

## **ВЛИЯНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПРОЕЗЖЕЙ ЧАСТЬЮ НА ЕГО РЕЖИМ И ХАРАКТЕР ДВИЖЕНИЯ**

*Толярёнок Валерий Сергеевич, студент*

*5-го курса кафедры «Автомобильные дороги»*

*Белорусский национальный технический университет, г. Минск*

*(Научный руководитель – Ходан Е.П., старший преподаватель)*

Актуальность темы заключается в том, что со временем возникает вопрос об удобстве и комфорте езды. Это непосредственно требует изучения характера движения автомобиля и параметров, которые влияют на это, в частности сцепления.

В работающем двигателе автомобиля происходит термохимический процесс, в результате которого химическая энергия сгорающего топлива превращается в механическую энергию вращающего вала двигателя, что вызывает вращение колёс автомобиля и его движение.

В точке соприкосновения колеса с дорогой возникает реакция опоры. Сила реакции равна вызвавшей её силе и направлена в противоположную сторону.

Реакция опоры – это лишь одна из действующих на автомобиль внешних сил. Все силы можно подразделить на способствующие движению и препятствующие движению. К сопротивлениям относятся: сопротивлению качению колеса по дороге, сопротивление воздушной среды, сопротивление от подъёмов, инерционное сопротивление и др.

Касательные силы приложенные к плоскости дорожных покрытий, выделяются кратковременностью приложения на предоставляемом участке покрытия и вызывают вспомогательные напряжения в дорожной одежде, тем более в её самых верхних слоях. Устройство прочного и ровного слоя износа, обеспечение равномерного устойчивого режима движения по дороге способствует уменьшению касательных сил.

Вертикальные силы имеют переменный характер. Вертикальные силы создают более напряжённое состояние в глубоких слоях дорожной одежды, чем касательные силы. Поэтому в основу расчёта положен учет воздействия только вертикальных сил, действующих достаточное длительное время статически или кратковременно, но многократно.

Цель исследования являлось построение пространственной модели контакта неподвижного колеса с дорогой и определение с её помощью продольного и поперечного коэффициента сцепления.

На рисунке 1 и рисунке 2 приведены схемы нагружения неподвижного колеса с проезжей частью в продольной и поперечных плоскостях. В итоге заключения установленной задачи отнесены контактные давления  $P_z$ ,  $P_y$ ,  $P_x$ .

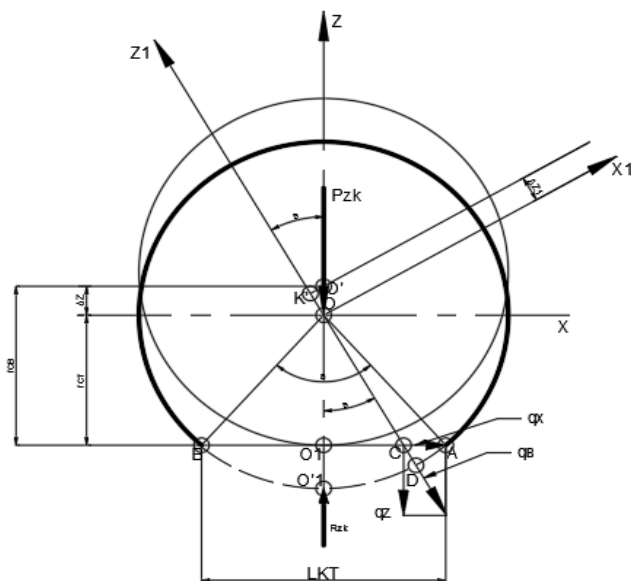


Рисунок 1 – Схема статического нагружения неподвижного колеса в продольной плоскости  $r_{св}$  – свободный радиус колеса;  $r_{ст}$  – статический радиус колеса;  $\Delta Z$  – нормальная деформация шины при статическом нагружении;  $P_{zk}$ ,  $R_{zk}$  – нормальная нагрузка и реакция дороги на колесо;  $L_{КТ}$  – теоретическая длина пятна контакта шины с дорогой;  $q_\beta$ ,  $q_z$ ,  $q_x$  – погонные силы упругости шины и её нормальной и продольной составляющих;  $\alpha$  – центральный угол окружности радиусов  $r_{св}$ , соответствующий  $L_{км}$ ;  $\beta$  – угловая (текущая) координата точки контакта С

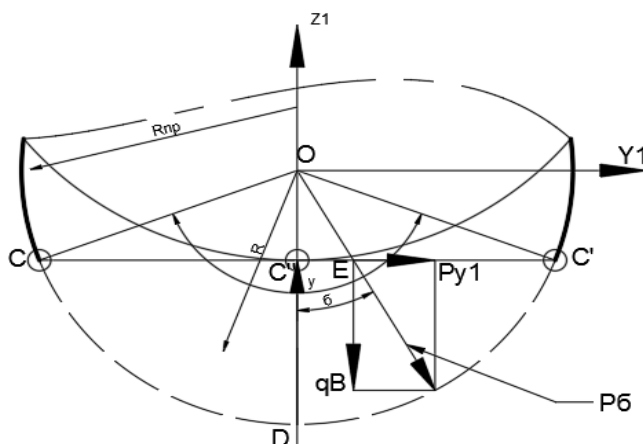


Рисунок 2 – Схема статического нагружения шины в поперечной плоскости  $OCC''$  расположенной наклонённо к плоскости  $ZOY$  под углом  $\beta$

$R_{np}$  – радиус кривизны профиля шины в поперечной плоскости;  $P_\delta$  – суммарное контактное давление и его составляющие  $P_z$  и  $P_y$

С использованием предложенной пространственной модели получены аналитические выражения для определения продольного и бокового коэффициентов сцепления.

Максимальное значение бокового коэффициента сцепления:

$$\varphi_{y \max} = \frac{r_{CB}}{R_{np}} \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\cos^3 \beta (\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|)} * \frac{d\beta}{\cos^2 \beta} * \left( \frac{2 \tan \frac{\gamma}{2}}{\cos \beta} + \frac{\sqrt{\mu^2 - \tan^2 \beta}}{\cos \frac{\gamma}{2}} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right| - 2 \sqrt{\mu^2 - \tan^2 \beta} * \tan \frac{\gamma}{2} \right) \frac{d\delta}{\cos^2 \delta} \quad (1)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения резины о дорожное полотно.

Максимальное значение продольного коэффициента сцепления.

$$\varphi_{x \max} = \frac{r_{CB}}{R_{np}} \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{(\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|)} * \int_{-\frac{\gamma}{2}}^{+\frac{\gamma}{2}} \left( \frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1 \right) \left( \sqrt{\mu^2 - \frac{\tan^2 \beta}{\cos^2 \delta}} - \tan \beta \right) \frac{d\delta}{\cos^2 \delta} \quad (2)$$

Приобретённые аналитические выражения дают возможность предопределять контактные давления, образующиеся меж шиной недвижимого колеса, выполненной в облике тора и дорожной поверхностью.

С помощью предложенной пространственной модели контакта пневматической шины с дорогой определены максимальные значения продольного и бокового коэффициентов сцепления.

#### Литература:

1. Абдулгасис А.У. Абдулгасис У.А. Теоретическое исследование контакта с дорогой неподвижного колеса автомобиля [https://rep.bntu.by/handle/data/32133];
2. Эксплуатация автомобильных дорог и организация дорожного движения: Учебное пособие для вузов/И.И. Леонович, Н.П. Вырко, К.Ф. Шумчик, А.П. Лащенко; Под общ. ред. И.И. Леоновича.- Мн.: Выш. шк., 1988.- 348 с.: ил.
3. Дегтяренко В.Н. Автомобильные дороги и автомобильный транспорт промышленных предприятий: Учебник для вузов.- М.: Выш. школа, 1981.- 261 с., ил.