

8. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация соц. сел. хоз-ва. – 1962. – №4. – С. 28–31.

Рассмотрена зависимость коэффициента сопротивления повороту гусеничной машины от радиуса поворота, которая реализуется в новой модели взаимодействия гусеничных движителей с опорной поверхностью. Она обеспечивает удовлетворительную точность расчетных данных во всем диапазоне возможных радиусов поворота гусеничной машины.

Гусеничная машина, коэффициент сопротивления повороту, радиус поворота.

Dependence of the coefficient of resistance to a caterpillar machine turn on the radius of this turn realized in a new model of interaction of caterpillar movers with the support surface is reviewed in this article. This model gives satisfactory accuracy of calculated data in the full range of possible radii of turns of a caterpillar machine.

Caterpillar machine, coefficient of resistance to turn, turn radius

УДК 629.3.027.5

ДИНАМІЧНИЙ РАДІУС КОЛЕСА У СВІТЛІ ЗАКОНУ ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

У теорії кочення еластичного колеса відсутня єдина думка щодо того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи колеса – динамічний чи радіус кочення. У даній роботі показано, що застосування динамічного радіуса суперечить закону збереження енергії. Це є доказом некоректності застосування динамічного радіуса.

Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.

Постановка проблеми. У даний час не існує однозначної думки стосовно того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи еластичного колеса – динамічний r_d , який розуміється як відстань від опорної площини до центра колеса, що рухається, або радіус кочення r_k , який розуміється як відношення

© С.П. Пожидаєв, 2013

поздовжньої складової швидкості руху колеса V (без урахування прослизання або буксування) до його кутової швидкості обертання ω (або, що те ж, як відношення приросту поздовжньої складової шляху δL до приросту кута повороту колеса $\delta\alpha$):

$$r_k = \frac{V}{\omega} \equiv \frac{\delta L}{\delta\alpha}. \quad (1)$$

Наприклад, для встановлення взаємозв'язку між крутним моментом колеса M_k і його силою тяги P_k розглядають схему сил і моментів, прикладених до ведучого колеса у випадку його рівномірного руху – рис. 1.

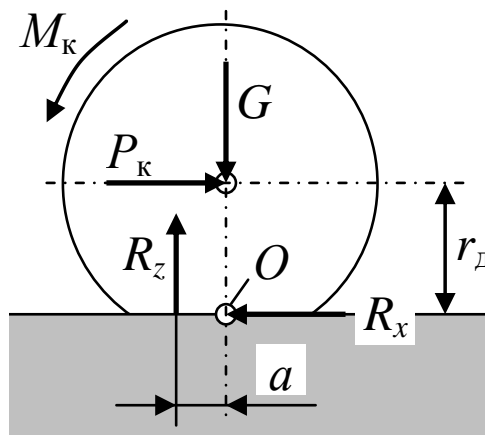


Рис. 1. До складання рівняння рівноваги колеса під дією прикладених до нього сил і моментів.

Рівняння рівноваги такого колеса відносно т. О має вигляд:

$$\Sigma M_O = M_k - P_k \cdot r_d - R_z \cdot a = 0, \quad (2)$$

де R_z – нормальна реакція опорної поверхні;

a – поздовжнє знесення нормальної реакції опорної поверхні.

Записавши рівняння (2) у вигляді отримують, що показником взаємозв'язку між крутним моментом колеса і його силою тяги є динамічний радіус колеса r_d . Його і застосовують у підручнику [1, с. 54] тощо, не згадуючи про існування інших показників.

$$M_k = P_k \cdot r_d + R_z \cdot a, \quad (3)$$

А саме, той же взаємозв'язок можна встановити і за допомогою рівняння для віртуальної роботи, яке для колеса, зображеного на рис. 2, має вигляд:

$$\delta A = M_k \cdot \delta\alpha - P_k \cdot \delta L - R_z \cdot a \cdot \delta\alpha = 0, \quad (4)$$

де δL – варіація кутової координати колеса;

$\delta\alpha$ – варіація лінійної координати, яка пов'язана з варіацією δL співвідношенням $\delta L / \delta\alpha = r_k$, що впливає з визначення радіуса кочення колеса.

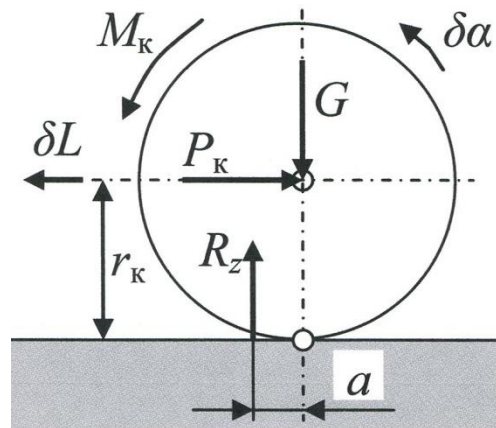


Рис. 2. До складання рівняння для віртуальної роботи.

З рівняння (4) випливає співвідношення

$$M_k = P_k \cdot \frac{\delta L}{\delta\alpha} + R_z \cdot a = P_k \cdot r_k + R_z \cdot a. \quad (5)$$

Складова $R_z \cdot a$ – це момент опору перекочуванню колеса M_f , який можна представити у вигляді добутку нормальної реакції опорної поверхні R_z на коефіцієнт опору перекочуванню f і на радіус кочення колеса r_k ($M_f = R_z \cdot f \cdot r_k$), внаслідок чого співвідношення (5) може бути записане і у вигляді:

$$M_k = P_k \cdot r_k + R_z \cdot f \cdot r_k. \quad (6)$$

Вираз (5) свідчить, що показником взаємозв'язку між крутним моментом колеса і його силою тяги є не динамічний радіус, а радіус кочення колеса. Його і застосовують у підручнику [2, с. 28] тощо, не згадуючи про можливість застосування динамічного радіуса.

Аналогічний стан справ і у зарубіжній літературі. В одних випадках обговорюваний взаємозв'язок встановлюється за допомогою радіуса кочення (rolling radius) [3, с. 410], а в інших – за допомогою динамічного радіуса (loaded radius) або радіуса без акцентування на його природі [3, с. 26].

Однак значення динамічного радіуса і радіуса кочення в окремих випадках можуть відрізнятись на 15 ... 25% [4, с. 13]. Це призводить до суперечності рівнянь (3) і (5), що компроментує теорію кочення еластичного колеса. Як можна вірити результатам розрахунків, якщо не існує єдиної думки щодо однозначного застосування навіть радіусів колеса – найпростіших і найбільш фундаментальних понять теорії кочення? Будь-які результати

розрахунків колісних рушіїв можна піддавати сумніву, протиставивши їм інші результати.

Описану суперечність помітив ще засновник теорії автомобіля акад. Є.О.Чудаков [5, с. 19, 32]. Для її усунення він прирівняв праві частини виразів (3) і (6), звідки отримав формулу для коефіцієнта опору перекочуванню f як функції від значень r_d та r_k [5, с. 31]. Її підстановка у вираз (6) забезпечує отримання однакових значень виразів (3) і (6). Однак таке рішення не витримує перевірку на граничні умови, яка полягає в тому, що будь-яка правильна побудова повинна давати правильні результати в умовах, коли вхідні змінні наближаються до крайніх допустимим для них значень. У даному випадку, припускаючи, що значення a і f прямують до нуля, з виразів (3) і (6) отримуємо два різних рівняння, які не можуть дати однаковий результат. Це свідчить про штучність даного рішення.

Аналіз результатів останніх досліджень. Автор роботи [6] на підставі проведених ним експериментальних досліджень припустив, що взаємозв'язок між прикладеним до колеса крутним моментом і його силою тяги визначається деяким радіусом β (називаним ним просто «коефіцієнтом»), рівним середньому арифметичному значенню вільного радіуса і статичного радіуса $r_{\text{нò}}$, де $r_{\text{нò}} \approx r_{\text{а}}$. Але такий висновок теж слід вважати штучним, оскільки теорія припускає тільки два альтернативних рішення – r_d або r_k .

Результати інших експериментальних досліджень, в яких визначали числові значення «силового» радіуса і радіуса кочення шин на холостому ході, наведені у таблиці. Значення, відмічені зірочкою, отримані в результаті проведеної автором математичної обробки даних, представлених на рис. 1 б і 1 в роботи [8].

1. Значення радіуса кочення $r_{k,x}$ (на холостому ході) і «силового» радіуса ρ деяких шин.

Позначення шини та джерело інформації	Радіус кочення $r_{k,x}$, м	«Силовий» радіус ρ , м	Відхилення значення ρ от $r_{k,x}$, %
480/70R34 [7]	0,750	0,770	+2,7
ОШ-1 [8]	0,677	0,652	- 3,7
49x23,5-21LT HC2 AVTOROS [8]	0,600*	0,634*	+5,7
49x23,5-21LT HC4 AVTOROS [8]	0,568*	0,603*	+6,2
	0,557	0,569	+2,2
600/50R22,5 мод. DT-46 [9]	0,556	0,579	+4,1
	0,556	0,609	+9,5
Середнє значення відхилення			+3,8

Дані таблиці свідчать про те, що значення «силового» радіуса в шести випадках з семи отримані більшими, ніж значення радіуса кочення. Оскільки динамічний радіус завжди менший за радіус кочення (визначений без урахування буксування чи проковзування), то можна стверджувати, що експериментальні дані підтверджують правильність рівняння (5), а не (3).

Однак експериментальне підтвердження правильності рівняння (5) ще не свідчить про помилковість рівняння (3). Для розв'язку дилеми " r_d чи r_k ?" необхідно надати ще й переконливий доказ помилковості останнього.

Мета дослідження – уточнення теорії кочення еластичного колеса шляхом доведення помилковості рівняння (3).

Результати дослідження. Рівняння (5) отримане з рівняння віртуальної роботи колеса, яка підлягає закону збереження енергії. Останній є одним з найбільш фундаментальних законів природи і тому "... дозволяє отримати ряд досить загальних і суттєвих висновків про властивості різних механічних процесів, не вникаючи в їх детальний розгляд за допомогою рівнянь руху" [10, с. 63].

Рівняння (3) отримане у інший спосіб і суперечить рівнянню (5). Це означає, що воно суперечить закону збереження енергії. Оскільки до сьогоднішнього дня не виявлено жодного явища, де б цей закон порушувався, то, якщо якийсь процес "... суперечить законам збереження, то відразу можна стверджувати: цей процес неможливий і безглуздо намагатися його здійснити" [10, с. 63].

Таким чином суперечність між законом збереження енергії і рівнянням (3) є достатнім доказом хибності останнього.

Це означає, що, всупереч "очевидній правильності" рівняння (3), воно є помилковим, тобто що силова взаємодія еластичного колеса з опорною поверхнею відбувається на плечі, яке не дорівнює динамічному радіусу. Це і є причиною суперечності між хибним рівнянням (3) і правильним рівнянням (5).

Це також свідчить про складність процесу взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею навіть у найпростішому випадку, який не може бути коректно описаний за допомогою "очевидно правильного" рівняння (3). Пошук причини, з якої нібито правильна схема прикладених до колеса сил і моментів, наведена на рис. 1, призводить до помилкового рівняння (3), являє собою цікаву наукову задачу для подальшої роботи в галузі теорії кочення.

До честі упорядників чинного стандарту [11] слід зазначити, що твердження про незастосовність динамічного радіуса до силового опису еластичного колеса відповідає його (стандарту) духу і букві. У ньому термін "динамічний радіус" розміщено у розділі "Координати центра колеса ...", але не в розділах, що відносяться до роботи колеса.

Висновок. Суперечність між двома відомими рівняннями, що описують взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса (у площині його обертання) силами і крутним моментом, обумовлена помилковою думкою про те, що силова взаємодія згаданого колеса з опорною поверхнею відбувається на плечі, рівному динамічному радіусу. Насправді вона відбувається на плечі, рівному радіусу кочення, внаслідок чого правильним є тільки одне рівняння, а саме – яке базується на радіусі кочення.

Список літератури

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
3. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics. – Warrendale: Society of Automotive Engineers. – 1992. – 470 p.
4. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
5. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
6. Станкевич Э.Б. Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 9. – С. 6–9.
7. Гончаренко С.В., З.А.Годжаев З.А., Э.Б.СтанкевичЭ.Б. [и др.]. Идентификация шин по эксплуатационным показателям // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 7. – С. 16–19.
8. Зайцев С.Д., Гончаренко С.В., Л.С.Стреблеченко Л.С. [и др.], Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9. – С. 29–31.
9. Зайцев С.Д., Стреблеченко Л.С., Гончаренко С.В. [и др.], Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств широкопрофильной шины // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8. – С. 25–27.
10. Иродов И.Е. Основные законы механики. – М.: Высшая школа, 1978. – 240 с.
11. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 1972-05-06. – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 24 с.

В теории качения эластичного колеса отсутствует единое мнение относительно того, какой радиус следует применять при определении силовых показателей работы колеса – динамический или радиус качения. В данной работе показано, что применение динамического радиуса противоречит закону сохранения энергии. Это является доказательством некорректности применения динамического радиуса.

Эластичное колесо, динамический радиус, радиус качения.

There is absent a common opinion in the theory of rolling motion of an elastic wheel to the effect what radius should be used when

assessing force characteristics – loaded or rolling radius. This paper shows that the application of the loaded radius contradicts the energy conservation law. This is a proof of incorrectness of use of loaded radius.

Elastic wheel, loaded radius, rolling radius.

УДК 664.641.1

ПЕРСПЕКТИВИ ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЯКІСНОГО ДОЗУВАННЯ СИРОВИНИ В ХЛІБОПЕКАРСЬКІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

І.Я. Стадник, доктор технічних наук

М.П. Коневич, аспірант

Тернопільський національний технічний університет

імені Івана Пулюя

В.П. Василів, кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і

природокористування України

В статті приведено основні класифікації сучасного дозувального обладнання для хлібопекарської промисловості. Запропоновано технічні рішення та комплекс напрямків для створення високоефективного, компактного і енергозберігаючого дозуючого обладнання.

Дозування, групи технічних рішень, показники дозування, класифікація дозаторів, комплекс напрямків проектування і модернізації дозаторів.

Постановка проблеми. Виготовлення будь-якої харчової продукції не можливо виконати без основної частини технологічного процесу - дозування. На сьогодні відомі різноманітні конструкції дозаторів як періодичної так і безперервної дії. Найбільш поширеними на підприємствах України набули дозатори періодичної дії. Основна перевага - висока універсальність, легкість налагодження, обслуговування і ремонту. Завдяки цьому дозатори встановлюють в потокові лінії по виробництву хлібобулочних та кондитерських виробів. Тому вдосконалення існуючих і розробка нових механізмів для дозування сипучих і рідких компонентів є актуальним і важливим завданням.

Аналіз останніх досліджень. При створенні конструкції обладнання для операції дозування необхідно мати насичену базу