

УДК 629.113.012.5

**Подригало М.А., д.т.н., Волков В.П., д.т.н., Клец Д.М., магистрант
ХНАДУ, г. Харьков**

ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ МЕЖДУ ОСЯМИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Определены зависимости, связывающие идеальный коэффициент распределения крутящих моментов на переднюю ось с конструктивными параметрами автомобиля и дорожными условиями. При идеальном значении указанного коэффициента обеспечивается одновременное полное буксование передних и задних колес.

Введение

Потенциальные динамические свойства автомобилей могут быть реализованы при полном использовании сцепного веса. Последнее возможно для полноприводных автомобилей (с колесной формулой 4×4) при рациональном распределении крутящих моментов между ведущими мостами.

Оценке потенциальных динамических возможностей автомобилей, реализуемых при всех ведущих колесах, посвящена работа [3]. В указанной работе определено максимально возможное ускорение машины, минимальные время и путь разгона, реализуемые при идеальной трансмиссии. Под идеальной трансмиссией в работе [3] подразумевается такая, которая реализует суммарную касательную реакцию на всех колесах, равную предельным силам по сцеплению. Однако в указанной работе не определен идеальный коэффициент распределения крутящих моментов на переднюю ось, позволяющий полностью использовать сцепной вес автомобиля.

Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является оценка распределения крутящих моментов между осями, обеспечивающего максимальное использование сцепного веса автомобиля в тяговом режиме движения.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить фазы изменения тяговых сил;
- определить идеальное распределение крутящих моментов между передними и задними колесами.

Фазы изменения тяговых сил

При движении полноприводного автомобиля в тяговом режиме важное значение имеет распределение тяговых сил между ведущими колесами передней и задней осей.

По аналогии с тормозным режимом движения автомобиля [1] в общем случае можно выделить три фазы изменения тяговых сил на колесах:

- колеса обеих осей не доведены до грани буксования (I фаза);
- колеса одной оси буксуют, а второй не доведены до грани буксования (II фаза);
- буксуют колеса обеих осей (III фаза).

Движение автомобиля в третьей фазе невозможно. Это означает, в соответствии с классификацией признаков устойчивости колесных машин, потерю динамической устойчивости [2]. При наличии противобуксовочных устройств (ПБС) отсутствует не только III фаза, но и II фаза.

Идеальное распределение крутящих моментов между передними и задними ведущими колесами

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на ведущее колесо автомобиля.

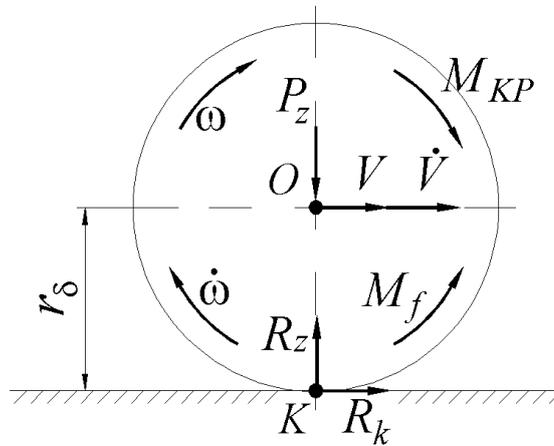


Рис. 1. Схема сил, действующих на ведущее колесо автомобиля

Уравнение динамики вращения колеса

$$I_{\text{ко}} \dot{\omega} = M_{\text{кр}} - M_f - R_k r_{\delta}, \quad (1)$$

где $I_{\text{ко}}$ – момент инерции колеса относительно оси его вращения;

$M_{\text{кр}}$ – крутящий момент на колесе;

M_f – момент сопротивления качению,

$$M_f = f R_z; \quad (2)$$

f – коэффициент сопротивления качению;

r_{δ} – динамический радиус колеса.

Поскольку рассматривается крутящий момент $M_{\text{кр}}$, подведенный к колесу от двигателя, т.е. с учетом его уменьшения, вызванного разгоном вращающихся масс трансмиссии, то это дает право не рассматривать в уравнении (1) приведенные к колесу вращающиеся массы трансмиссии.

Из уравнения (1) с учетом (2) определим касательную реакцию на колесе

$$R_k = \frac{M_{\text{кр}}}{r_{\delta}} - R_z f - \frac{I_{\text{ко}}}{r_{\delta}} \dot{\omega}. \quad (3)$$

Если рассматривать автомобиль с двумя ведущими мостами, то распределение крутящих моментов между мостами определяется коэффициентом распределения крутящих моментов на переднюю ось

$$K_M = \frac{M_{\text{кр}1}}{M_{\text{кр}1} + M_{\text{кр}2}}, \quad (4)$$

где $M_{\text{кр}1}$, $M_{\text{кр}2}$ – суммарные крутящие моменты на колесах передней и задней осей, соответственно.

Касательные реакции (суммарные) на колесах передней и задней осей

$$R_{k_1} = \frac{M_{kp1}}{r_{\partial_1}} - R_{z_1} f - \frac{I_{kO1}}{r_{\partial_1}} \dot{\omega}_1, \quad (5)$$

$$R_{k_2} = \frac{M_{kp2}}{r_{\partial_2}} - R_{z_2} f - \frac{I_{kO2}}{r_{\partial_2}} \dot{\omega}_2. \quad (6)$$

Суммарная касательная реакция на всех колесах

$$R_k = R_{k_1} + R_{k_2} = \frac{M_{kp1}}{r_{\partial_1}} + \frac{M_{kp2}}{r_{\partial_2}} - m_a g f - \left(\frac{I_{kO1}}{r_{\partial_1}} \dot{\omega}_1 + \frac{I_{kO2}}{r_{\partial_2}} \dot{\omega}_2 \right), \quad (7)$$

где m_a – общая масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

С другой стороны, суммарную касательную реакцию на колесах можно определить как в [3] при полном использовании сцепного веса

$$R_k = m_a g f - k F V^2. \quad (8)$$

Величины $\frac{M_{kp1}}{r_{\partial_1}}$ и $\frac{M_{kp2}}{r_{\partial_2}}$ представляют собой тяговые силы на осях [4], т.е. суммарная тяговая сила будет равна

$$P_{тяг} = P_{тяг_1} + P_{тяг_2} = \frac{M_{kp1}}{r_{\partial_1}} + \frac{M_{kp2}}{r_{\partial_2}}, \quad (9)$$

где $P_{тяг_1}$, $P_{тяг_2}$ – тяговые силы на передней и задней осях.

Приравнивая правые части выражений (7) и (8), получим с учетом (9)

$$P_{тяг} = k F V^2 + m_a \dot{V} + m_a g f + \frac{I_{kO1}}{r_{\partial_1}} \dot{\omega}_1 + \frac{I_{kO2}}{r_{\partial_2}} \dot{\omega}_2. \quad (10)$$

Тяговую силу на передней оси определяем из уравнения (5)

$$P_{тяг_1} = R_{k_1} + R_{z_1} f + \frac{I_{kO1}}{r_{\partial_1}} \dot{\omega}_1. \quad (11)$$

При движении на пределе буксования колес

$$R_{K_1} = \varphi R_{z_1}. \quad (12)$$

Вертикальная реакция на передней оси автомобиля

$$R_{z_1} = m_a g \frac{b}{L} - P_w \frac{h_w}{L} - P_j \frac{h}{L}, \quad (13)$$

где b – горизонтальная координата проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;

L – продольная колесная база автомобиля;

h – высота центра масс автомобиля;

h_w – вертикальная координата центра давления воздушной среды;

P_w – сила сопротивления воздуха.

Выражение (11) с учетом (12) и (13) примет следующий вид:

$$P_{\text{тяг}_1} = (\varphi + f) m_a g \left(\frac{b}{L} - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} \frac{h_w}{L} - \frac{\dot{V}}{g} \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{\text{к}01}}{r_{\dot{o}_1}} \dot{\omega}_1. \quad (14)$$

Коэффициент распределения крутящих моментов равен коэффициенту распределения тяговых сил ввиду пропорциональности крутящих моментов и касательных реакций на колесах

$$K_{M_{\text{уд}}} = \frac{P_{\text{тяг}_1}}{P_{\text{тяг}}} = \frac{(\varphi + f) \left(\frac{b}{L} - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} \frac{h_w}{L} - \frac{\dot{V}}{g} \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{\text{к}01}}{r_{\dot{o}_1}} \dot{\omega}_1}{\frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} + \frac{\dot{V}}{g} + f + \frac{I_{\text{к}01}}{r_{\dot{o}_1}} \dot{\omega}_1 + \frac{I_{\text{к}02}}{r_{\dot{o}_2}} \dot{\omega}_2}. \quad (15)$$

При выводе уравнения (15) принималось допущение о том, что $r_{\dot{o}_1} = r_{\dot{o}_2} = r_{\dot{o}}$.

При буксовании ведущих колес между линейной скоростью автомобиля V и окружной скоростью $V_{\text{окр}}$ колес существует соотношение

$$V_{\text{окр}} = (1 + S) V, \quad (16)$$

где S – относительное буксование колеса,

$$S = \frac{V_{\text{окр}} - V}{V} = \frac{V_{\text{окр}}}{V} - 1. \quad (17)$$

Уравнение скорости колес

$$\omega_1 = \frac{V_{\text{окр}_1}}{r_{\dot{o}_1}} = \frac{1 + S_1}{r_{\dot{o}_1}} V; \quad (18)$$

$$\omega_2 = \frac{V_{\text{окр}_2}}{r_{\dot{o}_2}} = \frac{1 + S_2}{r_{\dot{o}_2}} V, \quad (19)$$

где S_1, S_2 – относительное буксование передних и задних колес (сделаем допущение о том, что буксование левых и правых колес одной оси одинаково).

Угловые ускорения передних и задних колес

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{r_{\dot{o}_1}} \left[\dot{V} (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right]; \quad (20)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{r_{\dot{o}_2}} \left[\dot{V} (1 + S_2) + V \dot{S}_2 \right]. \quad (21)$$

Подставляя выражения (20) и (21) в соотношение (15), получим

$$K_{M_{\text{уд}}} = \frac{(\varphi + f) \left(\frac{b}{L} - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} \frac{h_w}{L} - \frac{\dot{V}}{g} \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{\text{к}01}}{m_a g r_{\dot{o}_1}^2} \left[\dot{V} (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right]}{\frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} + \frac{\dot{V}}{g} + f + \frac{I_{\text{к}01}}{m_a g r_{\dot{o}_1}^2} \left[\dot{V} (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right] + \frac{I_{\text{к}02}}{m_a g r_{\dot{o}_2}^2} \left[\dot{V} (1 + S_2) + V \dot{S}_2 \right]}. \quad (22)$$

В работе [3] определено ускорение полноприводного автомобиля, реализуемое при полном использовании сцепного веса

$$\dot{V} = \varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2. \quad (23)$$

При идеальном распределении крутящих моментов между осями и полном использовании сцепного веса автомобиля линейное ускорение машины определяется зависимостью (23). После подстановки выражения (23) для \dot{V} в соотношении (22) получим

$$K_{M_{\omega}} = \frac{(\varphi + f) \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} \frac{h_w - h}{L} \right) + \frac{I_{\kappa_{\omega_1}}}{m_a g r_{\delta_1}^2} \left[V \dot{S}_1 + (1 + S_1) \left(\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right) \right]}{\varphi + f + \frac{I_{\kappa_{\omega_1}}}{m_a g r_{\delta_1}^2} \left[V \dot{S}_1 + (1 + S_1) \left(\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right) \right] + \frac{I_{\kappa_{\omega_2}}}{m_a g r_{\delta_2}^2} \left[V \dot{S}_2 + (1 + S_2) \left(\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right) \right]}. \quad (24)$$

Для регулирования распределения крутящих моментов между осями автомобиля кроме линейной скорости автомобиля необходимо также регистрировать относительное буксование передних и задних колес.

Принимаем допущения о том, что $h_w \approx h$, $I_{\kappa_{\omega_1}} = I_{\kappa_{\omega_2}} = I_{\kappa_{\omega}}$, $r_{\delta_1} = r_{\delta_2} = r_{\delta}$. При абсолютно жесткой кинематической связи между передними и задними колесами $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, $S_1 = S_2 = S$, и $\dot{S}_1 = \dot{S}_2 = \dot{S}$. В этом случае выражение (24) примет следующий вид

$$K_{M_{\omega}} = \frac{(\varphi + f) \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{\kappa_{\omega}}}{m_a g r_{\delta}^2} \left[V \dot{S} + (1 + S) \left(\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right) \right]}{\varphi + f + \frac{2I_{\kappa_{\omega}}}{m_a g r_{\delta}^2} \left[V \dot{S} + (1 + S) \left(\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right) \right]}. \quad (25)$$

В идеальном случае, при нахождении колес на пределе буксования, примем допущение о том, что $S = 0$ и $\dot{S} = 0$. В этом случае получим

$$K_{M_{\omega}} = \frac{(\varphi + f) \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{\kappa_{\omega}}}{m_a g r_{\delta}^2} \left[\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right]}{\varphi + f + \frac{2I_{\kappa_{\omega}}}{m_a g r_{\delta}^2} \left[\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \right]}. \quad (26)$$

Анализ графиков на рис. 2 показывает, что скорость движения автомобиля не оказывает существенного влияния на идеальный коэффициент распределения крутящих моментов, следовательно, ею можно пренебречь.

Выводы

Полученные зависимости позволяют осуществить рациональный выбор распределения крутящих моментов между осями полноприводного автомобиля. В дальнейшем полученные зависимости могут быть использованы для оценки устойчивости автомобиля против заноса.

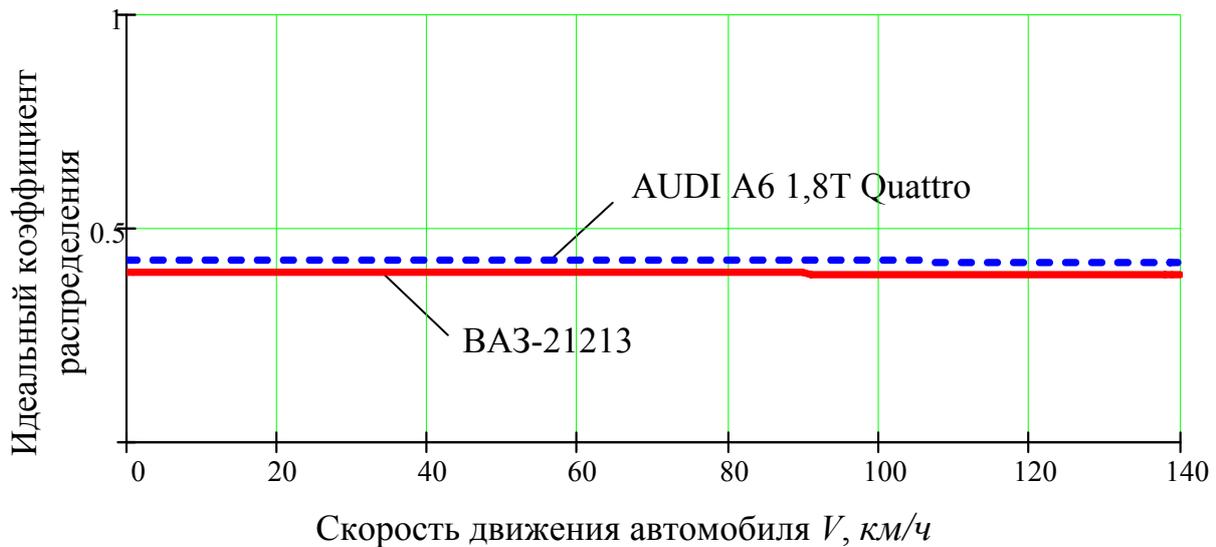


Рис. 2. Залежність ідеального коефіцієнта розподілення крутячих моментів від швидкості руху автомобіля

Список літератури

1. Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. Исследование динамики торможения автомобиля: Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьковского госуниверситета, 1962. – 36 с.
2. Подригало М.А., Волков В.П., Степанов В.Ю., Доброгорский М.В. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / Под редакцией М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 335 с.
3. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Вып. 1. Харьков: ХГАДУ, 1998. – С. 64-67.
4. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия тяговой силы // Автомобіле- та тракторобудування. Вісник НТУ «ХП», 2006. – №6. — С. 87 – 92.

Стаття надійшла до редакції 08.06.07
 © Подригало М.А., Волков В.П., Клец Д.М., 2007