



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **137712** (13) **U**
(51) МПК (2019.01)
B60T 8/24 (2006.01)
F16D 65/00

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2019 02762</p> <p>(22) Дата подання заявки: 21.03.2019</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.11.2019</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.11.2019, Бюл.№ 21</p>	<p>(72) Винахідник(и): Клец Дмитро Михайлович (UA), Назаров Олександр Іванович (UA), Назаров Іван Олександрович (UA), Шпінда Євген Михайлович (UA), Холодов Антон Павлович (UA), Чаплигіна Олександра Михайлівна (UA), Резніков Олександр Олександрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків-2, 61002 (UA), Клец Дмитро Михайлович, пров. Студентський, 4, м. Харків, 61024 (UA), Назаров Олександр Іванович, вул. Дружби Народів, 253, кв. 172, м. Харків, 61183 (UA), Назаров Іван Олександрович, вул. Дружби Народів, 253, кв. 172, м. Харків, 61183 (UA), Шпінда Євген Михайлович, вул. Полтавський Шлях, 192, м. Харків, 61100 (UA), Холодов Антон Павлович, вул. Дарвіна, 12, кв. 5, м. Харків, 61002 (UA), Чаплигіна Олександра Михайлівна, пр. Шевченківський, 30-а, кв. 211, м. Харків, 61054 (UA), Резніков Олександр Олександрович, вул. Р. Плоходька, 13-а, к. 310-312, м. Харків, 61112 (UA)</p>
--	---

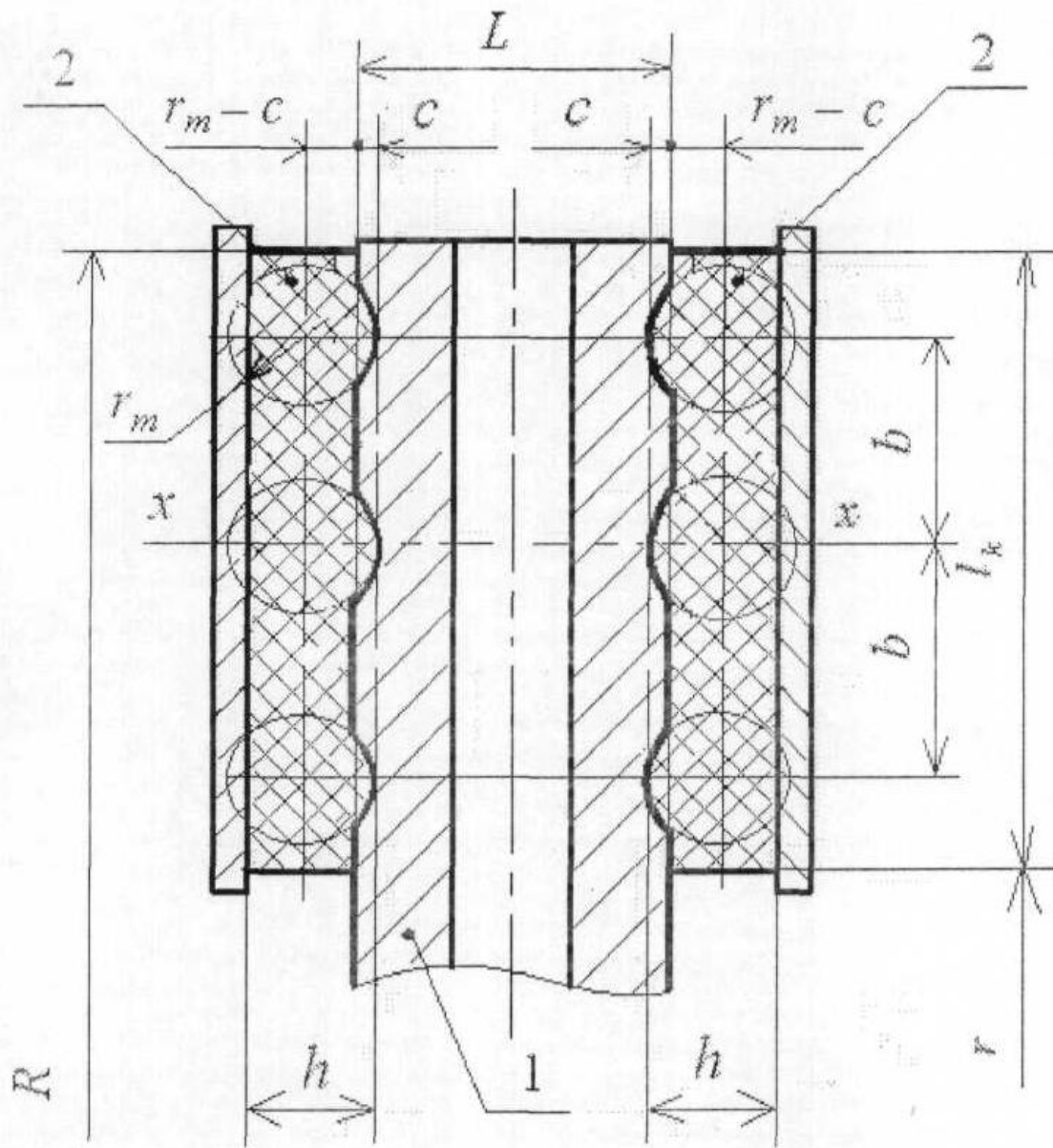
UA 137712 U

(54) ДИСКОВИЙ ГАЛЬМІВНИЙ МЕХАНІЗМ ПІДВИЩЕНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ Й ДОВГОВІЧНОСТІ

(57) Реферат:

Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності містить один гальмівний диск і дві колодки з фрикційними накладками, які утворюють фрикційний контакт. Спряжені деталі "диск-колодка", які утворюють спільну поверхню тертя, мають конструктивні елементи, що утворюють спеціальний макропрофіль, який має вигляд криволінійної, клиновидної або торовидної форми, що збільшує площу фрикційного контакту спряження без зміни їх габаритних розмірів.

A (фіз. 1, фіз. 2)



Фіг. 6

Корисна модель може бути використана в гальмівних системах автотранспортних засобів, зокрема легкових автомобілів, та на інших транспортних машинах, в яких застосовуються дискові гальмівні механізми.

5 Найбільш близьким за технічною суттю до варіанта гальмівного механізму, що заявляється, належить дисковий гальмівний механізм [1, с. 780-795] і [2, с. 321-330] із існуючими плоскими гладкими профілями поверхонь тертя спряжених деталей "диск-колодка".

Відомі конструкції дискового гальма [1, 2], які виконуються з одним диском 1 і двома колодками 2 із нерухомою зовнішньою скобою 5 (Фіг. 1) та плаваючою скобою 5 (Фіг. 2).

10 Дискові гальма з нерухомою зовнішньою скобою (Фіг. 1), на відміну від дискових гальм із плаваючою зовнішньою скобою (Фіг. 2), містять два опозитно розташовані гідравлічні циліндри, у яких наводиться привідний тиск p_1 , що приводить в дію поршні 3, розташовані з обох боків гальмівного диска 1, жорстко з'єднаного з маточиною 7 колеса, і дві колодки 2 з фрикційними накладками, які мають плоскі поверхні тертя та охоплюють невелику частину плоскої робочої поверхні диска 1 товщиною L .

15 Поршні 3 ущільнюються за допомогою гумового кільця 6 та захищаються від пилу чохлам 4.

Колодки вільно вставлені в паз скоби 5 (супорта) і не вимагають спеціального центрування та кріплення для утримання їх в пазу під час роботи гальма. Для зняття і встановлення колодок 2 в супорті (скобі) 5 є паз, який дозволяє самоустановлюватись їм відносно площини тертя та осі диска

20 Кожна колодка 2 дискового гальма (Фіг. 1 - Фіг. 3) має металеву пластинку з прикріпленою до неї плоскою фрикційною накладкою товщиною h у вигляді кільцевого сегмента, обмеженого радіусами r і R .

Однак, для підвищення стабільності функціонування та довговічності дискового гальма при тій же ширині l_k , фрикційного контакту (Фіг. 3), обмеженого радіусами R і r , слід забезпечити найбільшу тепловіддачу за рахунок збільшення ефективної площі тертя спряжених деталей "диск-колодка" та, відповідно, найменшу величину тиску p , який нерівномірно розподіляється по поверхні тертя, але в кінцевому результаті впливає на зниження швидкості зношування поверхонь тертя, тобто зменшення величини граничного зносу U_1 гальмівного диска 1 і граничного зносу U_2 фрикційної накладки колодок 2 на радіусі R .

30 Крива ab характеризує зношення фрикційного контакту спряження "диск-колодка" в початковий період тертя. На відміну від неї, криві km і nt : (умовно показані для однієї колодки) відповідно визначають величини граничного зносу гальмівного диска 1 і фрикційних накладок колодок 2 та характеризують граничну величину зносу U_{1-2} всього спряження (Фіг. 3).

35 Залежно від точки прикладення сили Q , яка притискає фрикційні накладки колодок 2 до диска 1 (Фіг. 3), на плоскій елементарній площині dS тертя виникає нерівномірний тиск p , що діє перпендикулярно.

Диск 1, обертаючись з кутовою швидкістю ω на радіусі тертя R_{TP} спряжених деталей "диск-колодка", створює нерівномірну силу тертя, яка викликає нерівномірне спрацьовування U_1 і U_2 тертьових поверхонь вздовж осі $x-x$ [3]

40
$$U_i = k_i \cdot \frac{Q}{l_k} \cdot T_i, \quad (1)$$

де k_i - коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

l_k - ширина фрикційного контакту;

Q - привідна сила від гідравлічного циліндра;

ω - кутова швидкість обертання гальмівного диска;

45 T_i - час зношування поверхні тертя.

Як впливає із залежності (1), у знаменнику знаходиться величина l_k , яка визначає ширину фрикційного контакту, та у разі використання традиційних плоских поверхонь тертя, дорівнює ширині колодки, тобто $l_k = l = R - r$.

Отже, для підвищення стабільності та довговічності дискового гальмівного механізму, слід покращити тепловідвід та зменшити тиск на поверхнях тертя спряжених деталей "диск-колодка" за рахунок збільшення площі фрикційного контакту у тих же габаритах диска, що є можливим за рахунок збільшення ширини фрикційного контакту шляхом застосування криволінійної поверхні тертя.

55 Відомо, що підвищення стабільності функціонування та збільшення довговічності дискових гальмівних механізмів розвивається наступними напрямками [4, 415-425; 5, с. 80-102].

Для підвищення стабільності функціонування дискового гальмівного механізму розробники домагаються кращого охолодження гальма шляхом використання вентилязованого диска із плоскою поверхнею тертя та підвищеною товщиною з внутрішніми каналами для охолоджуючого повітря.

5 Крім того, для підвищення стабільності дискового гальмівного механізму виробники гальмівних систем впроваджують різні технічні нововведення, застосовуючи розбірні плоскі гальмівні диски з перфорацією або шліцами, так названою функцією ESP-Feature ("сухого" гальмування). Виконані по всій робочій площині плоского диска наскрізні отвори, знижуючи вагу диска, сприяють більш ефективному зниженню його температури при роботі, відводячи теплову енергію, що утворюється при терті колодок по диску. Крім того, разом з цим перфорація на 10 гальмівному диску створює умови для ефективного очищення поверхонь тертя від відпрацьованого фрикційного матеріалу, що дозволяє підтримувати ефективність роботи колодок протягом всієї експлуатації. Проте в такому разі одночасно дещо знижується довговічність за рахунок зняття фрикційного матеріалу.

15 Для підвищення довговічності дискового гальмівного механізму слід забезпечувати зменшення нормального тиску по всій фрикційній накладці за рахунок збільшення площі тертя та більш рівномірний його розподіл шляхом зміщення точки прикладення приводного зусилля.

Відоме конструктивне рішення запропонувала американська компанія Delphi за рахунок збільшення площі поверхонь тертя за рахунок застосування не двох, а трьох гальмівних 20 колодок, для чого до звичайної пари додається середня колодка, розташована між двох "плаваючих" дисків, не пов'язаних один з одним (Twin Disk). Це можливо шляхом застосування дводискового гальма із плоскими поверхнями тертя. Завдяки такій компоновці гідравлічний поршень переносить своє зусилля не на дві площини гальмівного диска, як зазвичай, а відразу на чотири. Величина тиску на поверхнях тертя при цьому зменшується практично вдвічі. Крім 25 того, вентиляція такого диска значно краща, вони менше нагріваються, а, отже, більш стабільні та мають більшу довговічність.

Задачею корисної моделі, що пропонується, є підвищення стабільності функціонування й довговічності дискових гальмівних механізмів, які застосовуються в гальмівних системах автотранспортних засобів, за рахунок забезпечення максимальної площі фрикційного контакту 30 спряжених деталей, застосовуючи спеціальний макропрофіль фрикційних накладок колодок 2 і диска 1 (Фіг. 4 - Фіг. 6), які утворюють поверхню тертя.

Перелік фігур креслення: Фіг. 1 - Схема дискового гальмівного механізму з нерухомою скобою; Фіг. 2 - Схема дискового гальмівного механізму з плаваючою скобою; Фіг. 3 - Схема зношування фрикційного спряження; Фіг. 4 - Схема фрикційного спряження з криволінійною 35 поверхнею; Фіг. 5 - Схема фрикційного спряження з клиновидною поверхнею; Фіг. 6 - Схема фрикційного спряження з торовидною поверхнею.

Задача вирішується тим, що на поверхнях тертя спряжених деталей "диск-колодка" застосовується спеціальний макропрофіль: криволінійний (Фіг. 4), клиновидний (Фіг. 5) або 40 торовидний (Фіг. 6), за рахунок чого збільшується ширина l_k фрикційного контакту, тобто, довжина лінії контакту, а отже, й фактична площа поверхонь тертя спряжених деталей, без зміни їх габаритних розмірів: h - товщини фрикційної накладки колодки 2; L - товщини диска 1, R - зовнішнього та r - внутрішнього радіусів диска 1.

Суть корисної моделі полягає в підвищенні стабільності й довговічності дискового гальмівного механізму шляхом збільшення фактичної площі фрикційного контакту спряжених 45 деталей "диск-колодка" за рахунок застосування спеціального макропрофілю на спряжених деталях, що веде до покращення тепловідводу, зниження величини тиску на поверхнях тертя та, як результат, - зменшення швидкості їх зношування та стабілізації коефіцієнта тертя ковзання.

У разі застосування спеціального макропрофілю фактична площа контактних поверхонь 50 тертя характеризуються відношенням (Фіг. 4 - Фіг. 6)

$$i = \frac{R}{b} \geq 2, \quad (2)$$

де b - відстань між вершинами (впадинами) макропрофілю.

Причому, у такому разі ширина l_k фрикційного контакту більша, ніж ширина колодки l .

55 Як теоретичний результат теоретично встановлено [3], що при $i=2$, можливе збільшення площі фрикційного контакту на 50-70 % (залежно від виду застосовуваного макропрофілю поверхонь тертя, Фіг. 4 - Фіг. 6) та, як наслідок, - зменшення зносу спряжених деталей "диск-фрикційна накладка", що веде до підвищення довговічності гальмівних механізмів, як мінімум у 1,5-1,7 разу в порівнянні з застосовуваним існуючим плоским макропрофілем спряжених деталей (Фіг. 1, Фіг. 2), для яких $l_k=R-r$ const.

Для дискового гальмівного механізму зі спеціальним макропрофілем не змінюється ширина колодки l , обмежена внутрішнім r і зовнішнім R радіусами, а збільшується ширина l_k фрикційного контакту (Фіг. 4 - Фіг. 6). При цьому зменшується тиск p на поверхнях спряжених деталей "диск - фрикційна накладка", який за рахунок більш повного прилягання поверхонь тертя створює

5

умови для зменшення по величині та більш рівномірного розподілу температурного градієнта, що розподіляється по всій площі фрикційного контакту, забезпечуючи більш стабільний коефіцієнт тертя ковзання. Це приводить до підвищення стабільності функціонування дискових гальм, особливо при циклічних гальмуваннях автотранспортних засобів.

10

Крім того, довговічність дискового гальмівного механізму може бути ще подвоєна, якщо змінити розміри спряжених деталей зі спеціальним макропрофілем, які утворюють поверхню тертя (Фіг. 4 - Фіг. 6), за рахунок збільшення:

- а) товщини h фрикційної накладки на величину s ;
- б) товщини L гальмівного диска на величину $2s$;

15

де s - величина граничного зносу поверхні тертя деталей, встановлена технічними умовами (для легкових автомобілів $s=1,5-2$ мм, для вантажних $s=5-7$ мм).

Недоліком такого варіанта є те, що конструкція зі спеціальним макропрофілем поверхонь тертя вимагає більшої трудоемності виготовлення спряжених деталей та складання (розбирання) вузла, в порівнянні з гальмівним механізмом з традиційним рівним гладким макропрофілем.

20

Джерела інформації:

1. Автомобиль. Особенности конструкции /[Скляров В.Н., Волков В.П., Руденко И.Д. и др.]. - Харьков, 2013. - 928 с.

25

2. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funktion; Pruf-und Wartungsarbeiten /Hans-Peter Klug. - 3. - uberarb. und erw. Aufl. - Wurzburg: Vogel, 1993. 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Emheitsaufnahme).

3. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації /Назаров О.І., Клец Д.М., Назаров І.О. //Вісник НТУ "ХПІ". Серія: "Математичне моделювання в техніці та технологіях". - № 6(1115). - 2015. - С. 91-101.

30

4. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин /[[Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. - Харьков: ХНАДУ, 2003. - 614 с.

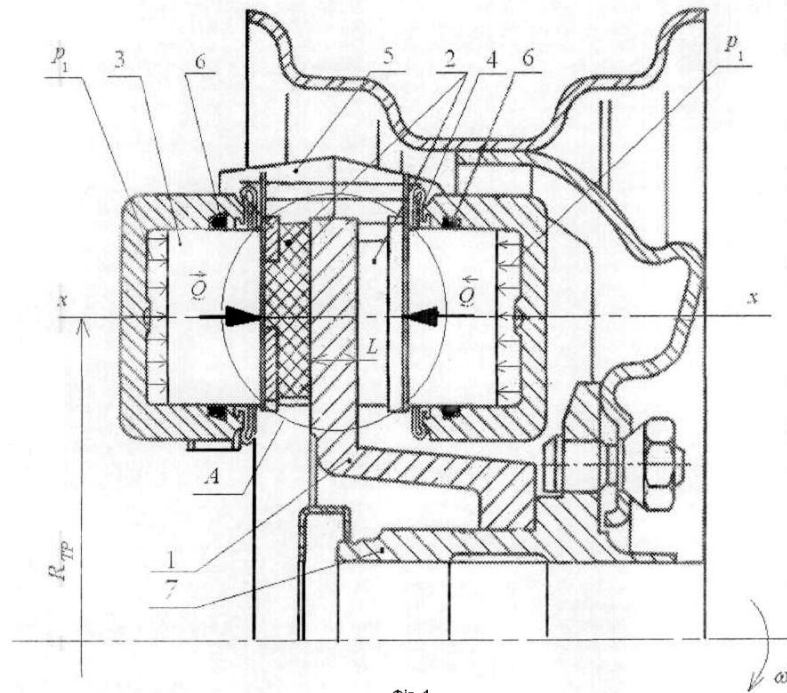
5. Германчук Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств /Германчук Ф.К. - М.: Машиностроение, 1973. - 177 с.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

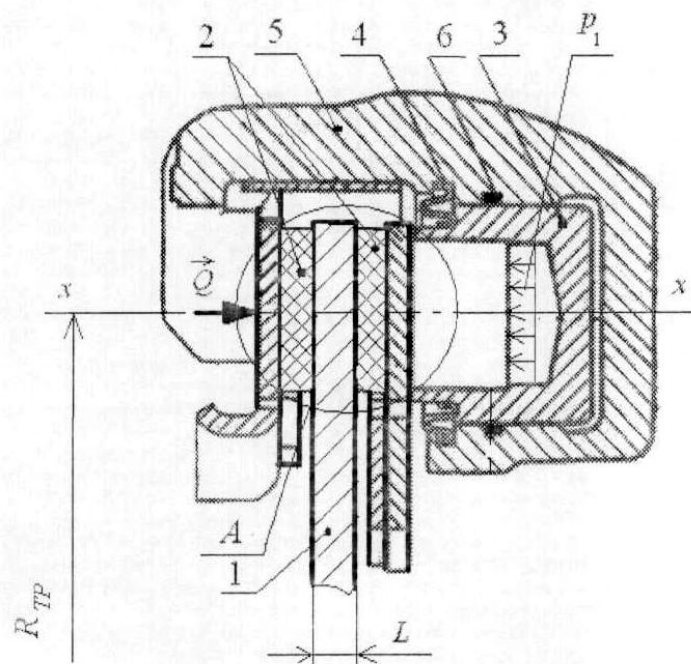
35

Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності, що містить один гальмівний диск і дві колодки з фрикційними накладками, які утворюють фрикційний контакт, який **відрізняється** тим, що спряжені деталі "диск-колодка", які утворюють спільну поверхню тертя, мають конструктивні елементи, що утворюють спеціальний макропрофіль, який має вигляд криволінійної, клиновидної або торовидної форми, що збільшує площу фрикційного контакту спряження без зміни їх габаритних розмірів.

40

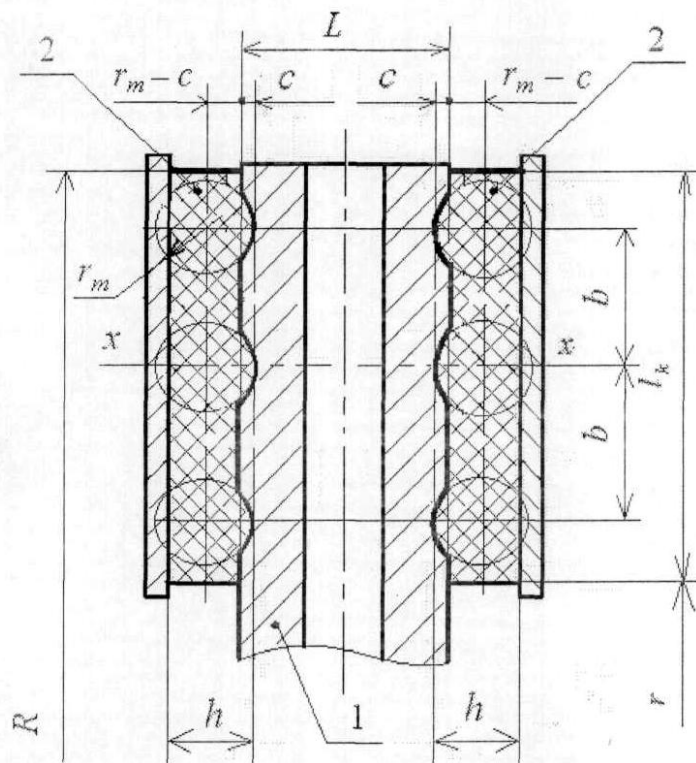


Фиг. 1



Фиг. 2

A (фіз. 1, фіз. 2)



Фиг. 6

Комп'ютерна верстка Л. Бурлак

Міністерство розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України,
вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601