

Величины перемещения и температуры, поверхностной нагрузки и теплового потока во внутренних точках могут быть определены по заданным поверхностным нагрузкам и тепловым потокам и найденным значениям перемещений и температур при решении второй задачи, или по заданным граничным перемещениям и температурам и найденным поверхностным нагрузкам и тепловым потокам в случае первой задачи, с помощью простого интегрирования по поверхности и по времени.

С использованием метода коллокаций созданы дискретные аналоги граничных интегральных уравнений при решении несвязанных задач нестационарной термоупругости однородных изотропных тел, построены выражения для определения коэффициентов дискретных уравнений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Крауч, С. Методы граничных элементов в механике твердого тела / С. Крауч, А. Старфилд. – М. : Мир, 1987. – 328 с.

2 Методы граничных элементов / К. Бреббия [и др.]. – М. : Мир, 1987. – 524 с.

3 Веремейчик, А.И. Граничные интегральные уравнения двумерных нестационарных краевых задач несвязанной термоупругости / А. И. Веремейчик. // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. – Минск : УП «Технопринт», 2001. – С. 99–102.

4 Демидович, Б.П. Основы вычислительной математики / Б. П. Демидович, И. А. Марон. – М. : Наука, 1966. – 664 с.

Получено 26.12.2007

**ISBN 978-985-468-405-5. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 2. Гомель, 2008**

УДК 625.032.3

Д. А. ЧЕРНОУС

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА В ПОКОЕ

На основе упрощенной модели автомобильного колеса получены расчетные оценки коэффициента сопротивления качению при трогании с места (в покое). Также получено соотношение для статической площади контакта автомобильного колеса с дорогой.

Введение. Одной из актуальных задач современной техники является оптимизация конструкционных параметров мобильных машин с целью снижения их энергоемкости, повышения надежности управляемости и комфорта-

бельности. Для решения этой задачи используются разнообразные подходы и методы. В частности, направленная модификация структуры и свойств автомобильной шины позволяет существенно снизить сопротивление качению и повысить сцепление колеса с дорогой [1]. Для эффективности подобной модификации необходима расчетная методика, позволяющая установить влияние геометрических и физико-механических характеристик шины на параметры движения колеса.

Ранее [2, 3] на основе упрощенной модели колеса была разработана методика расчета момента сопротивления качению, обусловленного вязкостью материала протектора автомобильной шины. Однако в известных работах, посвященных прогнозу коэффициента сопротивления качению автомобильных колес, не рассматривается процесс перераспределения контактных давлений при страгивании колеса. Данное экспериментально наблюдаемое явление [4, 5] приводит к возникновению ненулевого коэффициента сопротивления при нулевой скорости движения колеса (в покое). Цель работы – совершенствование ранее разработанной методики описания качения автомобильного колеса для получения расчетной оценки коэффициента сопротивления качению в покое.

Методика расчета. В качестве модели автомобильного колеса рассмотрим абсолютно жесткий диск радиуса r шириной b с деформируемым поверхностным слоем толщиной h . При этом $h \ll r$. Диск расположен на гладкой недеформируемой поверхности. При действии на моделируемое колесо вертикальной силы P центр масс смещается на u_0 и образуется прямоугольная площадка контакта длиной $2a$ (рисунок 1) и шириной b .

Относительно малая толщина деформируемого слоя позволяет для определения размеров области контакта использовать гипотезу Винклера [6]. При этом контактное давление p в окрестности данной точки поверхности определяется только радиальным смещением соответствующей точки обода деформируемого слоя u .

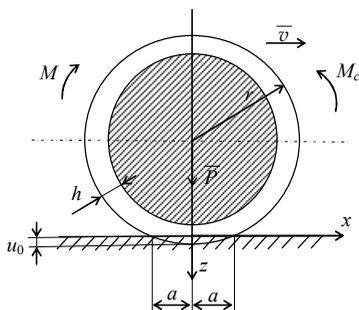


Рисунок 1 — Модель автомобильного колеса.

Если материал слоя рассматривается как линейно упругий, то зависимость давления p от смещения u можно выразить в виде

$$p = k_n u, \quad (1)$$

где $k_n = \frac{E}{h}$ – коэффициент жесткости, определяемый модулем Юнга E материала слоя. Если материал слоя является вязкоупругим, то модуль Юнга следует заменить соответствующим интегральным оператором [7]

$$\mathbb{E}f(t) = E_0 \left(f(t) - \int_0^t R(t-\tau) f(\tau) d\tau \right), \quad (2)$$

где E_0 – мгновенный модуль Юнга; $R(t)$ – ядро релаксации материала слоя; $f(t)$ – произвольная функция времени.

Смещение u и давление p являются функциями координаты x , отсчитываемой вдоль длины области контакта и изменяющейся в диапазоне от $-a$ до a . При действии на колесо только вертикальной силы зависимость $u(x)$ симметрична относительно $x = 0$ [2]:

$$u(x) = \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right).$$

Тогда значение a можно определить из условия равновесия колеса

$$P = \gamma b \int_{-a}^a p(x) dx, \quad (3)$$

где γ – коэффициент, определяемый насыщенностью рисунка протектора шины $\gamma = \left(\frac{S_p}{S_n} \right)^2$, где S_p , S_n – реальная и номинальная (общая) площадь области контакта колеса с поверхностью. После подстановки в уравнение (3) выражения (1) и функции $u(x)$ получим $a = \sqrt[3]{\frac{3rP}{2\gamma b k_n}}$. Если на колесо действует вращающий момент, то симметричность распределения давления p нарушается [4, 8]. При этом

$$p(x) = k_n \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) + \varphi(x),$$

где $\varphi(x)$ – неизвестная асимметричная функция. Считая величину a малой по сравнению с радиусом колеса r , разложим функцию $\varphi(x)$ в ряд по степеням x и оставим только пять первых слагаемых. С учетом асимметричности $\varphi(x)$ можно записать

$$p(x) = k_n \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) + C_1 x + C_2 x^3.$$

Константы C_1 и C_2 определяются из условия начала качения [8]. А именно: если крутящий момент достигает значения, достаточного для начала качения, то в этот момент «передняя» граница области контакта ($x = a$) остается неизменной $p(a) = 0$, а «задняя» граница смещается на малое расстояние s , то есть $p(-a+s) = 0$. При выполнении этих условий выражение для контактного давления примет вид:

$$p(x) = k_n \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 - \frac{x}{s-a} \right).$$

Можно показать, что уравнение равновесия

$$P = \gamma b \int_{s-a}^a k_n \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 - \frac{x}{s-a} \right) dx$$

будет выполняться только при $s = 0$. Значит, при действии на колесо вращающего момента, достаточного для начала процесса качения, распределение контактного давления описывается функцией

$$p(x) = k_n \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 + \frac{x}{a} \right). \quad (4)$$

В соответствии с используемой гипотезой Винклера (1) зависимость смещения u от координаты x при этом определяется функцией

$$u(x) = \frac{a^2}{2r} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 + \frac{x}{a} \right). \quad (5)$$

Вращающий момент, необходимый для начала качения автомобильного колеса, совпадает с моментом сопротивления качению и определяется из условия равновесия

$$M = M_c = \gamma b \int_{-a}^a p(x) x dx. \quad (6)$$

Подставив в последнее выражение функцию (4) для контактного давления и используя условие равновесия (3), для момента сопротивления получим

$$M_c = P \frac{a}{5}. \quad (7)$$

Момент (7) сопротивления обусловлен только перераспределением контактного давления при выводе колеса из состояния покоя и представляет собой момент сопротивления качению в покое (при $v = 0$).

При описании процесса качения колеса часто вводят безразмерный коэффициент сопротивления качению $f = \frac{M_c}{Pr_k}$. Здесь r_k — расстояние от центра масс колеса до опорной поверхности в процессе качения, называемое радиусом качения. В соответствии с соотношением (7) для коэффициента сопротивления качению при $v = 0$ можно получить

$$f_0 = \frac{2a_0r}{5(2r^2 - a_0^2)}. \quad (8)$$

Здесь половина длины области контакта в статическом состоянии колеса определяется по формуле

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{3rPh}{2\gamma b E_{\text{дл}}}}, \quad (9)$$

где $E_{\text{дл}}$ — длительный модуль упругости материала деформируемого слоя (протектора); зная размер a_0 , можно определить реальную площадь области контакта:

$$S = \sqrt{\gamma} 2ba_0 = \left(\frac{12}{E_{\text{дл}}} P \sqrt{\gamma} h r b^2 \right)^{1/3}. \quad (10)$$

Пример расчета. В качестве примера рассмотрим качение автомобильного колеса с шиной модели ИД-304М, У-4 размера 12.00R20, которая характеризуется следующими геометрическими параметрами: $r = 0,56$ м; $h = 0,02$ м; $b = 0,2$ м. Рассматриваемое колесо используется в локомотиве МАЗ-6303. Коэффициент $\gamma = 0,45$ для данной шины был вычислен по отпечатку колеса при статическом ($v = 0$) контакте. На рисунке 2 представлен отпечаток колеса на асфальте. Неравномерность ширины области контакта в рамках настоящей работы не учитывается.

Высокое внутреннее давление (7...9) 10^5 Па позволяет не учитывать при расчетах формоизменение силы. В результате использования прибора «Импульс-1Р» [9] для протектора рассматриваемой шины определены значения вязкоупругих свойств: $E_0 = 20,7$ МПа (твердость по Шору 67); $A = 1,3 \cdot 10^3$ с⁻¹; $\beta = 2 \cdot 10^3$ с⁻¹. При этом длительный модуль упругости материала определяется следующим образом:

$$E_{\text{дл}} = E_0 \left(1 - \frac{A}{\beta} \right) = 7,25 \text{ МПа.}$$

Погрешность при использовании выражения (9) для половины длины области статического контакта a_0 не превышает 6 % от экспериментального значения, измеренного по отпечатку колеса (рисунок 2).

На рисунке 3 представлены полученные на основе соотношений (8), (9) расчетные зависимости коэффициента сопротивления качению в покое f_0 от нагрузки на колесо. С ростом нагрузки коэффициент сопротивления качению возрастает. Если в выражении (8) пренебречь величиной a_0^2 по сравнению с $2r^2$, то зависимость коэффициента сопротивления качению в покое от нагрузки можно описать выражением вида $f_0 \sim P^{1/3}$. В работе [10] были приведены значения коэффициента сопротивления качению автомобильного колеса, обусловленного только механическими потерями на передеформирование в вязкоупругом материале протектора. Значения коэффициента сопротивления качению в большинстве случаев не превышают 0,02. Следовательно, коэффициент сопротивления при трогании с места в 2 раза превышает коэффициент сопротивления в движении. Существенное расхождение между значениями коэффициентов сопротивления в покое и движении характерно не только для автомобильного колеса. Так, в работе [8] при описании качения сплошного цилиндра показано, что коэффициент сопротивления в покое превышает коэффициент сопротивления в движении в 1,6 раза.



Рисунок 2 – Отпечаток рассматриваемого колеса при статическом контакте

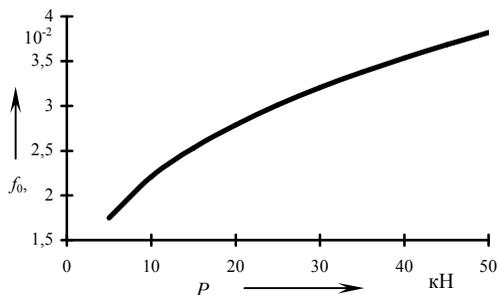


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента сопротивления качению в покое от нагрузки на колесо

На рисунке 4 представлены зависимости площади контакта S_p от нагрузки на колесо, вычисленные по формуле (10). Характер зависимости площади контакта от нагрузки тот же, что и для коэффициента сопротивления качению.

Заключение. В результате моделирования процесса страгивания автомобильного колеса установлено, что момент сопротивления качению в покое прямо пропорционален длине площадки контакта колеса. При этом коэффициент сопротивления качению в покое более чем в 2 раза превышает коэффициент сопротивления, обусловленный потерями на внутреннее трение в вязкоупругом материале протектора колеса.

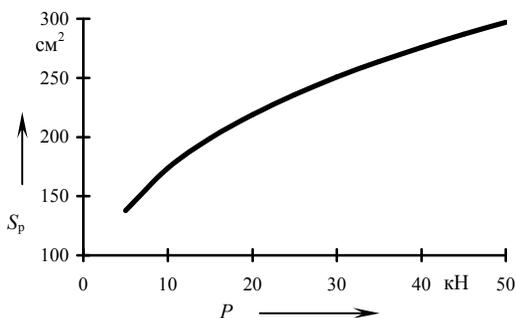


Рисунок 4 — Зависимость реальной площади области контакта колеса с поверхностью от нагрузки на колесо при статическом контакте

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Автомобильные шины: задачи механики и трибологии** / С. В. Шилько [и др.] // ПОЛИКОМТРИБ-2005: тезисы докладов международной науч.-техн. конференции – Гомель : ИММС НАН Б, 2005. – С. 128–130.
- 2 **Черноус, Д. А.** Методика расчета момента сопротивления качению / Д. А. Черноус, С. Б. Анфиногенов // Трение и износ. – 2005. – Т. 26, № 3. – С. 238–242.
- 3 **Черноус, Д. А.** Упрощенная модель процесса качения автомобильного колеса / Д. А. Черноус, С. Б. Анфиногенов // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 3. – С. 257–263.
- 4 **Петрушов, В. А.** Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов, С. А. Шуклин, В. В. Московкин. – М. : «Машиностроение», 1975. – 225 с.
- 5 **Работа автомобильной шины** / под ред. В. И. Кнороза– М. : «Транспорт», 1976. – 238 с.
- 6 **Можаровский, В. В.** Прикладная механика слоистых тел из композитов: Плоские контактные задачи / В.В. Можаровский, В. Е. Старжинский. – Минск : Наука и техника, 1988. – 271 с.
- 7 **Старовойтов, Э. И.** Основы теории упругости, пластичности и вязкоупругости / Э.И. Старовойтов. – Гомель : БелГУТ, 2001. – 344 с.
- 8 **Буланов, Э. А.** Трение качения упругого цилиндра по абсолютно жесткому полупространству. Трение в покое / Э. А. Буланов // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 1. – С. 17–23.
- 9 **Определение сопротивления качению автомобильных шин в зависимости от условий эксплуатации. Ч. 1. Методика многофакторного эксперимента** / В. В. Можаровский [и др.] // Трение и износ. – 2007. – Т. 28, № 2. – С. 151–157.
- 10 **Черноус, Д.А.** Определение вязкоупругих характеристик эластичного полимерного материала / Д. А. Черноус, С. В. Шилько, С. Б. Анфиногенов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2006. – Т. 72, № 11. – С. 55–58.