

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ ПРИ НАЕЗДЕ НА ПРЕПЯТСТВИЕ

Полянский А. С., д.т.н., проф., Клец Д. М., д.т.н., проф.,
Дубинин Е. А., д.т.н., доц.

Харьковский национальный автодорожный университет

Задорожня В. В., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Разработан метод оценки влияния гироскопических моментов колес на устойчивость против заноса при наезде машины на препятствие. Определены коэффициенты устойчивости с учетом действия гироскопических моментов. В реальных условиях эксплуатации с ростом скорости коэффициент устойчивости повышается до 0,6%. Степень влияния гироскопических моментов существенно не зависит от типа привода.

Это позволило повысить точность оценки устойчивости колесной машины при движении по неровностям, повысив безопасность эксплуатации. Практическая реализация возможна на предприятиях транспортного и сельскохозяйственного машиностроения при проектировании и производстве колесных машин.

Ключевые слова: *метод оценки, колесная машина, препятствие, гироскопический момент, устойчивость, безопасность.*

Введение. Обеспечение устойчивости движения и положения колесных машин является одним из важнейших аспектов проблемы повышения безопасности дорожного движения.

При исследовании процесса движения таких машин с помощью математического моделирования важным является вопрос описания взаимодействия колес с дорогой, поскольку колебания вращающегося колеса, вызываемые различными возмущениями, могут изменять направление его качения и влиять на устойчивость как движения, так и положения. Особенно это актуально для машин, которые движутся с большими скоростями, а также для машин с большими радиусами колес.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам исследования устойчивости движения и управляемости колесных машин посвящено значительное количество работ как отечественных [1-4], так и зарубежных [5-7]. Устойчивость положения таких машин рассмотрена в работах [8-13].

В работах [14, 15] определено, что в процессе движения транспортного средства и колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня в общем случае действует ряд моментов, в том числе гироскопические моменты колес $M_{гир}$.

В то же время недостаточно внимания уделено вопросам влияния гироскопических моментов колес машин, возникающих при движении по неровностям на показатели их устойчивости.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является разработка метода оценки влияния гироскопических моментов, действующих на колеса транспортного средства, на показатели его устойчивости при наезде на препятствие.

Для достижения указанной цели необходимо оценить влияние гироскопических моментов колес машины на её устойчивость против заноса при наезде на неровность.

Оценка влияния гироскопических моментов колес на устойчивость автомобилей и тракторов.

При движении автомобиля вертикальные колебания вращающегося колеса вызывают гироскопический момент, изменяющий направление его качения. В частности, при наезде направляющего колеса на неровность, гироскопические силы вызывают поворачивающий момент в плоскости дороги, который можно определить из следующего соотношения:

$$M_{зуп} = \frac{I_k}{r_k} \cdot V_X \cdot w_k, \quad (1)$$

где V_X – линейная скорость автомобиля;

w_k – угловая скорость подъема колеса;

r_k – радиус колеса;

I_k – момент инерции колеса относительно оси его вращения.

Определим общее и парциальное угловые ускорения автомобиля с учетом гироскопического момента. Рассмотрим схему сил, действующих на двухосный автомобиль в тяговом режиме движения (рис. 1б).

Занос автомобиля проявляется при появлении углового ускорения $\dot{\omega}_z$ в плоскости дороги. В подвижной системе координат XOYZ (рис. 1) уравнение вращательного движения автомобиля имеет вид:

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = \sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i = -R_{\delta_1} \cdot a + R_{\delta_2} \cdot b + M_{зуп}, \quad (2)$$

где n – общее число осей автомобиля;

$R_{\delta i}$ – боковая реакция дороги на i -ой оси автомобиля;

I_{zc} – центральный момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси:

$$I_{zc} = m_a \cdot i_z^2, \quad (3)$$

m_a – масса автомобиля;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси OZ.

Из уравнения (2) получим уравнение парциальных ускорений путем деления левой и правой части на I_{zc} :

$$\dot{\omega}_z = \frac{\sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i}{I_{zc}} = \frac{R_{\delta_1} \cdot a}{I_{zc}} - \frac{R_{\delta_2} \cdot b + M_{zup}}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{возм}^{парц} - \dot{\omega}_{стаб}^{парц}, \quad (4)$$

где $\dot{\omega}_{возм}^{парц}$ – возмущающее парциальное угловое ускорение,

$$\dot{\omega}_{возм}^{парц} = \frac{R_{\delta_1} \cdot a}{I_{zc}}, \quad (5)$$

$\dot{\omega}_{стаб}^{парц}$ – стабилизирующее парциальное угловое ускорение,

$$\dot{\omega}_{стаб}^{парц} = \frac{R_{\delta_2} \cdot b + M_{zup}}{I_{zc}}. \quad (6)$$

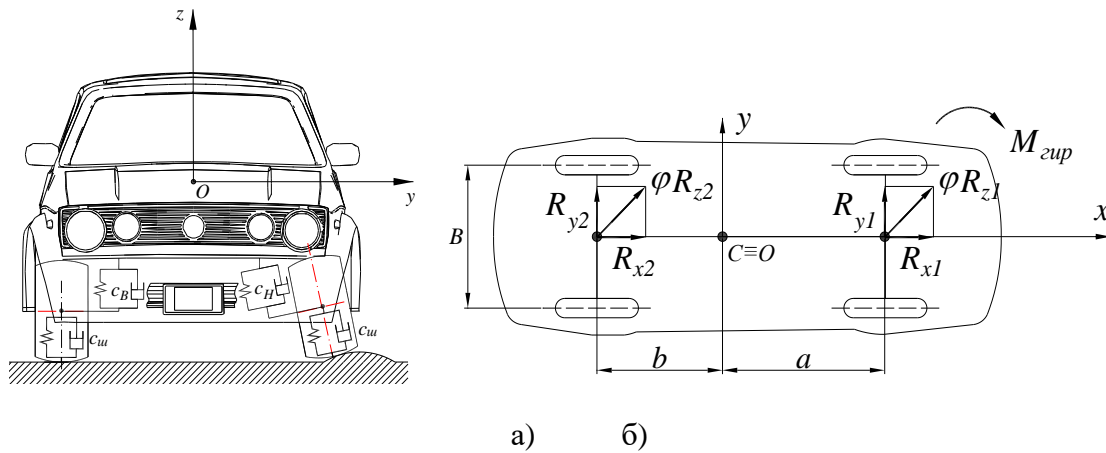


Рис. 1 – Схема сил, действующих на двухосный автомобиль с учетом гироскопического момента при разгоне: a, b – координаты проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости; B – колея; $R_{x1}, R_{x2}, R_{y1}, R_{y2}, R_{z1}, R_{z2}$ – суммарные касательные, боковые и нормальные реакции дороги на колесах передней и задней осей; ϕ – коэффициент сцепления колес с дорогой: а – вид спереди; б – вид сверху

Касательные реакции в контакте передних и задних колес с дорогой определяются конструкцией трансмиссии, т.е. распределением общей тяговой силы между колесами [16]:

$$R_{x1} = K_R \cdot R_x; \quad (7)$$

$$R_{x2} = (1 - K_R) \cdot R_x. \quad (8)$$

где K_R – коэффициент распределения касательных реакций.

Боковые реакции дороги на осях можно определить как:

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\phi^2 \cdot R_{z1}^2 - R_{x1}^2} = \sqrt{\phi^2 \cdot R_{z1}^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}; \quad (9)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\phi^2 \cdot R_{z2}^2 - R_{x2}^2} = \sqrt{\phi^2 \cdot R_{z2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2}. \quad (10)$$

Нормальные реакции на передней и задней оси автомобиля [17]:

$$R_{z_1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - P_w \cdot \frac{h_w - r_\delta}{L} - P_j \cdot \frac{h - r_\delta}{L}; \quad (11)$$

$$R_{z_2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + P_w \cdot \frac{h_w - r_\delta}{L} + P_j \cdot \frac{h - r_\delta}{L}, \quad (12)$$

где P_w – сила сопротивления воздуха;

P_j – сила инерции, возникающая при поступательном движении автомобиля;

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

b, L – расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости до задней оси и колесная база автомобиля;

h_w, h – высота центра аэродинамического давления и высота центра масс автомобиля, соответственно.

Суммарная касательная реакция на ведущих колесах автомобиля определяется из следующего выражения:

$$R_x = m_a \cdot \dot{V} + P_w = m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2. \quad (13)$$

где $k \cdot F$ – фактор обтекаемости;

\dot{V} – линейное ускорение автомобиля.

После подстановки выражений (11)-(13) в соотношения (8)-(9), получим:

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2)^2}; \quad (14)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2)^2}. \quad (15)$$

Определим парциальные ускорения $\dot{\omega}_{возм}^{парц}$ и $\dot{\omega}_{стаб}^{парц}$ с учетом соотношений (3), (14) и (15). Для этого подставим указанные соотношения в уравнения (5) и (6):

$$\dot{\omega}_{возм}^{парц} = \frac{a}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}, \quad (16)$$

$$\dot{\omega}_{стаб}^{парц} = \frac{b}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2} + \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_k \cdot m_a \cdot i_z^2}. \quad (17)$$

Коэффициент устойчивости автомобиля равен отношению стабилизирующего момента $M_{стаб}$ к возмущающему занос моменту $M_{возм}$:

$$K_{уст} = \frac{M_{стаб}}{M_{возм}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot R_x^2 + \frac{I_k}{r_k} \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}}{\sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}} = \frac{\dot{\omega}_{стаб}^{парц}}{\dot{\omega}_{возм}^{парц}}. \quad (18)$$

Соотношение (18) позволяет на этапе проектирования оценить устойчивость автомобилей с учетом гироскопического момента, по парциальным угловым ускорениям (уравнения (16) и (17)) – осуществлять диагностику технического состояния автомобиля. Подставляя (16) и (17) в (4), получим:

$$\dot{\omega}_z = \frac{1}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \left(a \cdot \sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2} - b \cdot \sqrt{\phi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot R_x^2} - \frac{I_k}{r_k} \cdot V_X \cdot \omega_{kz} \right). \quad (19)$$

Момент инерции колес в сборе с шинами, имеющими статический радиус r_{cm} в пределах от 0,271 до 0,4 м, определяется из следующей зависимости [18]:

$$I_K = 9,196 - 0,074 \cdot r_{cm} + 0,154 \cdot 10^{-3} \cdot r_{cm}^2. \quad (20)$$

На рис. 2а приведены зависимости коэффициента устойчивости условного заднеприводного автомобиля от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента. Параметры и условия движения автомобиля приняты следующие:

$k \cdot F = 0,58 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $m = 1500 \text{ кг}$; $\dot{V}_X = 1 \text{ м/с}^2$; $V_X = 0 \dots 27 \text{ м/с}$; $a = 1,3 \text{ м}$; $L = 2,4 \text{ м}$; $i_z = 1,3 \text{ м}$; $\phi = 0,8$; $h = 0,5 \text{ м}$; $r_d = 0,29 \text{ м}$; $K_R = 0$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\omega_{kz} = 0,05 \text{ с}^{-1}$.

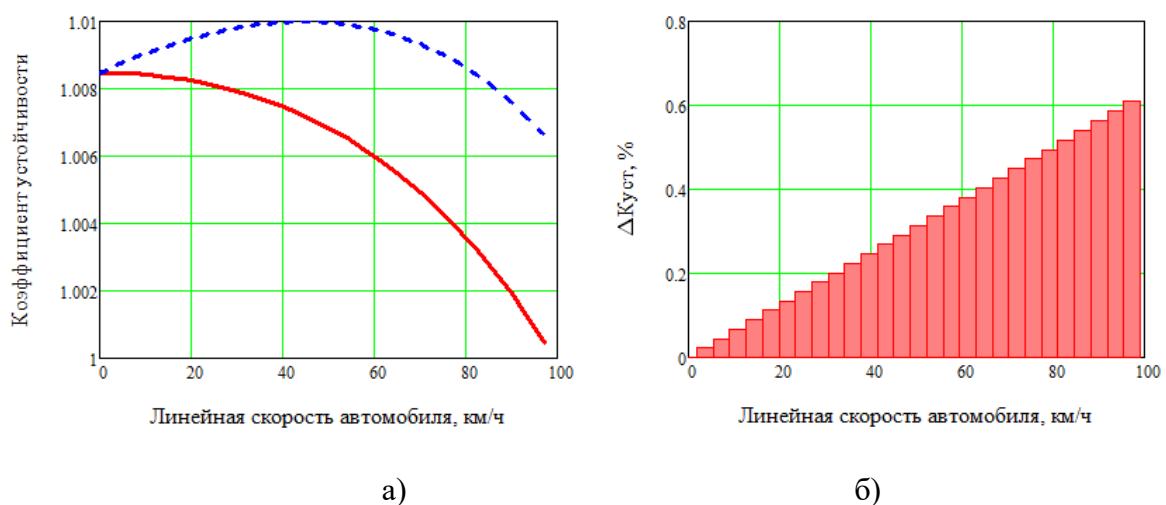


Рис. 2 – Зависимости коэффициента устойчивости условного заднеприводного автомобиля от его линейной скорости: — $K_{уст}$ без учета $M_{гир}$; - - - $K_{уст}$ с учетом $M_{гир}$; а – зависимость $K_{уст}$ (V_X); б – уточнение $K_{уст}$ в зависимости от учета $M_{гир}$

Таким образом, предложенный метод позволяет проводить оценку курсовой устойчивости автомобиля в тяговом режиме движения и диагностирование его технического состояния с учетом действия гироскопического момента при наезде на неровность. Анализ рис. 2 показывает, что гироскопический момент повышает коэффициент устойчивости с ростом скорости, до 0,6%.

При наезде колеса трактора на неровность $M_{зир}$ также определяется из соотношения (1).

Рассмотрим схему сил, действующих на колесный шарнирно-сочлененный трактор с заблокированным горизонтальным шарниром между секциями в тяговом режиме движения (рис. 3) при постоянной транспортной скорости в диапазоне $V_x = 0 \dots 9$ м/с.

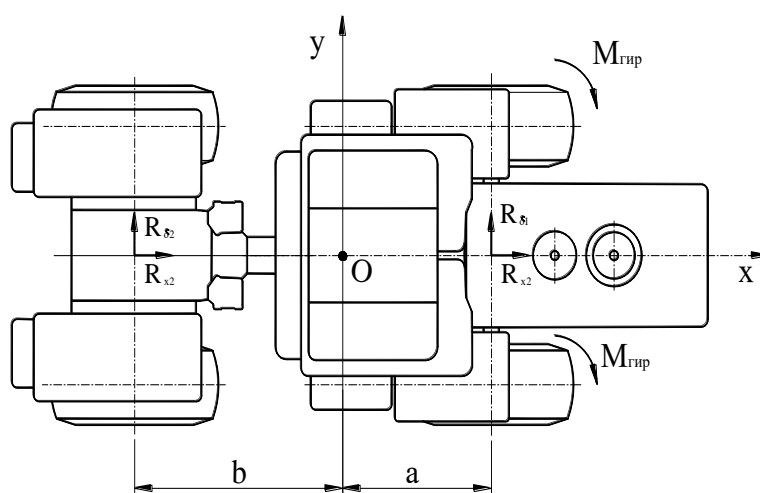


Рис. 3 – Схема сил, действующих на колесный трактор с учетом гироскопического момента, при наезде на неровность

Вследствие небольшой скорости движения трактора сопротивлением воздуха пренебрегаем, также не учитываем наклон задней секции при наезде на препятствие колесом передней секции вследствие наличия зазоров в соответствующих соединениях. Занос трактора проявляется при появлении углового ускорения $\dot{\omega}_z$ в плоскости дороги. Уравнение вращательного движения трактора в плоскости дороги относительно его центра масс, с учетом влияния зависимой подвески передней секции, в этом случае имеет вид:

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = R_{\delta_1} \cdot a - R_{\delta_2} \cdot b - 2 \cdot M_{зир}. \quad (22)$$

Уравнение парциальных ускорений получается аналогично (4).

Боковые реакции дороги на осях трактора можно определить как [19]:

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\phi_x^2 \cdot R_{Z_1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z_1})^2}; \quad (23)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\phi_x^2 \cdot R_{Z_2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z_2}]^2}. \quad (24)$$

где K_M – коэффициент распределения общего крутящего момента на переднюю ось;

P_K – суммарная тяговая сила трактора;

ϕ_x – продольный коэффициент сцепления колес с дорогой;

f – коэффициент сопротивления качению колес.

Тяговая сила на ведущих колесах определялась по следующей зависимости:

$$P_K = f \cdot m \cdot g = \frac{\eta_{mp} \cdot K_N \cdot N_e}{V} \leq \phi_x \cdot m \cdot g, \quad (25)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя;

K_N – коэффициент использования мощности двигателя;

η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии трактора.

Определим парциальные ускорения с учетом соотношений (23) и (24):

$$\dot{\omega}_{возм}^{napu} = \frac{a}{m \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\phi_x^2 \cdot R_{Z_1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z_1})^2}, \quad (26)$$

$$\dot{\omega}_{стаб}^{napu} = \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_\partial \cdot m \cdot i_z^2} + \frac{b}{m \cdot i_z^2} \times \sqrt{\phi_x^2 \cdot R_{Z_2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z_2}]^2}. \quad (27)$$

Коэффициент устойчивости трактора в плоскости дороги равен:

$$K_{ycm} = \frac{b}{a} \left(\frac{\sqrt{\phi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right)^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{a}{L}]^2}}{\sqrt{\phi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{L})^2}} + \frac{\frac{I_k V_X \cdot \omega_{kz}}{r_\partial}}{\sqrt{\phi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{L})^2}} \right). \quad (28)$$

На рис. 4 приведены результаты определения уточнения коэффициента устойчивости ΔK_{ycm} колесного шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН в зависимости от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента в плоскости дороги.

Приняты следующие параметры и условия движения трактора: $m = 8000$ кг; $V_X = 0 \dots 9$ м/с; $a = 1,06$ м; $b = 1,8$ м; $L = 2,86$ м; $I_k = 91,7$ кг·м²; $\phi = 0,8$; $f = 0,01$; $r_\partial = 0,65$ м; $K_M = 0 \dots 1$; $\omega_{kz} = 0,05$ с⁻¹.

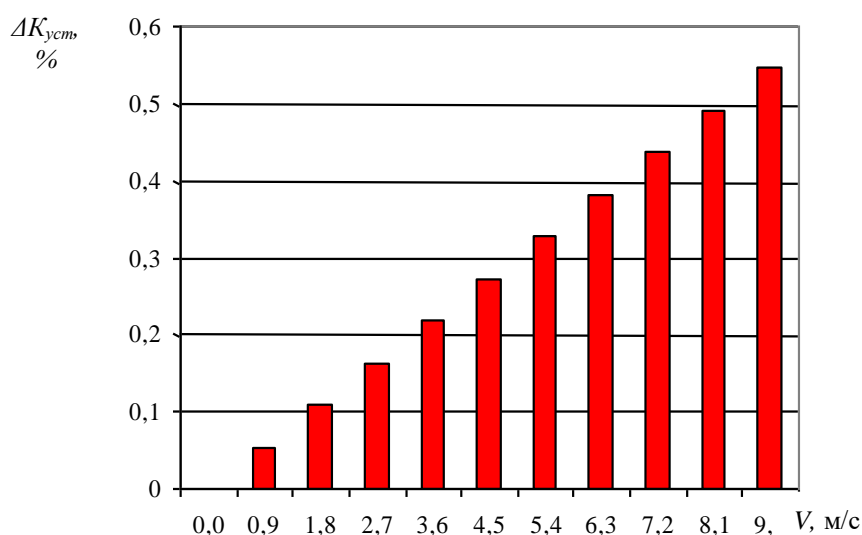


Рис. 4 – Уточнение коэффициента устойчивости колесного трактора в зависимости от учета гироскопического момента в плоскости дороги

Выводы

1. Разработан метод оценки влияния гироскопических моментов колес на устойчивость против заноса машины, позволяющий повысить точность определения соответствующих показателей.
2. Гироскопические моменты колес повышают коэффициент устойчивости при наезде на препятствие рассмотренных автомобиля и трактора в реальных условиях эксплуатации с ростом скорости до 0,6%. Степень влияния гироскопических моментов на существенно не зависит от типа привода машины.

Список использованных источников

1. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Закин Я. Х. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / Литвинов А. С. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Подригало М. А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко]; под ред. М. А. Подригало. – Х.: изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
4. Klets D. M. Modeling of mobile vehicle skid in traction movement mode. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeslow. – Vol. 15, № 7. – 2013. – pp.157-162.
5. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/ Add.8. – [Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.
6. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear Force Developments by Pneumatic tires in Steady State Conditions: A Review of Modeling Aspects. Vehicle Systems Dynamics. Vol. 20. – 1991. – pp.121-176.

7. Hiroki O., Murakami T. A stability control by active angle control of front-wheel in a vehicle system. IEEE Trans. Ind. Electron. – № 3, 2008. – pp.1277-1285.
8. Пospelov Ю. А. Устойчивость трактора / Пospelov Ю. А. – М.: Машиностроение, 1966. – 248 с.
9. Петренко А. М. Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие / Петренко А. М. – М.: МАДИ, 2013. – 41 с.
10. Коновалов В. Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В. Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
11. Малиновский Е. Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость движения) / Е. Ю. Малиновский, М. М. Гайцгори. – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.
12. Дубинин Е. А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: сб. науч. трудов. – 2013. – Вып. 40. – С. 37–41.
13. Шувалов Е. А. Теория и расчет трактора «Кировец» / [Шувалов Е. А., Бойков А. В., Добряков Б. А., Пантюхин М. Г.]; под общ. ред. А. В. Бойкова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 208 с.
14. Солтус А. П. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения / А. П. Солтус, С. С. Малов // Автомобильная промышленность: науч.-техн. журн. – 1978. – №11. – С. 18–20.
15. Клец Д. М. Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХП». – 2013. – № 29 (1002). – С. 149–155.
16. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – с. 22 – 23.
17. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с.
18. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко и др. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков ХНАДУ, 2003. – 614 с.
19. Забелышинский З. Э. Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях / З. Э. Забелышинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин // Вісник НТУ «ХП». Автомобіле- та тракторобудування. – 2015. – № 8 (1117). – С. 3–10.

Аннотація

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ ПРИ НАЇЗДІ НА ПЕРЕШКОДУ

Полянський О. С., Клец Д. М., Дубінін Є. О., Задорожня В. В.

Розроблено метод оцінки впливу гіроскопічних моментів коліс на стійкість проти заносу при наїзді машини на перешкоду. Визначено коефіцієнти стійкості з урахуванням дії гіроскопічних моментів. У реальних умовах експлуатації з ростом швидкості коефіцієнт стійкості підвищується до 0,6%. Ступінь впливу гіроскопічних моментів істотно не залежить від типу приводу.

Це дозволило підвищити точність оцінки стійкості колісної машини при русі нерівностями, підвищивши безпеку експлуатації. Практична реалізація можлива на підприємствах транспортного і сільськогосподарського машинобудування при проектуванні і виробництві колісних машин.

Ключові слова: *метод оцінки, колісна машина, перешкода, гіроскопічний момент, стійкість, безпека.*

Abstract

INCREASING THE ACCURACY OF ESTIMATION OF THE CARS AND TRACTORS STABILITY WHEN THE OBSTACLES ARE OBTAINED

O. Polyanskyi, D. Klets, Ye. Dubinin, V. Zadorozhnyia

The method for estimating the effect of gyroscopic wheel moments on the stability against skidding when the vehicle is hit by an obstacle is developed. Stability coefficients are determined taking into account the action of gyroscopic moments. In real operating conditions, with the speed increase, the stability coefficient rises to 0.6%. The degree of influence of the gyroscopic moments is essentially independent of the type of drive.

This made it possible to improve the accuracy of estimating the stability of the wheeled vehicle when driving along uneven terrains, thereby increasing operational safety. Practical implementation is possible at the enterprises of transport and agricultural engineering in the design and manufacture of wheeled vehicles.

Keywords: *estimation method, wheeled vehicle, obstacle, gyroscopic moment, stability, safety.*