

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИНЫ

**Евгений Дубинин<sup>1</sup>, Александр Полянский<sup>1</sup>, Дмитрий Клец<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Ул. Петровского, 25, г. Харьков, Украина. E-mail: [dubinin-rmn@yandex.ru](mailto:dubinin-rmn@yandex.ru)*

<sup>2</sup>*Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба  
Ул. Сумская, 77/79, г. Харьков, Украина. E-mail: [prof\\_777@mail.ru](mailto:prof_777@mail.ru)*

**Yevgeniy Dubinin<sup>1</sup>, Alexander Polyanskyi<sup>1</sup>, Dmytro Klets<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Kharkiv National Automobile and Highway University  
Petrovskogo str., 25, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [dubinin-rmn@yandex.ru](mailto:dubinin-rmn@yandex.ru)*

<sup>2</sup>*Kozhedub Air Force University of Kharkiv  
Sumska str., 77/79, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [prof\\_777@mail.ru](mailto:prof_777@mail.ru)*

**Аннотация.** Несмотря на то, что в настоящее время вопросам обеспечения устойчивости движения и положения колесных машин уделено достаточно большое внимание при проведении теоретических и экспериментальных исследований, требует дальнейшего изучения влияние на это эксплуатационное свойство такого фактора, как гироскопические моменты колес. Степень их влияния в различных условиях эксплуатации имеет различную весомость, а также зависит от конструктивных особенностей машин (например для колес с большими радиусами). Разработан метод оценки влияния гироскопических моментов на устойчивость против заноса и опрокидывания колесной машины. Установлено, что гироскопические моменты колес повышают коэффициент устойчивости при наезде на препятствие. Определены уточнения коэффициента устойчивости и перераспределения нормальных реакций колес при повороте (на примере колесного шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН) в зависимости от линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопических моментов. В реальных условиях эксплуатации с ростом скорости коэффициент устойчивости повышается до 0,6%. Степень влияния гироскопических моментов в этом случае существенно не зависит от типа привода трактора. При повороте в плоскости дороги учет гироскопических моментов позволяет уточнить отношение нормальных реакций на колесах машины до 1%. Учет такого влияния при движении по неровностям и при изменении направления движения позволит повысить точность оценки устойчивости движения и положения колесной машины, повысив безопасность эксплуатации. Практическая реализация возможна на предприятиях транспортного и сельскохозяйственного машиностроения при проектировании и производстве колесных машин.

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

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Обеспечение устойчивости движения и положения колесных машин, в том числе и шарнирно-сочлененных тракторов, 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 с большими радиусами колес.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ 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 [8-10], в том числе при движении шарнирно-сочлененных машин – в работах [11-13]. Для проведения исследований предлагается применение соответствующих подходов и измерительных систем [14-16]. Авторами работ [17, 18] установлено, что большое влияние на параметры движения, в том числе и по неровностям, оказывают подвеска и шины.

В работах [19, 20] определено, что в процессе движения транспортного средства и колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня в общем случае действуют следующие моменты:

– упругий момент в рулевом управлении,  $M_{упр}$ ;  
 – весовой стабилизирующий момент при поперечном наклоне шкворня,  $M_{ст}$ ;  
 – момент сопротивления повороту шины,  $M_{\sigma}$ ;  
 – стабилизирующий момент шины управляемого колеса, катящегося с уводом,  $M_{ш}$ ;  
 – инерционный момент,  $M_i$ ;  
 – момент трения в подшипниках шкворневого узла,  $M_{тр}$ ;  
 – возмущающий момент от дисбаланса управляемого колеса,  $M_{возм}$ ;  
 – скоростной стабилизирующий момент, обусловленный равнодействующей боковых сил относительно оси шкворня,  $M_{Рб}$ ;  
 – момент сопротивления повороту, обусловленный равнодействующей продольных сил относительно оси шкворня,  $M_{Рн}$ ;  
 – гироскопические моменты колес,  $M_{зуп}$ .

Наибольшее влияние [27, 28] на указанные выше свойства оказывают  $M_{зуп}$ ,  $M_{возм}$  и  $M_{ш}$ .

В то же время недостаточно внимания уделено вопросам влияния гироскопических моментов колес шарнирно-сочлененных машин, возникающих при движении по неровностям, дисбалансе колес, изменении направления движения, на показатели их устойчивости.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследования является разработка метода оценки влияния гироскопических моментов, действующих на колеса транспортного средства, на показатели его устойчивости.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– оценить влияние гироскопического момента колес трактора на его устойчивость против заноса при наезде на неровность или наличии дисбаланса;

– исследовать влияние гироскопического момента при повороте шарнирно-сочлененного трактора на перераспределение нормальных реакций.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При наезде колеса трактора на неровность гироскопические силы вызывают поворачивающий момент  $M_{зуп}$  в плоскости дороги, который можно определить из следующего соотношения:

$$M_{зуп} = \frac{I_k}{r_{\partial}} \cdot V_X \cdot \omega_k, \quad (1)$$

где:  $V_X$  – линейная скорость трактора;  $\omega_k$  – угловая скорость подъема колеса;  $r_{\partial} = r_{\partial 1} = r_{\partial 2}$  – динамические радиусы передних и задних ведущих колес трактора;  $I_k$  – момент инерции колеса относительно оси его вращения.

Рассмотрим схему сил, действующих на колесный шарнирно-сочлененный трактор с заблокированным горизонтальным шарниром между

секциями в тяговом режиме движения (рис. 1) при постоянной транспортной скорости в диапазоне  $V_X = 0 \dots 9$  м/с.

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:

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

где  $I_{zc}$  – центральный момент инерции трактора относительно вертикальной оси;  $R_{\delta_1}$  – предельная по сцеплению боковая реакция дороги на колесах передней оси трактора;  $R_{\delta_2}$  – предельная по сцеплению боковая реакция дороги на колесах задней оси трактора;  $a$ ,  $b$  – расстояния от передней и задней осей колесной машины до проекции центра масс на горизонтальную плоскость.

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

$$\dot{\omega}_z = \frac{R_{\delta_1} \cdot a}{I_{zc}} - \frac{R_{\delta_2} \cdot b + 2 \cdot M_{зуп}}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z\text{возм}}^{\text{парц}} - \dot{\omega}_{z\text{стаб}}^{\text{парц}}, \quad (3)$$

где:  $\dot{\omega}_{z\text{возм}}^{\text{парц}}$  – возмущающее парциальное угловое ускорение,  $\dot{\omega}_{z\text{стаб}}^{\text{парц}}$  – стабилизирующее парциальное угловое ускорение.

Боковые реакции дороги на осях можно определить как [21]:

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z_1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z_1})^2}; \quad (4)$$

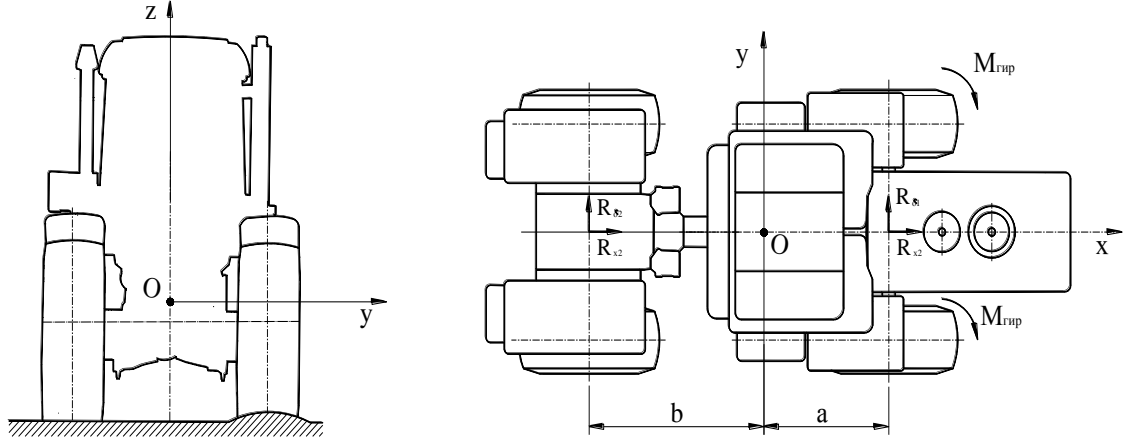
$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z_2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z_2}]^2}. \quad (5)$$

где:  $K_M$  – коэффициент распределения общего крутящего момента на переднюю ось;  $P_K$  – суммарная тяговая сила трактора;  $\varphi_x$  – продольный коэффициент сцепления колес с дорогой;  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес.

Тяговая сила на ведущих колесах определяется по следующей зависимости:

$$P_K = f \cdot m \cdot g = \frac{\eta_{мп} \cdot K_N \cdot N_e}{V} \leq \varphi_x \cdot m \cdot g, \quad (6)$$

где:  $N_e$  – эффективная мощность двигателя;  $K_N$  – коэффициент использования мощности двигателя;  $\eta_{мп}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии трактора;  $m$  – масса трактора;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.



**Рис. 1.** Схема сил, действующих на колесный трактор с учетом гироскопического момента, при наезде на неровность

**Fig. 1.** Diagram of the forces acting on the wheeled tractor taking into account the gyroscopic moment at arrival on roughness

Определим парциальные ускорения с учетом соотношений (4) и (5):

$$\dot{\omega}_{z_{\text{возм}}}^{\text{нару}} = \frac{a}{m \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z_1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z_1})^2}, \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_{z_{\text{стаб}}}^{\text{нару}} = \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_d \cdot m \cdot i_z^2} + \frac{b}{m \cdot i_z^2} \times \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z_2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z_2}]^2}. \quad (8)$$

Коэффициент устойчивости трактора в плоскости дороги равен отношению стабилизирующего момента  $M_{\text{стаб}}$  к возмущающему занос моменту  $M_{\text{возм}}$ :

$$K_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} = \frac{b}{a} \times \left[ \frac{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right)^2 - \left[(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right]^2}}{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - \left(K_M \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2}} + \frac{\frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_d}}{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - \left(K_M \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2}} \right], \quad (9)$$

где:  $L$  – колесная база трактора.

На рис. 2 приведены результаты определения уточнения коэффициента устойчивости  $\Delta K_{\text{уст}}$  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·м<sup>2</sup>;

$\varphi = 0,8$ ;  $f = 0,01$ ;  $r_d = 0,65$  м;  $K_M = 0 \dots 1$ ;  $\omega_{kz} = 0,05$  с<sup>-1</sup>.

При повороте шарнирно-сочлененного колесного трактора с разблокированным горизонтальным шарниром в плоскости дороги возникают гироскопические моменты  $M'_{\text{зуп}}$ , вызывающие перераспределение нормальных реакций на колесах каждой секции независимо друг от друга (рис. 3).

$$M'_{\text{зуп}} = \frac{I_k}{r_d} \cdot V_X \cdot \omega_{ky}, \quad (10)$$

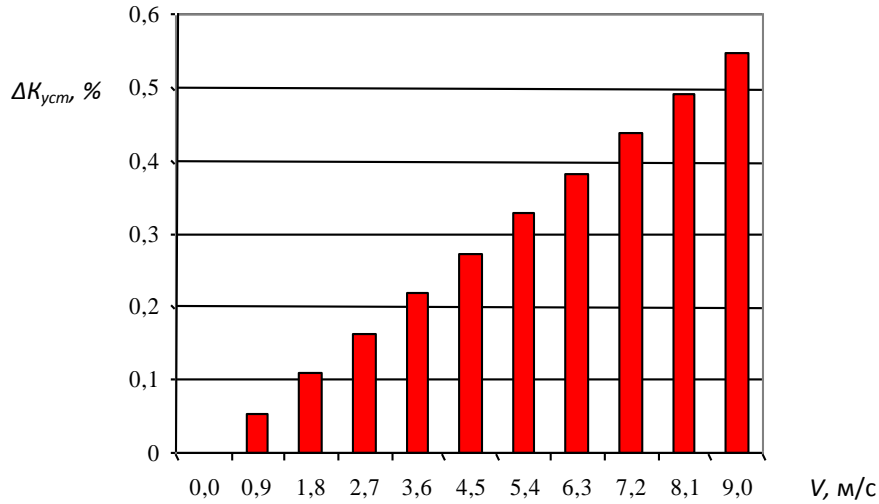
где:  $\omega_{ky}$  – угловая скорость поворота секции трактора в плоскости дороги.

Нормальные реакции на внутреннем  $R_{z_B}$  и наружном  $R_{z_H}$  колесах передней наименее устойчивой секции определяются из следующих выражений:

$$R_{z_B} \cdot B + P_{j_y} \cdot h - 2 \cdot \frac{I_k}{r_d} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} + m_1 \cdot g \cdot \left( \frac{B}{2} - h_p \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}p} - h \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}ш} \right) - M_{\text{подв}} - M_{\text{шин}} = 0 \quad (11)$$

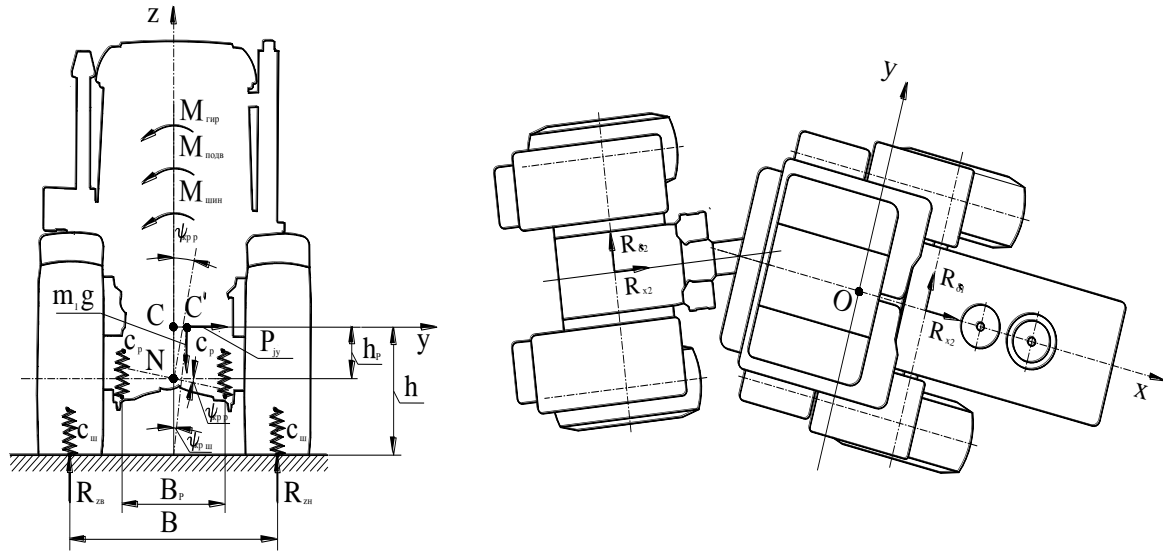
$$R_{z_H} \cdot B - P_{j_y} \cdot h + 2 \cdot \frac{I_k}{r_d} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} - m_1 \cdot g \cdot \left( \frac{B}{2} + h_p \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}p} + h \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}ш} \right) + M_{\text{подв}} + M_{\text{шин}} = 0 \quad (12)$$

где:  $c_p$ ,  $c_{ш}$  и  $\psi_{\text{кр}p}$ ,  $\psi_{\text{кр}ш}$  – вертикальные жесткости рессор и шин передней секции трактора и соответствующие углы крена на подвеске и шинах;  $B$  – колея трактора;  $P_{j_y}$  – центробежная сила инерции;  $h$  – высота центра масс секции;  $m_1$  – масса передней секции трактора;  $h_p$  – плечо крена поддресоренной массы секции;  $M_{\text{подв}}$  и  $M_{\text{шин}}$  – моменты сопротивления подвески и шин соответственно.



**Рис. 2.** Уточнение коэффициента устойчивости колесного трактора в зависимости от учета гироскопического момента в плоскости дороги

**Fig. 2.** Clarification of the wheeled tractor stability coefficient, depending on account of the gyroscopic moment in the plane of the road



**Рис. 3.** Схема сил, действующих на наименее устойчивую секцию шарнирно-сочлененного колесного трактора при движении на повороте

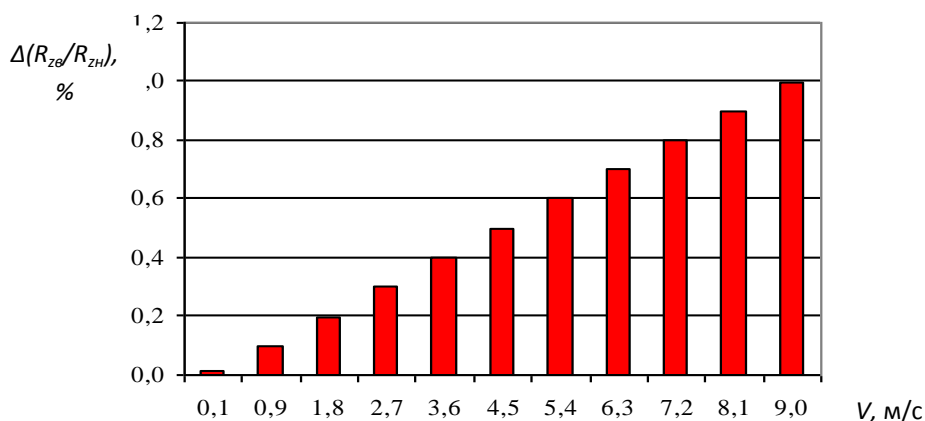
**Fig. 3.** Diagram of the forces acting on the less stable section of the articulated wheeled tractor when cornering

Решая выражения (11) и (12) относительно  $R_{z_B}$  и  $R_{z_H}$ , после подстановки зависимостей для определения силы инерции и моментов сопротивления подвески и шин, получим уравнение (13).

Были проведены расчеты для определения уточнения перераспределения нормальных реак-

ций колес при повороте  $\Delta(R_{z_B}/R_{z_H})$  на примере передней секции колесного шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН в зависимости от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопических моментов в вертикальной плоскости. Результаты расчетов приведены на рис. 4.

$$\frac{R_{z_B}}{R_{z_H}} = \frac{-\frac{m_1 \cdot V_x^2}{R} \cdot \frac{h}{B} + 2 \cdot \frac{I_k}{r_0 \cdot B} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} + \frac{m_1 \cdot g}{B} \cdot \left( \frac{B}{2} - h_p \cdot \text{tg} \psi_{кр\ p} - h \cdot \text{tg} \psi_{кр\ ш} \right) + \frac{c_p \cdot B_p \cdot \text{tg} \psi_{кр\ p}}{2B} + \frac{c_{ш} \cdot \text{tg} \psi_{кр\ ш}}{2}}{\frac{m_1 \cdot V_x^2}{R} \cdot \frac{h}{B} - 2 \cdot \frac{I_k}{r_0 \cdot B} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} + \frac{m_1 \cdot g}{B} \cdot \left( \frac{B}{2} + h_p \cdot \text{tg} \psi_{кр\ p} + h \cdot \text{tg} \psi_{кр\ ш} \right) - \frac{c_p \cdot B_p \cdot \text{tg} \psi_{кр\ p}}{2B} - \frac{c_{ш} \cdot \text{tg} \psi_{кр\ ш}}{2}} \quad (13)$$



**Рис. 4.** Влияние гироскопических моментов на перераспределение нормальных реакций колес передней секции трактора на повороте

**Fig. 4.** Influence of gyroscopic moments on redistribution of normal reactions of tractor front section wheels when cornering

При моделировании приняты следующие параметры и условия движения трактора:  $m_I = 5600$  кг;  $B = 1,86$  м;  $B_p = 0,83$  м;  $V_X = 0 \dots 9$  м/с;  $R = 30$  м;  $h_p = 0,41$  м;  $h = 1,04$  м;  $c_p = 560$  кН/м;  $c_{ш} = 800$  кН/м;  $\psi_{крp} = 1^\circ$ ;  $\psi_{крш} = 1^\circ$ ;  $I_k = 91,7$  кг·м<sup>2</sup>;  $r_\delta = 0,65$  м;  $\omega_{ky} = 0,1$  с<sup>-1</sup>.

#### ВЫВОДЫ

1. Разработан метод оценки влияния гироскопических моментов колес на устойчивость против заноса и опрокидывания машины, позволяющий повысить точность определения соответствующих показателей.

2. Гироскопические моменты колес повышают коэффициент устойчивости при наезде на препятствие, на примере шарнирно-сочлененного колесного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН в реальных условиях эксплуатации, с ростом скорости до 0,6%. Степень влияния гироскопических моментов в этом случае существенно не зависит от типа привода трактора.

3. При повороте в плоскости дороги учет гироскопических моментов позволяет уточнить отношение нормальных реакций на колесах машины до 1%.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Закин Я. Х. 1986.** Маневренность автомобиля и автопоезда. М.: Транспорт, 136.
2. **Литвинов А.С. 1971.** Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 416.
3. **Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. 2003.** Маневренность и тормозные свойства колесных машин / Под ред. М.А.Подригало. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 403.
4. **Klets D. M. 2013.** Modeling of mobile vehicle skid in traction movement mode. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeslow. Vol. 15, № 7, 157-162.

5. **Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8. 2008.** [Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26]. Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 116.
6. **Расејка Н.В., Sharp R.S. 1991.** Shear Force Developments by Pneumatic tires in Steady State Conditions: A Review of Modeling Aspects. Vehicle Systems Dynamics. Vol. 20, 121-176.
7. **Hiroki O., Murakami T. 2008.** A stability control by active angle control of front-wheel in a vehicle system. IEEE Trans. Ind. Electron. № 3, 1277-1285.
8. **Поспелов Ю.А. 1966.** Устойчивость трактора. М.: Машиностроение, 247.
9. **Петренко А.М. 2013.** Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие. М.: МАДИ, 41.
10. **Коновалов В.Ф. 1981.** Динамическая устойчивость тракторов. М.: Машиностроение, 144.
11. **Малиновский Е.Ю. Гайцгори М.М. 1974.** Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость). М.: Машиностроение, 175.
12. **Дубинин Е.А., Полянский А.С. 2013.** Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений. Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ. Вып. 40, 37-41.
13. **Шувалов Е.А., Бойков А.В., Добряков Б.А., Пантюхин М.Г. 1980.** Теория и расчет трактора „Кировец” / Под общ. ред. А.В. Бойкова. Л.: Машиностроение, 208.
14. **Полянский А.С., Клец Д.М., Дубинин Е.А., Задорожня В.В., Кириенко Н.М. 2014.** Повышение безопасности выполнения транспортных работ колесными средствами транспорта. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin-Rzeszow: Polish Academy of Sciences. Vol. 16, No. 7, 125-130.

15. Клец Д.М., Дубинин Е.А. 2014. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускоренной. Весник ХНТУСГ им. П. Василенко. Проблемы надежности машин и средств механизации сельскохозяйственного производства: Сб. науч. работ. Х.: ФОП Томенко Ю.И. Вып. 151, 373-378. (Украина)
16. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др. 2001. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Под ред. А.Н. Туренко. Х.: ХГАДТУ, 642.
17. Кнороз В.И. и др. 1976. Работа автомобильной шины / Под общ. ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 238.
18. Кальченко Б.И., Кириенко Н.М., Дорошенко Н.А., Резников Е.Н. 1987. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 7, 6-10.
19. Солтус А.П., Малов С.С. 1978. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. Автомобильная промышленность. М., №11, 18-20.
20. Клец Д. М. 2013. Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля. Весник НТУ «ХПИ». № 29 (1002), 149-155. (Украина)
21. Забелышинский З.Э., Подригало М.А., Дубинин Е.А. 2015. Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях. Весник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. Х.: НТУ «ХПИ», № 8 (1117), 9-16. (Украина)

#### ASSESSMENT OF WHEEL GYROSCOPIC MOMENTS INFLUENCE ON VEHICLE STABILITY

**Summary.** Despite the fact that currently the issues of wheeled vehicle road holding and position stabilization are paid much attention, while carrying out theoretical and experimental studies, the impact of such factor as gyroscopic wheel moments on the given operational property requires further study. The rate of their influence in different operating conditions has different weightage, and also depends on the machine design features (i.e. for wheels with big radii). The method for assessing the influence of gyroscopic moments on the wheeled vehicle resistance to skidding and tipping is developed. It was found that the wheel gyroscopic moments increase the stability factor when approaching an obstacle. Clarifications of stability factor and redistribution of normal wheel reactions when turning (on example of the articulated wheeled tractor with a nominal pulling force of 30 kN), depending on the linear velocity with and without the action of gyroscopic moments are specified. Under actual operating conditions with gearing-up the stability factor increases to 0.6%. The degree of influence of gyroscopic moments in this case does not significantly depend on the type of tractor drive. When turning in the plane of the road, allowance of gyroscopic moments makes it possible to specify the ratio of normal reactions on the vehicle wheels to 1%. Account of such influence when driving over bumps and changing the direction of motion will make it possible to estimate the stability of wheeled vehicle motion and position more accurately, increasing the safety of its operation. Practical implementation is possible at transport and agricultural machinery enterprises in the design and manufacture of wheeled vehicles.

**Key words:** assessment method, wheeled vehicle, gyroscopic moment, stability, safety.