

машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів, 2006. – Вип. 40. – С. 59–67. 4. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.

УДК 621.113.001

П.М. Гащук, Т.Г. Миськів

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПРОСТИМ МІЖКОЛІСНИМ ДИФЕРЕНЦІАЛОМ

© Гащук П.М., Миськів Т.Г., 2006

Розглянуто різні аспекти застосування простого міжколісного диференціала. Запропоновано імпульсну систему довантаження колеса, яке знаходиться у гірших за зчепленням умовах. Проаналізовано прохідність автомобіля у складних дорожніх умовах з імпульсним довантаженням.

Various aspects of use simple differential gear are examined. Pulsed system of loading is suggested for wheel with bad adhesion. Passability of automobile is analyzed in complicated condition for pulsed system of loading.

Постановка проблеми. У простих шестерінчастих диференціалах момент тертя малий і обертові моменти на півосях розподіляються практично порівну. Завдяки цьому тангенційні реакції на ведучих колесах під час гальмування двигуном однакові, що забезпечує стійкість на слизькій дорозі. До інших переваг простого диференціала належать: малі розміри і маса, високий ККД, надійність, відсутність опору повороту автомобіля і пов'язаного з ним зношення шин.

Негативною особливістю простого диференціала вважають зниження за певних умов опорної прохідності, одним з показників якої є коефіцієнт прохідності за зчепленням [1].

$$\Pi_{\varphi} = \frac{1 - F_{\psi}}{\sum_{i=1}^{2n} F_{\varphi i \max}},$$

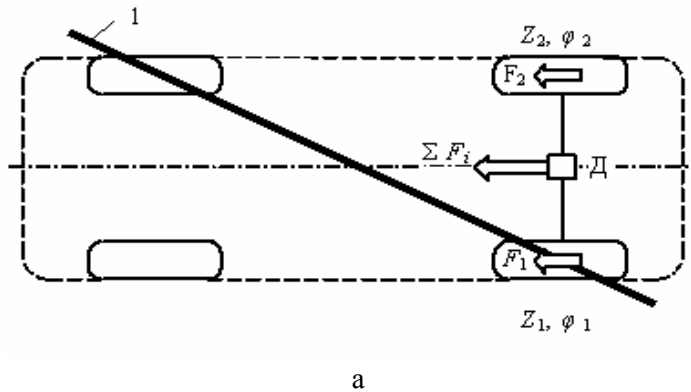
де F_{ψ} – сила опору руху; $\sum_{i=1}^{2n} F_{\varphi i \max}$ – сумарна сила зчеплення відних коліс; n – кількість ведучих мостів.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Для підвищення прохідності традиційно застосовують диференціали підвищеного тертя: шестеренні з фрикційними елементами, кулачкові, гідравлічні, інколи черв'ячні [2, 3], які є складнішими і дорожчими. Коефіцієнт блокування таких диференціалів залежить від втрат на тертя, тобто пов'язаний з його ККД. За малого моменту тертя диференціали підвищеного тертя неефективні, а за великого — блокуються в широкому діапазоні навантажень, що спричиняє підвищене зношування шин та опір повороту автомобіля.

Постановка задачі. Метою статті є розробка засобів підвищення прохідності автомобіля з простим міжколісним диференціалом, який має вищезгадані позитивні якості, та аналіз прохідності після вжитих заходів.

Основний матеріал. Величини нормальних реакцій коліс автомобіля є визначальними для сил зчеплення і опору коченню коліс, а також впливають на формування радіусів кочення коліс.

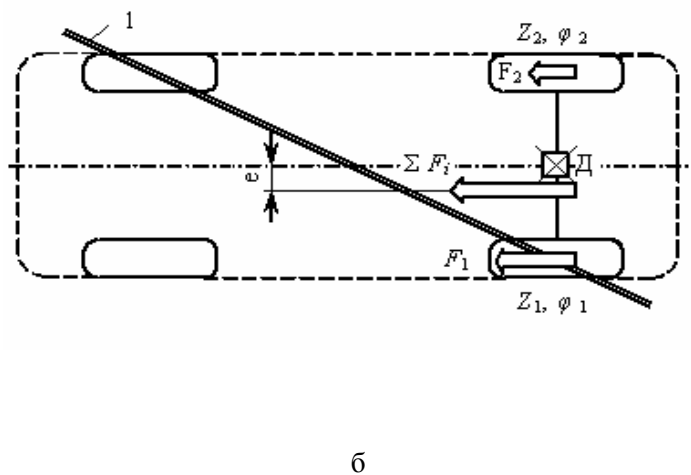
Під час руху автомобіля по нерівностях нормальні реакції Z_i змінюються внаслідок зміни положення коліс. Найгіршим з точки зору прохідності є наявність нерівності у вигляді діагонального ребра 1 за малих значень коефіцієнта зчеплення φ (рис. 1, Д – диференціал).



$$Z_1 > Z_2 ;$$

$$\varphi_1 > \varphi_2 ;$$

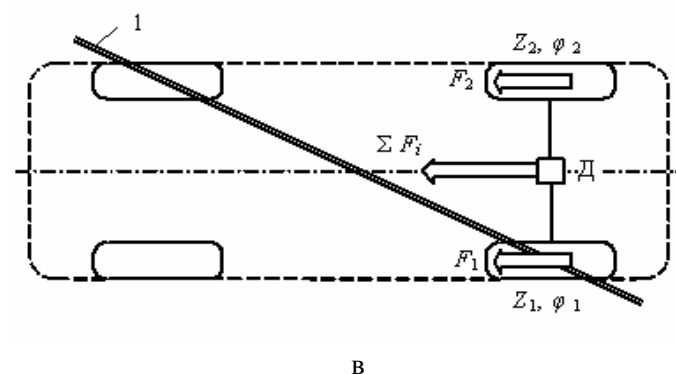
$$\Pi_{\varphi}^a = 1 - \frac{F_{\psi}}{2 F_2} = 1 - \frac{F_{\psi}}{2 Z_2 \varphi_2}$$



$$Z_1 > Z_2 ;$$

$$\varphi_1 > \varphi_2 ;$$

$$\Pi_{\varphi}^b = 1 - \frac{F_{\psi}}{F_1 + F_2} = 1 - \frac{F_{\psi}}{Z_1 \varphi_1 + Z_2 \varphi_2}$$



$$Z_2 > Z_1 ;$$

$$\varphi_1 > \varphi_2 ;$$

$$\Pi_{\varphi}^v = 1 - \frac{F_{\psi}}{2 F_1} = 1 - \frac{F_{\psi}}{2 Z_1 \varphi_1}$$

Рис. 1. Аналіз прохідності автомобіля

Якщо тягова сила F_2 найменш навантаженого колеса (Z_2) досягне $Z_2 \cdot \varphi_2$, то у разі диференціального зв'язку (рис. 1а) тягова сила іншого колеса $F_1 = Z_2 \cdot \varphi_2$, тобто його зчіпні властивості, не реалізуються.

Примусове блокування диференціала (рис. 1б) дає можливість реалізувати зчіпні властивості обох коліс, але ціною створення збурювального моменту $e \cdot \sum F_i$. Рух із заблокованим

диференціалом може спричинити поломку півосей під час повороту автомобіля або наїзду на нерівність. Компромісом розглянутих двох випадків є застосування самоблокованих диференціалів з підвищеним тертям. Однак тоді втрачаються переваги простого диференціала.

Кардинально розв'язати цю проблему можна імпульсним довантаженням колеса, яке знаходиться в гірших умовах (менші Z і ϕ) за умови диференціального зв'язку з колесом, що знаходиться в кращих умовах для реалізації зчіпних властивостей останнього. Цього нескладно досягти за допомогою пневматичної чи гідروпневматичної підвіски (рис. 2).

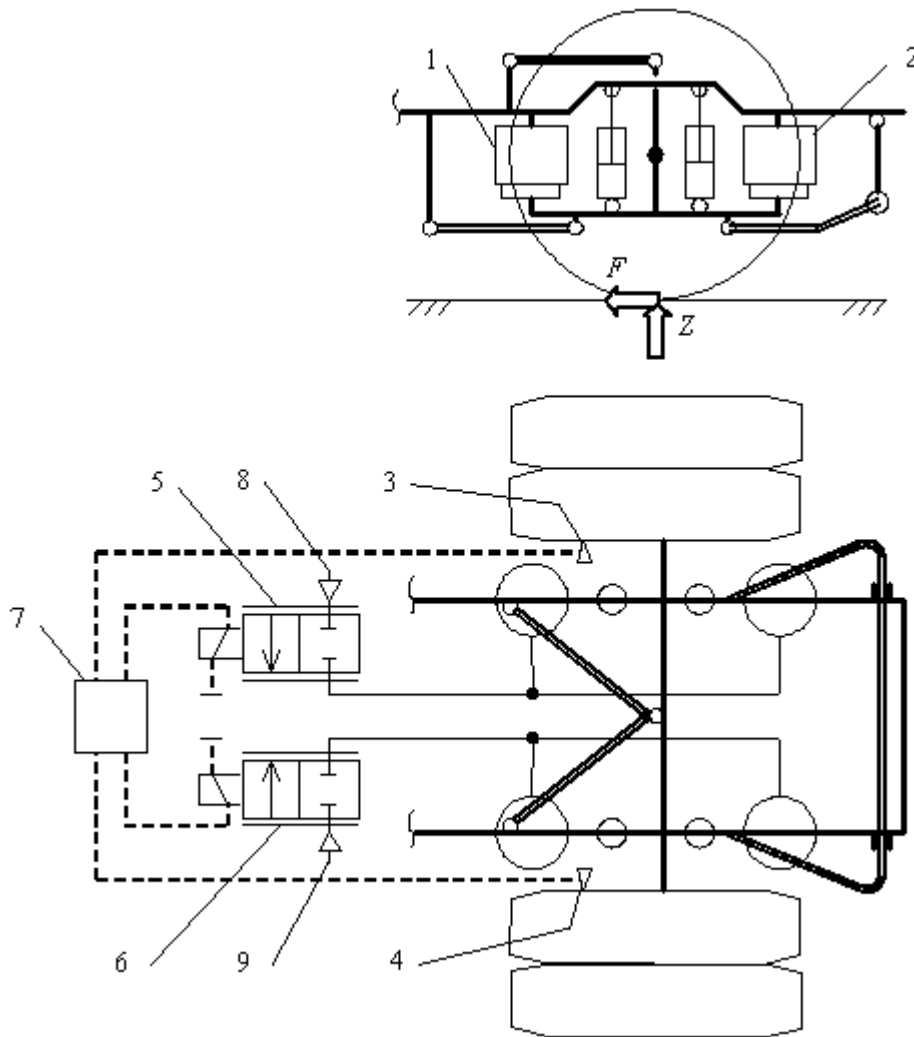


Рис. 2. Схема імпульсної системи довантаження:
1, 2 — пневмобалони; 3, 4 — сенсори кутової швидкості;
5, 6 — електропневмоклапани; 7 — блок керування; 8, 9 — виводи до ресивера

Блок керування аналізує співвідношення кутових швидкостей коліс і у разі пробуксовування одного з коліс через електропневмоклапан створює імпульси тиску повітря в пневмобалонах відповідного боку підвіски.

Така система підвищує прохідність автомобіля за низьких значень коефіцієнта зчеплення, особливо під час рушання з місця і забезпечує рівність тягових сил на лівому та правому відних колесах, що важливо для стійкості руху.

Наприклад, для причіпного автопоїзда з повною масою тягача 14825 кг (зокрема: передня вісь 4825 кг, задня вісь 10000 кг) і повною масою причепа 12000 кг за висоти нерівності (діагонального

ребра) 80 мм та поздовжнього кута нахилу дороги 4° розраховано значення (розрахунок через громіздкість не наводиться) вертикальних реакцій на ведучих колесах та сила опору руху

$$Z_1 = 49636 \text{ Н}; \quad Z_2 = 48825 \text{ Н}; \quad F_\psi = 22557 \text{ Н}.$$

Значення коефіцієнтів прохідності при коефіцієнтах зчеплення лівого 0,4 та правого 0,2 ведучих коліс становлять:

1) у разі диференціального зв'язку

$$\Pi_\varphi^a = 1 - \frac{F_\psi}{2 Z_2 \varphi_2} = 1 - \frac{22557}{2 \cdot 48225 \cdot 0,2} = -0,169;$$

2) за заблокованого диференціала

$$\Pi_\varphi^b = 1 - \frac{F_\psi}{Z_1 \varphi_1 + Z_2 \varphi_2} = 1 - \frac{22557}{49636 \cdot 0,4 + 48225 \cdot 0,2} = 0,235;$$

3) у разі диференціального зв'язку та імпульсного довантаження колеса, що знаходиться в гірших за зчепленням умовах

$$\Pi_\varphi^b = 1 - \frac{F_\psi}{2 Z_1 \varphi_1} = 1 - \frac{22557}{2 \cdot 49636 \cdot 0,4} = 0,432.$$

Від'ємне значення коефіцієнта прохідності означає неможливість руху автомобіля. За диференціального зв'язку та імпульсного довантаження колеса коефіцієнт прохідності майже вдвічі більший, ніж у разі заблокованого диференціала.

Висновки. Запропоноване імпульсне довантаження колеса у гірших за зчепленням умовах дає змогу нескладними засобами надати автомобілю з простим міжколісним диференціалом додаткових щодо прохідності якостей. Це позитивно вплине на паливну ощадність та довговічність шин.

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
2. Проїкшат А. Шасси автомобіля: Типи приводів / Под ред. Й. Раймпеля. – М.: Машиностроение, 1989. – 232 с.
3. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

УДК 621.9.048

П.М. Гащук, В.В. Малащенко

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ КУЛЬКОВОГО ОБМЕЖУВАЧА ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ

© Гащук П.М., Малащенко В.В., 2006

Розглянуто силову взаємодію між кульками та півмуфтами запатентованого обмежувача обертового моменту з урахуванням сил тертя на робочих поверхнях елементів. Запропоновано аналітичні залежності для проведення силового аналізу подібних пристроїв машинобудування на етапі проектування.

Power co-operation between balls and semi muffs of limitation of twisting moment taking into account forces of friction is considered in the article. Analytical dependences for conducting of power analysis of analogical devices on the stage of planning are offered.

Постановка проблеми. Виконання складальних операцій та демонтажних робіт під час ремонту машин та механізмів стає ефективнішим із застосуванням засобів механізації та автомати-