

Корисна модель відноситься до області техніки створення і експлуатації трибологічних систем і призначений для використання в гальмах транспортних засобів.

Під трибологічною системою слід розуміти [Справочник по триботехнике /Под общ. ред. М. Хейты, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы. - М.: Машиностроение. 1989. - 400 с: ил.] комплекс елементів (деталей) включаючи зв'язки, що існують між цими елементами і їх властивостями. Сукупність деталей є складом системи, сукупність взаємозв'язаних співвідношень між деталями, що визначають їх приналежність до систем, є її структурою. Межі виділеної системи визначають при аналізі. Робочим процесом цих систем є тертя, що вимагає зовнішніх дій. Основною функцією трибологічних систем в загальному випадку є перетворення руху (підшипники, муфти, гальма), енергії (передачі), інформації, маси.

Відомий спосіб управління силою тертя в гальмівних механізмах рухомого складу залізничного транспорту з урахуванням залежності зміни коефіцієнта тертя гальмівних колодок [Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава. - М.: Транспорт. 1989. - 424 с. : ил.].

$$\varphi_K = A \frac{BK + C \nu + C}{DK + C H \nu + C},$$

де  $K$  - гальмівне натиснення;  $\nu$  - швидкість рухомого складу;  $A, B, C, D, H$  - емпіричні коефіцієнти залежно від матеріалу гальмівних колодок (чавунні стандартні, композиційні, чавунні фосфористі).

При цьому гальмівна сила однієї колодки визначається формулою

$$B_K = K \varphi_K.$$

Недоліки - спосіб управління силою тертя за рахунок експериментального підбору матеріалів фрикційної пари є трудомістким і невизначеним. При цьому для вибраних матеріалів по критерію ефективності (високе значення  $\varphi_K$ ) має місце, як правило, інтенсивна залежність коефіцієнта (сили) тертя від швидкості руху, особливо при малих швидкостях руху, що є основним недоліком фрикційних гальм. Це знижує ефективність гальмування у момент великого запасу кінетичної енергії при високих швидкостях руху транспортних засобів, приводить до блокування ходових коліс рухомого складу при зниженні швидкості руху і, в результаті, до параметричних відказів гальма, що вимагає застосування в гальмівних системах протиблокувальних пристроїв.

Найбільш близьким до пропонованого способу по технічній суті і результату, що досягається, є спосіб управління силою тертя з використанням експериментальної залежності коефіцієнта тертя [Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин. М.: Машиностроение. 1984. - 277 с: ил.]

$$f = a + b \nu \exp(-c \nu) d,$$

де  $a$  - параметр, який визначається модулем пружності, швидкістю деформації матеріалу і шорсткістю поверхонь, що труться;  $b$  - параметр, залежний від в'язко-пластичних властивостей матеріалів поверхонь;  $c$  - параметр, який є добутком декременту затухання власних коливань на коефіцієнт в'язкості контактних шарів.

Недоліки цього способу - неможливість врахування впливу тиску в зоні тертя і розміру поверхонь тертя, складність експериментального визначення параметрів  $a, b, c, d$  і їх залежності від температури фрикційного нагріву.

У основу корисної моделі покладено задачу удосконалення способу управління силою тертя, в якій шляхом введення нових технологічних параметрів управління досягається практично незалежність коефіцієнта тертя від швидкості відносного ковзання фрикційної пари, можливість управління з урахуванням коливального характеру навантаження фрикційної пари в результаті кінематичного збудження вимушених коливань за рахунок дискретності контакту тертя і фрикційних автоколивань в трибологічній системі переважно в умовах невисоких швидкостей ковзання фрикційної пари, зокрема для гальмівних систем рухомого складу рейкового транспорту шахт, що підвищує ефективність гальма і гальмування рухомого складу, виключає параметричний відказ гальма в результаті блокування колісних пар, підвищує безпеку експлуатації транспорту.

Задача вирішується тим, що у відомому способі управління силою тертя, що включає визначення коефіцієнта тертя фрикційної пари, згідно корисної моделі заздалегідь задають величину і діапазон зміни коефіцієнта тертя по співвідношенню пружних і дисипативних властивостей виділеної трибологічної системи в межах допустимих швидкостей ковзання фрикційної пари, визначають поточні значення коефіцієнта тертя, порівнюють їх із заданими значеннями і при їх відхиленні змінюють параметрів інерції, жорсткості і демпфування елементів системи досягають відповідності поточного значення коефіцієнта тертя фрикційної пари заданому.

Спосіб може бути реалізований для будь-якої трибологічної системи.

На Фіг. 1 показана схема трибологічної системи, на Фіг. 2 - трибологічна модель гальма, де 1 - фрикційна пара «колодка-колесо»; 2 - підвіска гальмівного механізму; 3 - гальмівна передача; 4 - гальмівний привід; 5 - контактна поверхня гальмівної колодки.

Так, для гальмівної системи рухомого складу рейкового транспорту шахт, яка має гальмівні механізми з парою тертя «колодка-колесо» 1, гальмівну передачу 3 і привід 4, заздалегідь задають величину і діапазон зміни коефіцієнта тертя гальмівної пари (0,73-0,25) в межах зміни гальмівного натиснення від 4 до 12 кН і швидкості шахтного рухомого складу, що регламентується від 0,5 до 5 м/с. Експериментально, наприклад тензометруванням або іншим відомим способом, або аналітично, наприклад математичним моделюванням коливальних процесів дисипативної системи трибологічної моделі даної системи, визначають поточні значення коефіцієнта тертя пари по формулі

$$\varphi_K = \frac{B_K}{K},$$

порівнюють їх із заданими і при їх відхиленні змінюють площі контакту 5 гальмівної колодки, маси  $m$ , коефіцієнтів жорсткості  $c$  і в'язкості  $b$  матеріалу колодки, елементів структури передачі 3 і приводу 4 досягають відповідності поточного значення коефіцієнта тертя заданому.

Всі поверхні тертя володіють хвилястістю і шорсткістю в результаті попередньої обробки і поточного зносу. Якщо силою зовнішнього тертя рахувати силу опору відносному руху двох твердих тіл і рівнодіючою елементарних сил тертя в зонах окремих мікронерівностей (ГОСТ 23.002-78), то відносне ковзання цих поверхонь, що володіють хвилястістю і шорсткістю, приводить до вимушених коливань мас в напрямі

нормальному до поверхонь тертя і фрикційних автоколивань в тангенціальному напрямі. У запропонованому способі вибір технологічних параметрів управління силою тертя будь-якої трибологічної системи виходить з того, що тертя породжує коливання деталей вузлів тертя, зокрема, гальма. Очевидно, що коливання впливають на сили тертя у функції швидкості відносно ковзання контактних поверхонь залежно від в'язко-пружних і демпфуючих властивостей поверхневих шарів контакту і зв'язків структури системи тертя.

Таким чином, процес механічних коливань, яким супроводжується тертя, синтезує всі властивості структури трибологічної системи. В результаті коефіцієнт тертя змінюється не тільки геометричними параметрами поверхонь тертя, але і характеристиками і структурою деталей, що належать до трибологічної системи в цілому. Тому коефіцієнт тертя володіє агрегатними властивостями, що дозволяє розширити область управління тертям.

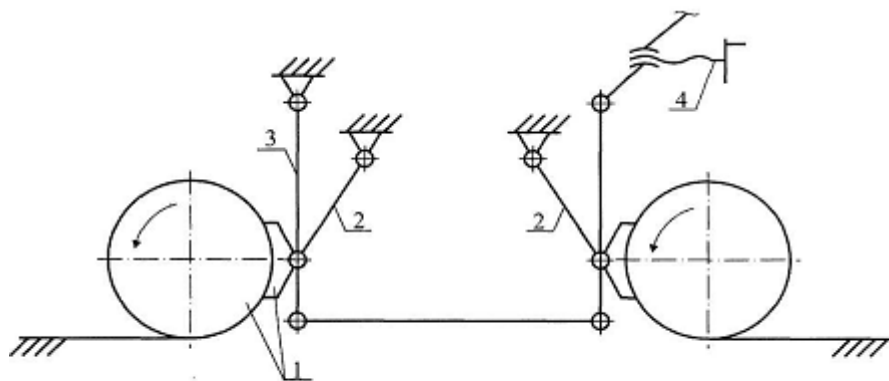
Експериментально отримано і узагальнено зміну коефіцієнта тертя гальмівних колодок шахтних локомотивів при швидкостях руху до 5 м/с [Коптовец А. Н. Экспериментальные исследования характеристик трения и колебаний тормозной колодки с учетом инерционных, упругих и демпфирующих свойств тормозной системы шахтных локомотивов. // Науковий вісник НГУ. - 2007. - № 10]

$$\varphi_K = a_0 - a_1 K - a_2 v,$$

де  $a_0, a_1, a_2$  - емпіричні коефіцієнти для чавунних гальмівних колодок залежно від в'язко-пружних властивостей гальмівного механізму і передачі (жорстка важільна, пружинна, з гумовими втулками в шарнірах). Таким чином, регулюючи жорсткість ланок в нормальному напрямі переміщення гальмівної колодки можна змінити величину і понизити інтенсивність залежності коефіцієнта тертя колодки від швидкості руху колеса  $v$  і гальмівного натиснення  $K$ . При цьому нормальні вібропереміщення колодки збільшуються при підвищенні швидкості ковзання, підвищення жорсткості ланки в цьому напрямі демпфують коливання колодки. Досліджуваний частотний діапазон нормальних і тангенціальних вібропереміщень колодки і змінних складових зусиль гальмівного механізму склав 40...1000 Гц. При регулюванні пружних і дисипативних сил в кінематичному ланцюзі гальмівної системи відбувається зміна амплітудно-частотних характеристик коливань гальмівного механізму в цьому діапазоні частот і досягається зміна коефіцієнта тертя гальмівної колодки  $\varphi_K$  по величині і у функції гальмівного натиснення  $K$  і швидкості ковзання  $v$  до певного значення для даної системи.

Задаваємою величиною і діапазоном зміни коефіцієнта тертя гальмівної колодки досягається виконання критеріїв оптимізації по стійкості, ефективності, стабільності гальмування рухомого складу, швидкодії і синхронності роботи гальмівних механізмів.

Використання в управлінні тертям процесу фрикційних коливань шляхом зміни параметрів і структури деталей, включених з поверхнями тертя до складу трибологічної системи, дозволяє підвищити ефективність управління тертям і досягти реалізації робочих процесів, що відповідають вимогам експлуатації відповідно до призначення об'єкту техніки, підвищення технічного рівня його, привести систему до стану, коли сила тертя не залежить від швидкості відносного ковзання контактних поверхонь. Останнє підтверджується також способом управління силою тертя найбільш близьким до пропонованого тим, що для поверхонь тертя матеріалів, що володіють порівняно досконалими пружними властивостями і в умовах, коли контактна температура істотно не змінюється, коефіцієнт тертя відповідно не залежить від швидкості ковзання.



Фіг. 1

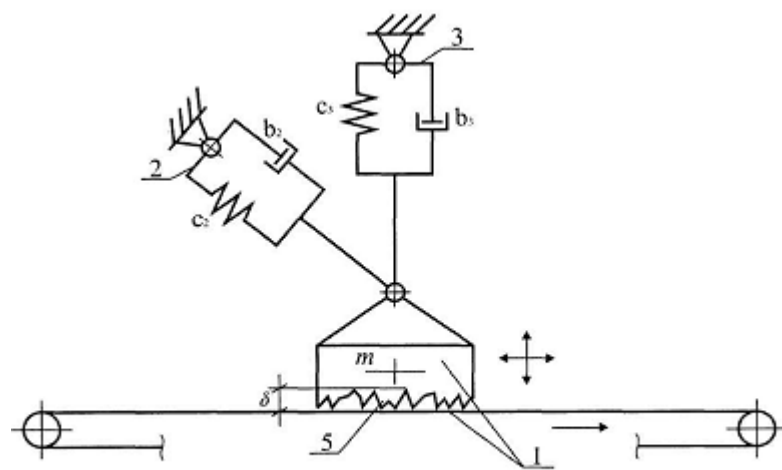


Fig. 2