УДК 629.017

РАДИУС КАЧЕНИЯ И ОЦЕНКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ДОРОГОЙ

Лебедев А.Т., д.т.н., проф., Артемов Н.П., к.т.н., доц.
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка

Подригало М.А., д.т.н., проф.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кот А.В.
Харьковский филиал УкрНИИПИТ имени Леонида Погорелого

Рассмотрены вопросы, раскрывающие взаимосвязь между линейной скоростью оси и угловой скоростью колеса при движении по твердой опорной поверхности.

Введение. Радиус качения пневматического колеса мобильной машины представляет собой отношение линейной скорости оси колеса к угловой скорости его вращения. Отличие величины радиуса качения (кинематического радиуса) от величины свободного радиуса колеса связано с наличием окружной деформации шины и существованием упругого проскальзывания в пятне контакта.

В настоящей статье получены аналитические выражения, позволяющие оценить взаимосвязь динамического и кинематического радиусов эластичного колеса с учетом относительного буксования (скольжения). Предложено в качестве критерия оценки контакта колеса с дорогой использовать отношение кинематического радиуса к свободному радиусу колеса при заданном внутреннем давлении воздуха в шине.

Анализ последних достижений и публикаций. Качение всякого деформируемого тела, например, по плоскости, как правило, сопровождается скольжением части точек этого тела относительно опорной поверхности [1, 2].

В площадке контакта катящегося деформируемого тела (эластичного колеса) одновременно существует как область, в которой действуют силы сцепления (точнее силы трения покоя), так и область или области, в которых действуют силы трения скольжения [2].

В этом случае речь идет о частичном или разновременном проскальзывании [3]. Упругим проскальзыванием Н.Е. Жуковский [4] назвал перемещение части точек колеса, находящихся в контакте, относительно опорной поверхности при одновременном наличии точек, неподвижных относительно этой поверхности.

Скольжением колеса [2] называется одновременное перемещение всех находящихся в контакте точек колеса относительно опорной поверхности.

Продольное скольжение колеса, направление которого совпадает с направлением тангенциальных скоростей точек колеса в контакте можно назвать буксованием колеса, а при несовпадении направления – юзом [2]. Качением без скольжения колеса с эластичной шиной по твердой опорной поверхности (частный случай) следует называть такое движение колеса, при котором в площадке его контакта с опорной плоскостью существует хотя бы одна нескользящая точка (нескользящий отрезок прямой, параллельный оси колеса) [2].

При качении колеса без скольжения радиус качения (кинематический радиус) отличается от динамического. Соотношение между радиусом качения ведомого колеса и его динамическим радиусом в зависимости от конструкции шины, нагрузки и давления воздуха может быть радиальным. У ведомого колеса радиус качения может быть больше и меньше динамического радиуса, а также равен ему [5].

При отсутствии проскальзывания и пробуксовывания колеса радиус качения определяется окружной деформацией шины [2, 5 ,6].

Окружное сжатие элементов шины в процентах по отношению к длине окружности свободного радиуса составляет [5]

$$\Delta = \left(1 - \frac{r_k}{r_0}\right) \cdot 100\%, \tag{1}$$

где: r_k – радиус качения колеса;

r_0 – свободный радиус колеса.

Откуда радиус качения колеса

$$r_k = r_0\left(1 - \frac{\Delta}{100}\right). \tag{2}$$

Проведенные экспериментальные исследования показали [5], что для диагональной шины основное влияние на окружную деформацию оказывает давление воздуха и нормальная нагрузка. Радиус качения может быть представлен в виде двух сложных функций, одна из которых зависит от окружной деформации шины, вызванной нормальной нагрузкой, а вторая – от окружной деформации, вызванной приложенным к колесу моментом [5]

$$r_k = f(\Delta G_k) + \varphi(\Delta M_k), \tag{3}$$

где: ΔG_k – нормальная нагрузка на колесо;

ΔM_k – крутящий момент, приложенный к колесу.

По данным исследований [5] радиус качения ведущего колеса выражается следующей зависимостью

$$r_k = r_0(l + \varepsilon\lambda)\left(l - \frac{2 \cdot P_k \cdot h}{G_p \cdot b \cdot K \cdot L^2}\right), \tag{4}$$

где: $\varepsilon\lambda$ – окружная относительная деформация каркаса от вертикальной нагрузки;

P_k – касательная сила в контакте;

h – высота протектора;

G_p – модуль сдвига резины протектора;

K – коэффициент насыщенности рисунка протектора;

L – длина пятна контакта.

Как показали результаты экспериментального исследования, приведенные в работе [5], действие окружной силы приводит к незначительному изменению окружной деформации шины, вызванной нормальной нагрузкой.

В тракторостроении [7] при оценке тяговых свойств используется показатель – зависимость относительного буксования ведущих колес δ от безразмерного показателя нагрузки на крюке $\varphi_{кр} = P_{кр} / G_T$, ($P_{кр}$ – усилие на крюке, G_T – общий вес трактора). Относительное буксование ведущих колес определяется следующей зависимостью [2]

$$\delta = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_д}, \quad (5)$$

где: V_0 – линейная скорость оси автомобиля;

ω_k – угловая скорость колеса;

$r_д$ – динамический радиус колеса.

В формулу (5) необходимо вводить динамический радиус колеса $r_д$, а не кинематический r_k, поскольку последний определяется зависимостью [2, 3]

$$r_k = \frac{V_0}{\omega_k} \quad (6)$$

После подстановки (6) в (5) получим δ =0.

Таким образом при наличии в площадке контакта эластичного колеса с опорной поверхностью хотя бы одной нескользящей точки между ведомой и ведущей координатами колеса соблюдается связь, подчиняющаяся уравнению неразрывности сплошной среды, в следствие чего скоростные потери при движении колеса в этих условиях отсутствуют [2]. При этом тангенциальная деформация в зоне нескользящих точек постоянна [2].

При наличии в площадке контакта эластичного колеса с опорной поверхностью нескользящих точек скоростные потери происходят ввиду наличия упругого скольжения (буксования). Такое скольжение в литературе принято называть псевдоскольжением или явлением крипа. Однако в известной литературе отсутствуют зависимости, позволяющие связать между собой скоростные потери с псевдоскольжением (упругим скольжением) и окружной скорости колеса (или линейной скорости оси колеса).

Целью исследования является определение радиуса качению колеса мобильной машины при движении по твердой опорной поверхности.

Для достижения указанной цели необходимо определить взаимосвязь между линейной скоростью оси и угловой скоростью колеса.

Результаты исследования. При определении взаимосвязи между угловой скоростью колеса и линейной скоростью его оси из выражения (5) определим

$$\frac{V_0}{\omega_k \cdot r_\partial} = 1 - \delta \tag{7}$$

Предположим, что динамический радиус колеса равен статическому, т.е.

$$r_\partial \cong r_{cm} = r_0 - z = r_0 - \frac{P_z}{C_z} = r_0\left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0}\right), \tag{8}$$

где: r_{cm} – статический радиус колеса;

z – радиальная деформация колеса;

P_z – нормальная нагрузка на колесо;

C_z – радиальная жесткость колеса.

После подстановки (8) в (7) определим из последнего

$$\omega_k = \frac{V_0}{(1-\delta) \cdot r_0\left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0}\right)} \tag{9}$$

При сопоставлении уравнений (9) и (6) определяется радиус качения (кинематический радиус) колеса

$$r_\kappa = (1-\delta)\left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0}\right) r_0 \tag{10}$$

Введем понятие о кинематическом параметре колеса K, который нужно определить из выражения (9)

$$K = \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_0} = (1-\delta)\left(1 - \frac{P_z}{C_z \cdot r_0}\right) = (1-\delta)(1-\lambda z), \tag{11}$$

где: λz – параметр радиальной деформации колеса,

$$\lambda z = \frac{P_z}{C_z \cdot r_0}. \tag{12}$$

Таким образом, радиус качения колеса можно определить через свободный радиус колеса r_0 и кинематический параметр колеса K

$$r_\kappa = K \cdot r_0, \tag{13}$$

а линейная скорость оси колеса

$$V_0 = \omega_k \cdot r_k = \omega_k \cdot K \cdot r_0 \qquad (14)$$

Потеря скорости оси колеса

$$\Delta V_0 = \omega_k \cdot r_0 - \omega_k \cdot K \cdot r_0 = \omega_k \cdot r_0 (1 - K) \qquad (15)$$

Относительные потери скорости

$$\frac{\Delta V_0}{\omega_k \cdot r_0} = 1 - K\,. \qquad (16)$$

Определим линейное ускорение оси колеса, дифференцируя выражение (14)

$$\frac{dV_0}{dt} = r_0 \left(\omega_k \frac{dk}{dt} + K \frac{d\omega_k}{dt} \right). \qquad (17)$$

Дифференцируя выражение (11) определим

$$\frac{dK}{dt} = -\left[\frac{d\delta}{dt} \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) + (1 - \delta) \frac{1}{C_Z \cdot r_0} \cdot \frac{dP_Z}{dt} \right]. \qquad (18)$$

Подставляя (18) в уравнение (17), получим

$$\frac{dV_0}{dt} = \frac{d\omega_k}{dt} \cdot r_0 (1 - \delta) \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) - \omega_k \left[\frac{1 - \delta}{C_Z \cdot r_0} \cdot \frac{dP_Z}{dt} + \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) r_0 \frac{d\delta}{dt} \right]. \qquad (19)$$

Используя выражение (19) можно в дальнейшем осуществлять моделирование движения колеса при переменных нормальной реакции P_Z и при буксовании δ.

Например, при $\omega_k = const (d\omega_k / dt = 0)$ выражение (19) примет вид:

$$\frac{dV_0}{dt} = -\omega_k r_0 \left[\frac{1 - \delta}{C_Z \cdot r_0} \cdot \frac{dP_Z}{dt} + \left(1 - \frac{P_Z}{C_Z \cdot r_0} \right) \frac{d\delta}{dt} \right]. \qquad (20)$$

Таким образом, воздействие дорожных неровностей на колесо и изменение буксования δ приводят к появлению линейного горизонтального ускорения оси колеса даже при $\omega_k = const (d\omega_k / dt = 0)$.

Выводы. В результате проведенного исследования предложен новый показатель – кинематический параметр колеса, позволяющий учесть скоростные потери при его качении. Указанные потери обусловлены как радиальной деформацией колеса, так и упругим скольжением в пятне контакта с твердой опорной поверхностью.

Список использованных источников

1. Крагельский, И.В. Развитие науки и техники [Текст] / И.В. Крагельский, В.С. Кедров. – М.: АНСССР, 1956. – 236 с.

2. Петрушов, В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов [Текст] / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975.– 225 с.
3. Чудаков, Е.А. Качение автомобильного колеса [Текст] / Е.А. Чудаков.– М.: Машгид, 1947.– 72 с.
4. Жуковский, Н.Е. О скольжении ремня на шкивах [Текст] / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений, Т.8 – М.–Л.: ОНТИ НКТП СССР, 1937.– С. 19–36.
5. Кнороз, В.И. Работа автомобильной шины [Текст] / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев; под ред. В.И. Кнороза.– М.: Транспорт, 1976.– 236 с.
6. Абдулгазис, У.А. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля [Текст] / У.А.Абдулгазис, А.У. Абдулгазис, Д.М. Клец, М.А. Подригало; под ред. У.А. Абдулгазиса. – Симферополь: ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
7. Анилович, В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие [Текст] / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко; под ред. Б.П. Кашубы. – М.: Машиностроение, 1966.– 520 с.

Анотація

РАДІУС КОЧЕННЯ І ОЦІНКА ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ З ДОРОГОЮ

Лебедєв А., Артьомов М., Подригало М., Кот О.

Розглянуті питання, що розкривають взаємозв’язок між лінійною швидкістю осі та кутовою швидкість колеса при русі по твердій опорній поверхні.

Abstract

ROLLING RADIUS AND ESTIMATION OF INTERACTION BETWEEN MOBILE MACHINE WHEEL AND ROAD

A. Lebedev, N. Artiomov, M. Podrigalo, A. Kot

There have been considered the problems dealing with the interaction between axle linear speed and wheel angular speed when moving along a solid supportive surface.