

УДК 629.017

Подригало М.А, д.т.н.¹, Клец Д.М.¹, Абдулгасис А.У.²

1 — ХНАДУ, г. Харьков; 2 — КГИПИ, г. Симферополь

ИССЛЕДОВАНИЕ БОКОВОГО УВОДА АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗНОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ РАДИУСОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Рассмотрено влияние разности динамических радиусов ведущих колес на величину поворачивающего момента и угловую скорость автомобиля. Получены критериальные выражения для оценки устойчивости движения автомобиля.

Введение

Неравенство динамических радиусов левых и правых колес ведущих мостов автомобилей может быть вызвано различными причинами. К числу этих причин могут относиться:

- колебания диаметрального размера шин, обусловленные неточностью их изготовления;
- неоднородность материала шины, обуславливающая разность радиальной жесткости;
- различное давление воздуха в шинах;
- различная степень износа протектора левого и правого колес.

Анализ последних достижений и публикаций

Известные исследования [1, 2, 3, 4], посвященные оценке курсовой устойчивости автомобилей, не рассматривают влияния разности динамических радиусов ведущих колес на указанное эксплуатационное свойство.

Занос автомобиля возникает вследствие появления поворачивающего момента, обусловленного неравномерностью касательных реакций на ведущих колесах противоположных бортов машины. Одной из причин появления бортовой неравномерности касательных реакций является изменение расстояния от оси вращения колес до опорной поверхности, т.е. динамического радиуса. В работе [5] показано, что переменный радиус катящегося ведомого колеса обуславливается рядом технологических и динамических причин. К числу первых относятся переменный свободный радиус (при незагруженном колесе) и неодинаковая радиальная жесткость в различных участках окружности пневматика. Динамические причины сводятся к изменению радиального обжатия пневматика вследствие изменения вертикальной нагрузки на колесо, что имеет место, главным образом, при колебаниях корпуса автомобиля и его осей [5]. Однако в указанной работе, не рассмотрено движение ведущего колеса автомобиля с переменным динамическим радиусом.

Кроме динамических радиусов, на величину возникающего поворачивающего момента оказывает влияние трение в дифференциале. Трение в дифференциале и его влияние на устойчивость движения автомобиля рассмотрены в работах [2, 6].

В работе [2] определено влияние разности касательных реакций на ведущих колесах на величину дополнительных составляющих боковых сил, действующих на переднюю и заднюю оси автомобиля. В работе [6] приведены результаты экспериментальных исследований устойчивости грузовых автомобилей с различными типами дифференциалов. Определено, что с увеличением коэффициента блокировки дифференциала происходит снижение курсовой устойчивости автомобилей.

В работе Я.М. Певзнера [7] получена система уравнений плоского движения автомобиля, позволяющая произвести оценку устойчивости движения,

$$\frac{dV_z}{dt} - V\omega_z + \frac{R_{y2\max} + R_{y1\max}}{m} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} + \frac{bR_{y2\max} - aR_{y1\max}}{I_{zc}} = 0, \quad (2)$$

где V_z — проекция скорости центра инерции C на ось, перпендикулярную продольной оси автомобиля; V — скорость автомобиля; ω_z — угловая скорость автомобиля в плоскости дороги; m, I_{zc} — масса и центральный момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси; $R_{y1\max}, R_{y2\max}$ — максимально возможные по условиям сцепления боковые силы на передней и задней осях; a, b — расстояния от передней и задней осей автомобиля до проекции центра масс на горизонтальную плоскость.

В работе [7] для движения накатом при отсутствии касательных реакций на колесах определена критическая угловая скорость, превышение которой свидетельствует о начале заноса. Из уравнения (1) при условии, что

$$R_{y2\max} + R_{y1\max} = mg\varphi, \quad (3)$$

была определена критическая угловая скорость

$$\omega_{кр} = \frac{\varphi g}{V}, \quad (4)$$

где φ — коэффициент сцепления колес с дорогой;

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

Таким образом, возникла необходимость оценки устойчивости автомобиля при боковом уводе, обусловленном разностью динамических радиусов левых и правых ведущих колес.

Цели и задачи исследования

Целью исследования является оценка курсовой устойчивости автомобиля при боковом уводе, обусловленном разностью динамических радиусов ведущих колес.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить влияние разности динамических радиусов ведущих колес и поворачивающего момента на разность угловых скоростей ведущих колес;
- определить угловую скорость автомобиля в плоскости дороги при отсутствии трения в дифференциале;
- определить угловую скорость автомобиля при установке дифференциала повышенного трения;
- произвести оценку устойчивости движения автомобиля.

Определение разности угловых скоростей ведущих колес автомобиля

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на ведущий мост автомобиля при разности динамических радиусов колес.

Угловая скорость ведущего моста в плоскости дороги

$$\omega_z = \frac{\Delta V}{B} = \frac{V'' - V'}{B} = \frac{\omega'' r_\delta'' - \omega' r_\delta'}{B}, \quad (5)$$

где B — колея автомобиля (рис. 1);

ΔV — разность линейных скоростей осей правого и левого колес

$$\Delta V = V'' - V' = \omega'' r''_{\delta} - \omega' r'_{\delta}; \quad (6)$$

V' и V'' — линейные скорости осей левого и правого колес автомобиля (рис. 1);

ω' и ω'' — угловые скорости колес;

r'_{δ} , r''_{δ} — динамические радиусы левого и правого колес, $r''_{\delta} > r'_{\delta}$.

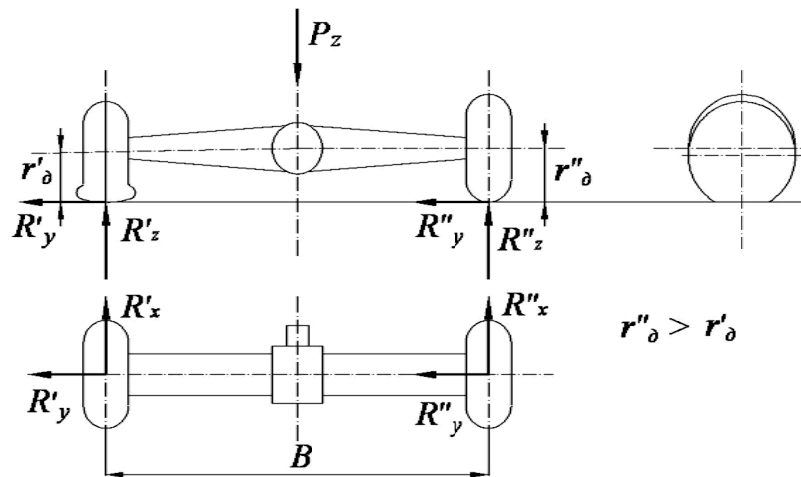


Рис. 1. Схема сил, действующих на ведущий мост автомобиля

Угловые скорости колес можно связать между собой следующим образом:

$$\omega'' + \omega' = 2\omega_0; \quad \omega'' - \omega' = \Delta\omega, \quad (7)$$

где ω_0 — угловая скорость корпуса дифференциала ведущего моста.

Решая совместно уравнения (7), получим

$$\omega'' = \omega_0 + 0,5\Delta\omega; \quad \omega' = \omega_0 - 0,5\Delta\omega. \quad (8)$$

Динамические радиусы колес можно определить как

$$r''_{\delta} = \bar{r}_{\delta} + \frac{\Delta r_{\delta}}{2}; \quad r'_{\delta} = \bar{r}_{\delta} - \frac{\Delta r_{\delta}}{2}, \quad (9)$$

где \bar{r}_{δ} — среднее значение динамического радиуса,

$$\bar{r}_{\delta} = 0,5(r'_{\delta} + r''_{\delta}); \quad (10)$$

Δr_{δ} — разность динамических радиусов левого и правого колес,

$$\Delta r_{\delta} = r''_{\delta} - r'_{\delta}. \quad (11)$$

Подставляя выражения (8) и (9) в уравнение (5), получим после преобразований

$$\omega_z = \frac{\bar{r}_{\delta}}{B} \left(\Delta\omega + \omega_0 \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} \right). \quad (12)$$

Из выражения (12) определим разность угловых скоростей

$$\Delta\omega = \omega_z \frac{B}{r_{\delta}} - \omega_0 \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}}. \quad (13)$$

При $\Delta\omega > 0$ будет реализовано $\omega'' > \omega'$, а при $\Delta\omega < 0$ — соответственно $\omega'' < \omega'$. При $\Delta\omega = 0$ угловые скорости колес будут одинаковы.

Угловая скорость автомобиля в плоскости дороги при повороте может быть определена как

$$\omega_z = \frac{V}{R}, \quad (14)$$

где R — радиус поворота,

$$R = \frac{L}{\overline{\text{tg}\alpha} + \delta_2 - \delta_1}; \quad (15)$$

L — продольная колесная база автомобиля; $\overline{\alpha}$ — средний угол поворота управляемых колес; δ_1, δ_2 — углы увода передней и задней осей.

При $\overline{\alpha} = 0$ выражение (16) примет вид

$$R = \frac{L}{\delta_2 - \delta_1}. \quad (16)$$

Углы увода передней и задней осей

$$\delta_1 = \frac{R_{y_1}}{K_{y_1}}; \quad \delta_2 = \frac{R_{y_2}}{K_{y_2}}, \quad (17)$$

где K_{y_1}, K_{y_2} — коэффициенты сопротивления уводу передней и задней оси;

R_{y_1}, R_{y_2} — боковые силы на передней и задней осях, обусловленные действием поворачивающего момента,

$$R_{y_1} = -R_{y_2} = \frac{M_{нов}}{L}; \quad (18)$$

$M_{нов}$ — поворачивающий момент, обусловленный разностью r_δ колес.

Подставляя выражения (17) в (16), получим с учетом (18)

$$R = \frac{L^2}{M_{нов} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right)}. \quad (19)$$

Угловую скорость автомобиля определим после подстановки соотношения (19) в уравнение (14)

$$\omega_z = \frac{M_{нов}}{L^2} V \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right). \quad (20)$$

Из выражения (20) видно, что знак поворачивающего момента $M_{нов}$ всегда совпадает со знаком угловой скорости ω_z .

Выражение (13) с учетом (20) и соотношения $\omega_0 = \frac{V}{r_\delta}$ примет вид

$$\Delta\omega = \frac{V}{r_0} \left[\frac{B}{L^2} M_{\text{нов}} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) - \frac{\Delta r_0}{r_0} \right]. \quad (21)$$

Определение поворачивающего момента при отсутствии трения в дифференциале

Поворачивающий момент (см. рис. 1) на ведущем мосту, вызванный разностью динамических радиусов

$$M_{\text{нов}} = \frac{B}{2} (R_x'' - R_x'), \quad (22)$$

где R_x'', R_x' — касательные реакции на ведущих колесах правого и левого бортов,

$$R_x'' = \frac{M_{\text{кр}}''}{r_0''} - 0,5fR_z; \quad R_x' = \frac{M_{\text{кр}}'}{r_0'} - 0,5fR_z, \quad (23)$$

$M_{\text{кр}}', M_{\text{кр}}''$ — крутящие моменты на колесах,

$$M_{\text{кр}}' = M_{\text{кр}}'' = 0,5M_{\text{кр}}; \quad (24)$$

$M_{\text{кр}}$ — суммарный крутящий момент на колесах моста; f — коэффициент сопротивления качению; R_z — суммарная вертикальная реакция на колесах моста.

Подставляя (23) в (22), получим с учетом (9), (2) и (24)

$$M_{\text{нов}} = \frac{B}{4} M_{\text{кр}} \left(\frac{1}{r_0''} - \frac{1}{r_0'} \right) = -\frac{B}{4} M_{\text{кр}} \frac{r_0'' - r_0'}{r_0' r_0''} = -\frac{B}{4} M_{\text{кр}} \frac{\Delta r_0}{\frac{r_0'^2}{2} - \frac{1}{4} \frac{\Delta r_0^2}{r_0}}. \quad (25)$$

Знак « $-$ » означает, что поворачивающий момент стремится повернуть ведущий мост вокруг колеса, имеющего большой динамический радиус r_0'' (см. рис. 1). Выражение (25) можно преобразовать к виду

$$M_{\text{нов}} = -\frac{B}{4} P_{\text{тяг}} \frac{\frac{\Delta r_0}{r_0}}{1 - 0,25 \frac{\Delta r_0^2}{r_0^2}}, \quad (26)$$

где $P_{\text{тяг}}$ — суммарная тяговая сила, создаваемая на колесах ведущего моста,

$$P_{\text{тяг}} = \frac{M_{\text{кр}}}{r_0} = mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt}; \quad (27)$$

kF — фактор сопротивления воздуха.

Уравнение (26) после подстановки в него (27) примет вид

$$M_{\text{нов}} = -\frac{B}{4} \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right) \frac{\frac{\Delta r_0}{r_0}}{1 - 0,25 \frac{\Delta r_0^2}{r_0^2}}. \quad (28)$$

Подставляя (28) в (20) и (21), соответственно, и принимая $0,25 \Delta r_\delta^2 / r_\delta^2 \approx 0$, получим

$$\omega_z = -\frac{B}{4L^2} V \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right) \frac{\Delta r_\delta}{r_\delta}; \quad (29)$$

$$\Delta \omega = -V \frac{\Delta r_\delta}{r_\delta^2} \left[\frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right) + 1 \right]. \quad (30)$$

Знак «-» означает, что $\omega'' < \omega'$ и автомобиль разворачивается относительно колеса, имеющего r_δ'' .

Определение поворачивающего момента при дифференциале повышенного трения

После подстановки выражений (23) в (22) получим

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \left(\frac{M''_{кр}}{r_\delta''} - \frac{M'_{кр}}{r_\delta'} \right). \quad (31)$$

Предположим, что $\omega'' < \omega'$ и $\Delta \omega < 0$. В этом случае

$$M''_{кр} = M'_{кр} \lambda_{\delta l}, \quad (32)$$

где $\lambda_{\delta l}$ — коэффициент блокировки дифференциала, $\lambda_{\delta l} > 1$.

Учитывая, что $M'_{кр} + M''_{кр} = M_{кр}$, определим

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{1 + \lambda_{\delta l}}; \quad M''_{кр} = \frac{\lambda_{\delta l}}{1 + \lambda_{\delta l}} M_{кр}. \quad (33)$$

Выражение (31) с учетом (33), (27) и допущения, что $0,25 \Delta r_\delta^2 / r_\delta^2 \approx 0$, примет вид

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right) \left(\frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_\delta}{2r_\delta} \right). \quad (34)$$

Поворачивающий момент положителен в случае

$$\frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_\delta}{2r_\delta} > 0. \quad (35)$$

Отсюда определим условие $M_{нов} > 0$ и $\omega_z > 0$

$$\frac{\Delta r_\delta}{r_\delta} < 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1}. \quad (36)$$

Величина $M_{нов} < 0$ и $\omega_z < 0$ при выполнении условия

$$\frac{\Delta r_\delta}{r_\delta} > 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1}. \quad (37)$$

Поворачивающий момент равен нулю при

$$\frac{\Delta r_\delta}{r_\delta} = 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1}. \quad (38)$$

На рис. 2 приведены графики зависимости (38). На рис. 2а приведены указанные графики для дифференциалов повышенного трения, а на рис. 2б — для обычных дифференциалов с небольшим коэффициентом блокировки $\lambda_{\delta l}$. Зона, расположенная выше приведенных на рис. 2 а, б кривых, соответствует $M_{пов} < 0$ и $\omega_z < 0$, а ниже — $M_{пов} > 0$ и $\omega_z > 0$.

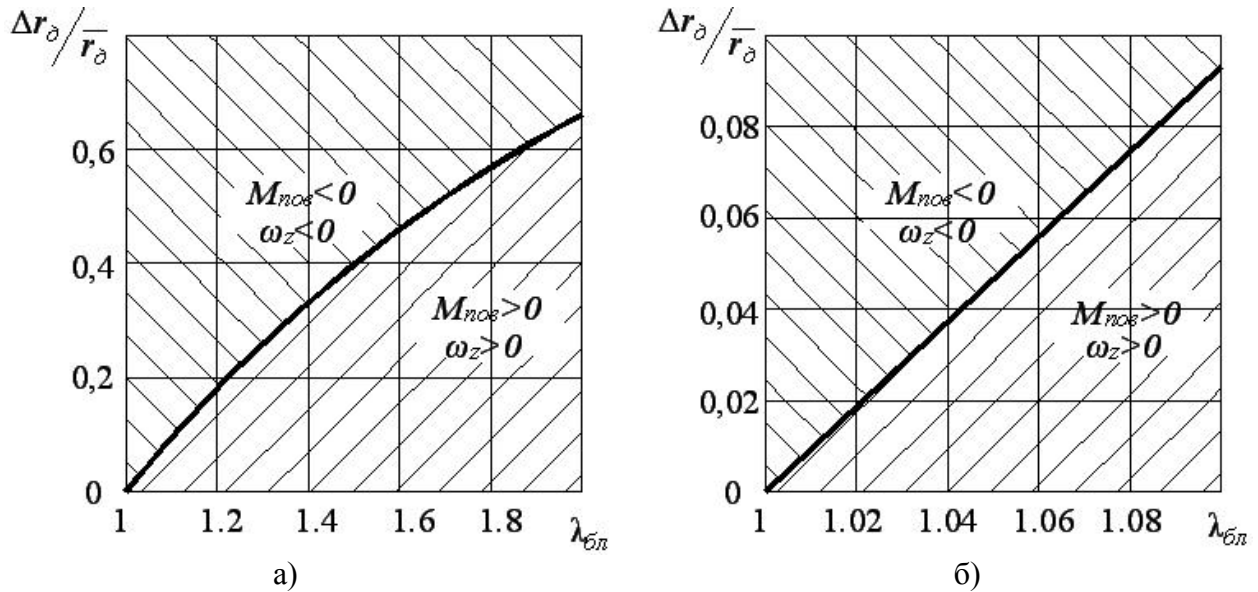


Рис. 2. Влияние коэффициента блокировки дифференциала и относительной разности динамических радиусов ведущих колес автомобиля на знак поворачивающего момента $M_{пов}$ и угловой скорости ω_z

Определим условие, при выполнении которого $\Delta\omega = 0$. Для этого в уравнение (21) подставим выражение (34) для $M_{пов}$. После преобразований получим

$$\frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} = 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} \frac{\frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right)}{1 + \frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgVf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right)}. \quad (39)$$

Сравнивая между собой выражения (37) и (39), можно сделать вывод о том, что в последнем случае величина в правой части значительно меньше величины, находящейся в правой части выражения (37).

Разность угловых скоростей колес $\Delta\omega < 0$ при

$$\frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} > 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} \frac{\frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right)}{1 + \frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right)}. \quad (40)$$

В обычных конических дифференциалах при $\Delta\omega = 0$ величина $\lambda_{\delta l} = 1$, а при изменении знака $\Delta\omega$ на противоположный в приведенных выше формулах необходимо заменить $\lambda_{\delta l}$ на величину $\lambda_{\delta l}'$, которая является величиной обратной.

Выражение (40) можно представить в виде

$$\frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} = 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} x. \quad (41)$$

где x — коэффициент, зависящий от геометрических параметров автомобиля и коэффициентов сопротивления боковому уводу шин передней и задней осей автомобиля.

Максимальная тяговая сила автомобиля реализуется на пределе буксования ведущих колес

$$(P_{\text{мяз}})_{\text{max}} = \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right)_{\text{max}} = K_{\text{цу}} (\varphi + f) mg, \quad (42)$$

где $K_{\text{цу}}$ — коэффициент использования сцепного веса. Примем для переднеприводного и заднеприводного автомобиля $K_{\text{цу}} \approx 0,5$.

В этом случае

$$x = \frac{\frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) K_{\text{цу}} mg (\varphi + f)}{1 + \frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) K_{\text{цу}} mg (\varphi + f)}. \quad (43)$$

В качестве примера возьмем параметры легкового автомобиля: $B = 1,3$ м; $L = 2$ м; $K_{y_1} = K_{y_2} = 50$ кН/рад; $K_{\text{цу}} = 0,5$ и $m = 1000$ кг. Примем $\varphi = 0,8$ и $f = 0,015$. В этом случае $x = 0,000420$. Это означает, что график зависимости (41), если его построить на графиках рис. 2, будет практически совпадать с осью абсцисс.

Представляет интерес рассмотрение процессов, происходящих при

$$\frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} < 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} x. \quad (44)$$

При $\Delta\omega = 0$ угловые скорости ω' и ω'' обоих колес ведущего моста становятся равными. В этом случае $\lambda_{\delta l} = 1$ и величины $M_{\text{нов}}$, ω_z должны подчиняться зависимостям (28) и (29). Эти величины становятся отрицательными. Автомобиль начинает уводить в противоположную сторону. При этом колесо с меньшим значением динамического радиуса r_{δ} приобретает большее значение угловой скорости, чем колесо с большим значением динамического радиуса r_{δ}'' , т.е. получаем $\omega' > \omega''$ и $\Delta\omega < 0$.

Подставляя выражение (39) в уравнение (34), получим

$$M_{\text{нов}} = \frac{B}{2} \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right) \frac{\lambda_{\delta l} - 1 / \lambda_{\delta l} + 1}{1 + \frac{B^2}{4L^2} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left(mgf + kFV^2 + m \frac{dV}{dt} \right)} > 0. \quad (45)$$

Если при $\Delta\omega = 0$ величина $\lambda_{\delta l}$ становится равна единице, то $M_{\text{нов}} = 0$ и $\omega_z = 0$. Из выражения (13) при $\omega_z = 0$ получим

$$\Delta\omega = -V \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}^2} < 0. \quad (46)$$

Это означает, что $\omega' > \omega''$ и поворачивающий момент $M_{\text{нов}}$ приобретает положительное значение (см. уравнение (34)). Положительное направление приобретает и ω_z . Таким образом, при выполнении условия (44) мы также получим $\Delta\omega < 0$, $M_{\text{нов}} > 0$ и $\omega_z > 0$. Зону, находящуюся между кривыми

$$0 \leq \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} \leq 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} x \quad (47)$$

можно считать зоной, границами которой является получение $M_{пов} = 0$ и $\omega_z = 0$, т.е. зоной устойчивости.

Оценка устойчивости движения автомобиля

В работе [9] критическую по условиям устойчивости угловую скорость определяли из уравнения (1) при отсутствии касательных реакций на колесах автомобиля, т.е. в режиме движения накатом. В этом случае максимальные боковые реакции на осях равны предельным силам по сцеплению и выполняется равенство (3). Например, для заднеприводного автомобиля справедливы зависимости

$$R_{y_{1\max}} = mg\varphi \frac{b}{L} \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}}; \quad R_{y_{2\max}} = mg\varphi \frac{a}{L} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{мяз}}{mg\varphi} \frac{L}{a} - \frac{f}{\varphi} \right)^2}. \quad (48)$$

Подставляя выражения (48) в уравнение (1), определим условие получения $\frac{dV_z}{dt} = 0$

$$\omega_{кр} = \frac{\varphi g}{V} \left[\frac{b}{L} \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} + \frac{a}{L} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{мяз}}{mg\varphi} \frac{L}{a} - \frac{f}{\varphi} \right)^2} \right] = \frac{\varphi g}{V} A_{\varphi}, \quad (49)$$

где A_{φ} — коэффициент, учитывающий влияние касательных реакций на колесах,

$$A_{\varphi} = \frac{b}{L} \sqrt{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}} + \frac{a}{L} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{мяз}}{mg\varphi} \frac{L}{a} - \frac{f}{\varphi} \right)^2}. \quad (50)$$

Движение устойчиво при $|\omega_z| < \omega_{кр}$. Подставляя выражение (39) в уравнение (12), получим с учетом (27)

$$|\omega_z| = V \frac{B}{4L^2} P_{мяз} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left| 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} \right|. \quad (51)$$

Сравнивая правые части уравнений (49) и (51), получим

$$\frac{B}{4L^2} P_{мяз} \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \left| 2 \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} \right| < \frac{\varphi g}{V} A_{\varphi}. \quad (52)$$

Из выражения (52) определим условие ограничения максимальной скорости движения автомобиля по критерию устойчивости, принимая $P_{мяз} \cong K_{сц} mg\varphi$ и $\lambda_{\delta l} = 1$, получим

$$V < 2L \sqrt{\frac{A_{\varphi}}{Bm \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}}}}. \quad (53)$$

Выражение (53) является условием, позволяющим ограничить скорость движения автомобиля в зависимости от колебания величины Δr_{δ} .

Для ограничения допуска на величину динамического радиуса колеса преобразуем выражение (53) к виду

$$\frac{\Delta r_{\partial}}{r_{\partial}} < \frac{4L^2 A_{\phi}}{Bm \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) V^2}. \quad (54)$$

С увеличением максимальной скорости движения автомобиля необходимо уменьшать допуск на диаметр шин в соответствии с выражением (54).

Выводы

Полученные зависимости позволяют оценить влияние разности динамических радиусов колес ведущих мостов на параметры плоскопараллельного движения автомобиля.

Зависимость (50) позволяет оценить допуск на разноразмерность диаметра ведущих колес автомобиля в зависимости от максимальной скорости его движения. Выполнение условия (47) позволяет избежать значительных величин поворачивающего момента $M_{пов.}$

Список литературы

1. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения легковых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1971. — 416 с.
3. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1975. — 216 с.
4. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.Б. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев / Под ред. В.И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
5. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. — М.: Машгиз, 1955. — 238 с.
6. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лнфаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. — М.: Машиностроение, 1987. — 176 с.
7. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. — М.: Машгиз, 1974. — 156 с.

Стаття надійшла до редакції 06.10.08

© Подригало М.А, Клец Д.М., Абдулгасис А.У., 2008