



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **87418** (13) **U**
(51) МПК (2014.01)
B60B 17/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 09109	(72) Винахідник(и): Михайлов Євген Валентинович (UA), Слащов Володимир Андрійович (UA), Горбунов Микола Іванович (UA), Мокроусов Сергій Дмитрович (UA), Щербаков Валерій Петрович (UA), Коршко Марія Миколаївна (UA), Семенов Станіслав Олександрович (UA), Солодовнік Михайло Дмитрович (UA)
(22) Дата подання заявки: 19.07.2013	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.02.2014	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.02.2014, Бюл.№ 3	(73) Власник(и): СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ, кв. Молодіжний, 20А, м. Луганськ, 91034 (UA)

(54) КОЛЕСО РЕЙКОВОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Колесо рейкового транспортного засобу, що містить маточину, бандаж із диском та гребенем і натискний диск, причому між маточиною та диском бандажу і диском бандажу та натискним диском розташовані гумові амортизатори, причому гребінь виконано у вигляді окремого диска, встановленого між натискним диском і бандажем у проточці останнього, причому між окремим диском, бандажем та натискним диском встановлено кільця із антифрикційного матеріалу.

UA 87418 U

Корисна модель належить до рейкових транспортних засобів, а саме, до коліс рейкових транспортних засобів, і може бути використана у конструкції моторвагонних машин та трамваїв.

Відомо колесо рейкового транспорту, що містить маточину, бандаж із диском та гребенем, і натискний диск, причому між маточиною та диском бандажу і диском бандажу та натискним диском розташовані гумові амортизатори, за рахунок яких зменшується шум, підвищується плавність ходу та послаблюються ударні навантаження на стиках між рейками [див. Кожевников С.Н. и др. Механизмы. Изд. третье. - М.: "Машиностроение", 1965. - 1058 с.]. Дану конструкцію обрано за прототип.

Недоліком відомого колеса є інтенсивний знос взаємодіючих поверхонь коліс та рейок та підвищений опір руху внаслідок того, що існують примусові прослизання у зоні контакту, особливо у кривих ділянках колії.

В основу корисної моделі поставлено задачу удосконалення колеса рейкового транспортного засобу шляхом того, що гребінь бандажа виконано у вигляді окремого диска, встановленого між натискним диском і бандажем у проточці останнього, причому між окремим диском, бандажем та натискним диском встановлені кільця із антифрикційного матеріалу, що призведе до зниження інтенсивності бічного зносу колеса трамваю і бічних граней головок рейок у кривих ділянках колії завдяки зменшенню роботи тертя.

Поставлена задача досягається тим, що у колесі рейкового транспортного засобу, що містить маточину, бандаж із диском та гребенем, і натискний диск, причому між маточиною та диском бандажу і диском бандажу та натискним диском розташовані гумові амортизатори, відповідно до корисної моделі, гребінь бандажа виконано у вигляді окремого диска, встановленого між натискним диском і бандажем у проточці останнього, причому між окремим диском, бандажем та натискним диском встановлені кільця із антифрикційного матеріалу.

Таке рішення дозволить збільшити термін служби колеса рейкового транспортного засобу та рейок за рахунок зниження інтенсивності бічного зносу гребенів і бічних граней головок рейок і скоротити витрати енергії при русі екіпажу. Встановлення між окремим диском, бандажем та натискним диском кілець із антифрикційного матеріалу дозволить зменшити спротив незалежному обертанню гребеня відносно бандажу.

Суть корисної моделі пояснюється кресленнями, де зображено:

Фіг. 1 - колесо рейкового транспортного засобу;

Фіг. 2 - розрахункова схема для визначення шляху примусового прослизання гребеня колеса по боковій поверхні головки рейки.

Колесо рейкового транспортного засобу містить маточину 1, бандаж із диском 2 та гребенем 3, виконаного у вигляді окремого диска, і натискний диск 4, причому між маточиною 1 та диском бандажу 2 і диском бандажу 2 та натискним диском 4 розташовані гумові амортизатори 5. Маточина 1 закріплюється на осі колісної пари. Натискний диск 4 прикріплюється до маточини 1 болтами 6. Гребінь 3, який виконано у вигляді окремого диска, встановленого між натискним диском 4 і бандажем 2 у проточці останнього, причому між гребенем 3, бандажем 2 та натискним диском 4 встановлені кільця із антифрикційного матеріалу 7.

Колесо рейкового транспортного засобу функціонує наступним чином.

При русі колеса по рейці, особливо у кривих ділянках колії, поверхня кочення бандажу 2 та гребінь 3 здійснюють контакт із рейкою у різних точках, унаслідок чого виникає примусове прослизання гребеня 3 по бічній поверхні головки рейки. Схему для визначення величини цього примусового прослизання для колеса нової конструкції наведено на фіг. 2.

Гребінь 3 колеса сприймає направляюче зусилля від рейки на деякій відстані а від миттєвої осі обертання колеса, яка проходить через центр контакту колеса та рейки перпендикулярно до осі останньої. Величина передування гребеневого контакту а може бути визначена із співвідношення:

$$a = (R + h) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де R - радіус поверхні катання колеса,

h - відстань по вертикалі від рівня головки рейки до центру контакту гребеня з бічною гранню головки рейки (для незношених профілів $h \approx 10$ мм),

α - кут набігання колеса на рейку,

β - кут нахилу гребеня колеса до горизонталі.

У традиційній конструкції залізничного колеса при русі рухомого складу та двоточковому контакті колеса з рейкою виникає примусове прослизання гребеня унаслідок того, що відстань b від точки контакту гребеня з рейкою до миттєвої осі обертання колеса, що проходить через центр контакту поверхні катання бандажа колеса з рейкою (фіг. 2, точка А), відмінно від нуля

$$b = \sqrt{a^2 + h^2} \quad (2)$$

При коченні колеса традиційної конструкції по рейці з постійною швидкістю V швидкість прослизання $V_{ск}$ у точці гребеневого контакту B буде

$$V_{ск} = \sqrt{a^2 + h^2} \cdot V / R \quad (3)$$

Лінійне переміщення точки контакту бандажа традиційного колеса з рейкою у напрямі руху при повороті на кут φ_k навколо своєї осі колеса, що котиться, та набігає на рейку під кутом α складе

$$L_k = R \cdot \varphi_k \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

В той же час, шлях, що проходить точка контакту гребеня з головою рейки буде

$$L_r = \sqrt{(R+h)^2 + a^2} \cdot \varphi_k \cdot \cos \alpha \quad (5)$$

Таким чином, шлях примусового прослизання гребеня по головці рейки, при жорсткому зв'язку гребеня і бандажа колеса при повороті колеса на кут φ_k складе

$$L_{ск} = L_r - L_k = \left(\sqrt{(R+h)^2 + a^2} - R \right) \cdot \varphi_k \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

З урахуванням (1) можна записати

$$L_{ск} = \left(\sqrt{(R+h)^2 \cdot (1 + (\operatorname{tg} \alpha)^2 \cdot (\operatorname{tg} \beta)^2)} - R \right) \cdot \varphi_k \cdot \cos \alpha \quad (7)$$

Або, в загальному випадку, при проходженні колесом лінійної відстані L , шлях примусового ковзання гребеня складе

$$L_{ск} = \left(\sqrt{(R+h)^2 \cdot (1 + (\operatorname{tg} \alpha)^2 \cdot (\operatorname{tg} \beta)^2)} - R \right) \cdot L / R \quad (8)$$

Якщо конструктивно забезпечити можливість роздільного обертання гребеня і бандажа колеса навколо загальної осі, то лінійні переміщення точок їх контактів із рейкою у напрямі руху в ідеальній схемі будуть однакові та рівні лінійному переміщенню осі колеса

$L_k = L_r = L = R \cdot \varphi_k \cdot \cos \alpha$. При цьому, очевидно, повинні бути різними кути повороту бандажу колеса та гребеня ($\varphi_k \neq \varphi_r$). З урахуванням (4) і (5) можна записати

$$\varphi_r = R \cdot \varphi_k / \sqrt{(R+h)^2 + a^2} \quad (9)$$

Таким чином гребінь колеса у разі повороту колеса на кут φ_k обернеться на кут φ_r який буде менше кута φ_k на величину $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \varphi_k - \varphi_r = \varphi_k \cdot \left(1 - R / \sqrt{(R+h)^2 + a^2} \right) \quad (10)$$

або, з урахуванням (1)

$$\Delta\varphi = \varphi_k \cdot \left(1 - R / \sqrt{(R+h)^2 \cdot (1 + (\operatorname{tg} \alpha)^2 \cdot (\operatorname{tg} \beta)^2)} \right) \quad (11)$$

Величина $\Delta L_{ск} = b \cdot \Delta\varphi$ є гранично можливою величиною зниження шляху прослизання гребеня колеса по бічній грані головки рейки.

Слід зазначити, що навіть у разі наявності конструктивної можливості роздільного обертання гребеня і бандажа колеса, прослизання гребеня по головці рейки повністю запобігти неможливо унаслідок неминучого впливу інерційних чинників і моменту опору обертанню гребеня в конструкції його кріплення на колесі. Але, навіть з урахуванням вказаних чинників рівень прослизань і, відповідно, зносу в цьому випадку може бути істотно знижений порівняно з традиційною конструкцією колеса, тобто дотримуватимуться нерівності

$$R \cdot \varphi_k / \sqrt{(R+h)^2 + a^2} < \varphi_r' < \varphi_k \quad (12)$$

де φ_r' - кут повороту гребеня для колеса нової конструкції, а зменшення повороту гребеня

$$0 < \Delta\varphi' < \varphi_k \cdot \left(1 - R / \sqrt{(R+h)^2 \cdot (1 + (\operatorname{tg} \alpha)^2 \cdot (\operatorname{tg} \beta)^2)} \right) \quad (13)$$

Інтенсивність зносу гребенів залежить від величини енергії E , витраченої на роботу сил тертя в контакті їх із рейками. Величина цієї роботи в загальному випадку визначається зусиллям натиснення і коефіцієнтом тертя між контактуючими поверхнями, а також довжиною шляху прослизання. Так, енергію E , що витрачається на тертя гребеня традиційного колеса об

- 5 рейку при повороті колеса на кут φ_k при його коченні з кутом набігання на рейку α можна визначити з урахуванням (1) і (2) із співвідношення

$$E = \mu \cdot Y_H \cdot b \cdot \varphi_k = \mu \cdot Y_H \cdot \sqrt{((R+h) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + h^2} \cdot \varphi_k, (14)$$

де μ - коефіцієнт тертя гребеня колеса по бічній грані головки рейки,

Y_H - направляюче зусилля.

Для кількісної оцінки ефективності запропонованої конструктивної схеми колеса необхідно

- 10 визначити кількість енергії E' що витрачається на тертя гребеня об рейку при використанні колеса нової конструкції

$$E' = \mu \cdot Y_H \cdot b \cdot \varphi = \mu \cdot Y_H \cdot \sqrt{((R+h) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + h^2} \cdot \varphi', (15)$$

Таким чином, кількість енергії, що витрачається на тертя гребеня по бічній грані головки рейки для колеса запропонованої конструкції може бути зменшено на величину

$$\Delta E' = E - E' = \mu \cdot Y_H \cdot \sqrt{((R+h) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + h^2} \cdot \Delta \varphi', (16)$$

а ефективність Ω нової конструкції колеса в плані зниження зносу його гребеня може бути оцінена в процентному відношенні таким чином

$$15 \quad \Omega = \frac{\Delta E'}{E} \cdot 100 \% \quad (17)$$

З обліком (14) і (15) для нової конструкції колеса ефективність складе:

$$\Omega = \left(\Delta \varphi' / \varphi_k \right) \cdot 100 \% \quad (18)$$

Необхідно відзначити, що приведені вище залежності справедливі в першу чергу для контакту гребеня колеса і рейки з незношеними профілями. У разі наявності їх зносу вид вказаних залежностей буде складнішим.

- 20 При русі колеса нової конструкції гребень 3, при взаємодії з боковою поверхнею рейки під впливом сил тертя між ними, має можливість незалежного обертання відносно спільної осі колеса за рахунок того, що гребінь 3 бандажа виконано у вигляді окремого диска, встановленого між натискним диском 4 і бандажем 2 у проточці останнього, причому між
- 25 окремим диском 3, бандажем 2 та натискним диском 4 встановлені кільця із антифрикційного матеріалу 7. При цьому не виникає примусового прослизання гребеня колеса по головці рейки, як у разі використання конструкції відомого колеса.

Застосування запропонованої конструкції дозволить збільшити термін служби коліс рейкового транспортного засобу та рейок і скоротити витрати енергії при русі рухомого складу.

30 ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- Колесо рейкового транспортного засобу, що містить маточину, бандаж із диском та гребенем і натискний диск, причому між маточиною та диском бандажу і диском бандажу та натискним диском розташовані гумові амортизатори, яке **відрізняється** тим, що гребінь виконано у вигляді
- 35 окремого диска, встановленого між натискним диском і бандажем у проточці останнього, причому між окремим диском, бандажем та натискним диском встановлено кільця із антифрикційного матеріалу.

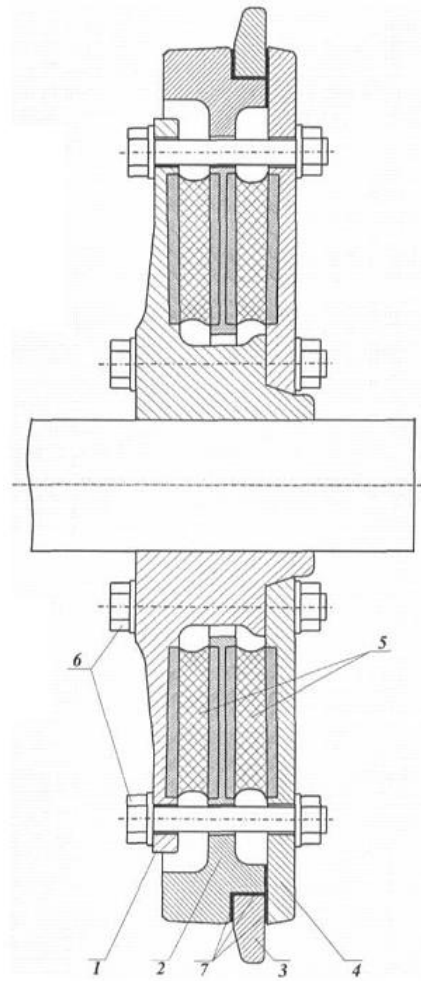
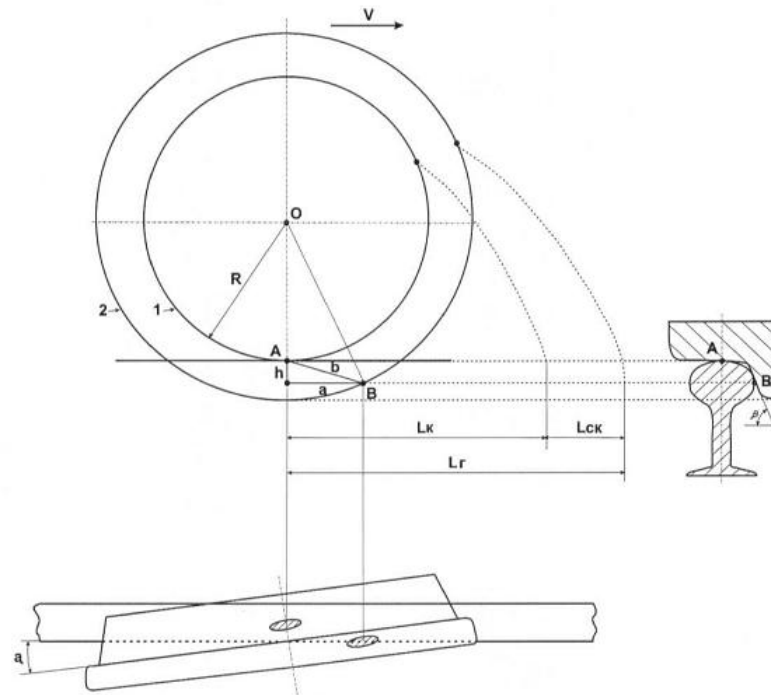


Fig. 1



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка Л. Бурлак

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

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