

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

Известно, что эксплуатационные свойства автомобиля при движении по дороге с неровной поверхностью заметно ухудшаются. Современная теория автомобиля не в полной мере учитывает влияние колебаний на оценочные параметры эксплуатационных свойств. В настоящее время научная работа кафедры "Автомобильный транспорт" посвящена разработке методов определения параметров эксплуатационных свойств автотранспортных средств при движении по неровной дороге.

Ключевые слова эксплуатационные свойства, неровная дорога, колебания автомобиля.

В классической теории автомобиля оценка большинства его эксплуатационных свойств производится при условии движения по дороге с ровной поверхностью. Это, в частности, тягово-скоростные свойства, тормозная динамичность, топливная экономичность, устойчивость и управляемость.

Из теории автомобиля известно, что на ровной дороге сила тяги на каждом из ведущих колёс автомобиля определяется следующим образом:

$$P_T = \frac{M_m}{r_d},$$

где M_T – тяговый крутящий момент, подводимый к ведущему колёсу;

r_d – динамический радиус колеса.

При этом линейная скорость колеса при качении определяется как

$$v_k = \omega_k r_d,$$

где ω_k – угловая скорость колеса при качении.

Для определения силы сопротивления автомобильного колеса качению по ровной дороге можно воспользоваться формулой

$$P_k = R_N f_k,$$

где R_N – нормальная реакция в контакте автомобильного колеса с дорогой;

f_k – коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса.

В зависимости от линейной скорости коэффициент сопротивления качению колеса по ровной дороге определяется по известной эмпирической формуле:

$$f_k = f_o \left(1 + \frac{v_k^2}{20000} \right),$$

где f_o – коэффициент сопротивления качению при малой скорости.

На ровной дороге с твёрдым недеформируемым покрытием динамический радиус можно определять как

$$r_d = r_o \frac{R_N}{c_{ш}},$$

где r_o – свободный радиус автомобильной шины;

$c_{ш}$ – коэффициент нормальной жёсткости автомобильной шины.

В свою очередь, при качении автомобильного колеса в тормозном режиме по ровной дорожной поверхности тормозная сила в контакте с дорогой определяется как

$$P_{тор} = \frac{M_{тор}}{r_d},$$

где $M_{тор}$ – тормозной момент, подводимый к автомобильному колесу.

При этом максимальное возможное тормозное усилие на каждом колесе, которое может быть обеспечено антиблокировочной системой тормозов, определяется из условия качения колеса без скольжения следующим образом:

$$P = R_N \varphi$$

где φ - коэффициент сцепления автомобильной шины вдоль пятна её контакта с поверхностью дороги.

Известно, что при движении по дороге с неровным микропрофилем возникают колебания масс автотранспортного средства, которые, несомненно, оказывают существенное влияние на эксплуатационные свойства и их параметры. На кафедре «Автомобильный транспорт» Братского государственного университета достигнуты определённые успехи по исследованию тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и тормозной динамичности автомобиля при движении по неровной дороге [1, 2, 3]. Тем не менее, разработанные авторами перечисленных научных работ математические модели имеют недостатки, а именно:

- в работах [1] и [2] динамические радиусы колёс, изменяющиеся при движении по неровной дороге определяются как разница величин свободных радиусов автомобильных шин и их вертикальных деформаций при условии точечного контакта с дорожной поверхностью;

- в работе [3] динамические радиусы, изменяющиеся в процессе колебаний, определяются с учётом продольной деформации автомобильных шин и смещения вертикальных реакций в их контакте с поверхностью дороги как расстояние от смещённой оси вращения колеса до касательной реакции. Но при этом необходимо знать постоянные коэффициенты, зависящие от геометрических размеров применяемых шин.

Кроме того, особенностью указанных работ является то, что при моделировании эксплуатационных свойств автомобиля, движущегося по дороге

с неровным микропрофилем, всё же используется коэффициент нормальной жёсткости пневматических шин, который, как правило, определяется экспериментально путём нагружения колеса нормальной силой на плоском основании.

Автором предлагается альтернативная методика определения параметров тягово-скоростных свойств и тормозной динамичности автомобиля при движении по неровной дороге. На рис.1, в качестве примера, приведены схемы для определения тормозной силы.

Колебания автомобиля описываются системой дифференциальных уравнений второго порядка, которые можно решить численными методами с использованием компьютера. На каждом шаге моделирования, который характеризуется интервалом времени и его начальным и конечным значениями, необходимо определить координаты заданного микропрофиля дорожной поверхности и величину вертикальной реакции R_z .

В соответствии с рис.1 вертикальная реакция R_z определена при текущем значении времени t_4 , при этом q_4 – координата микропрофиля дороги.

Будем считать, что на каждом шаге моделирования микропрофиль дорожной поверхности имеет линейную зависимость вида

$$q_n - q_k = k(t_n - t_k) \text{ и } k = tg \varepsilon_x,$$

где t_n и t_k – начальное и конечное значения времени на заданном шаге моделирования;

q_n и q_k – начальная и конечная координаты микропрофиля дороги на заданном шаге моделирования;

ε_x – величина угла, образованного прямолинейным участком дорожной поверхности с осью x .

Следовательно, для схемы, приведенной на рис.1

$$\varepsilon_x = arctg \frac{q_4 - q_3}{t_4 - t_3}.$$

Осуществить предлагаемую методику определения параметров эксплуатационных свойств можно двумя способами.

В соответствии со схемой, представленной на рис.1.а, вертикальная нагрузка, действующая на автомобильную шину, также прижимает её в направлении нормали к ровному отрезку дорожной поверхности q_3q_4 , из-за чего возникает нормальная реакция R_N .

Вектор максимальной тормозной силы направлен по касательной так, что проходит через концы отрезка q_3q_4 и определяется также как и при качении колеса в тормозном режиме по ровной дорожной поверхности:

$$P = R_N \varphi$$

Угол Γ_x и угол Γ_p , образованный векторами максимально возможного тормозного усилия и его проекцией на ось x , равны, как накрест лежащие. Также равны углы Γ_p и Γ_R , и, следовательно,

$$R_N = R_z \cos \varepsilon_R = R_z \cos \varepsilon_x.$$

При составлении и решении дифференциальных уравнений колебаний следует учитывать, что жёсткость и деформация пневматической шины в направлении нормали к дорожной поверхности и эти же параметры в направлении вертикальной оси z не всегда равны и отличаются друг от друга в $\cos \varepsilon_R$ раз.

Выражение для определения силы, искусственно создающей сопротивление качению колеса, будет иметь вид

$$P_x = R_z \cos^2 \varepsilon_x.$$

Для объяснения сущности второго способа определения параметров эксплуатационных свойств автомобиля при движении по неровной дороге необходимо воспользоваться схемой, представленной на рис.1.б.

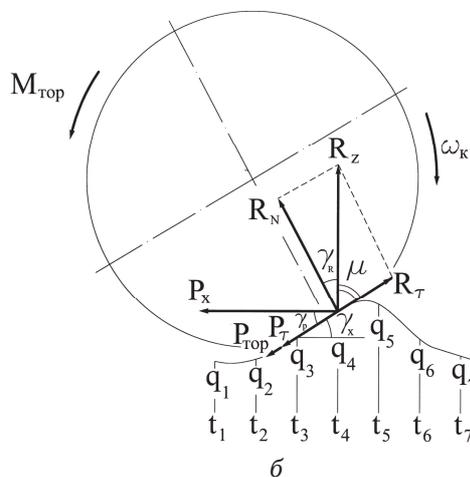
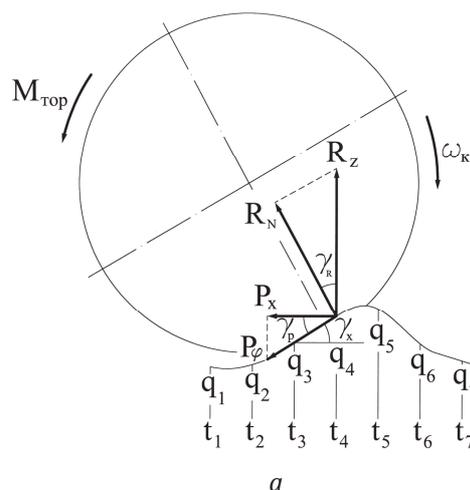


Рис.1 — Силы, действующие в контакте автомобильной шины с поверхностью дороги при качении в тормозном режиме

Сила P_x , искусственно создающая сопротивление, является проекцией на ось x суммы двух векторов — тормозной силы $P_{\text{тор}}$ и силы сопротивления подъёму колеса на неровность $P_{\text{т}}$, которые направлены по касательной, проходящей через концы отрезка Q_3Q_4 .

Сила сопротивления подъёму колеса на неровность $P_{\text{т}}$ противоположна по направлению и численно равна $R_{\text{т}}$ — одной из составляющих вертикальной реакции, направленной также по касательной к поверхности дороги.

Нормальная составляющая R_N вертикальной реакции деформирует пневматическую шину на величину $\frac{R_N}{c_{\text{ш}}}$, которая и определяет её динамический радиус r_d .

В соответствии с принятой схемой на рис.1.6

$$P_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_d} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_o} \frac{R_N}{c_{\text{ш}}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_o} \frac{R_Z \cos \alpha}{c_{\text{ш}}};$$

$$P_{\phi} = R_{\phi} = R_Z \cos \alpha = R_Z \cos \frac{\rho}{2} \alpha_x ;$$

$$P_x = (P_{\text{тор}} + P_{\phi}) \cos \alpha_x.$$

Сила тяги на ведущем колесе, сила и коэффициент сопротивления качению колеса и его линейная скорость также определяются с учётом изменения на каждом шаге моделирования динамического радиуса.

Литература

1. Енаев, А. А. Колебания автомобиля при торможении и применение их исследования в проектных расчётах, технологии испытаний, доводке конструкции : дис. ... д-ра техн. наук / А. А. Енаев ; МАМИ. — М., 2002. — 440 с.
2. Слепенко, Е. А. Оценка стабильности контакта колёс автомобиля с опорной поверхностью : дис. ... канд. техн. наук / Е. А. Слепенко ; НАТИ. — М., 2004. — 131 с.
3. Желтышев, А. В. Теоретические и экспериментальные исследования топливной экономичности автомобиля при движении по неровной дороге : дис. ... канд. техн. наук / А. В. Желтышев ; БГУ. — Братск, 2006. — 128 с.