

М. А. Подригало¹
А. А. Кашканов²
А. А. Морозов³
Ю. В. Тарасов¹
Н. Н. Потапов¹
В. М. Биша¹

ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ПОВОРОТЕ

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

³Национальная академия Национальной гвардии Украины

В данной статье рассмотрены условия повышения устойчивости и управляемости полноприводных автомобилей при установившемся движении на повороте. Целью исследования является повышение устойчивости и управляемости полноприводных автомобилей при установившемся движении на повороте. В статье определены условия потери автомобилем траекторной устойчивости и управляемости при движении на установившемся повороте. При достижении указанной цели были решены следующие задачи, а именно определены суммарные боковые реакции на передних и задних колесах полноприводного автомобиля, представлены предельные по сцеплению суммарные боковые реакции на передних и задних колесах полноприводного автомобиля и определены условия потери полноприводным автомобилем устойчивости и управляемости при установившемся движении на повороте. Анализ существующих критериев показывает различные подходы к оценке свойств маневренности колесных машин. Несмотря на их многообразие, в известной литературе недостаточно представлены критерии квалитетической оценки, отражающие влияние параметров колесных машин и дорожной среды на устойчивость и управляемость. В известных исследованиях не рассматривалась управляемость автомобиля в установившейся стадии процесса поворота. Как известно, при установившемся повороте водитель должен иметь возможность, воздействуя на рулевое управление, обеспечить режим точного следования автомобиля по кривой постоянной кривизны. Данное исследование посвящено обеспечению управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении по прямой и на повороте. Однако ранее в работах не рассматривались предельные по сцеплению показатели устойчивости и управляемости автомобиля при установившемся движении на повороте. Нами в работе определено, что угловые ускорения автомобиля в плоскости дороги при неустановившемся повороте является критерием управляемости. Поэтому достижение величины $\dot{\omega}_{\text{зпиред}}$ является условием потери управляемости автомобиля, а достижение величины $\dot{\omega}_{\text{зпиред}}$ – условием потери устойчивости. Таким образом, определены условия потери автомобилем траекторной устойчивости и управляемости при движении на установившемся повороте на этапе предварительного проектирования, которые позволяют закладывать эти параметры в конструкцию автомобиля и системы его управления, что повысит безопасность автомобиля и дорожного движения в целом.

Ключевые слова: устойчивость, управляемость, полноприводный автомобиль, суммарные боковые реакции, предельные по сцеплению реакции, установившийся поворот.

Введение

При установившемся повороте автомобиля (радиус поворота – величина постоянная) водитель должен иметь возможность постоянно поддерживать заданный радиус поворота путем воздействия на рулевое колесо и направляющие колеса. Если это воздействие не будет эффективным, то автомобиль теряет не только управляемость, но и траекторную устойчивость. Это означает, что при установившемся повороте автомобиль, также как при входе в поворот и выходе из него, должен обладать управляемостью.

В настоящей статье определены условия потери автомобилем траекторной устойчивости и управляемости при движении на установившемся повороте.

Классическим трудом, посвященным устойчивости и управляемости автомобиля, является монография А.С. Литвинова [1]. Устойчивости движения многоосных автомобилей посвящена работа

Д. А. Антонова [2]. Предельные по условию сцепления колес с дорогой показатели управляемости автомобиля и рациональные законы управления его поворотом рассмотрены в работе [3]. Однако в указанных исследованиях не рассматривалась управляемость автомобиля в установившейся стадии процесса поворота. При установившемся повороте водитель должен иметь возможность, воздействуя на рулевое управление, обеспечить режим точного следования автомобиля по кривой постоянной кривизны. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении по прямой и на повороте исследуется в [4]. Однако в указанной работе не рассматривались предельные по сцеплению показатели устойчивости и управляемости автомобиля при установившемся движении на повороте.

Для оценки управляемости к числу основных оценочных показателей, предусмотренных национальными стандартами [5] и Правилами ЕЭК ООН, относят: устойчивость управления траекторией; устойчивость курсового управления; устойчивость управления траекторией при торможении; устойчивость курсового управления при торможении; предельную скорость выполнения маневра «переставка»; скорость начала снижения устойчивости управления траекторией; скорость начала снижения устойчивости курсового управления. Кроме этого, имеется целый ряд дополнительных показателей и характеристик управляемости, из которых можно выделить следующие [5]: характеристику статической, траекторной управляемости; характеристику «рывок руля»; характеристику «выход из поворота»; характеристику легкости рулевого управления; предельную скорость входа в заданный поворот; предельную скорость входа в заданную «переставку»; среднюю угловую скорость поворота рулевого колеса на прямолинейном участке дороги.

В работе [6] в качестве критерия управляемости переднеприводной и полноприводной двухосной колесной машины предложен коэффициент управляемости, равный отношению поворачивающего момента к моменту сопротивления повороту.

Целью исследования является повышение устойчивости и управляемости полноприводных автомобилей при установившемся движении на повороте.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить суммарные боковые реакции на передних и задних колесах полноприводного автомобиля;
- определить предельные по сцеплению суммарные боковые реакции на передних и задних колесах полноприводного автомобиля;
- определить условия потери полноприводным автомобилем устойчивости и управляемости при установившемся движении на повороте.

Определение суммарных боковых реакций на передних и задних колесах полноприводного автомобиля

В работе [3] для полноприводного автомобиля с жесткими колесами определены суммарные боковые реакции на передних и задних осях

$$R_{\delta 1} = m_a \sec \bar{\alpha} \left[\begin{array}{l} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \frac{dU_{x1}}{dt} + \\ + V_{x1}^2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) + \\ + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \end{array} \right] - R_{k1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}, \quad (1)$$

$$R_{\delta 2} = m_a \left[\begin{array}{l} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{a b - i_z^2 - f h b}{L^2} \frac{dU_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{a}{L^2} \left(1 - f \frac{h}{a} \right) + \\ + V_{x1} \frac{a b - i_z^2 - f h b}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \end{array} \right], \quad (2)$$

где $R_{\delta 1}$, $R_{\delta 2}$ – суммарные боковые реакции дороги на передних и задних колесах автомобиля; m_a – общая масса автомобиля; a , b – расстояние от передней и задней осей автомобиля до проекции центра масс на плоскость, проходящую через оси передних и задних колес (рис. 1 [3]); i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси; h – высота центра масс автомобиля (рис. 2);

f – коэффициент сопротивления качению колес; V_{x1} – скорость автомобиля в направлении его продольной оси (оси O_1X_1 на рис. 1); L – продольная колесная база автомобиля; $\bar{\alpha}$ – средний угол поворота направляющих колес.

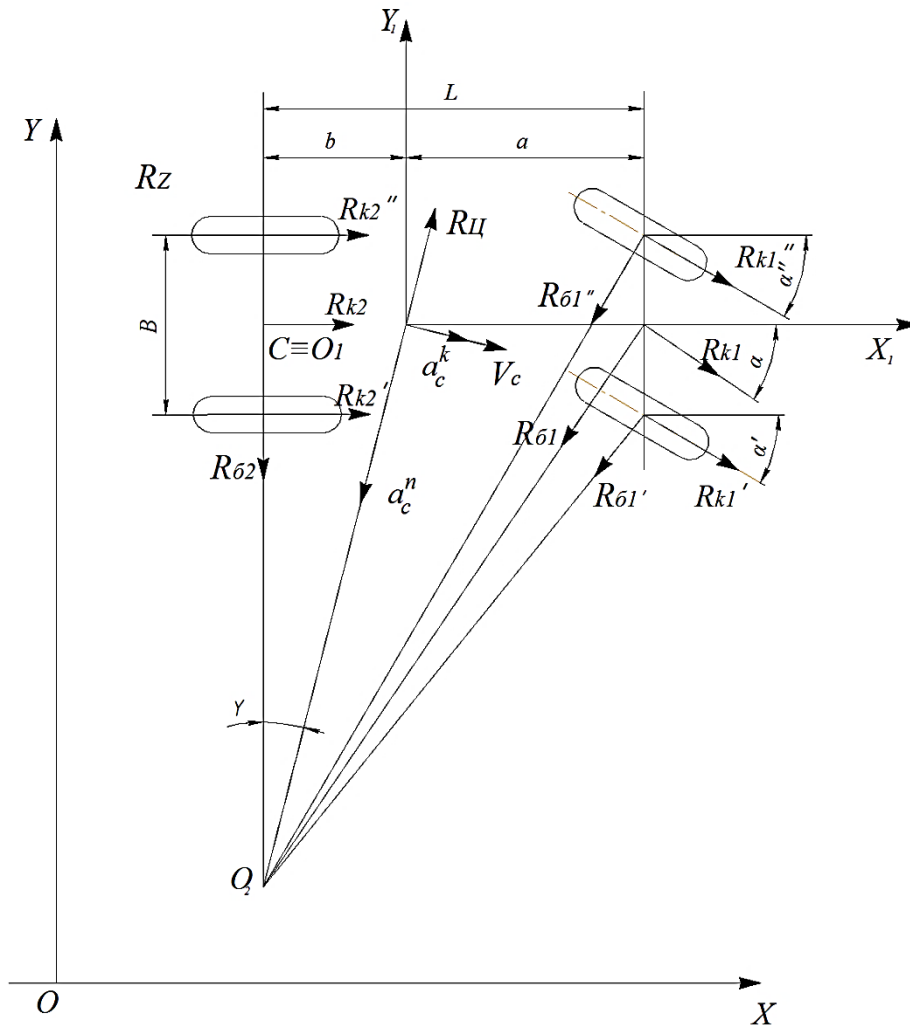


Рис. 1. Схема сил, действующих на полноприводный автомобиль с поворотными колесами [3]

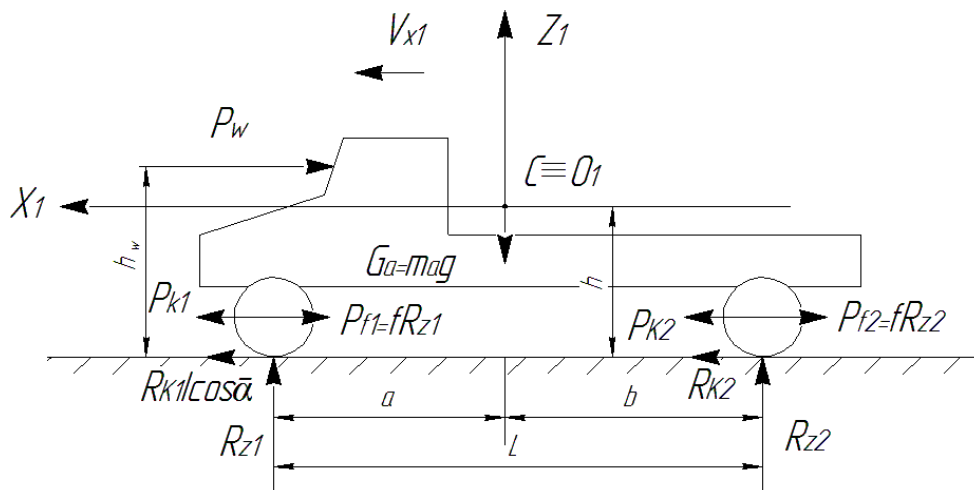


Рис. 2. Схема сил, действующих на полноприводный автомобиль в плоскости Z_1, O_1, X_1 при движении на повороте

Для дальнейшего исследования принимаем допущение того, что колеса являются жесткими в радиальном, боковом и округлом направлении. Для обоюдно жестких колес известно соотношение между угловой и линейной скоростями автомобиля [3]

$$\omega_2 = \frac{V_{x1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L}, \quad (3)$$

где ω_z – угловая скорость автомобиля в плоскости дороги.

Угловые ускорения автомобиля в плоскости дороги

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \dot{\omega}_z = \frac{dU_{x1}}{dt} \frac{tg\bar{\alpha}}{L} + \frac{V_{k1}}{L} \sec^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (4)$$

Уравнения (1) и (2) с учетом (4) примут вид

$$R_{\delta 1} = m_a \sec \bar{\alpha} \left[\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 tg\bar{\alpha} \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) \right] - R_{k1} tg\bar{\alpha}, \quad (5)$$

$$R_{\delta 2} = m_a \left[\frac{ab + i_z^2 + fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 tg\bar{\alpha} \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) \right]. \quad (6)$$

Суммарная касательная реакция на передних колесах

$$R_{k1} = K_P P_k - f R_{z1}, \quad (7)$$

где K_p – доля тяговой нагрузки, приходящейся на переднюю ось $K_p = P_{k1} / P_k$

Суммарная касательная реакция на задних колесах

$$R_{k1} = (1 - K_P) P_k - f R_{z2}. \quad (8)$$

В работе [3] получена формула

$$R_{k2} + \frac{R_{k1}}{\cos^2 \bar{\alpha}} = m_a \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \right) L ctg \bar{\alpha} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{h}{L^2} ftg^2 \bar{\alpha} \right]. \quad (9)$$

Уравнение (9) получено в работе [3] при допущении малости силы аэродинамического сопротивления движению автомобиля при реальной скорости движения на повороте ($P_w = 0$, на рис. 2).

Суммарные нормальные реакции на колесах передних и задних осей определим из условия статического равновесия автомобиля в плоскости $Z_1 O_1 X_1$ (рис. 2). Принимаются допущения того, что $V_{x1} = const (\dot{V}_{x1} = 0)$ и $P_w = 0$. При принятых допущениях

$$R_{z1} = m_a g \frac{b}{L}, \quad (10)$$

$$R_{z2} = m_a g \frac{a}{L}. \quad (11)$$

Определение предельных по сцеплению суммарных боковых реакций дороги на передних и задних колесах

Передние суммарные боковые реакции на передних и задних колесах автомобиля

$$R_{v1nped} = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - R_{k1}^2}, \quad (12)$$

$$R_{v2nped} = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - R_{k2}^2}, \quad (13)$$

где φ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Суммарные касательные реакции на колесах передней оси определяем из формул (7) и (8). При этом принимаем допущение того (смотри зависимость (9)), что

$$R_k \cong R_{k2} + \frac{R_{k1}}{\cos \bar{\alpha}}. \quad (14)$$

Суммируя почленно (7) и (8), получаем

$$R_k = P_k - f m_a g, \quad (15)$$

где R_k – суммарная касательная реакция на всех осях автомобиля.

Коэффициент распределения суммарной касательной реакции на переднюю ось

$$K_R = \frac{R_{k1}}{R_k} = \frac{K_P P_k - f R_{z1}}{P_k - f m_a g} = \frac{K_P P_k - f m_a g \frac{b}{L}}{P_k - f m_a g}. \quad (16)$$

Из уравнения (15) определяем

$$P_k = R_k + f m_a g. \quad (17)$$

Подставляя уравнение (9) с учетом допущения (14) в соотношение (16), получим

$$K_R = K_P + fg \frac{K_P - \frac{b}{L}}{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right) \operatorname{Lctg} \bar{\alpha} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}. \quad (18)$$

Уравнения (12) и (13) с учетом соотношений (10), (11), (16), (18) и

$$R_{k2} = (1 - K_R)R_k, \quad (19)$$

примут вид после преобразований

$$R_{v1npe\partial} = m_a \sqrt{\varphi^2 g^2 \frac{b^2}{L^2} - \left\{ K_P \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right) \operatorname{Lctg} \bar{\alpha} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{h}{L^2} + \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right] + gf \left(K_P - \frac{b}{L}\right) \right\}^2}, \quad (20)$$

$$R_{v2npe\partial} = m_a \sqrt{\varphi^2 g^2 \frac{a^2}{L^2} - \left\{ (1 - K_P) \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right) \operatorname{Lctg} \bar{\alpha} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{h}{L^2} + \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} - gf \left(K_P - \frac{b}{L}\right) \right\}^2}. \quad (21)$$

Радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси может быть определен по известной [3] вероятностной формуле

$$i_z = \sqrt{0,5ab + \frac{B^2}{12}}, \quad (22)$$

где B – колея автомобиля.

Определение условий потери полноприводным автомобилем устойчивости и управляемости

Приравнявая правые части уравнений (5) и (20), (6) и (21), определяем предельные по условию отсутствия бокового скольжения передних и задних колес угловые ускорения автомобиля

$$\dot{\omega}_{z1npe\partial 1} = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{npe\partial 1} \rightarrow npu R_{V1} = R_{V1npe\partial}; \quad (23)$$

$$\dot{\omega}_{z2npe\partial 2} = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{npe\partial 2} \rightarrow npu R_{V2} = R_{V2npe\partial}. \quad (24)$$

Угловые ускорения автомобиля в плоскости дороги при неустановившемся повороте являются критерием управляемости [3]. Поэтому достижение величины $\dot{\omega}_{z1npe\partial}$ является условием потери управляемости автомобиля, а достижение величины $\dot{\omega}_{z2npe\partial}$ – условием потери устойчивости.

Таким образом, с учетом (5), (6), (20), (21), (16), (19), получим

$$\begin{aligned} & \sqrt{\varphi^2 g^2 \frac{b^2}{L^2} - \left\{ K_P \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right) \operatorname{Lctg} \bar{\alpha} \dot{\omega}_{z_{npe\partial 1}} + V_{x1}^2 f \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right] + gf \left(K_P - \frac{b}{L}\right) \right\}^2} = \\ & = \sec \bar{\alpha} \left[\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \dot{\omega}_{z_{npe\partial 1}} + V_{x1}^2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{a}\right) \right] - \\ & - \left\{ K_P \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right) \operatorname{Lctg} \bar{\alpha} \dot{\omega}_{z_{npe\partial 1}} + V_{x1}^2 f \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}\right] + gf \left(K_P - \frac{b}{L}\right) \right\} \operatorname{tg} \bar{\alpha}, \end{aligned} \quad (25)$$

$$\sqrt{\varphi^2 g^2 \frac{b^2}{L^2} \left\{ (1-Kp) \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right) L \operatorname{ctg} \bar{\alpha} \dot{\omega}_{z_{npod2}} + \right. \right.} \left. \left. + V_{x1}^2 f \frac{h}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] - gf \left(Kp - \frac{b}{l} \right) \right\}^2} = \quad (26)$$

$$= \left[\frac{ab - i_z^2 - fhb}{L} \dot{\omega}_{z_{npod2}} + V_{x1}^2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{a}{L^2} \left(1 - f \frac{h}{a} \right) \right].$$

Определение $\dot{\omega}_{z_{npod1}}$ и $\dot{\omega}_{z_{npod2}}$ из уравнений (25) и (26) целесообразно решить на ЭВМ числовыми методами.

Выводы

В настоящей статье определены условия потери автомобилем траекторной устойчивости и управляемости при движении на установившемся повороте, а именно:

– определены суммарные боковые реакции на передних и задних колесах полноприводного автомобиля R_{Z1}, R_{Z2} ;

– получены предельные по сцеплению суммарные боковые реакции на передних и задних колесах полноприводного автомобиля $R_{\delta 1npod}, R_{\delta 2npod}$;

– определены условия потери полноприводным автомобилем устойчивости и управляемости при установившемся движении на повороте, которыми являются угловые ускорения автомобиля в плоскости дороги при повороте $\dot{\omega}_{z_{npod1}}$ и $\dot{\omega}_{z_{npod2}}$.

Таким образом, определены условия потери автомобилем траекторной устойчивости и управляемости при движении на установившемся повороте, которые необходимо закладывать на этапе предварительного проектирования в конструкцию автомобиля и системы его управления, что повысит безопасность автомобиля и дорожного движения в целом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] А. С. Литвинов, *Управляемость и устойчивость автомобиля*: монография. Москва, Россия: Машиностроение, 1971.
- [2] Д. А. Антонов и Д. А. Литвинов, *Теория устойчивости движения многоосных автомобилей*: монография. Москва, Россия: Машиностроение, 1978. 216с.
- [3] М. А. Подригало, *Маневренность и тормозные свойства колесных машин*: монография. Харьков, Украина: ХНАДУ, 2003. 403с.
- [4] М. А. Подригало, Д. М. Клец и В. И. Гацько, «Обеспечение управляемости и устойчивости автомобиля при установившемся движении,» *Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов*. Харьков, Украина: ХНАДУ, вып. 60. с. 42-48. 2013.
- [5] *Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами (РД 37.001.005–82)*. Москва, 1982. 50 с.
- [6] М. А. Подригало, В. П. Волков и В. А. Карпенко, *Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин*. Харьков, Украина: ХНАДУ, 2003. 614 с.

Подригало Михаил Абович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин, e-mail: pmikhab@gmail.com.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.

Кашканов Андрей Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kashkanov_a@ukr.net.

Винницкий национальный технический университет, г. Винница.

Морозов Александр Александрович – д-р техн. наук, профессор, первый заместитель начальника академии по учебно-методической и научной работе, e-mail: maa-ngu@ukr.net.

Национальная академия Национальной гвардии Украины, г. Харьков.

Тарасов Юрий Владимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, e-mail: yuriy.ledd@gmail.com.

Потапов Николай Николаевич – ассистент кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, e-mail: potapovnik1983@gmail.com.

Биша Владислав Михайлович – ассистент кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, e-mail: bisha55@gmail.com.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.

M. Podrigalo¹
A. Kashkanov²
A. Morozov³
Yu. Tarasov¹
N. Potapov¹
V. Bisha¹

Evaluation of controllability of a 4wd vehicle at a stable turn

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsa National Technical University

³National Academy of the National Guard of Ukraine

This article discusses the conditions for increasing the stability and controllability of four-wheel drive vehicles with steady-state cornering. The aim of the study is to increase the stability and controllability of four-wheel drive vehicles in steady-state cornering. The article defines the conditions for the vehicle to lose trajectory stability and controllability when driving at a steady bend. When this goal was achieved, the following tasks were solved, namely, to determine the total lateral reactions on the front and rear wheels of the four-wheel drive vehicle, the total lateral reactions on the front and rear wheels of the four-wheel drive vehicle and the conditions for the loss of stability and controllability of the four-wheel drive vehicle when established, are presented cornering. An analysis of existing criteria shows various approaches to assessing the maneuverability properties of wheeled vehicles. Despite their diversity, the criteria for qualimetric assessment reflecting the influence of the parameters of wheeled vehicles and the road environment on stability and controllability are not sufficiently presented in the well-known literature. In well-known studies, the controllability of the car in the steady-state stage of the turning process was not considered. As you know, the driver must be able to, when acting on the steering wheel, ensure that the vehicle follows the curve of a constant curvature accurately. The study has been devoted to ensuring the controllability and stability of cars with steady motion in a straight line and at a turn. However, earlier in the work, the maximum adhesion indicators of the stability and controllability of the car with steady-state cornering were not considered. We have determined that angular acceleration of the car in the plane of the road with an unsteady turn is a criterion for controllability. Therefore, the achievement of the value is a condition for the loss of controllability of the car, and the achievement of the value is a condition for the loss of stability. Thus, the conditions for the loss of vehicle trajectory stability and controllability when driving at a steady bend at the preliminary design stage are determined, these parameters can be incorporated into the vehicle structure and its control system, which will increase vehicle safety and road traffic in general.

Key words: stability, controllability, four-wheel drive car, total lateral reactions, ultimate coupling reactions, steady rotation.

Podrigalo Michael – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Technology Engineering and Machine Repair, e-mail: pmikhab@gmail.com.

Kashkanov Andriy – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kashkanov_a@ukr.net.

Morozov Alexander – Dr. Sc. (Eng.), Professor, First Deputy Head of the Academy for Educational, Methodological and Scientific Work, e-mail: maa-ngu@ukr.net.

Tarasov Yuriy – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor, Department of Technology Engineering and Machine Repair, e-mail: yuriy.ledd@gmail.com.

Potapov Nikolay – Assistant, Department of Technology Engineering and Machine Repair, e-mail: potapovnik1983@gmail.com.

Bisha Vladislav – Assistant, Department of Technology Engineering and Machine Repair, e-mail: bisha55@gmail.com.

М. А. Подригало¹
А. А. Кашканов²
О. О. Морозов³
Ю. В. Тарасов¹
М. М. Потапов¹
В. М. Біша¹

Оцінка керованості повнопривідних автомобілів при сталому повороті

¹Харківській національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницькій національний технічний університет

³Національна академія Національної гвардії України

У статті розглянуті умови підвищення стійкості і керованості повнопривідних автомобілів при сталому русі на повороті. Метою дослідження є підвищення стійкості та керованості повнопривідних автомобілів при сталому русі на повороті. У статті визначено умови втрати автомобілем траєкторної стійкості і керованості при русі на сталому повороті. При досягненні зазначеної мети були вирішені такі завдання, а саме визначено сумарні бічні реакції на передніх і задніх колесах повнопривідного автомобіля, представлено граничні по зчепленню сумарні бічні реакції на передніх і задніх колесах повнопривідного автомобіля і визначено умови втрати повнопривідним автомобілем стійкості і керованості при сталому русі на повороті. Аналіз існуючих критеріїв показує різні підходи до оцінки властивостей маневреності колісних машин. Незважаючи на їх різноманітність, в відомій літературі недостатньо представлені критерії кваліметричної оцінки, що відображають вплив параметрів колісних машин і дорожнього середовища на стійкість і керованість. У відомих дослідженнях не розглядалася керованість автомобіля в сталій стадії процесу повороту. Як відомо, при сталому повороті водій повинен мати можливість, впливаючи на рульове управління, забезпечити режим точного проходження автомобіля по кривій постійної кривизни. Забезпечення керованості та стійкості автомобілів при сталому русі по прямій і на повороті розглядається в цьому дослідженні. Однак, раніше в роботах не розглядалися граничні за зчепленням показники стійкості і керованості автомобіля при сталому русі на повороті. Нами в роботі визначено, що кутові прискорення автомобіля в площині дороги при несталому повороті є критерієм керованості. Тому досягнення величини $\dot{\omega}_{\text{зчепл}}^{\omega}$ є умовою втрати керованості автомобіля, а досягнення величини $\dot{\omega}_{\text{зчепл}}^{\omega}$ – умовою втрати стійкості. Таким чином визначені умови втрати автомобілем траєкторної стійкості і керованості при русі на сталому повороті, які необхідно закладати на етапі попереднього проектування в конструкцію автомобіля і системи його управління, що підвищить безпеку автомобіля і дорожнього руху у цілому.

Ключові слова: стійкість, керованість, повнопривідний автомобіль, сумарні бічні реакції, граничні по зчепленню реакції, сталий поворот.

Подригало Михайло Абович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, e-mail: pmikhab@gmail.com.

Кашканов Андрій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kashkanov_a@ukr.net.

Морозов Олександр Олександрович – д-р техн. наук, професор, перший заступник начальника академії з навчально-методичної та наукової роботи, e-mail: maa-ngu@ukr.net.

Тарасов Юрій Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, e-mail: yuriy.ledd@gmail.com.

Потапов Микола Миколайович – асистент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, e-mail: potapovnik1983@gmail.com.

Біша Владислав Михайлович – асистент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, e-mail: bisha55@gmail.com.