



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **162114** (13) **U**
(51) МПК (2025.01)
B60T 8/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2025 04207	(72) Винахідник(и): Байцур Максим Вячеславович (UA), Горєлишев Станіслав Анатолійович (UA), Подригало Михайло Абович (UA), Решетніков Євген Борисович (UA)
(22) Дата подання заявки: 01.09.2025	
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 19.02.2026	
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 18.02.2026, Бюл.№ 7	(73) Володілець (володільці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, буд. 25, м. Харків, 61002 (UA), НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ, майдан Захисників України, 3, м. Харків, 61000 (UA)
	(74) Представник: Азарова Алла Володимирівна

(54) ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Гальмівна система транспортного засобу включає дискові гальмівні механізми, які складаються з гальмівного диска, скоби з робочими гальмівними циліндрами, встановленої на шарнірі, вісь якого зміщена відносно осі робочого гальмівного циліндра, та опорного циліндра, який виконаний з можливістю запобігання повороту скоби у площині обертання гальмівного диска і має штокову та безштокову порожнини. При цьому штокова порожнина з'єднана з порожниною робочого гальмівного циліндра, а безштокова - з магістраллю гальмівного привода від головного гальмівного циліндра. На дискових гальмівних механізмах передніх коліс скобу встановлено таким чином, щоб її сила інерції при гальмуванні збільшувала тиск у штоковій порожнині опорного циліндра, а на дискових гальмівних механізмах задніх коліс - таким чином, щоб сила інерції скоби зменшувала тиск у штоковій порожнині опорного циліндра.

UA 162114 U

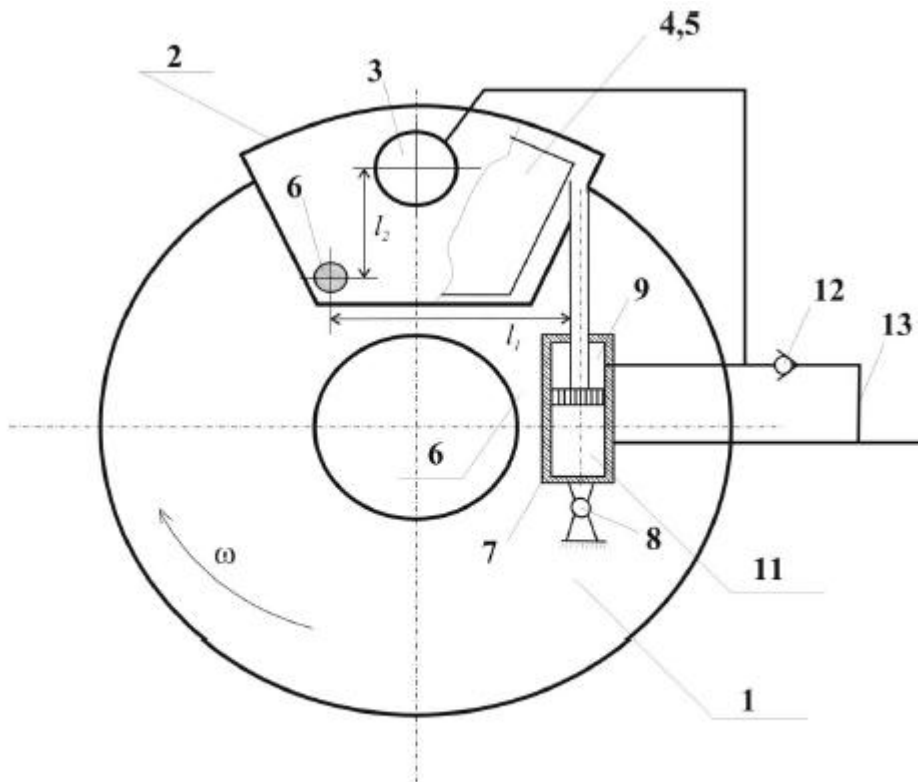


Fig. 3

Корисна модель належить до автомобільного транспорту, а саме до гальмівних систем транспортних засобів, і стосується регулювання розподілу гальмівних сил між гальмівними механізмами передніх і задніх коліс.

Відома гальмівна система транспортного засобу, яка включає дискові гальмівні механізми. Ці механізми складаються з гальмівного диска, скоби з робочими гальмівними циліндрами, встановленої на шарнірі, вісь якого зміщено відносно осі робочого гальмівного циліндра, та опорного циліндра. Опорний циліндр запобігає повороту скоби у площині обертання гальмівного диска і має штокову та безштокову порожнини. Штокова порожнина з'єднана з порожниною робочого гальмівного циліндра, а безштокова - з магістраллю гальмівного привода від головного гальмівного циліндра.

Недоліком відомого технічного рішення є те, що воно не дозволяє забезпечити ефективне регулювання розподілу гальмівних сил між гальмівними механізмами передніх і задніх коліс [1].

В основу корисної моделі поставлено задачу підвищення активної безпеки та курсової стійкості автомобіля при гальмуванні.

Поставлена задача вирішується тим, що в гальмівній системі транспортного засобу, яка включає дискові гальмівні механізми, які складаються з гальмівного диска, скоби з робочими гальмівними циліндрами, встановленої на шарнірі, вісь якого зміщена відносно осі робочого гальмівного циліндра, та опорного циліндра, який виконаний з можливістю запобігання повороту скоби у площині обертання гальмівного диска і має штокову та безштокову порожнини, при цьому штокова порожнина з'єднана з порожниною робочого гальмівного циліндра, а безштокова - з магістраллю гальмівного привода від головного гальмівного циліндра, згідно з корисною моделлю, на дискових гальмівних механізмах передніх коліс скобу встановлено таким чином, щоб її сила інерції при гальмуванні збільшувала тиск у штоковій порожнині опорного циліндра, а на дискових гальмівних механізмах задніх коліс - таким чином, щоб сила інерції скоби зменшувала тиск у штоковій порожнині опорного циліндра.

Таке конструктивне рішення дозволяє забезпечити одночасне доведення до блокування передніх і задніх коліс, що відповідає ідеальному розподілу гальмівних сил.

Перелік фігур креслення:

фіг. 1 - схематичне зображення положення скоби переднього дискового гальмівного механізму,
 фіг. 2 - схематичне зображення положення скоби заднього дискового гальмівного механізму,
 фіг. 3 - гідравлічна схема дискового гальмівного механізму,
 фіг. 4 - графік ідеальної характеристики розподілу гальмівних сил між осями автомобіля.

Детальний опис корисної моделі.

Запропонована гальмівна система включає дискові гальмівні механізми, зображені на фіг. 1-3. Кожен механізм складається з гальмівного диска 1, що обертається разом із колесом, та нерухомої скоби 2. Усередині скоби 2 розміщено робочий гальмівний циліндр 3, який під дією тиску робочої рідини притискає фрикційні накладки 4, 5 до поверхонь гальмівного диска 1, створюючи гальмівний момент.

Скоба 2 встановлена рухомо на осі повороту 6. Сила тертя, що виникає між фрикційними накладками 4, 5 та диском 1, прагне повернути скобу 2 навколо цієї осі. Для запобігання цьому повороту слугує опорний циліндр 7, шарнірно закріплений кріпленням 8.

Гідравлічна система (фіг. 3) організована наступним чином. Безштокова порожнина 11 опорного циліндра 7 з'єднана з основною магістраллю гальмівного привода 13, куди надходить рідина від головного гальмівного циліндра. Водночас штокова порожнина 9 опорного циліндра 7 з'єднана безпосередньо з порожниною робочого гальмівного циліндра 3. Зворотний клапан 12 у магістралі 13 може забезпечувати перепад тиску між порожнинами.

Ключова особливість корисної моделі полягає у встановленні скоб 2. На передніх колесах (фіг. 1) скоба встановлена так, що при гальмуванні її сила інерції P_j діє в напрямку, що створює додатковий тиск на шток опорного циліндра 7. Це збільшує тиск у штоковій порожнині 9 і, відповідно, в робочому гальмівному циліндрі 3, посилюючи гальмування передніх коліс.

На задніх колесах (фіг. 2) скоба 2 встановлена дзеркально. Її сила інерції P_j діє у протилежному напрямку, прагнучи витягнути шток з опорного циліндра 7. Це призводить до зменшення тиску у штоковій порожнині 9 та робочому гальмівному циліндрі 3, послаблюючи гальмування задніх коліс. Такий динамічний перерозподіл гальмівних сил забезпечує ідеальний лінійний закон їх розподілу (фіг. 4), підвищуючи курсову стійкість та безпеку.

При гальмуванні автомобіля тиск робочої рідини у штоковій порожнині 9 опорного циліндра 7 та в порожнині робочого гальмівного циліндра 3 передніх гальмівних механізмів збільшується на величину (фіг. 3):

$$\Delta p = m_{\text{ск}} \cdot j_a \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{1}{F_{\text{шт}}}, \quad (1)$$

де $m_{\text{ск}}$ - маса скоби 2;

j_a - сповільнення автомобіля при гальмуванні;

$F_{\text{шт}}$ - активна площа поршня штокової порожнини 9;

5 l_1 - плече дії зусилля опорного циліндра 7 відносно осі 6 повороту скоби 2 в площині обертання гальмівного диска 1;

l_2 - плече дії сил тертя, в площині контакту фрикційних накладок 4, 5 з гальмівним диском 1.

10 В порожнині робочого гальмівного циліндра 3 заднього дискового гальмівного механізму і у штоковій порожнині 9 опорного циліндра 7 при гальмуванні тиск робочої рідини зменшується на величину:

$$\Delta p = -m_{\text{ск}} \cdot j_a \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{1}{F_{\text{шт}}}. \quad (2)$$

Збільшення гальмівної сили на передніх колесах автомобіля буде дорівнювати:

$$\Delta p_{T1} = 2 \cdot \Delta p \cdot F_{\text{рц}} \cdot z \cdot \mu \cdot \frac{R_{\text{ср}}}{r_d}, \quad (3)$$

15 де $F_{\text{рц}}$ - активна площа робочого гальмівного циліндра переднього дискового гальмівного механізму;

z - кількість поверхонь тертя, $z = 2$;

μ - коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь;

$R_{\text{ср}}$ - середній (ефективний) радіус тертя фрикційних поверхонь;

r_d - динамічний радіус колеса автомобіля.

20 Зменшення гальмівної сили на задніх колесах автомобіля буде дорівнювати (при однакових дискових гальмівних механізмах на колесах передніх і задніх осях автомобіля):

$$\Delta p_{T2} = -2 \cdot \Delta p \cdot F_{\text{рц}} \cdot z \cdot \mu \cdot \frac{R_{\text{ср}}}{r_d}. \quad (4)$$

25 При одночасному доведенні передніх і задніх коліс автомобіля до блокування, що відповідає ідеальному регулюванню розподілу гальмівних сил, коефіцієнт розподілу гальмівних сил на передню вісь дорівнює:

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{P_{T10} + \Delta p_{T1}}{P_{T10} + \Delta p_{T1} + P_{T20} + \Delta p_{T2}}. \quad (5)$$

При $\Delta p_{T2} = -\Delta p_{T1}$ вираз (5) прийме вигляд:

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{P_{T10} + K_1 \cdot j_a}{P_{T10} + P_{T20}} = a + b \cdot j_a. \quad (6)$$

30 Такий динамічний перерозподіл забезпечує ідеальний лінійний закон розподілу гальмівних сил між осями (фіг. 4), що відповідає залежності (6). Це призводить до підвищення курсової стійкості автомобілів при гальмуванні.

Технічний результат корисної моделі полягає у підвищенні активної безпеки автомобілів. Економічний ефект досягається за рахунок зменшення витрат на відновлення автомобіля після аварій.

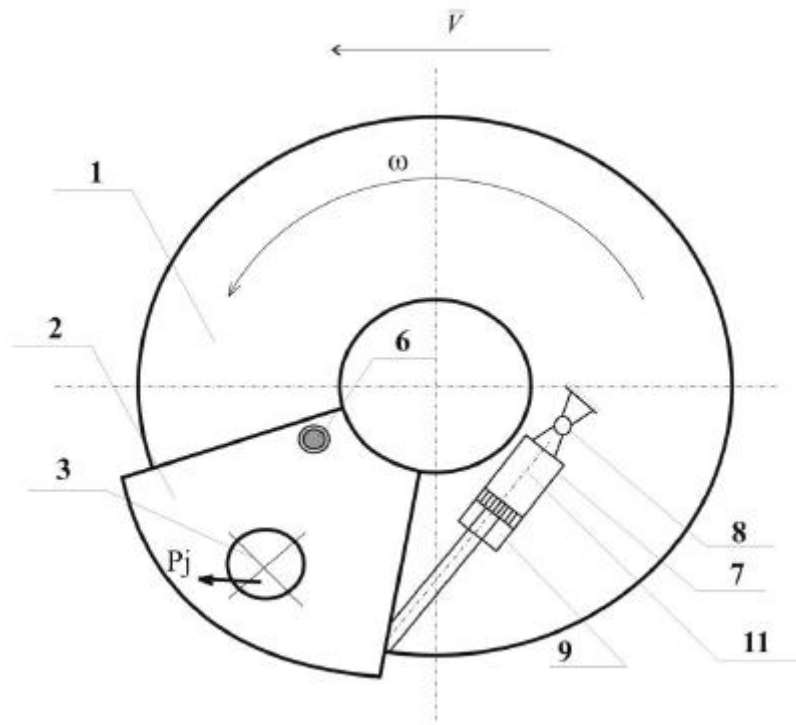
35 Запропонована гальмівна система транспортного засобу може бути виготовлена з використанням стандартних вузлів, деталей та матеріалів, що застосовуються в автомобілебудуванні. Конструкція не вимагає розробки унікального технологічного обладнання або залучення складних виробничих процесів. Це дозволяє реалізувати корисну модель на будь-якому машинобудівному підприємстві, що спеціалізується на виробництві автомобільних компонентів, та забезпечує можливість її серійного виробництва та широкого застосування в
40 автомобільному транспорті.

Джерело інформації:

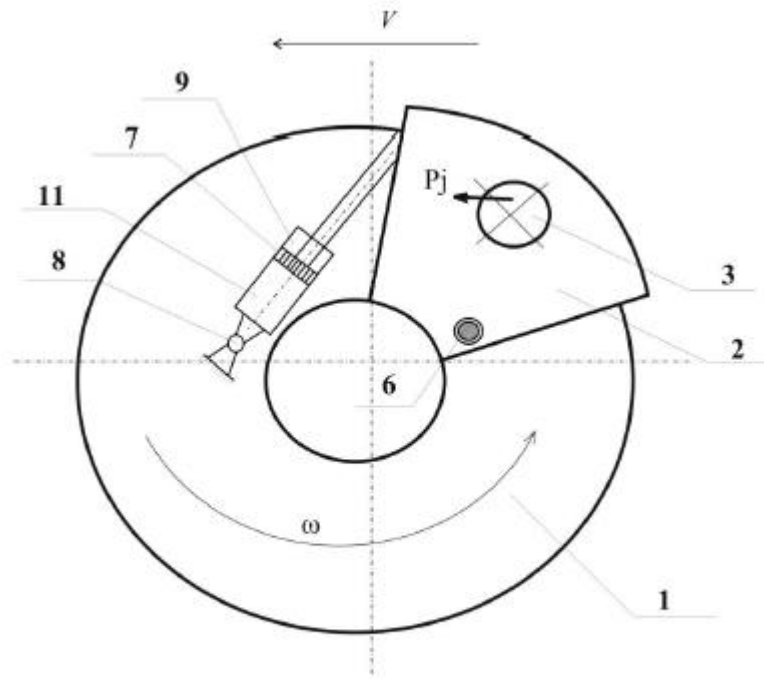
1. Патент СРСР № 889505, МПК В60Т 8/04, 1981 р.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

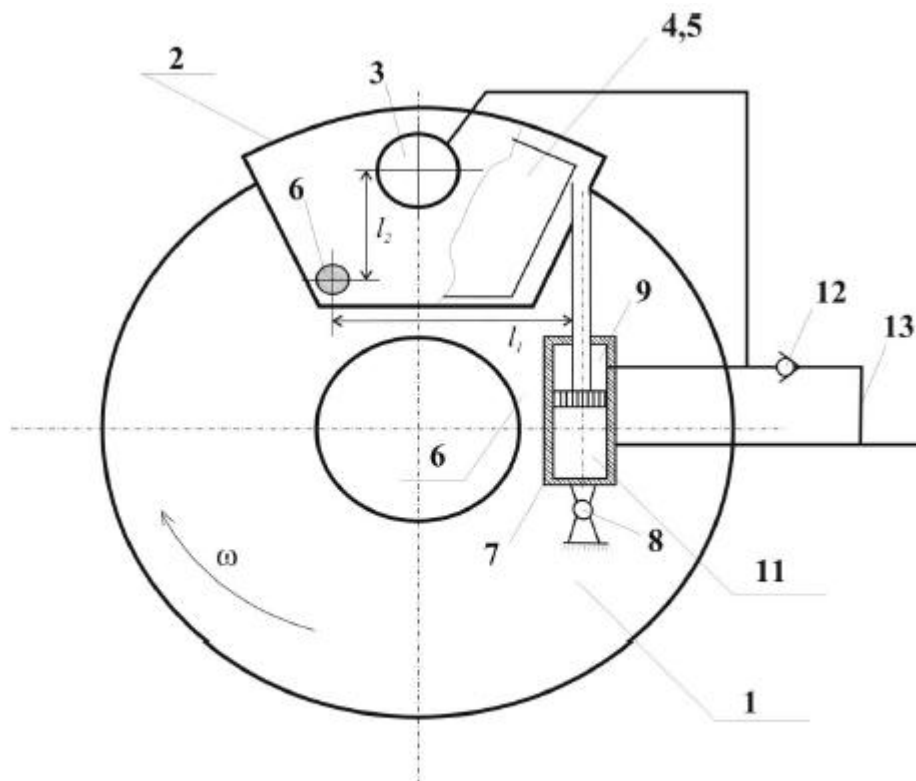
Гальмівна система транспортного засобу, що включає дискові гальмівні механізми, які складаються з гальмівного диска, скоби з робочими гальмівними циліндрами, встановленої на шарнірі, вісь якого зміщена відносно осі робочого гальмівного циліндра, та опорного циліндра, який виконаний з можливістю запобігання повороту скоби у площині обертання гальмівного диска і має штокову та безштокову порожнини, при цьому штокова порожнина з'єднана з порожниною робочого гальмівного циліндра, а безштокова - з магістраллю гальмівного привода від головного гальмівного циліндра, яка **відрізняється** тим, що на дискових гальмівних механізмах передніх коліс скобу встановлено таким чином, щоб її сила інерції при гальмуванні збільшувала тиск у штоковій порожнині опорного циліндра, а на дискових гальмівних механізмах задніх коліс - таким чином, щоб сила інерції скоби зменшувала тиск у штоковій порожнині опорного циліндра.



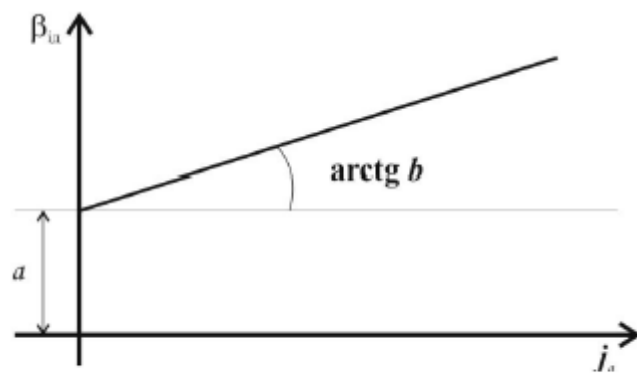
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4