

Сравнение спектральных плотностей моментов на полуоси автомобиля, полученных расчетом и по экспериментальным данным, показывает достаточно высокую степень совпадения, особенно в диапазоне частот, на который приходится большая часть дисперсии процесса нагружения.

Л и т е р а т у р а

1. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - В сб. : Автотракторостроение . Минск, 1975, вып.7.

И.И. Лепешко

УРАВНЕНИЕ ТЯГОВОГО БАЛАНСА ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

Все силы и моменты, действующие на автомобиль при криволинейном движении, можно разделить на две группы: 1) силы или реакции, удерживающие автомобиль на криволинейной траектории; 2) движущие силы.

При определении тягового баланса обычно пользуются одной из методик [1, 2] определения сил, действующих на автомобиль. Пользуясь этими методиками, всегда необходимо решать систему трех дифференциальных уравнений движения, включающих в себя изменение сил реакции и сил сопротивления. При этом общее решение получается сложным и не обеспечивающим во многих случаях выявление влияния конструктивных особенностей машины на тяговые силы при повороте.

Попытка определить тяговые силы по одному уравнению движения [3] приводит к ошибочному результату. В работе [3] авторами выведено уравнение центробежной силы инерции в проекции на продольную ось, не являющуюся дополнительным сопротивлением движению.

При изменении направления движения происходит сложный процесс взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью, сопровождающийся перераспределением кинетической энергии между отдельными точками массы и изменением величин и направлений действия сил и моментов сопротивления. Последние с учетом влияния инерционных сил вызывают изменение тяговых сил на ведущих колесах.

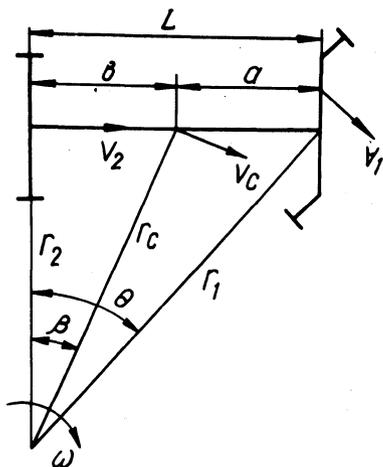


Рис. 1. План скоростей при повороте автомобиля.

Для определения изменения этих сил на ведущих колесах и установления закономерностей (правила) приведения к ним других сил, приложенных в различных точках, рассмотрим упрощенную плоскую модель автомобиля на повороте (рис. 1).

Предположим, что силы сопротивления движению отсутствуют, а до начала поворота автомобиль двигался прямолинейно и равномерно со скоростью v_0 .

Кинетическая энергия такой системы независимо от изменения направления движения - величина постоянная. Согласно положению теоретической механики [4], можно записать

$$\frac{mv_0^2}{2} = \frac{mv_c^2}{2} + \frac{I\omega^2}{2}, \quad (1)$$

где $m = \frac{Ga}{g}$ - масса автомобиля; v_c - скорость движения центра тяжести (центра инерции) на повороте; ω - угловая скорость движения автомобиля относительно центра тяжести (ц.т.); I - момент инерции автомобиля относительно центра тяжести.

Дифференцируя уравнение (1) по времени, получим мощность, затрачиваемую на поворот, т.е.

$$0 = mv_c \dot{v}_c + I\omega \dot{\omega}, \quad (2)$$

Из уравнения (2) следует, что при неустановившемся повороте при отсутствии сопротивления и подвода энергии извне

происходит перераспределение энергии внутри системы, сопровождающееся изменением скорости ц.т. и угловой скорости.

Для дальнейших преобразований необходимо установить взаимосвязь скорости ц.т. v_c и угловой скорости ω .

Согласно рис. 1, угловая скорость поворота автомобиля относительно мгновенного центра поворота

$$\omega = \frac{v_2}{L} \operatorname{tg} \theta = \frac{v_1}{L} \sin \theta = \frac{v_c}{b} \sin \beta, \quad (3)$$

где v_1 , v_2 - поступательная скорость середины переднего и заднего мостов; β - угол поворота вектора скорости ц.т. относительно продольной оси автомобиля.

Выражение (3) можно записать через мгновенные радиусы поворота, а именно:

$$\omega = \frac{v_c}{r_c} = \frac{v_2}{r_2} = \frac{v_1}{r_1}, \quad (4)$$

где r_c , r_2 , r_1 - мгновенные радиусы поворота ц.т., середины заднего и переднего мостов.

Следует отметить, что r_1 и r_c не являются радиусами кривизны траекторий этих точек, поскольку абсолютные угловые скорости векторов v_1 и v_c определяются как $\Omega_1 = \omega + \dot{\theta}$; $\Omega_c = \omega + \dot{\beta}$.

Преобразуя уравнения (2) с учетом выражения (4) и разделив обе части уравнения на v_c , получим

$$-m \dot{v}_c = \frac{M_j}{r_c}, \quad (5)$$

где $M_j = I \dot{\omega}$ - инерционный момент массы автомобиля.

Из уравнения (5) следует, что инерционная сила, приложенная в ц.т. по направлению действия касательного ускорения равна инерционному моменту, приведенному к силе через мгновенный радиус поворота.

Умножив обе части уравнения (5) на r_c , получим

$$-m \dot{v}_c r_c = M_j, \quad (6)$$

т.е. момент касательной к траектории силы инерции относительно мгновенного центра поворота равен инерционному моменту массы автомобиля относительно ц.т.

Для установления взаимосвязи движущих сил и сил, обусловленных перераспределением энергии, рассмотрим движение автомобиля при наличии этих сил.

Уравнение баланса мощности для этого случая можно записать

$$N = N_c + N_{oc} + N_f, \quad (7)$$

где N - мощность, подводимая к автомобилю; N_c - мощность, затрачиваемая на изменение движения центра тяжести; N_{oc} - мощность, затрачиваемая на изменение вращательного движения; N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления движению.

$$N_f = \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} v_i + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \omega_i, \quad (8)$$

где P_{fi} - сила сопротивления движению, приложенная в i -й точке автомобиля; v_i - скорость i -й точки; M_{fi} - момент сопротивления вращению i -й точки; ω_i - угловая скорость i -й точки относительно мгновенного центра поворота, причем $\omega_i = \omega$. Уравнение баланса мощности (7) в развернутом виде с учетом уравнения (8)

$$P_c v_c = m v_c \dot{v}_c + I \omega \dot{\omega} + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} v_i + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \omega, \quad (9)$$

где P_c - движущая сила, приложенная в ц.т. по направлению касательной к его траектории.

Разделив обе части уравнения (9) на v_c , получим

$$P_c = m \dot{v}_c + \frac{I \dot{\omega}}{r_c} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{P_{fi} v_i}{v_c} + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \frac{\omega}{v_c}. \quad (10)$$

Уравнение (10) определяет баланс сил при неустановившемся повороте с приведением их к ц.т. автомобиля. Учитывая уравнения кинематических соотношений (6), после преобразований уравнения (10) получим

$$P_c = m \dot{v}_c + \frac{M_j}{r_c} + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} \frac{r_i}{r_c} + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \frac{1}{r_c}. \quad (11)$$

Умножив обе части уравнения баланса сил (11) на r_c - мгновенный радиус поворота ц.т., получим уравнение равновесия автомобиля относительно мгновенного центра поворота

$$M_c = m \dot{v}_c r_c + M_j + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} r_i + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi}. \quad (12)$$

Поскольку энергия, необходимая для движения автомобиля, подводится к ведущим колесам, то необходимо установить способ приведения всех сил к этим колесам.

Разделив обе части уравнения (7) на v_k и проведя преобразования, получим

$$P_k = m \dot{v}_c \frac{r_c}{r_b} + \frac{M_j}{r_b} + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} \frac{r_i}{r_b} + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \frac{1}{r_b}, \quad (13)$$

где r_b - мгновенный радиус поворота точки приведения; v_k - скорость точки приведения, касательная к ее траектории; P_k - движущая сила в точке приведения.

Умножив обе части уравнения (13) на r_b , получим уравнение моментов относительно мгновенного центра поворота (12).

Таким образом тяговый баланс автомобиля при криволинейном движении описывается уравнениями динамики с использованием принципа Даламбера. При этом в уравнения не входят значения центробежных сил инерции, что упрощает их составление и анализ.

Тяговый баланс описывается двумя самостоятельными уравнениями: уравнением сил, приведенных к ведущим колесам через моменты сил относительно мгновенного центра поворота; уравнением суммы моментов всех сил относительно мгновенного центра поворота.

Полученная методика составления уравнений движения в виде баланса сил или моментов позволяет проводить анализ влияния конструктивных параметров (расположения ведущих осей, наличия дифференциалов, подвески и т.д.) на затраты мощности при повороте.

В качестве примера влияния конструктивных параметров рассмотрим тяговый баланс переднеприводного автомобиля в условиях неустановившегося поворота. Для упрощения рассмотрим плоскую модель автомобиля, при которой влияние центробежных сил на изменение сопротивления качению колес отсутствует. Вследствие этого сопротивление движению колес одной оси прилагаем в средних точках мостов (велосипедная модель).

Используя вышеизложенную методику, запишем уравнение тягового баланса с приведением сил к середине переднего ведущего моста

$$P_1 = m \frac{r_c}{r_1} \dot{v}_c + \frac{I \dot{\omega}}{r_1} + P_{f1} + P_{f2} \frac{r_2}{r_1}. \quad (14)$$

Выразив в уравнении v_c через v_1 и r_c через r_1 , используя уравнения (3, 4), а также представив $I = m\rho^2$, где ρ - радиус инерции автомобиля, получим после преобразований

$$P_1 = m \left(1 + \frac{\rho^2 + b^2 - L^2}{r^2} \right) \dot{v}_1 - m \frac{\rho^2 + b^2 - L^2}{r^3} r_1 \dot{v}_1 + G_1 f + G_2 f \sqrt{1 - \frac{L^2}{r_1^2}}, \quad (15)$$

где G_1 , G_2 - вертикальные нагрузки на передний и задний мосты; f - коэффициент сопротивления качению; P_1 - движущая сила, приложенная к середине переднего ведущего моста.

Анализ уравнения тягового баланса (15) переднеприводного автомобиля показывает, что при

$$\rho^2 + b^2 = L^2 \quad (16)$$

влияние перераспределения энергии между отдельными точками массы автомобиля на тяговый баланс отсутствует, следовательно существует оптимальное расположение центра тяжести, т.е. при $\rho^2 + b^2 = L^2$ тяговый баланс будет

$$P_1 = m \dot{v}_1 + G_1 f + G_2 f \cos \theta. \quad (17)$$

Из уравнения (17) следует, что при оптимальном расположении центра тяжести инерционная сила определяется только ускоренным движением середины ведущего моста и не зависит от изменения положения управляемых колес.

Таким образом, используя методику описания тягового баланса при криволинейном движении, имеем возможность однозначно определить влияние конструктивных параметров на величины тяговых сил. В частности, базируясь на этой методике для переднеприводного автомобиля, устанавливаем оптимальное расположение координат ц.т., при котором инерционные силы перераспределения энергии не влияют на тяговые свойства.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М., 1950.
2. Зимелев В.Г. Теория автомобиля. М., 1959.
3. Возный А.М., Карпенко В.Р., Нефедов А.Ф. Моделирование криволинейного движения автомобилей. - "Автомобильная промышленность", 1969, № 2.
4. Невзглядов В.Г. Теоретическая механика. М., 1959.