах;

$R_{Z1}^{\text{II}}, R_{Z1}^{\text{II}}, R_{Z2}^{\text{II}}, R_{Z2}^{\text{II}}$ – нормальні реакції, що виникають від радіальної деформації шини при їх дотиканні до бігових барабанів;

$F_{\text{II}}^{\text{II}}, F_{\text{II}}^{\text{II}}$ – зусилля, що створюються в підвісці автомобіля ліворуч і праворуч;

M – маса, що приходить на вісь автомобіля;

M_1 – підресорена маса автомобіля;

M_p – не підресорена маса автомобіля.

Нормальні реакції R_{Z1} і R_{Z2} , що виникають від радіальної деформації шин при їх контакті з біговими барабанами, виразимо у виді:

$$R_{Z1} = \begin{cases} C_{\text{III}} \cdot \Delta h_{C1} - K_{\text{III}} V_{\text{HC1}}, & \text{якщо } \Delta h_{C1} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta h_{C1} \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$R_{Z2} = \begin{cases} C_{\text{III}} \cdot \Delta h_{C2} - K_{\text{III}} V_{\text{HC2}}, & \text{якщо } \Delta h_{C2} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta h_{C2} \leq 0 \end{cases}$$

де C_{III} – радіальна жорсткість шин;

Δh_{C1} і Δh_{C2} – деформації шин в радіальному напрямі;

V_{HC1} і V_{HC2} – швидкості деформацій шин;

K_{III} – коефіцієнт демпфування шин.

Для визначення деформації шин на роликах стенду розроблений математичний опис геометрії положення коліс:

$$\Delta h_{C1} = r_C + r_B - L_{C1}, \quad \Delta h_{C2} = r_C + r_B - L_{C2} \quad (9)$$

де r_C – вільний радіус колеса;

r_B – радіус бігового барабана;

L_{C1} і L_{C2} – відстані між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів (рис. 2).

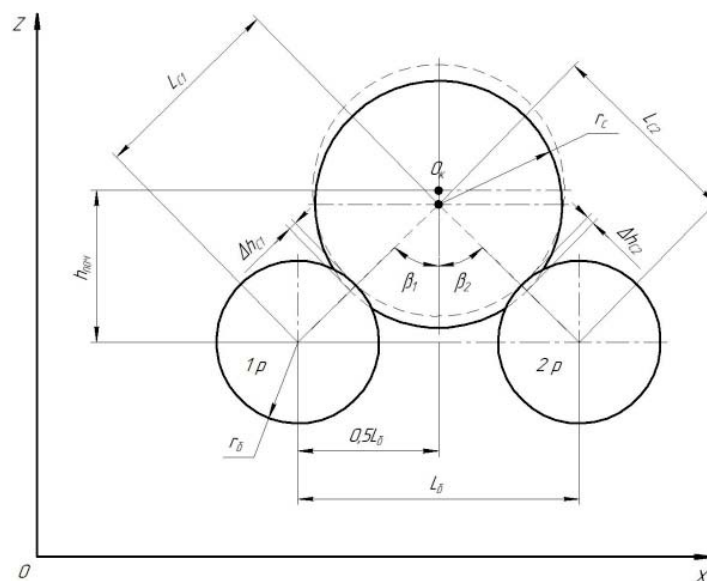


Рисунок 2 – Схема положення колеса на роликах стенду

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-10]

Відстані між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів визначалися по формулах:

$$L_{C1} = \sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 + X)^2}, \quad (10)$$

$$L_{C2} = \sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 - X)^2}$$

де $h_{\text{поч}}$ – відстань, при якій колесо торкається бігових барабанів, але при цьому відсутня деформація шини

$$h_{\text{поч}} = \sqrt{(r_C + r_B)^2 - (0,5L_6)^2} \quad (11)$$

Косинуси кутів β_1 і β_2 між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів визначалися за теоремою Піфагора:

$$\cos\beta_1 = \frac{h_{\text{поч}} - Z}{\sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 + X)^2}}$$

і

$$\cos\beta_2 = \frac{h_{\text{поч}} - Z}{\sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 - X)^2}} \quad (12)$$

Зусилля F_{Π} , що створюються в підвісці при деформації пружних елементів і роботі амортизаторів, визначалися по формулі:

$$F_{\Pi} = \Delta h_{\Pi} \cdot C_{\Pi} - K_{\Pi} \cdot \frac{dZ}{dt} \quad (13)$$

де Δh_{Π} – деформація пружних елементів підвіски;

C_{Π} – жорсткість пружних елементів підвіски;

K_{Π} – коефіцієнт демпфування;

$\frac{dZ}{dt}$ – швидкість деформації пружних елементів підвіски.

Зусилля $F_{\text{ОБМ}}$, що створюються в обмежувачі переміщення, розраховувалися по формулі:

$$F_{\text{ОБМ}} = X \cdot C_{\text{ОБМ}} - K_{\text{ОБМ}} \cdot \frac{dX}{dt} \quad (14)$$

де X – деформація пружних елементів обмежувача;

$C_{\text{ОБМ}}$ – жорсткість обмежувача переміщення;

$K_{\text{ОБМ}}$ – коефіцієнт демпфування;

$\frac{dX}{dt}$ – швидкість деформації пружних елементів обмежувача.

При описі вихідних характеристик гальмівного механізму з гідравлічним приводом була використана математична модель А.І. Федотова. Інерційність гальмівного механізму описувалася рівнянням динамічної ланки першого порядку

$$T_{TM} \times D P_{TM} = P_T - P_{TM} \quad (15)$$

де T_{TM} – постійна часу гальмівного механізму;

$D P_{TM}$ – перша похідна тиску робочого тіла в гальмівних циліндрах;

P_T – тиск робочого тіла на вході в гальмівні циліндри;

P_{TM} – тиск робочого тіла в гальмівних циліндрах.

Математичний опис характеристики гальмівного механізму враховує зону нечутливості D_0 і зниження гальмівного моменту до величини моменту по зчепленню при повному блокуванні колеса.

У основу математичної моделі колеса, що гальмує на роliках стенду, з еластичною шиною прийнято опис, розроблений А.Б. Діком:

$$f(S) = \sin[\alpha \cdot \arctg(b \cdot s)].$$

Для розрахунку гальмівної сили використовується рівняння

$$F_T = R_Z \cdot \varphi_{\max} \cdot f(S), \quad (16)$$

де $\varphi_{\max}$ – максимальний коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

$f(s)$ – деяка функція прослизання.

Нами виявлені функції, які дозволяють коригувати коефіцієнти f_b залежно від швидкості. Залежність коефіцієнта f_b зниження фрикційних властивостей шини у блоковому режимі від швидкості запишемо таким чином:

$$f_b = 1 - K_{bV}, \quad (17)$$

де K_{bV} – коефіцієнт, що характеризує зміну f_b блоці, тобто при $S=1$ залежно від швидкості, який можна представити у вигляді функції:

$$K_{bV} = k_b \cdot \ln(V) + \alpha_b, \quad (18)$$

де k_b – коефіцієнт інтенсивності зниження фрикційних властивостей шини у блоці;

α_b – константа для певного типу шини.

Величину максимального коефіцієнта зчеплення, залежно від швидкості запропоновано визначати як:

$$\varphi_{\max} = K_{\varphi_{\max}} \cdot \varphi_{\max 0}, \quad (19)$$

де $K_{\varphi_{\max}}$ – коефіцієнт, що характеризує зміну $\varphi_{\max}$ залежно від швидкості обертання роликів стенду;

$\varphi_{\max 0}$ – максимальний коефіцієнт зчеплення при швидкості, близькій до нуля:

$$K_{\varphi_{\max}} = K_{\varphi} \cdot \ln(V) + \alpha_{\varphi}, \quad (20)$$

де K_{φ} – коефіцієнт інтенсивності зміни $\varphi_{\max}$, залежно від швидкості;

α_{φ} – константа максимального коефіцієнта зчеплення для заданого типу шини і покриття опорної поверхні.

Коефіцієнт прослизання колеса з еластичною шиною S на роliках діагностичного стенду визначається по формулі

$$S = 1 - \frac{\omega_K \cdot r_{KO}}{\omega_B \cdot r_B}, \quad (21)$$

де r_{KO} – радіус кочення колеса у веденому режимі;

r_B – радіус бігового барабана.

Величина радіусу кочення колеса у веденому режимі розраховується на основі виразу:

$$r_{KO} = r_{CT} + R_Z \cdot C_2 - \sqrt{R_Z \cdot C_1}, \quad (22)$$

де r_{CT} – статичний радіус колеса;

C_1 і C_2 – константи.

Рівняння динаміки обертання колеса з еластичною шиною запишеться у виді:

$$\frac{d\omega_X}{dt} = \frac{M_T - M_{\varphi}}{J_K}, \quad (23)$$

де M_{φ} – реалізований момент по зчепленню;

J_K – момент інерції колеса.

Реалізований момент по зчепленню M_ϕ знаходиться з виразу:

$$M_\phi = R_x \cdot r_{KO}. \quad (24)$$

Після блокування колеса виникають його крутильні коливання на жорсткостях підвіски. З урахуванням цього, математична модель колеса була допрацьована.

Рівняння динаміки крутильних коливань колісного вузла на елементах підвіски представлена у вигляді:

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{M_T - M_C - M_K}{J_{\text{ПРИВ}}}, \quad (25)$$

де M_C – момент, що закручує елементи підвіски у напрямку обертання;

M_K – момент демпфування крутильних коливань;

$J_{\text{ПРИВ}}$ – приведений момент інерції колісного вузла.

Моменти M_C і M_K можуть бути визначені з виразів:

$$M_C = \alpha \cdot C_{\text{ПРИВ}}, \quad (26)$$

$$M_K = \frac{d\alpha}{dt} \cdot K_{\text{ПРИВ}}, \quad (27)$$

де α – кут закручування елементів колісного вузла;

$C_{\text{ПРИВ}}$ – жорсткість елементів колісного вузла;

$K_{\text{ПРИВ}}$ – коефіцієнт загасання крутильних коливань.

Крутильні коливання колісного вузла викликають зміну прослизання плями контакту шини відносно опорної поверхні. Тому величина прослизання S тепер визначатиметься з виразу:

$$S = 1 - \frac{\omega_K \cdot r_{KO}}{\omega_B \cdot r_B} - \frac{\dot{\alpha} \cdot r_{KO}}{\omega_B \cdot r_B}, \quad (28)$$

де $\dot{\alpha}$ – швидкість зміни кута повороту колісного вузла відносно осі обертання.

Висновки. Розроблена динамічна модель дозволяє моделювати процес гальмування автомобіля з непаралельністю його діагностуємої вісі відносно вісі стенда, і визначати залежності точності вимірювання силових параметрів від величини кута їх взаємної непаралельності. Таке доповнення динамічної моделі суттєво уточнює розрахунки процесу гальмування автомобільного колеса на гальмівному стенді з біговими барабанами.

Список літератури

1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: підручник. Київ: Знання, 2004. 478 с.
2. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ, Вища школа, 2007. 527 с.
3. Карташевич А.Н. Диагностирование автомобилей. Практикум : учеб. пособие / под ред. А.Н. Карташевича. Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2011. 208 с.
4. Білецький В.О. Проблеми контролю показників ефективності гальмування ДТЗ та методи їхнього вирішення. *Автошляховик України*. 2002. №4. С. 13-16.
5. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей. Львов, Вища школа, 1974. 234 с.
6. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля : Дис. ... д-ра техн. наук. Харьков, 1963. 271с.
7. Илларионов В.А., Пчелин И.К. Пространственная математическая модель для исследования активной безопасности автомобиля. *Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин: сб. науч. тр.* Омск: СибАДИ, 1979. С. 25-41.
8. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учебник для вузов. Москва: Машиностроение. 1990, С. 197-203.

9. Топалиди В.А. О достоверности эксплуатационного контроля тормозных свойств АТС. *Автомобильная промышленность*. 2003. №1. С.3.
10. Федотов А.И., Быков А.В. Экспериментальное исследование динамических характеристик процесса торможения автопоезда. *Межвузовский сборник научн. трудов «Повышение качества и надежности транспортных и технологических машин»*. Хабаровск: ХГТУ, 2001. С. 72-78.

Referencis

1. Ludchenko, O.A. (2004). *Tekhnichne obsluhovuvannia i remont avtomobiliv: orhanizatsiia i upravlinnia: [Car maintenance and repair: organization and management]*. Kyiv: Znannia [in Ukrainian].
2. Ludchenko, O.A. (2007). *Tekhnichna ekspluatatsiia i obsluhovuvannia avtomobiliv: Tekhnolohiia [Car Maintenance and Maintenance: Technology]*. Kyiv, Vyshchashkola [in Ukraine].
3. Kartashevych, A.N. (2011). *Dyagnostyrovanye avtomobylei [Cardiagnostics]*. Praktikum. Mynsk: Novoeznanye; Moskow: YNFRA-M [in Russian].
4. Biletskyi, V.O. (2002). Problemy kontroliu pokaznykiv efektyvnosti halmuvannia DTZ ta metody yikhnoho vyryshennia. [Problems of controlling the performance of road accident braking performance and methods for solving them]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy – Road car of Ukraine, №4*, 13-16 [in Ukraine].
5. Henbom, B.B. (1974). *Voprosy dynamyky tormozheniya y teoryi rabochykh protsessov tormoznykh system avtomobylei. [Questions of braking dynamics and the theory working processes of brake systems of cars]*. Lvov, Vyshchashkola [in Russian].
6. Hredeskul, A.B. (1963). *Dynamyka tormozheniya avtomobyliia. [Car braking dynamics]: Doctor's thesis*. Kharkov [in Russian].
7. Yllaryonov, V.A. & Pchelyn, Y.K. (1979). *Prostranstvennaia matematycheskaia model dlia yssledovaniya aktyvnoi bezopasnosti avtomobyliia. [Spatial mathematical model for the study of active vehicles safety]*. Sb. nauch. tr. «Yssledovanye tormozheniya avtomobyliia y raboty pnevmatycheskykh shyn». Omsk: SybADY [in Russian].
8. Smyrnov, H.A. (1990). *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashyn. [Theory of movement of wheel edvehicles]*. Moskow: Mashynostroenye [in Russian].
9. Topalydy, V.A. (2003). O dostovernosti ekspluatatsyonnoh okontrolia tormoznykh svoistv ATS. [On the reliability of operational control the braking properties of ATS]. *Avtomobylnaia promyshlennost – Automotive industry, №1*, 2003 [in Russian].
10. Fedotov, A.Y. & Bykov, A.V. (2001). *Eksperymentalnoe yssledovanye dynamycheskykh kharakterystyk protsessa tormozheniya avtopoezda. [An experimental study of the dynamic characteristics of the braking process of the road train]*. Mezhvuzovskiy sbornik nauchn. trudov «Povyshenye kachestva y nadezhnosty transportnykh y tekhnolohycheskykh mashyn». Khabarovsk: KhHTU [in Russian].

Viktor Dubovyk, Assoc. Prof, PhD tech. sci., **Yurii Nevdakha**, Assoc. Prof, PhD tech. sci., **Ivan Vasylenko**, Assoc. Prof, PhD tech. sci., **Dmytro Bohatyrov**, Assoc. Prof, PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Improvement of Accuracy of Measurement of Power Parameters at Diagnostics of Brake Systems of Cars

Modern stands with jogging drums in the control of the brake system of the car do not always give an objective assessment of its technical condition, due to the large errors in the measurement of the power parameters that characterize the brake efficiency and stability of the car during braking. A considerable amount of research is devoted to the development of dynamic models of the car's braking system. In this case, the issues of relative positioning of the axles of the car and the stand are almost not considered, and this leads to a decrease in the accuracy of determination of braking forces at diagnosis. This explains the large differences in the values of the braking forces when tested in bench and road conditions. Therefore, the purpose of the article is to improve the accuracy of measurement of power parameters in the diagnosis of brake systems of cars.

For analytical research, the car is presented as a vibrating system with a sprung mass in the form of a solid body, which has three degrees of freedom. The suspension of the car is presented in the form of parallel working elastic elements and dampers. The model does not take into account the effect of lateral forces on the car. Particular attention is paid to the process of interaction of wheels with the running drums of the stand in the longitudinal direction. The model assumes the following assumptions: in the process of calculations simulated the braking of not all axles of the car, but only one; the body of the car is a solid body, the mass of which affects the brake axle of the car; unbalance and gyroscopic moments of rotating masses of the car are zero; points of contact of tires with the reference surface are taken in the middle of the tire imprints on the support rollers of the stand. non-parallelism. This addition to the dynamic model significantly clarifies the calculations of the process of braking the car wheel on the brake stand with treadmill.

The developed dynamic model allows to simulate the process of braking the car with the parallelism of its diagonal axis relative to the axis of the stand, and to determine the dependence of the accuracy of measurement of power parameters on the magnitude of the angle of their mutual non-parallelism. This addition to the dynamic model substantially clarifies the calculations of the process of braking the car wheel on the brake stand with treadmill.

brake system, brake stand, diagnosis, power parameters, braking force, dynamic model, wheel

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 62-8:531.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.92-104>

Д.А. Дубовик, доц., д-р техн. наук, **О.А. Баран**, **С.С. Чепелевич**

Государственное научное учреждение «Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Республика Беларусь;

А.С. Шантыко, **А.Н. Вырский**

Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь;

Т.В. Бойко, доц., канд. техн. наук

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

e-mail: ddubovik@oim.by

Кинематический и силовой анализ клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна

Разработана математическая модель пятиклавишного соломотряса зерноуборочного комбайна с двумя коленчатыми валами, кривошпы которых направлены радиально к вершинам пентагона, позволяющая рассчитывать реакции в шарнирах и параметры его статической неуравновешенности. По методу векторных контуров соломотряс представлялся в виде сочетания пяти однотипных шарнирных четырёхзвенников. Нагрузки звеньев от действия сил и моментов инерции определены методом кинетостатики.

зерноуборочный комбайн, клавишный соломотряс, расчётная схема, метод векторных контуров, кинематический анализ, метод кинетостатики, силовой анализ, сила инерции, реакция опоры, статическая неуравновешенность

Д.О. Дубовик, доц., д-р техн. наук, **О.А. Баран**, **С.С. Чепелевич**

Державна наукова установа «Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі», м.Мінськ, Республіка Білорусь

О.С. Шантыко, **О.М. Вырский**

Науково-технічний центр комбайнобудування ВАТ «Гомсельмаш», м. Гомель, Республіка Білорусь;

Т.В. Бойко, доц., канд. техн. наук

Установа освіти «Білоруський державний аграрний технічний університет», м. Мінськ, Республіка Білорусь

Кінематичний і силовий аналіз клавішного соломотряса зернозбирального комбайна