

Корисна модель належить до галузі машинобудування, а саме до гальмових механізмів дискових гальм, і може бути використана для оснащення транспортних засобів, зокрема автомобілів та автобусів.

Відоме колісне гальмо, що містить встановлений з можливістю обертання відносно підвіски автомобіля гальмовий диск, зовнішню та внутрішню (відносно осі автомобіля) гальмові колодки, що встановлені по обидва боки від гальмового диска, мають можливість переміщення вздовж осі гальмового диска та взаємодії своїми робочими бічними поверхнями з його торцями, нерухомо встановлений відносно підвіски корпус гальмового супорта, в призматичні пази якого введені призматичні напрямні шипи гальмових колодок, на напрямних супорта з можливістю осьового переміщення встановлено П-подібну скобу гальмового супорта, яка із зовнішнього боку гальмового диска має можливість взаємодії із неробочою бічною поверхнею зовнішньої гальмової колодки, а з внутрішнього боку гальмового диска в осьовий отвір скоби з можливістю осьового переміщення встановлено гальмовий поршень, що має можливість взаємодії своїм торцем з неробочою бічною поверхнею внутрішньої гальмової колодки (див. книгу: Тихонович А.М., Буйкус К.В. Устройство автомобилей. - Минск: РИПО, 2019, рис. 7.9).

Недоліками даного колісного гальма є відсутність можливості самоустановки гальмових колодок по торцевих поверхнях гальмового диска, що призводить до створення гальмових сил навіть у розгальмованих механізмах у результаті наявності торцевого биття гальмових дисків, чи нерівномірного зносу гальмових колодок. Це може стати причиною зниження довговічності деталей, а також ризикання автомобіля під час гальмування та призвести до трощі.

Пояснюється це наявністю у структурі механізму гальмового супорта надлишкових зв'язків. Доведемо це розрахунком.

Описаний механізм містить $n=5$ рухомих ланок, це дві гальмові колодки, поршень, скоба супорта, та гальмовий диск.

Кількість кінематичних пар п'ятого класу становить $P_5=1$ ("гальмовий диск - вісь підвіски"), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4=3$ ("поршень-циліндр гальмового супорта" та дві пари "циліндрична напрямна корпусу супорта-отвір скоби супорта"), кількість кінематичних пар третього класу $P_3=8$ (дві пари "торець гальмового диска-робоча бічна поверхня гальмової колодки", дві пари "торець скоби гальмового супорта-неробоча бічна поверхня гальмової колодки" та "торець поршня-неробоча бічна поверхня гальмової колодки", а також чотири пари "призматична напрямна скоби-призматичний шип гальмової колодки"), пари другого та першого класів відсутні $P_2=P_1=0$.

Тоді загальна кількість кінематичних пар:

$$P=P_5+P_4+P_3+P_2+P_1=1+3+8+0+0=12.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f=1P_5+2P_4+3P_3+4P_2+5P_1=1\times1+2\times3+3\times8+4\times0+5\times0=31.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k=P-n=12-5=7.$$

$$\text{Ступінь рухомості механізму } W=W_o+W_m=1+3=4,$$

де $W_o=1$ - основна рухомість механізму: обертання гальмового диска;

$W_m=3$ - місцеві рухомості: обертання поршня навколо власної осі та поступальні переміщення колодок.

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева:

$$q_{CM}=W+5P_5+4P_4+3P_3+2P_2+P_1-6n=4+5\times1+4\times3+3\times8+2\times0+0-6\times5=15.$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса:

$$q_{OZ}=W+6k-f=4+6\times7-31=15.$$

Ці надлишкові зв'язки як раз і перешкоджають самовстановленню гальмових колодок по торцях гальмових дисків.

Задачею даної заявки є створення колісного гальма автомобіля, де за рахунок конструктивного виконання стало би можливим забезпечити самовстановлюваність ланок механізму за рахунок зменшення кількості надлишкових зв'язків, підвищення за рахунок цього довговічності деталей та зменшення можливої аварійності транспортних засобів, оснащених такими механізмами.

Поставлена задача вирішується тим, що колісне гальмо автомобіля, що містить встановлений з можливістю обертання відносно підвіски транспортного засобу гальмовий диск, встановлені по обидва боки від нього зовнішню та внутрішню гальмові колодки, що мають можливість переміщення вздовж осі гальмового диска та взаємодії своїми робочими бічними поверхнями з його торцями, нерухомо встановлений відносно підвіски транспортного засобу корпус гальмового супорта, в пази якого введені напрямні шипи гальмових колодок, на напрямних корпусу з можливістю осьового переміщення встановлено П-подібну скобу, яка із зовнішнього боку гальмового диска має можливість взаємодії із неробочою бічною поверхнею зовнішньої гальмової колодки, а з внутрішнього боку гальмового диска в осьовий отвір супорта з можливістю осьового переміщення встановлено гальмовий поршень, що має можливість взаємодії своїм торцем з неробочою бічною поверхнею внутрішньої гальмової колодки, згідно з корисною моделлю, шипи гальмових колодок мають сферичну форму, а упор скоби супорта в

неробочу бічну поверхню зовнішньої гальмової колодки та поршня у неробочу бічну поверхню внутрішньої гальмової колодки виконано через сферичні опори.

Обчислимо кількість надлишкових зв'язків у пропонованому механізмі. Тут кількість рухомих ланок стане $n=7$, це дві гальмові колодки, поршень, скоба супорта, гальмовий диск та дві опори.

Кількість кінематичних пар п'ятого класу становитиме $P_5=1$ ("гальмовий диск-вісь підвіски"), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4=3$ ("поршень-циліндр гальмового супорта" та дві пари "циліндрична напрямна корпусу супорта-отвір скоби супорта"), кількість кінематичних пар третього класу $P_3=6$ (дві пари "торець гальмового диска-робоча бічна поверхня гальмової колодки", пари "отвір скоби - сфера опори" і "отвір поршня - сфера опори", а також дві пари "торець опори - неробоча бічна поверхня гальмової колодки"), кількість кінематичних пар другого класу $P_2=0$, кількість пар першого класу відсутні $P_1=4$ (пари "призматична напрямна корпусу-сферичний шип гальмової колодки").

Тоді загальна кількість кінематичних пар:

$$P=P_5+P_4+P_3+P_2+P_1=1+3+6+0+4=14.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f=1P_5+2P_4+3P_3+4P_2+5P_1=1\times 1+2\times 3+3\times 6+4\times 0+5\times 4=45.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана:

$$k=P-n=14-7=7.$$

Ступінь рухомості механізму $W=W_0+W_m=1+5=6$,

де $W_0=1$ - основна рухомість механізму: обертання гальмового диска;

$W_m=5$ - місцеві рухомості: обертання поршня та корпусів сферичних опор навколо власної осі та переміщення гальмових колодок.

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева:

$$q_{cm}=W+5P_5+4P_4+3P_3+2P_2+P_1-6n=6+5\times 1+4\times 3+3\times 6+2\times 0+4-6\times 7=3.$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса:

$$q_{oz}=W+6k-f=6+6\times 7-45=3.$$

Виконані розрахунки підтверджують, що пропонована конструкція колісного гальма автомобіля забезпечуватиме суттєве зниження кількості надлишкових зв'язків і відтак можливість самовстановлення колодок по торцях гальмового диска, що навіть за наявності його торцевого биття чи нерівномірного зносу гальмових колодок має забезпечити їх щільне прилягання та зменшення бічних сил при гальмуванні транспортного засобу, що може підвищити довговічність деталей та зменшити можливість аварійності транспортних засобів, оснащених такими механізмами.

Конструкція пропонованого колісного гальма автомобіля представлена на кресленні. Воно містить встановлений з можливістю обертання відносно підвіски автомобіля гальмовий диск 1, зовнішню 2 та внутрішню 3 (відносно осі автомобіля) гальмові колодки, що встановлені по обидва боки від гальмового диска 1, та мають можливість переміщення вздовж його осі, а також взаємодії своїми робочими бічними поверхнями 4 та 5 з робочою поверхнею торців 6 і 7 диска 1, нерухомо встановлений відносно підвіски корпус гальмового супорта 0, в призматичні пази 8 якого введені сферичні напрямні шипи 9 гальмових колодок 2 та 3, на сферичних напрямних супорта 10 з можливістю осьового переміщення встановлено П-подібну скобу гальмового супорта 11, яка із зовнішнього боку гальмового диска 1, має можливість взаємодії своїм торцем із неробочою бічною поверхнею 12 зовнішньої гальмової колодки 2, а з внутрішнього боку гальмового диска 1 в осьовий отвір скоби супорта 11, з можливістю осьового переміщення встановлено гальмовий поршень 13, що має можливість взаємодії своїм торцем з неробочою бічною поверхнею 14 внутрішньої гальмової колодки 3. На торці скоби 11 та торці поршня 13 виконано отвори 15 конічної, сферичної чи іншої форми, в які введено сферичні виступи 16 опор 17 та 18, які своїми плоскими торцями 19 встановлені на неробочі поверхні 12 та 14 колодок 2 та 3.

Пропоноване гальмо працює наступним чином. На початку процесу гальмування над поршнем 13 створюється тиск гальмової рідини, в результаті чого поршень 13 тисне своїм торцем через отвір 15, сферичний виступ 16 на опору 18, яка тисне своїм торцем 19 через неробочу поверхню 14 колодки 3, притискаючи її робочою поверхнею 5 до відповідного торця 7 гальмового диска 1. Після упору колодки 3 у диск, переміщення зазнає скоба 11, яка через свій отвір 15 тисне на сферичний виступ 16 опори 17, притискаючи її торець 19 до неробочої бічної поверхні 12 колодки 2, спричиняючи тиск її робочої поверхні 4 на торець 6 гальмового диска 1. При цьому колодки 2 та 3 ковзають в пазах 8 своїми шипами 9, що мають сферичні опори. За рахунок наявності цих шипів та сферичних опор колодок на супорт та скобу, наявні кутові рухомості дають можливість самоустановки колодок 2 та 3 по торцях гальмового диска 1. Це дає можливість підвищення довговічності деталей, а відтак зменшення можливої аварійності транспортних засобів, оснащених такими механізмами.

Описана конструкція не потребує значної зміни базових технологічних процесів виготовлення деталей гальмового механізму і може бути впроваджена в короткі строки.

Економічний ефект від впровадження пропонованого технічного рішення полягає у зменшенні вартості витратних матеріалів при виконанні технічного обслуговування транспортних засобів обладнаних пропонованими механізмами за рахунок підвищення довговічності їхніх елементів та

витрат на ремонт за рахунок зменшення аварійності транспортних засобів, оснащених такими механізмами.

