УДК 629.017 DOI https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2025.2.1.34

О. В. СТЕПАНОВ
доктор технічних наук, професор,
професор кафедри тракторів і автомобілів
Національний університет біоресурсів і природокористування України
ORCID: 0000-0003-4954-2532

СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО ЗНИЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ГАЛЬМІВНИХ МОМЕНТІВ НА КОЛЕСАХ ОДНІЄЇ ВІСІ АВТОМОБІЛЯ

Стаття присвячена вирішенню актуальній задачі впровадження систем автоматичного зниження нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї вісі автомобіля для поліпшення курсової стійкості автомобіля при гальмуванні. Автор аналізує наявні конструкції гальмівних систем автомобіля, визначаючи основні проблеми, які потребують вирішення. У статті представлено принцип роботи розробленої системи автоматичного зниження нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї вісі автомобіля, а також гальмівний механізм з мехатронним модулем, який, на відміну від гідравлічного гальмівного механізму, покращує курсову стійкість автомобіля під час гальмування.

Мехатронний модуль діє як резервний контур у гальмівній системі під час екстреного гальмування, забезпечуючи додаткову безпеку в екстрених ситуаціях. Він також діє як надійне стоянкове гальмо, працюючи з протиугінними системами, що підвищує захист автомобіля від несанкціонованого руху. Крім того, мехатронний модуль дозволяє проводити функціональну діагностику, дозволяє контролювати стан гальмівної системи та оперативно виявляти несправності. Мехатронний модуль допомагає підтримувати високу ефективність роботи та забезпечує підвищений рівень безпеки під час експлуатації.

Запропонована система автоматичного вирівнювання гальмівних моментів відрізняється від відомих альтернативним рішенням, що забезпечує підтримку курсової стійкості при гальмуванні, а завдяки високій швидкодії мехатронного модуля в гальмівному механізмі зменшується час гальмування і довжина гальмівного шляху. Це дозволяє покращити керованість і стійкість автомобіля, відкриваючи перспективи для створення гальмівних систем нового покоління.

Ключові слова: *гальмівний механізм, гальмівна система, система автоматичного зниження, мехатронний модуль, швидкодія гальмівного механізму, курсова стійкість автомобіля.*

O. V. STEPANOV
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Professor at the Department of Tractors and Cars
National University of Bioresources and Environmental Management of Ukraine
ORCID: 0000-0003-4954-2532

SYSTEM OF AUTOMATIC REDUCTION OF UNEVEN BRAKING TORQUES ON THE WHEELS OF ONE VEHICLE AXLE

The article is devoted to solving the urgent problem of implementing a system for automatically reducing the unevenness of braking torques on the wheels of one vehicle axle to improve the vehicle directional stability during braking. The author analyzes the existing designs of vehicle braking systems, identifying the main problems that need to be solved. The paper presents the principle of operation of the developed system for automatically reducing the unevenness of braking torques on the wheels of one vehicle axle, as well as a brake mechanism with a mechatronic module, which, unlike the hydraulic brake mechanism, improves vehicle directional stability during braking.

The mechatronic module acts as a backup circuit in the brake system during emergency braking, providing additional safety in emergencies. It also acts as a reliable parking brake, working with anti-theft systems, which increases the protection of the car from unauthorized movement. In addition, the mechatronic module allows for functional diagnostics, allows you to monitor the condition of the brake system and promptly detect malfunctions. The mechatronic module helps maintain high efficiency and provides an increased level of safety during operation.

The proposed system of automatic brake torque equalization differs from the known alternative solutions, which ensures the maintenance of directional stability during braking, and due to the high speed of the mechatronic module in the braking mechanism, the braking time and stopping distance are reduced. This improves vehicle handling and stability, opening up prospects for the development of braking systems of a new generation.

Key words: *brake mechanism, brake system, automatic reduction system, mechatronic module, brake mechanism performance, vehicle directional stability.*

Постановка проблеми

Зростання щільності та швидкості руху автотранспорту на автомобільних шляхах України спричинило необхідність посилення вимог до безпеки дорожнього руху (БДР) [2, 5]. Це передбачає вдосконалення гальмівних характеристик автомобілів через проведення параметричної та структурної оптимізації їх конструкцій, а також запровадження новітніх та ефективних рішень. Одним із важливих аспектів є стабільність моментів, які утворюються гальмівними системами. Вони безпосередньо впливають на зменшення гальмівного шляху та покращенню стійкості автомобіля в процесі гальмування.

Нерівномірний розподіл гальмівних зусиль між колесами з різних сторін автомобіля може викликати виникнення додаткових моментів, які здатні обертати автомобіль у площині дороги. Це призводить до ускладнення керування автомобілем, знижує ефективність гальмування та може спричинити втрату курсової стійкості. У результаті таких явищ значно підвищується ризик виникнення дорожньо-транспортних пригод (ДТП), особливо на високих швидкостях.

Відповідно до цього, важливість удосконалення конструкцій автомобільних гальмівних систем та підвищення рівня БДР стає ще більш очевидною. Проблема вимагає поглибленого дослідження та використання інноваційних технологій у конструкціях автомобілів, що сприятимуть зниженню кількості ДТП, забезпеченню надійності й стабільності гальмування при високих швидкостях руху та підвищення безпеки на дорогах України. Враховуючи ці фактори тема дослідження набуває особливої актуальності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Категорія безпеки автотранспорту в системі БДР у науковій літературі розглядається у різних аспектах. При цьому динаміка та ефективність гальмування є найважливішими характеристиками автотранспортних засобів (АТЗ). Найбільші закордонні виробники гальмівних систем, такі як Bosch, WABCO, Knorr-Bremse, Haldex, Bendix, Lucas Industries, AlliedSignal Truck Brake Systems й інші застосовують різні технології, щоб забезпечити мінімальний гальмівний шлях у будь-яких дорожніх умовах, одночасно зберігаючи стійкість та керованість АТЗ. Для зменшення ДТП були розроблені електронні системи керування, які без участі водія оптимізують гальмівні характеристики та поведінку АТЗ. Зокрема, розроблені та впроваджені системи активної безпеки АТЗ, такі як антиблокувальна система (ABS), електронний розподіл гальмівних сил (EBD), система курсової стійкості (ESP), система динамічної стійкості (RSP), протибуксувальна система (DSC, TCS або ASR), а також система адаптивного регулювання швидкості (APC), що засновані на електронному управлінні агрегатами та системами [15–19]. При цьому найбільш перспективним напрямком для вдосконалення гальмівних систем АТЗ є інтеграція електропневматичного гальмівного приводу та систем ABS і DSC в єдину керівну систему, що використовує загальні датчики, модулятори й електронний блок управління. Отже, система ABS на сучасному етапі розвитку гальмівних систем стала повноправною частиною робочої гальмівної системи АТЗ.

Питаннями розробки, дослідження робочих процесів, оцінки параметричної надійності та визначення зон застосування різних типів робочих гальмівних систем (РТС) у різні часи займалися А. Б. Абрамов, И. М. Бендас, Л. А. Бігунов, В. А. Богомолов, Г. В. Борисенко, Л. Л. Борисов, А. С. Бриков, А. А. Великанов, В. П. Волков, А. Б. Гредескул, Б. Б. Генбом, Е. М. Гецович, В. А. Демьянюк, Г. М. Косолапов, О. П. Кравченко, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, Е. А. Романчук, А. Н. Туренко, А. С. Федосов, E. Kroemer, H. Geupel, L. Segel, R. Mortimer, G. A. Fazekas [2–25] й ін. У роботах показано, що РТС побудовані за принципом розімкнутої автоматичної системи регулювання тиску у виконавчих механізмах гальмівного приводу залежно від динамічного перерозподілу зчіпної ваги між колесами АТЗ [3, 4, 6, 7, 12, 13, 14].

Крім того, проблема забезпечення курсової стійкості нерозривно пов’язана зі збереженням необхідної ефективності гальмування. У дослідженнях проф. М. А. Подриґало (Україна) й ін. [7–10] доведено, що стійкість, керованість та ефективність гальмування є показниками, що характеризують здатність АТЗ зберігати курсову стійкість при гальмуванні, що визначається як характером зчіпних властивостей коліс із дорогою, так і можливостями гальмівної системи. При цьому основними показниками ефективності гальмівної системи є довжина гальмівного шляху та сповільнення АТЗ. Для різних типів АТЗ встановлені нормативи початкової швидкості гальмування та довжина гальмівного шляху сповільнення АТЗ.

З’ясовано, що значна кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП) відбувається через людський фактор, особливо в екстрених ситуаціях, коли водієві важко врахувати всі обставини, такі як навантаження АТЗ або нерівномірне зчеплення з дорогою. Причини цього криються в особливостях водіння АТЗ у різних умовах, підвищенні інтенсивності та швидкості дорожнього руху, що вимагає від водія постійної емоційної та фізичної напруги. В екстремальних ситуаціях водієві складно врахувати безліч факторів, таких як завантаження АТЗ, нерівномірне зчеплення коліс із дорогою, стан систем та окремих агрегатів.

Крім того, нестабільність розподілу гальмівних сил між колесами однієї вісі АТЗ призводить до появи моменту, що повертає, і занесення АТЗ. Це зумовлює пошук ефективних засобів забезпечення гальмівної динаміки та необхідність розробки систем, що дозволяють автоматично знижувати нерівномірність гальмівних моментів на колесах однієї вісі АТЗ. Тобто розробка гальмівної системи, яка б запобігала ДТП, залишається важливим і актуальним завданням.

Формулювання мети дослідження

Розглянути систему автоматичного зниження нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї вісі автомобіля для поліпшення курсової стійкості автомобіля при гальмуванні.

Викладення основного матеріалу дослідження

З метою покращення безпеки автотранспорту та БДР слід дослідити системи, які можуть або усунути надмірну дію керування, або скоригувати недостатні дії водія за допомогою системи активної безпеки автомобіля.

Розглянемо концепцію системи автоматичного зниження нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї вісі автомобіля (далі – Система), яка побудована на основі гальмівної системи з дисковими гальмами підвищеної стабільності [7] з деякими доопрацюваннями. У магістраль управління дискових гальм однієї вісі автомобіля встановлений чотириходовий золотниковий розподільник, що пружний з двох сторін. Пружні торцеві порожнини золотникового розподільника з'єднані зі штоковими порожнинами опорних циліндрів відповідних дискових гальм, а внутрішні порожнини золотника пов'язані з додатковим робочим циліндром, встановленим у скобі супорта. Схема Системи зображена на рис. 1.

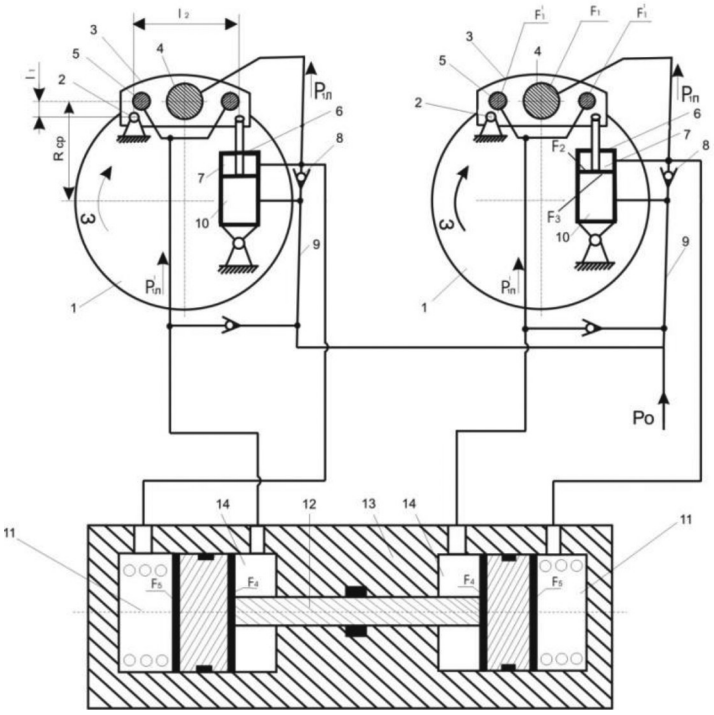

Рис. 1. Схема гідравлічної системи автоматичного зниження нерівномірності гальмівних моментів на одній вісі автомобіля

Гальмівна система автомобіля включає дискові гальма, кожен з яких містить гальмівний диск 1, поворотну навколо циліндричного шарніра 2 скобу 3 з розташованими в ній гальмівними робочими циліндрами 4 і додатковими гальмівними циліндрами 5. Шток опорного циліндра 6 з'єднаний зі скобою 3, а корпус опорного циліндра 6 з нерухомою деталлю. Штокова порожнина 7 опорного циліндра 6 гідравлічно пов'язана з робочим циліндром 4 і через функціональний клапан 8 – з магістраллю управління 9. Штокові порожнини опорних 7 циліндрів 6 гідравлічно пов'язані з торцевими порожнинами 11 підпружиненого золотника 12 чотириходового золотникового розподільника 13. Внутрішні порожнини 14, утворені золотником 12, в корпусі пов'язані з відповідними додатковими гальмівними циліндрами.

Гальмівна Система працює наступним чином. При зміні гальмівного моменту на лівому або правому дискових гальмах, що обумовлений зміною коефіцієнта тертя або зміною середнього радіуса тертя R_{cp}, змінюється момент сил тертя щодо вісі шарніра 2. При цьому рівновага скоби 3 порушується. Скоба 3 повертається навколо шарніра 2, при цьому змінюється тиск у порожнинах робочих гальмівних циліндрів 4 і штокових порожнинах 7 опорних циліндрів 6. Зміна тиску в порожнинах робочих гальмівних циліндрів 4 викликає відповідну зміну гальмівних моментів дискових гальм. Різниця сил тиску гальмівної рідини в штоковій 7 і 10 безштоковой порожнинах пропорційна гальмівному моменту.

Припустимо, що гальмівний момент лівого дискового гальма менший, ніж правого. Це означає, що тиск гальмівної рідини в штоковій порожнині 7 лівого гальма вище, ніж у штоковій порожнині 7 правого гальма. Тиск рідини в лівій порожнині 11 золотникового розподільника 13 стає більшим, ніж у правій порожнині 11. Рівновага

золотника 12 порушується, він зміщується праворуч, тиск рідини лівої штокової порожнини 14 золотника 12 зростає, відповідно зростає тиск у лівому додатковому гальмівному циліндрі, що призводить до збільшення гальмівного моменту на лівому дисковому гальмі. Гальмівний момент лівого гальма буде збільшуватися доти, доки тиск у штокових порожнинах 7 обох опорних циліндрів гальмівних механізмів стане рівним. При цьому тиск гальмівної рідини в порожнинах золотникового 11 розподільника 13 також стане рівним і пружини перемістять золотник 12 в нейтральне положення. Після цього процес повторюється автоматично при кожній нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї вісі автомобіля.

Наведемо характеристики Системи при гідростатичному гальмівному приводі.

Гальмівні моменти на лівому та правому гальмівних механізмах, відповідно:

$$M_{ТЛ} = (p_{1Л}F_1 + p'_{1Л}F'_1)\mu_Э^Л R_{ср} Z, \tag{1}$$

$$M_{ТП} = (p_{1П}F_1 + p'_{1П}F'_1)\mu_Э^П R_{ср} Z, \tag{2}$$

де $p_{1Л}$, $p_{1П}$ – тиск рідини в основних робочих гальмівних циліндрах лівого та правого гальма; $p'_{1Л}$, $p'_{1П}$ – тиск рідини в додаткових робочих гальмівних циліндрах лівого та правого гальма; F, F'_1 – площі поршнів основного та додаткового робочих гальмівних циліндрів; $\mu_Э^Л$, $\mu_Э^П$ – еквівалентні значення коефіцієнтів тертя фрикційних пар лівого та правого гальма, що отримані з умови сталості середнього радіуса тертя; $R_{ср}$ – середній радіус тертя, приймається рівним:

$$R_{ср} = \frac{R_Н + R_{ВН}}{2}, \tag{3}$$

$R_Н$, $R_{ВН}$ – зовнішній та внутрішній радіуси тертя; Z – кількість пар тертя.

Наведемо рівняння рівноваги скоб лівого та правого гальм в обертальному русі у площині гальмівного диска:

$$p_0F_3 - p_{1Л}F_2 = \frac{M_{ТЛ}}{R_{ср}} \cdot \frac{I_1}{I_2}, \tag{4}$$

$$p_0F_3 - p_{1П}F_2 = \frac{M_{ТП}}{R_{ср}} \cdot \frac{I_1}{I_2}, \tag{5}$$

де p_0 – тиск робочої рідини в магістралі рівняння; F_2, F_3 – площі поршнів опорних циліндрів; I_1 – плече сили тертя щодо вісі шарніра; I_2 – відстань від вісі опорного циліндра до вісі шарніра.

Припустимо, що $\mu_Э^Л > \mu_Э^П$ $(p'_{1Л} = 0)$. У цьому випадку рівняння рівноваги керуючого клапана має вигляд:

$$p_{1П}F_5 - p'_{1Л}F_4 + p_0F_4 - p_{1Л}F_5 = 0, \tag{6}$$

де F_4, F_5 – менша та більші площі золотникового розподільника.

З рівняння (6) визначимо:

$$p'_{1Л} = \frac{F_5}{F_4}(p_{1Л} - p_{1Л}) + p_0. \tag{7}$$

Підставляючи (1) і (2) до (3) та (4) отримаємо з урахуванням (7) після перетворень:

$$p_{1Л} = p_0 \frac{F_3 - F'_1\mu_Э^Л Z \dfrac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1\mu_Э^П Z \dfrac{I_1}{I_2}}, \tag{8}$$

$$p'_{1Л} = \frac{F_5}{F_4}\left(p_{1П} - p_0 \frac{F_3 - F'_1\mu_Э^Л Z \dfrac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1\mu_Э^П Z \dfrac{I_1}{I_2}} \right) + p_0. \tag{9}$$

Вирішуючи спільно (2), (5) та (9) отримаємо:

$$p_{1П} = p_0 \frac{F_3 - F'_1\mu_Э^П Z \dfrac{I_1}{I_2}\left(1 - \dfrac{F_5}{F_4} \cdot \dfrac{F_3 - F'_1\mu_Э^Л Z \dfrac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1\mu_Э^П Z \dfrac{I_1}{I_2}} \right)}{F_2 + F_1\mu_Э^П Z \dfrac{I_1}{I_2}(F_1 + \dfrac{F_5}{F_4}F'_1)}, \tag{10}$$

$$p'_{1П} = p_0 \left[\frac{F_3 \frac{F_5}{F_4} - F_1' \frac{F_5}{F_4} \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{I}} Z \frac{I_1}{I_2} \left(1 - \frac{F_5}{F_4} \cdot \frac{F_3 - F_1' \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1 \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}} \right)}{F_2 + \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{I}} Z \frac{I_1}{I_2} \left(F_1 + \frac{F_5}{F_4} F_1' \right)} - \frac{F_5}{F_4} \cdot \frac{F_3 - F_1' \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1 \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}} + 1 \right]. \quad (11)$$

Підставляючи (10) і (11) у (2) отримаємо після перетворень:

$$M_{ТП} = p_0 F_1 R_{\text{ср}} Z \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{I}} \frac{\left(1 + \frac{F_5}{F_4} \cdot \frac{F_1'}{F_1} \right) F_3 + F_2 \frac{F_1'}{F_1} \left(1 - \frac{F_5}{F_4} \cdot \frac{F_3 - F_1' \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1 \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}} \right)}{F_2 + \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{I}} Z \frac{I_1}{I_2} \left(1 + \frac{F_5}{F_4} \frac{F_1'}{F_1} \right)}. \quad (12)$$

Підставляючи (8) до (1), отримаємо:

$$M_{ТЛ} = p_0 F_1 R_{\text{ср}} Z \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} \frac{F_3 + F_2 \frac{F_1'}{F_1}}{F_2 + F_1 \text{ì}_{\acute{Y}}^{\acute{E}} Z \frac{I_1}{I_2}}. \quad (13)$$

Оцінюючи характеристики гальмівних механізмів використовується наведений коефіцієнт тертя. Для дискових гальм цей коефіцієнт можна визначити, як:

$$\mu_{\text{прив}} = \frac{M_T}{p_0 F_i R_{\text{ср}} Z}. \quad (14)$$

Для дискового гальма без зворотного зв'язку за гальмівним моментом:

$$\mu_{прив} = \mu_Э. \quad (15)$$

Підставляючи (12) і (13) у (14) отримаємо для лівого та правого гальмівних механізмів:

$$\mu_{\text{прив}}^{Л} = \frac{\mu_Э^{Л}}{\frac{F_2}{F_1} + \mu_Э^{Л} Z \frac{I_1}{I_2}} \left(\frac{F_3}{F_1} + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{F_1'}{F_1} \right). \quad (16)$$

$$\mu_{\text{прив}}^{П} = \frac{\mu_Э^{П}}{\frac{F_2}{F_1} + \mu_Э^{П} Z \frac{I_1}{I_2} \left(1 + \frac{F_5}{F_4} \cdot \frac{F_1'}{F_1} \right)} \left(\left(1 + \frac{F_5}{F_4} \cdot \frac{F_1'}{F_1} \right) \frac{F_3}{F_1} + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{F_1'}{F_1} \left(1 - \frac{F_5}{F_4} \frac{F_3 - F_1' \mu_Э^{Л} Z \frac{I_1}{I_2}}{F_2 + F_1 \mu_Э^{Л} Z \frac{I_1}{I_2}} \right) \right). \quad (17)$$

Нерівномірність гальмівних моментів на колесах однієї вісі можна оцінити коефіцієнтом нерівномірності:

$$K_{нер} = \frac{M_{ТЛ}}{M_{ТП}} = \frac{\mu_{прив}^{Л}}{\mu_{прив}^{П}}. \quad (18)$$

Для дискового гальма без зворотного зв'язку за гальмівним моментом:

$$K_{нер} = \frac{\mu_Э^{Л}}{\mu_Э^{П}}. \quad (19)$$

Для дискових гальм із негативним зворотним зв'язком без керуючого клапана:

$$K'_{нер} = \frac{\mu_Э^{Л}}{\mu_Э^{П}} \cdot \frac{1 + \mu_Э^{П} Z \frac{F_1}{F_2} \frac{I_1}{I_2}}{1 + \mu_Э^{Л} Z \frac{F_1}{F_2} \frac{I_1}{I_2}} = K_{нер} \cdot K', \quad (20)$$

де K' – коефіцієнт зниження нерівномірності гальмівних моментів з допомогою запровадження негативного зворотний зв'язок одному гальмі.

Для запропонованої схеми, підставляючи (16) і (17) у (18) отримаємо після перетворень:

$$K'_{\text{нер}} = \frac{\mu_{Э}^{П}}{\mu_{Э}^{Л}} \cdot \frac{1+\mu_{Э}^{Л} Z \frac{F_1}{F_2}\left(1+\frac{F_5}{F_4}\cdot\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{I_1}{I_2}}{1+\mu_{Э}^{П} Z \frac{F_1}{F_2}\frac{I_1}{I_2}\left(1+\frac{F_5}{F_4}\cdot\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{I_1}{I_2}} = K_{\text{нер}} \cdot K''. \tag{21}$$

Порівнюючи (19), (20) та (21) можна зробити висновок, що:

$$K''_{нер} < K'_{нер} < K_{нер}. \tag{22}$$

Гальмівний момент на правому колесі можна виразити через гальмівний момент на лівому колесі:

$$M_{ТП} = \frac{M_{ТЛ}}{K''_{нер}} = p_0 F_1 Z R_{ср}\left(\frac{F_3}{F_2}+\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{\mu_{Э}^{П}}{1+\mu_{Э}^{Л}\frac{F_1}{F_2}\frac{I_1}{I_2}} \cdot \frac{1+\mu_{Э}^{Л} Z \frac{F_1}{F_2}\left(1+\frac{F_5}{F_4}\cdot\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{I_1}{I_2}}{1+\mu_{Э}^{П} Z \frac{F_1}{F_2}\left(1+\frac{F_5}{F_4}\cdot\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{I_1}{I_2}}. \tag{23}$$

Відповідно, отримаємо наведений коефіцієнт тертя:

$$\mu_{прив}^{П} = \left(\frac{F_3}{F_2}+\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{\mu_{Э}^{П}}{1+\mu_{Э}^{Л}\frac{F_1}{F_2}\frac{I_1}{I_2}} \cdot \frac{1+\mu_{Э}^{Л} Z \frac{F_1}{F_2}\left(1+\frac{F_5}{F_4}\cdot\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{I_1}{I_2}}{1+\mu_{Э}^{П} Z \frac{F_1}{F_2}\left(1+\frac{F_5}{F_4}\cdot\frac{F_1'}{F_1}\right)\frac{I_1}{I_2}}. \tag{24}$$

Таким чином, введенням негативного зворотного зв'язку по гальмівному моменту на кожному з дискових гальм зменшується нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі автомобіля. Як результат, застосовуючи Систему, значно зменшується бортова нерівномірність автомобіля.

Слід додати, що для швидкодії та стабільної роботи золотникового розподільника необхідно підвести до нього додаткове джерело зусилля гальма у вигляді гідромотора високого тиску з резервом гальмівної рідини. Ця доробка дозволить покращити ефективність системи та забезпечить необхідне гальмівне зусилля на всі гальмівні механізми коліс незалежно від роботи двигуна автомобіля.

Попри того, що наведений вище варіант Системи хоч і є прогресивним, але він має свої недоліки. Зокрема, загрозою для безпеки автотранспорту та дорожнього руху є несправності гідравлічного контуру гальмівної системи, а саме: пошкодження гальмівної магістралі, витік гальмівної рідини з гальмівних циліндрів, повітря в гальмівній системі, пошкодження або розбухання гумових ущільнень гальмівних циліндрів, втрата герметичності контуру тощо.

Аналіз несправностей гідравлічних гальмівних систем АТЗ підтвердив необхідність пошуку альтернативного рішення конструкції гальмівного приводу та пристрою Системи.

Розглянемо концепцію Системи за допомогою введення нового складу елементів та нової організації взаємозв'язків між ними (рис. 2).

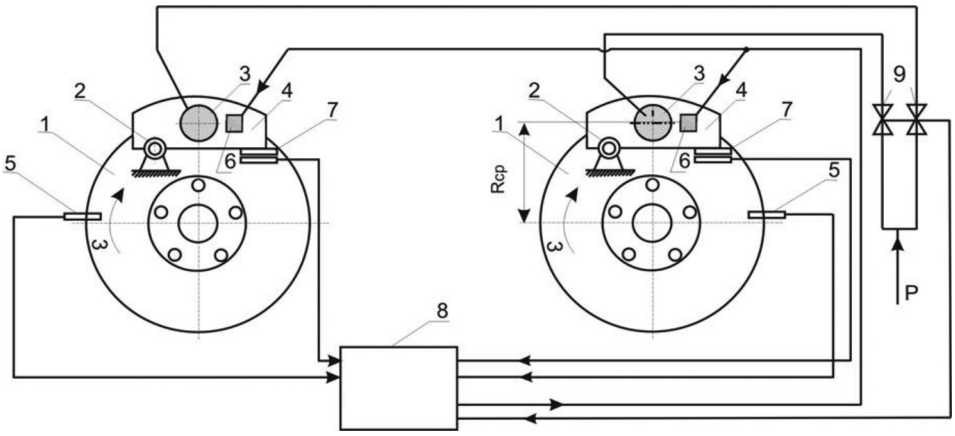

Рис. 2. Схема системи автоматичного зниження нерівномірности гальмівних моментів на колесах однієї вісі автомобіля за допомогою мехатронного модуля

В основу Системи поставлено завдання збереження гальмівних властивостей автомобіля в критичних ситуаціях шляхом введення нового складу елементів та нової організації взаємозв'язків між ними, забезпечення розширення функціональних можливостей для забезпечення безпеки автотранспорту та дорожнього руху [11].

Система автоматичного розподілу гальмівних моментів побудована за принципом роботи мехатронного модуля [1]. Гальмівна система включає дискові гальма, кожен з яких містить гальмівний диск 1, поворотну навколо шарніра 2 скобу 4 з розташованими в ній гальмівними робочими циліндрами 3; датчик величини гальмівного моменту (тензодатчик) 7 сигнал з якого надходить в електронний блок управління 8 мехатронного гальмівного пристрою 6 (мехатронний модуль поступального руху). Додатково встановлені: датчики кутової швидкості коліс 5, датчик контролю тиску в гальмівному приводі 9, що з'єднані з електронним блоком управління 8.

Пропонований гальмівний пристрій змонтований у вигляді моноблока на стандартному механізмі гальмівному. У конструкцію моноблока входить мехатронний модуль поступального руху для контролю гальмівного регульованого зусилля на гальмівних дисках коліс автомобіля (рис. 3).

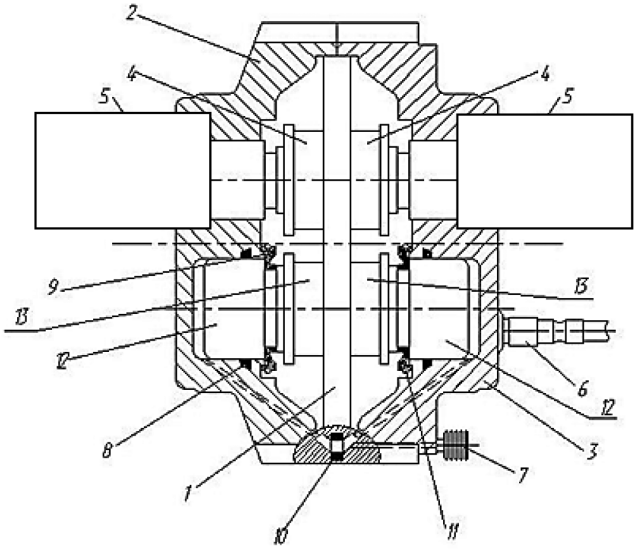

Рис. 3. Схема електрогідравлічного гальмівного пристрою, де: 1 – гальмівний диск; 2, 3 – зовнішня і внутрішня сторони корпусу; 4, 13 – гальмівні колодки; 5 – мехатронний модуль поступального руху; 6 – датчик тиску гальмівної рідини в системі трубопроводу; 7 – клапан випуску повітря; 9, 11 – сальник гальмівного циліндра; 8, 10, – ущільнювальні кільця; 12 – циліндри гідравлічного приводу гальмування

Система зниження нерівномірності гальмівних моментів працює за заданим алгоритмом, який побудований за принципом багатоваріантного циклу. Тобто він має початок та поділ на варіанти роботи. У певний момент роботи кожен варіант повертається на певний вище ступінь роботи. Таке рішення алгоритму дозволяє уникнути ситуацій типу «глухий кут». Зокрема, забезпечується постійна працездатність блоку управління штатного режиму роботи, аварійного режиму роботи, режиму руху на малих швидкостях автомобіля та режиму екстреного гальмування.

При зміні гальмівного моменту на лівому або правому дискових гальмівних механізмах, що обумовлені зміною коефіцієнта тертя, або зміною середнього радіуса Rср, змінюється момент сил тертя щодо вісі шарніра 2, рівновага скоби 4 порушується (див. рис. 2). Скоба 4 повертається навколо шарніра 2, при цьому з'являється сигнал у тензодатчику 7, який надходить на електронний блок керування 8. Зміна гальмівного моменту викликає зміну кутової швидкості обертання гальмівного диска 1 і, як наслідок, зміну сигналу датчика 5 кутової швидкості коліс. Сигнал з датчиків 5 і 7 обробляється блоком управління 8, який, на підставі порівняння сигналів від датчиків лівого та правого колеса автомобіля оцінює нерівномірність гальмівних моментів, кутову швидкість кожного колеса і видає керуючий сигнал на гальмівний пристрій 6, мехатронний модуль поступального руху якого з'єднаний з додатковою гальмівною колодкою, яка почне переміщатися до гальмівного диска та створювати додатковий гальмівний момент. При вирівнюванні гальмівних моментів блок управління 8 відключає гальмівний пристрій 6.

При пошкодженні гідроприводу або забруднення гальмівної рідини із датчика 9 надходить сигнал на електронний блок управління 8 з наступною командою на гальмівний пристрій 6, що виконує, в цьому випадку, роль аварійного (запасного) контуру гальмівної системи автомобіля.

При цьому, заздалегідь заданою програмою, блок управління 8, незалежно від водія, може автоматично зупиняти автомобіль. Датчики 5, 7, 9, блок управління 8 можна використовувати в системі функціональної діагностики для контролю роботи гальмівної системи автомобіля.

Висновки

Введення негативного зворотного зв'язку на кожному з дискових гальм зменшує нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї вісі автомобіля. При цьому введенням пристрою для стабілізації розподілу гальмівних моментів між колесами однієї вісі значно зменшується бортова нерівномірність автомобіля.

Запропоноване рішення конструкції гальмівного приводу скорочує час передачі енергії від джерела енергії до виконавчих пристроїв, що дає можливість використовувати його як запасний контур при аварійному гальмуванні та як надійне гальмо стоянки в поєднанні з протиугінними пристроями. Крім того, його можна застосовувати як функціональну діагностику для контролю працездатності гальмівної системи.

Перспектива використання нових електронних, механічних та інформаційних технологій у гальмівній системі автомобіля дозволяє створити гальмівну систему нового покоління для різних видів автомобілів, що є актуальною темою для подальших досліджень.

Список використаної літератури

1. Алексєєв В. О., Волков В. П., Калмиков В. І. Мехатроніка транспортних засобів та систем: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2004. 176 с.

2. Бех В. М., Шевченко І. О. Безпека дорожнього руху та транспортна політика в Україні. Київ: Либідь, 2017.

3. Булгаков Н. А., Гредескул А. Б., Ломака С. І. Дослідження динаміки гальмування автомобіля. *Наукове повідомлення № 18*. Харків : Вид-во Харків. Держуніверситет, 1962. 36 с.

4. Гредескул А. Б. Вплив блокування колеса на гальмування автомобіля. Вісті ВНЗ. *Машинобудування*, 1962. № 8. С. 31–36.

5. Гріньов А. М., Мельник О. В. Проблеми безпеки дорожнього руху в Україні. Київ: Університет транспортного будівництва, 2020. С. 25.

6. Леонтьев Д. М., Рижих Л. О., Бикадоров О. В. й ін. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі. *Автомобільний транспорт*, 2010. Вип. № 27. С. 7–12.

7. Подригало М. А., Волков В. П., й ін. Поліпшення стійкості автомобіля при гальмуванні шляхом підвищення стабільності гальмівного дискового механізму відкритого типу. *Автомобільний транспорт*. Вип. 7–8. Харків : ХНАДУ. 2001. С. 89–91.

8. Подригало М. А., Волков В. П., й ін. Дослідження стабільності гальмівних механізмів за допомогою узагальненого рівняння гальмівного моменту. *Автоматизація процесів та управління*, 2002. № 36. С. 71–74.

9. Подригало М. А., Волков В. П., Доброгорський М. В., Варваров Л. Н. Оцінка стійкості автомобіля при випереджаючому блокуванні передніх коліс у процесі гальмування. Тракторна енергетика у рослинництві. Харків : ХДТУСГ. 2003. Вип. 6. С. 130–135.

10. Подригало М. А., Волков В. П., Доброгорський М. В. Оцінка стійкості автомобіля при випереджальному блокуванні задніх коліс у процесі гальмування. *Автомобілі та тракторобудування*. Харків : НТУ «ХПІ» 2004. № 2. З. 101–109.

11. Степанов О. В. Система курсової стійкості як фактор безпеки автотранспорту. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів : Вісник ХНТУСГ*. Харків, 2017. Вип. 10. С. 44–48.

12. Федосов А. С., Подригало М. А. Вплив бічної сили на оригінальність блокування коліс гальмівної вісі автомобіля. *Автомобільний транспорт*. Вип.16. Київ : Техніка, 1979. С. 53–57.

13. Туренко А. М., Богомолов В. О., Клименко В. І., й ін. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил. Храків : ХНАДУ, 2003. 120 с.

14. Леонтьев Д. М., Рижих Л. О., Бикадоров О. В., й ін. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі. *Автомобільний транспорт*, 2010. Вип. № 27. С. 7–12.

15. Adaptive Cruise Control The intelligent solution WABCO. (2005). URL: Windows 2000/XP.

16. BVA/EBS Gutachterliche Stellungnahme TÜV Automotive Test Center TB. 2002. 64.00. (2004). [Electronic resource]. Hanover: WABCO INFORM, p. 8. Access mode: www.wabco-auto.com

17. ELB, das elektronisch gesteuerte Bremssystem verspricht Kurzere Reaktionszeiten. (1985). Autotechnik und Verkehr, p. 34. URL: www.wabco-auto.com

18. KNORRBREMSE System for commercial Vehicles. (2020). Electronic braking system for Trailers with roll over protection. [Electronic resource]: Product information. Access mode: http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/

19. Technical Report No EB 134.1E for Trailer EBS D generation with Roll Stability support (RSS). (2007). [Electronic resource]. Hanover: WABCO INFORM, p. 21. Access mode: www.wabco-auto.com.20. Kroemer Ebergard (1972). Pedal Operation by the Seated Operator. SAE paper. № 720004, p. 1–10.

21. Geupel Helmut und Reicel Max (1977). Auslegung der Betätigungseinrichtung für Bremsen von Personenwagen. ATZ. № 7/8, pp. 291–294.

22. Geupel Helmut (1977). Bremsanlage der neuen großen BMW-Wagen. Bauraihe. ATZ. № 11, pp. 499–504.

23. Segel L. Mortimer R.(1970). Driver Braking Performance as a Function of Pedal – Force and Pedal Displacement Ferrell's. Paper of International Automobile safety Conference, May-June 1970, Bruxelles and Detroit, New York. SAE paper. 1319 p.

24. Mortimer G. Rudolf (1971). Some Braces are Too Sensitive According to Performance Tests // Automotive Engineering. May, pp. 31–35.

25. Fazekas G.A. (1951). Brace torque. Automobile Engineer. № 5, pp. 185–191.

References

1. Alekseev V. O. Volkov V. P., Kalmykov V. I. (2004). Mechatronics of transport vehicles and systems: a textbook. Kharkiv : KhNADU, p. 176.

2. Bekh V. M., Shevchenko I. O. (2017). Road Safety and Transport Policy in Ukraine. Kyiv : Lybid.

3. Bulhakov N. A., Hredeskul A. B., Lomaka S. I. (1962). Study of the dynamics of car braking. Scientific communication No. 18. Kharkiv : Kharkiv State University Publishing House, p. 36.

4. Hredeskul A. B. (1962). Influence of the wheel locking on the car braking. News of Universities. *Mechanical Engineering*. No. 8, pp. 31–36.

5. Hrynev A. M., Melnyk O. V. (2020). Problems of Road Traffic Safety in Ukraine. Kyiv : University of Transport Construction, p. 25.

6. Leontiev D. M., Ryzhykh L. O., Bykadorov O. V., and others. (2010). Methods for calculating the coefficient of adhesion realized when the wheel rolls in the braking mode. *Automobile transport*. Issue No. 27, pp. 7–12.

7. Podryhalo M. A., Volkov V. P., and others. (2001). Improving the stability of the car during braking by increasing the stability of the open-type disc brake mechanism // Automobile transport. Collection of scientific papers. Issues No. 7–8. Kharkiv : KhNADU, pp. 89–91.

8. Podryhalo M. A., Volkov V. P., and others. (2002). Investigation of the braking mechanisms stability by means of the generalized equation of the braking moment. *Process Automation and Control*. No. 36, pp. 71–74.

9. Podryhalo M. A., Volkov V. P., Dobrohorskyi M. V., Varvarov L. N. (2003). Estimation of vehicle stability at advance blocking of front wheels in the process of braking. *Tractor power in crop production collection of scientific papers*. Kharkiv : KhGTUSKh. Issue No. 6, pp. 130–135.

10. Podryhalo M. A., Volkov V. P., Dobrohorskyi M. V. (2004). Assessment of vehicle stability at the rear wheels' advance locking during braking. *Automobile and tractor construction*. Kharkiv : NTU "KhPI". No. 2, pp. 101–109.

11. Stepanov O. V. (2017). System of exchange rate stability as a factor of motor vehicle safety. *Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes: Bulletin of KhTUSG*. Kharkiv. Issue No. 10, pp. 44–48.

12. Fedosov A. S.; Podryhalo M. A. (1979). Influence of the lateral force on the blocking of the wheels of the braking axis of the automobile. // Automobile transport. Issue No. 16. – Kyiv : Technics, pp. 53–57.

13. Turenko A. M., Bohomolov V. O., Klymenko V. I., and others. (2003). Functional calculation of the braking system of a car with drum brakes and a brake force regulator. Kharkiv : KhNADU, p. 120.

14. Leontiev D. M., Ryzhykh L. O., Bykadorov O. V., and others. (2010). Methods for calculating the coefficient of adhesion realized during wheel rolling in braking mode. *Automobile transport*. Issue No. 27, pp. 7–12.

15. Adaptive Cruise Control The intelligent solution WABCO. (2005). URL: Windows 2000/XP.

16. BVA/EBS Gutachterliche Stellungnahme TÜV Automotive Test Center TB. 2002. 64.00. (2004). [Electronic resource]. Hanover: WABCO INFORM, p. 8. Access mode: www.wabco-auto.com.

17. ELB, das elektronisch gesteuerte Bremssystem verspricht Kurzere Reaktionszeiten. (1985). Autotechnik und Verkehr, p. 34. URL: www.wabco-auto.com

18. KNORRBREMSE System for commercial Vehicles. (2020). Electronic braking system for Trailers with roll over protection. [Electronic resource]: Product information. Access mode: http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/

19. Technical Report No EB 134.1E for Trailer EBS D generation with Roll Stability support (RSS). (2007). [Electronic resource]. Hanover: WABCO INFORM, p. 21. Access mode: www.wabco-auto.com.20. Kroemer Ebergard (1972). Pedal Operation by the Seated Operator. SAE paper. № 720004, p. 1–10.

21. Geupel Helmut und Reicel Max (1977). Auslegung der Betätigungseinrichtung für Bremsen von Personenwagen. ATZ. № 7/8, pp. 291–294.

22. Geupel Helmut (1977). Bremsanlage der neuen großen BMW-Wagen. Bauraihe. ATZ. № 11, pp. 499–504.

23. Segel L. Mortimer R.(1970). Driver Braking Performance as a Function of Pedal – Force and Pedal Displacement Ferrell's. Paper of International Automobile safety Conference, May-June 1970, Bruxelles and Detroit, New York. SAE paper. 1319 p.

24. Mortimer G. Rudolf (1971). Some Braces are Too Sensitive According to Performance Tests // Automotive Engineering. May, pp. 31–35.

25. Fazekas G. A. (1951). Brace torque. Automobile Engineer. № 5, pp. 185–191.