

УДК 629.113.5.62-592

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2020.3\(34\).282-289](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2020.3(34).282-289)

**Є.К. Солових**, проф., д-р техн. наук, **В.О. Дубовик**, доц., канд. техн. наук, **А.Є. Солових**, доц., канд. техн. наук, **С.Є. Катеринич**, доц., канд. техн. наук, **М.І. Ішов**

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

*e-mail: zenesperanto@gmail.com*

## Дослідження процесу гальмування вивішених коліс автомобіля з гідравлічним приводом гальм

При експлуатації контроль гальмівних систем автомобілів здійснюється як в дорожніх, так і в стендових умовах. Найбільше розповсюдження отримали стендові методи, причому на силових стендах з біговими барабанами. Основним недоліком цих методів є висока вартість гальмівних стендів, а також значні матеріальні затрати при низькій якості отримання діагностичної інформації. Тому перспективним є метод діагностування гальмівних систем по зміні кутової швидкості вивішених коліс. Метод має високу оперативність, не вимагає великих капітальних витрат, що важливо для автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування. Але цей метод не має достатньо повного теоретичного обґрунтування, особливо для автомобілів з гідравлічним приводом гальм. Тому в роботі обґрунтовано режими діагностування та діагностичні параметри, отримано аналітичні залежності процесу гальмування коліс автомобіля з гідроприводом гальм, які описують зміну кутового уповільнення вивішених коліс по часу на різних ділянках гальмівної діаграми, і часу запізнювання гальмівної системи. Отримані аналітичні залежності дають змогу досліджувати вплив різних чинників технічного стану гальмівних систем на показники процесу гальмування.

**гальмівна система, гальмівна сила, гальмівний момент, силові параметри, кутове уповільнення, гальмівний барабан**

**Е.К. Соловых**, проф., д-р техн. наук, **В.А. Дубовик**, доц., канд. техн. наук, **А.Е. Соловых** доц., канд. техн. наук, **С.Е. Катеринич**, доц., канд. техн. наук, **М.И. Ишов**

*Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина*

## Исследование процесса торможения вывешенных колес автомобиля с гидравлическим приводом тормозов

При эксплуатации контроль тормозных систем автомобилей осуществляется как в дорожных, так и в стендовых условиях. Наибольшее распространение получили стендовые методы, причем на силовых стендах с беговыми барабанами. Основным недостатком этих методов является высокая стоимость тормозных стендов, а также значительные материальные затраты при низком качестве получения диагностической информации. Поэтому перспективным является метод диагностирования тормозных систем по изменению угловой скорости вывешенных колес. Метод имеет высокую оперативность, не требует больших капитальных затрат, что важно для автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. Но этот метод не имеет достаточно полного теоретического обоснования, особенно для автомобилей с гидравлическим приводом тормозов. Поэтому в работе обосновано режима диагностики и диагностические параметры, получены аналитические зависимости процесса торможения колес автомобиля с гидроприводом тормозов, описывающие изменение углового замедления вывешенных колес по времени на различных участках тормозной диаграммы, и времени запаздывания тормозной системы. Полученные аналитические зависимости позволяют исследовать влияние различных факторов технического состояния тормозных систем на показатели процесса торможения.

**тормозная система, тормозная сила, тормозной момент, силовые параметры, угловое замедление, тормозной барабан**

**Постановка проблеми.** Одними з найважливіших систем і агрегатів автомобілів, що визначають безпеку дорожнього руху, а також їх надійність і продуктивність, є гальмівні системи.

В процесі експлуатації автомобілів відбувається зміна технічного стану гальм, що є причиною виникнення різних несправностей і відмов, які у багатьох випадках призводять до дорожньо-транспортного пригод. У зв'язку з цим своєчасне виявлення і попередження несправностей гальмівних систем автомобілів є актуальною задачею. Тому діагностування є якісно новою, більш досконалою формою контрольних робіт [1].

Контроль гальмівних систем автотранспортних засобів при експлуатації може здійснюватись як в дорожніх, так і в стендових умовах [1].

Найбільше розповсюдження отримали стендові методи, причому на силових стендах з біговими барабанами [2 – 4]. Але дані методи потребують наявності високовартісних стендів, а також значних матеріальних затрат при низькій якості отримання діагностичної інформації. Тому перспективним є метод діагностування гальмівних систем по зміні кутової швидкості вивішених коліс. Він полягає в реєстрації процесу гальмування вивішених коліс, отриманні гальмівних діаграм і визначенні по ним параметрів гальмівного процесу. Метод має високу оперативність, не вимагає великих капітальних витрат, що важливо для автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** Вперше безгальмівний метод діагностування гальмівних систем автомобілів по зміні кутової швидкості вивішених коліс для автомобілів з гідроприводом гальм був розроблений в Саратовському технічному університеті [5 – 7]. Метод полягає у визначенні гальмівних якостей автомобілів в процесі гальмування вивішених коліс і коліс, що вільно обертаються з певною швидкістю на частковому режимі (зі зниженим зусиллям на педалі гальма і підвищеною початковою швидкістю гальмування) і з відключеним гідровакуумним підсилювачем гальм. В роботі [7] обґрунтований вибір діагностичних параметрів, в якості яких були прийняті час спрацьовування гальмівної системи, час уповільнення коліс в заданому інтервалі частоти обертання і гальмівний шлях коліс.

Подальшим розвитком даного методу є використання його для діагностування гальмівних систем автомобілів з пневматичним приводом [8]. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень була розроблена математична модель процесу гальмування вивішених коліс автомобіля з пневматичним приводом гальм, проведено експериментальне обґрунтування режимів діагностування та дослідження впливу технічного стану гальм на зміну параметрів гальмівного процесу вивішених коліс, визначені нормативні значення діагностичних параметрів.

Розглянутий метод не має достатньо повного теоретичного обґрунтування, особливо для автомобілів з гідравлічним приводом гальм. Розроблена математична модель процесу гальмування вивішених коліс [9] не містить аналітичного виразу для визначення уповільнення незагальмованого колеса на ділянці запізнювання гальмівної системи, що не дозволяє досліджувати весь процес гальмування. Це призводить до неможливості теоретичного обґрунтування режимів діагностування, які приймаються лише за результатами експериментальних досліджень, а також об'єктивного обґрунтування діагностичних параметрів, що обмежує їх кількість.

Крім того, визначення технічного стану гальмівних систем проводиться без врахування зносу шин, що впливає на показники процесу гальмування і призводить до зниження точності і достовірності діагностування. Ці недоліки вказують на необхідність подальшого вдосконалення розглянутого методу.

**Постановка завдання.** На основі відомих досліджень розробити математичну модель процесу гальмування вивішених коліс автомобіля з гідравлічним приводом гальм, яка дозволяє дослідити вплив різних факторів технічного стану гальм на показники гальмівного процесу.

**Виклад основного матеріалу.** В основу математичної моделі покладено рівняння руху загальмованого колеса при гальмуванні автомобіля з приєднаною трансмісією (з включеним зчепленням) на прямолінійній горизонтальній ділянці дороги, яка в загальному випадку має вигляд:

$$P_{KT}r_d = M_{KT} + M_f - \sum I \cdot d\omega_k / dt + M_r, \quad (1)$$

де  $P_{KT}$  – дотична реакція, що діє на колесо з боку дороги, Н;

$r_d$  – динамічний радіус колеса, м;

$M_{KT}$  – гальмівний момент, Нм;

$M_f$  – момент опору кочення, Нм;

$\sum I$  – момент інерції всіх обертових частин, зв'язаних з піввіссю автомобіля  $\text{Н}\cdot\text{м}^2$ ;

$d\omega_k/dt$  – кутове уповільнення колеса,  $\text{с}^{-2}$ ;

$M_r$  – момент тертя у механізмах автомобіля, приведений до півосі.

Гальмування при вимкненому зчепленні:

$$I_K \cdot d\omega_k / dt = M_{KT} + M_C, \quad (2)$$

де  $I_K$  – момент інерції колеса і пов'язаних з ним обертових частин трансмісії, приведених до вісі колеса,  $\text{Н}\cdot\text{м}^2$ ;

$M_C$  – момент опору прокручуванню колеса, Нм.

Переходячи від уповільнення до прискорення і враховуючи, що

$d\omega_k/dt = d^2\varphi/dt^2$ , отримаємо

$$I_K \cdot d^2\varphi/dt^2 = -M_{KT} - M_C, \quad (3)$$

де  $\varphi$  – кут повороту колеса, рад.

Зміна гальмівного моменту в процесі гальмування визначається характером зміни тиску в приводі. За аналогією приймається, що зміна тиску, а отже, гальмівної сили на ділянці наростання відбувається по лінійній залежності (рис. 1).

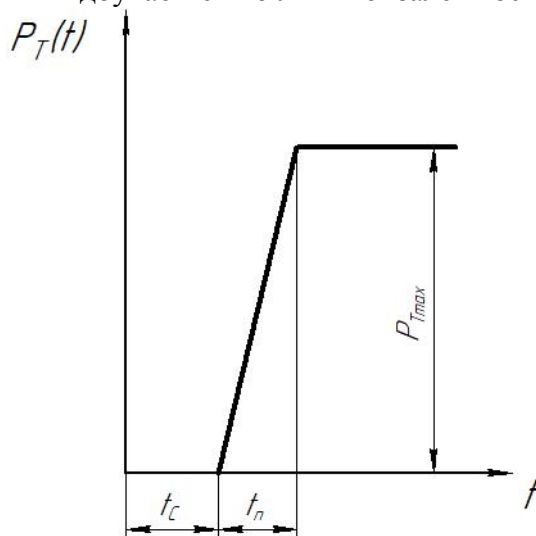


Рисунок 1 – Залежність гальмівної сили від часу

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-9]

На ділянках запізнювання гальмівної системи і усталеного гальмування, гальмівна сила постійна і дорівнює відповідно нулю і  $P_{Tmax}$ . Тоді зміна гальмівної сили  $P_T$  від часу  $t$  може бути виражена такою залежністю:

$$P_T(t) = P_{T\max} B_1(t - t_c)/t_H + P_{T\max} B_2, \quad (4)$$

де  $P_{T\max}$  – максимальна гальмівна сила, Н;  $t_H$  – момент наростання, с;  
 $B_1$  і  $B_2$  – коефіцієнти.

Коефіцієнти  $B_1$  і  $B_2$  мають наступні значення:

$B_1=0, B_2=0$ , якщо  $0 \leq t \leq t_c$ ;

$B_1=1, B_2=0$ , якщо  $t_c \leq t \leq t_c + t_H$ ;

$B_1=0, B_2=1$ , якщо  $t_c + t_H \leq t \leq T$ .

де  $T$  – загальний час гальмування, с.

Рівняння 4 можна представити у наступному вигляді:

$$P_T(t) = P_{T\max} \left[ (B_1/t_H)t + (B_2 t_H - B_1 t_c)/t_H \right]. \quad (5)$$

При гальмуванні колеса гальмівна сила діє на радіусі гальмівного барабану (рис. 2)

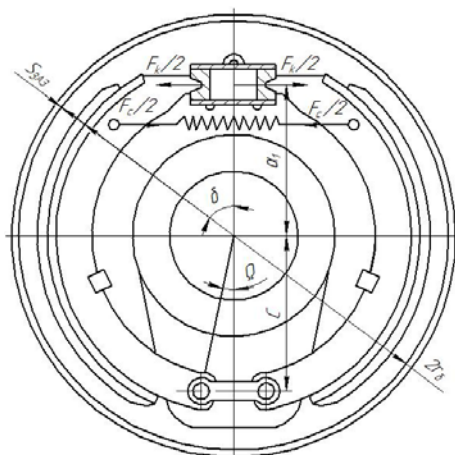


Рисунок 2 – Схема гальмівного механізму

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-9]

Значення максимальної гальмівної сили:

$$P_{T\max} = M_{T\max} / r_б \quad (6)$$

$M_{T\max}$  – максимальний гальмівний момент, Нм;

$r_б$  – радіус гальмівного барабану, м.

Максимальний гальмівний момент:

$$M_{T\max} = P_{\text{ПР}\max} r_б C \quad (7)$$

де  $P_{\text{ПР}\max}$  – сумарно максимальна приведена сила; Н;

$C$  – коефіцієнт ефективності гальм.

Для барабанного двоклодкового гальмівного механізму з поршневым розтискним пристроєм і рівними приводними силами:

$$P_{\text{ПР}\max} = 2(\pi d^2 / 4)(p_{\max} - p_0), \quad (8)$$

де  $d$  – діаметр колісного гальмівного циліндра, м;

$p_{\max}$  – максимальний тиск у гідроприводі, Па;

$p_0$  – тиск початку роботи гальм, Па.

Враховуючи (7) і (8) вираз (6) матиме вигляд:

$$P_{T\max} = \pi d^2 (p_{\max} - p_0) C / 2 \quad (9)$$

Коефіцієнти ефективності гальм розглянутого типу визначаються виразом:

$$C = Kf / (1 - f^2 S_K^2) \quad (10)$$

де  $K$  – коефіцієнт;

$f$  – коефіцієнт тертя між фрикційними накладками і гальмівним барабаном;  
 $S_K$  – конструктивний показник самопідсилення гальмівного механізму.

Величини  $K$  і  $S_K$  вираховуються за формулами:

$$K = (a_1 + c) / (A_M r_0); \quad (11)$$

$$S_K = B_M / A_M \quad (12)$$

де  $a_1$  – відстань від вісі гальмівного барабана до лінії дії приводних сил, м;

$c$  – відстань від осей повороту колодок до вісі гальмівного барабана, м;

$A_M$  і  $B_M$  – коефіцієнти.

Для випадку коли гальмування здійснюється у екстремому режимі, для якого характерний рівномірний розподіл тиску по довжині фрикційної накладки. В цьому випадку:

$$A_M = (c / r_0) \cdot [\cos(\alpha_0 + \theta) - \cos(\alpha_1 + \theta)] / (\alpha_1 - \alpha_0), \quad (13)$$

$$B_M = 1 - (c / r_0) \cdot [\sin(\alpha_1 + \theta) - \sin(\alpha_0 + \theta)] / (\alpha_1 - \alpha_0), \quad (14)$$

де  $\alpha_0$  – кут, утворений радіусами, проведеними з центру гальмівного барабана до осі повороту колодки і ближнього до осі краю накладки, рад;

$\alpha_1$  – кут, утворений радіусами, проведеними з центру гальмівного барабана до осі повороту колодки і дальнього від осі краю накладки, рад.;

$\theta$  – половина кута, утвореного радіусами, проведеними з центру гальмівного барабана до осей повороту колодок, рад.

Підставляючи вирази (9) і (10) в рівняння (5), отримаємо:

$$P_T(t) = \frac{\pi d^2}{2} (p_{\max} - p_0) \frac{Kf}{1 - f^2 S_K^2} \left( \frac{B_1}{t_H} t + \frac{B_2 t_H - B_1 t_C}{t_H} \right), \quad (15)$$

$$M_{KT} = \frac{r_0 \pi d^2}{2} (p_{\max} - p_0) \frac{Kf}{1 - f^2 S_K^2} \left( \frac{B_1}{t_H} t + \frac{B_2 t_H - B_1 t_C}{t_H} \right). \quad (16)$$

Відповідно до цього теоретична зміна гальмівного моменту і моменту опору наведена на рис. 3.

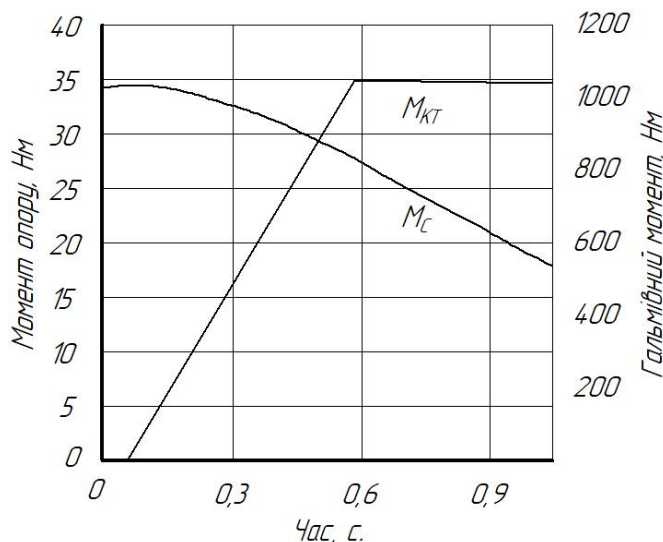


Рисунок 3 – Зміна гальмівного моменту і моменту опору по часу при гальмуванні колеса

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-9]

Момент опору прокручування вивішених коліс може бути визначений силою опору  $P_C$ , приведеної до коліс. Вона описується лінійною емпіричною залежністю:

$$P_C = P_{C0} + k_C v, \quad (17)$$

де  $P_{C0}$  - сила опору при швидкості, близькій до нуля, Н;  
 $k_c$  – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості на силу тертя, Нс / м;  
 $v$  – лінійна швидкість колеса, м/с.

Для одного вивішеного колеса

$$P_{CK} = P_C / m = P_{C0} / m + k_c v / m, \quad (18)$$

де  $P_{CK}$  – сила опору, яка припадає на одне колесо, Н;  
 $m$  – число коліс (для привідних  $m = 2$ , для ведених коліс  $m = 1$ ).

Швидкість автомобіля  $v$  пов'язана з кутовою швидкістю колеса  $\omega_K$  залежністю  $v = \omega_K \cdot r_K$ . Так як  $\omega_K = d\phi/dt$ , то

$$v = r_K \cdot d\phi / dt. \quad (19)$$

Після підстановки (19) у (18) отримаємо

$$P_{CK} = P_{C0} / m + (d\phi / dt) k_c r_K / m. \quad (20)$$

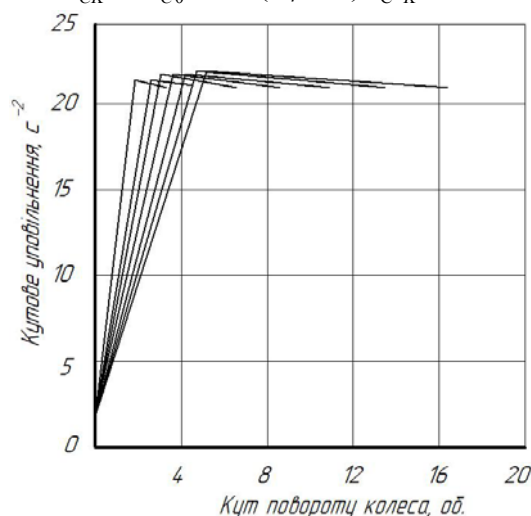


Рисунок 4 – Залежність кутового уповільнення від кута повороту колеса при різних зусиллях на педалі гальм

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-9]

**Висновки.** Розроблена математична модель зміни гальмівного моменту і моменту опору від часу в процесі гальмування вивішених коліс автомобіля з гідравлічним приводом гальм, що описує зміну кутового уповільнення коліс в часі на різних ділянках гальмівної діаграми. Отримані аналітичні залежності дають змогу досліджувати вплив різних чинників на показники процесу гальмування.

## Список літератури

1. Дубовик В.О., Невдаха Ю.А., Василенко І.Ф., Богатирьов Д.В. Підвищення точності вимірювання силових параметрів при діагностуванні гальмівних систем автомобілів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2019. Вип. 49. С. 83–92.
2. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: Підручник. Київ: Знання, 2004. 478 с.
3. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підруч. Київ, Вища школа, 2007. 527 с.
4. Карташевич А.Н. Диагностирование автомобилей. Практикум : учеб. пособие / под ред. А.Н. Карташевича. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2011. 208 с.
5. Отставнов А.А., Фролов В.Г., Бойко А.А. Влияние технического состояния тормозов автомобиля на показатели эффективности его торможения. *Повышение эффективности использования автомобильного транспорта: межвуз. науч. сб.* / Сарат. политехи, ин-т. Саратов, 1980. С. 103 - 115.

6. Отставнов А.А., Фролов В.Г. Нормативные данные для диагностирования тормозных систем автомобилей ГАЗ-53А инерционным бесстендовым методом. *Повышение эффективности использования автомобильного транспорта: межвуз. науч. сб.* Саратов. политехн, ин-т. Саратов, 1981. С. 64 - 72.
7. Фролов В.Г. Исследование и разработка метода диагностирования тормозных систем автомобилей в отрыве от производственных баз: дис... канд. техн. наук. Саратов, 1981. 215 с.
8. Отставнов А.А., Бойко А.А., Ястребов А.Е. Экспериментальное исследование влияния технического состояния тормозных систем автомобиля КамАЗ на изменение параметров тормозного процесса вывешенных колёс. *Эффективность автомобильного транспорта: межвуз. науч. сб.* Саратов. политехи, ин-т. Саратов, 1991. С. 49 - 64.
9. Отставнов А.А., Шадыев Е.Р. Математическая модель процесса торможения вывешенного ведомого колеса автомобиля с гидроприводом тормозов. *Комплексное обеспечение показателей качества транспортных и технологических машин: Сб. ст. VII Междунар. науч.-техн. конф. Пенз. гос. ун-т. Пенза, 2001. С. 50 - 54.*

## Referencis

1. Dubovyk, V.O., Nevdakha, Yu.A., Vasylenko, I.F. & Bohatyrov, D.V.(2019). Pidvyshchennia tochnosti vymiriuvannia sylovykh parametrov pry diahnostuvanni halmivnykh system avtomobiliv [Improvement of Accuracy of Measurement of Power Parameters at Diagnostics of Brake Systems of Cars]. *Zahalnoderzhavnyy mizhvidomchyh naukovo-tekhnichnyy zbirnyk. Konstruyuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya silskohospodarskykh mashyn – National interagency scientific and technical collection. Design, production and operation of agricultural machines, 49, 83–92* [in Ukrainian].
2. Ludchenko, O.A. (2004). *Tekhnichne obsluhovuvannya i remont avtomobiliv: orhanizatsiia i upravlinnia: [Car maintenance and repair: organization and management]*. Kyiv: Znannia [in Ukrainian].
3. Ludchenko, O.A. (2007). *Tekhnichna ekspluatatsiia i obsluhovuvannya avtomobiliv: Tekhnolohiia [Car Maintenance and Maintenance: Technology]*. Kyiv, Vyshcha shkola [in Ukrainian].
4. Kartashevych, A.N. (Ed.). (2011). *Dyahnostyrovanye avtomobylei [Car diagnostics]*. Mynsk: Novoe znanye; M.: YNFRA-M [in Russian]
5. Otstavnov, A.A., Frolov, V.G. & Boyko, A.A. (1980). Vliyanie tehnikeskogo sostoyaniya tormozov avtomobilya na pokazateli effektivnosti ego tormozheniya [Influence of the technical condition of the vehicle brakes on the performance indicators of its braking]. *Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya avtomobilnogo transporta: Mezhvuz. nauch. sb. – Increasing the efficiency of using road transport: interuniversity. Scientific. sat. Sarat. politehi, in-t. – Saratov* [in Russian]
6. Otstavnov, A.A. & Frolov, V.G. (1981). Normativnyie dannyye dlya diaagnostirovaniya tormoznyih sistem avtomobiley GAZ-53A inertsiionnyim besstendovyim metodom [Regulatory data for diagnosing the brake systems of GAZ-53A cars using the inertial standless method]. *Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya avtomobilnogo transporta: Mezhvuz. nauch. sb. – Increasing the efficiency of using road transport: interuniversity. Scientific. sat. Sarat. politehn, in-t. – Saratov* [in Russian]
7. Frolov, V.G. (1981). Issledovanie i razrabotka metoda diaagnostirovaniya tormoznyih sistem avtomobiley v otryive ot proizvodstvennyih baz [Research and development of a method for diagnosing brake systems of cars in isolation from production bases]: *Candidate's thesis.* Saratov [in Russian]
8. Otstavnov, A.A., Boyko, A.A. & Yastrebov, A.E. (1991). Eksperimentalnoe issledovanie vliyaniya tehnikeskogo sostoyaniya tormoznyih sistem avtomobilya KamAZ na izmenenie parametrov tormoznogo protsessa vyveshennykh kolYos [Experimental study of the influence of the technical state of the brake systems of a KamAZ vehicle on the change in the parameters of the braking process of the suspended wheels]. *Effektivnost avtomobilnogo transporta: Mezhvuz. nauch. sb. – Efficiency of road transport: interuniversity. Scientific. sat. Sarat. politehi, in-t. – Saratov* [in Russian]
9. Otstavnov A.A. & Shadyiev E.R. (2001). Matematicheskaya model protsessa tormozheniya vyveshennogo vedomogo kola avtomobilya s gidroprivodom tormozov [Mathematical model of the braking process of a suspended driven wheel of a car with hydraulic brakes]. *Comprehensive provision of quality indicators for transport and technological machines: VII Mezhdunar. nauch.-tehn. konf. – VII International Scientific and Technical Conference* (pp. 50-54). Penz. gos. un-t. – Penza [in Russian]

**Yevhen Solovykh**, Prof., DSc., **Viktor Dubovyk**, Assoc. Prof., PhD in tech. sci., **Andrii Solovykh**, Assoc. Prof., PhD in tech. sci., **Stanislav Katerynych**, Assoc. Prof., PhD in tech. sci., **Maksym Ishov**, student  
*Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine*

## Investigation of the Braking Process of Suspended Wheels of a Car With a Hydraulic Brake Drive

For diagnosing car braking systems, bench methods have become the most widespread, and on power stands with running drums. The main disadvantage of these methods is the high cost of brake stands with low quality diagnostic information. At the same time the method of diagnosing brake systems on change of angular speed of the hung up wheels is perspective. But the considered method does not have a sufficiently complete theoretical justification, especially for cars with hydraulic brakes and therefore requires research.

Therefore, the work substantiates the diagnostic modes and diagnostic parameters, obtained analytical dependences of the process of braking car wheels with hydraulic brakes, which describe the change in the angular deceleration of the suspended wheels over time in different parts of the brake diagram and the delay time of the brake system. The mathematical model is based on the differential equation of motion of the braked wheel when braking a car with a connected transmission (with clutch engaged) on a straight horizontal section of road. The change in braking torque during braking is determined by the nature of the pressure change in the drive. When braking the wheel, the braking force acts on the radius of the brake drum. The obtained analytical dependences make it possible to study the influence of various factors of the technical condition of brake systems on the performance of the braking process.

In order to substantiate the diagnostic modes and diagnostic parameters, analytical dependences of the process of braking car wheels with hydraulic brakes have been developed, describing the change of angular deceleration of suspended wheels in time at different parts of the brake diagram and time delay of the brake system. The obtained analytical dependences make it possible to study the influence of various factors of the technical condition of brake systems on the performance of the braking process.

**braking system, braking force, braking torque, power parameters, angular deceleration, brake drum**

*Одержано (Received) 08.10.2020*

*Прорецензовано (Reviewed) 15.10.2020*

*Прийнято до друку (Approved) 19.10.2020*