

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ  
ПРОТИВ ЗАНОСА В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ С УЧЕТОМ  
ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА ВЕДУЩИХ КОЛЕСАХ**

*Подригало М.А., доктор технических наук, профессор, Клец Д.М., кандидат технических наук, доцент, Назарько О.А.*

*Уточнена методика оценки устойчивости движения автомобиля в тяговом режиме, определены зоны устойчивого движения при учете динамического перераспределения вертикальных реакций на ведущих колесах.*

*The technique estimates the stability of the vehicle in the traction mode, defined zones of stable motion with allowance for the dynamic reallocation of the vertical reactions on the drive wheels.*

**Введение.** Устойчивость движения автомобиля является важным эксплуатационным свойством, которое непосредственно влияет на безопасность дорожного движения. Существующая методика оценки устойчивости автомобиля в тяговом режиме позволяет определять максимально допустимые по условию сохранения устойчивости линейные скорость движения и ускорения автомобиля.

В данной статье предложена уточненная методика расчета зон устойчивости движения автомобиля в тяговом режиме.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Авторами работы [1] для оценки устойчивости движения автомобиля против заноса в тяговом режиме использовался коэффициент устойчивости  $K_{уст}$ , позволивший перейти к определению зон устойчивого движения автомобилей

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta_2}}{R_{\delta_1}}. \quad (1)$$

где  $a, b$  – координаты проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости;

$R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$  – боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей.

С помощью этого критерия было определено, что движение переднеприводных автомобилей устойчиво в тяговом режиме.

Касательные реакции определяются распределением общей тяговой силы между передними и задними колесами

$$R_{k_1} = K_R \cdot R_k; \quad (2)$$

$$R_{k_2} = (1 - K_R) \cdot R_k, \quad (3)$$

где  $R_{k_1}, R_{k_2}$  – касательные реакции на передних и задних колесах автомобиля;

$K_R$  – коэффициент распределения тягового момента между мостами автомобиля;

$R_k$  – суммарная касательная реакция на колесах автомобиля,

$$R_k = P_{тяги} - m_a \cdot g \cdot f; \quad (4)$$

$P_{тяги}$  – тяговая сила автомобиля;

$f$  – коэффициент сопротивления качению колес.

Принимая за основу полярную трения при описании сцепных свойств колес в работе [2] были определены боковые реакции дороги на колесах передней и задней оси

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - R_{k_1}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - K_R^2 \cdot R_k^2}; \quad (5)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - R_{k_2}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_k^2}. \quad (6)$$

Суммарная касательная реакция на ведущих колесах также определяется из условия

$$R_k = P_w + m_a \cdot \dot{V} = k \cdot F \cdot V^2 + m_a \cdot \dot{V}, \quad (7)$$

где  $k \cdot F$  – фактор обтекаемости;  
 $V$  – линейная скорость автомобиля;  
 $\dot{V}$  – линейное ускорение автомобиля.

Распределение вертикальных реакций, действующих на колеса автомобиля со стороны дороги, было определено нами в работе [3] с учетом влияния тяговых моментов как внешних усилий

$$R_{z_1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_k \cdot \frac{h - r_\delta}{L}; \quad (8)$$

$$R_{z_2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_k \cdot \frac{h - r_\delta}{L}. \quad (9)$$

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является уточнение значений максимально возможных ускорений и границ устойчивого движения полноприводных и заднеприводных автомобилей.

Для достижения этой цели необходимо уточнить методику расчета зон устойчивого движения автомобиля в тяговом режиме учитывая динамического перераспределения нормальных реакций.

**Определение устойчивости полноприводного автомобиля.** На рисунке 1 представлена схема сил, действующая на автомобиль в тяговом режиме движения. Особенностью данной схемы является то, что тяговая сила прикладывается к оси колеса, поскольку крутящий момент является внешним усилием по отношению к трансмиссии автомобиля [4, 5].

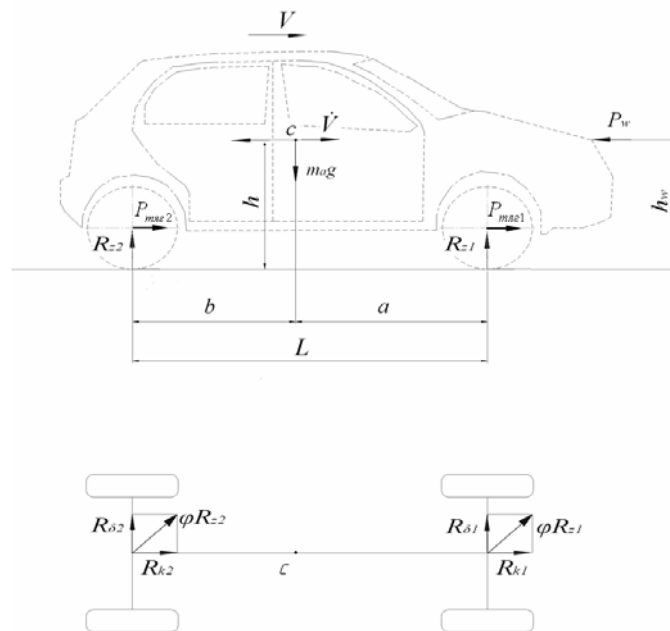


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при разгоне:  $L$  – продольная колесная база автомобиля;  $a, b$  – координаты проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости;  $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$  – боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей;  $R_{z 1}, R_{z 2}$  – вертикальные реакции на колесах передней и задней осей;  $P_{мяз 1}, P_{мяз 2}$  – тяговые силы на колесах передней и задней осей;  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;  $P_w$  – сила аэродинамического сопротивления;  $m_a$  – общая масса автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $V$  – линейная скорость автомобиля;  $h_w$  – высота центра аэродинамического давления;  $h$  – высота центра масс автомобиля.

Коэффициент устойчивости полноприводного автомобиля получаем после подстановки выражений (7) и (8) в выражения (5) и (6), а затем - в соотношение (1)

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \sqrt{\frac{\varphi^2 \cdot \left( m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_k \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot R_k^2}{\varphi^2 \cdot \left( m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_k \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_k^2}}. \quad (10)$$

Из выражения (10) определим условие получения  $K_{уст} = 0$

$$\varphi^2 \cdot \left( m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_k \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot R_k^2 = 0. \quad (11)$$

Проведя преобразования получим

$$\varphi \cdot m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} - (1-K_R - \varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L}) \cdot R_k = 0. \quad (12)$$

После подстановки (7) в (12) и проведения преобразований получаем

$$\dot{V}^* = \varphi \cdot g \cdot \frac{\frac{a}{L}}{1-K_R - \varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L}} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2. \quad (13)$$

Аналогичным способом определим условие получения  $K_{уст} \rightarrow \infty$ .

$$\varphi^2 \cdot \left( m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_k \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_k^2 = 0 \quad (14)$$

или

$$\varphi^2 \cdot m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_k \cdot \left( \varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \pm K_R \right) = 0. \quad (15)$$

После подстановки (7) в (15) получим

$$\dot{V}^{**} = \varphi \cdot g \cdot \frac{\frac{b}{L}}{\varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \pm K_R} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2. \quad (16)$$

Так как мы рассматриваем разгон, то  $\dot{V} > 0$ .

Значение  $\dot{V}^{**}$  положительно при

$$\varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L} - (1-K_R) > 0 \quad (17)$$

или

$$K_R > 1 - \varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L}, \quad (18)$$

что маловероятно ввиду малости величины  $\varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L}$ .

Коэффициент устойчивости  $K_{уст} \geq 1$  при условии

$$\begin{aligned} & \frac{b^2}{a^2} \cdot \varphi^2 \cdot \left( m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_k \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot R_k^2 \cdot \frac{b^2}{a^2} \geq \\ & \geq \varphi^2 \cdot \left( m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_k \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_k^2, \end{aligned} \quad (19)$$

откуда получим

$$R_k \geq \frac{2 \cdot m_a \cdot \varphi^2 \cdot g \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \cdot \frac{b}{a}}{\left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \cdot \left( K_R^2 - \varphi^2 \cdot \frac{h^2 - r_\delta^2}{L^2} \right) - (2 \cdot K_R - 1) \cdot \frac{b^2}{a^2}}. \quad (20)$$

Подставляя в выражение (10) соотношение (7), получим

$$K_{уст} = \sqrt{\frac{\left[ g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L} + \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right) \cdot \varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right]^2 - (1-K_R)^2 \cdot \frac{b^2}{a^2} \cdot \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right)^2}{\left[ g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L} - \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right) \cdot \varphi \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \right]^2 - K_R^2 \cdot \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right)^2}}. \quad (21)$$

Подставляя в левую часть зависимости (20) выражение (7), получим

$$\dot{V} \leq \frac{\varphi^2 \cdot g \cdot \frac{h-r_\delta}{L} \cdot \frac{b}{a}}{0,5 \cdot \left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \cdot \left( K_R^2 - \varphi^2 \cdot \frac{(h-r_\delta)^2}{L^2} \right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5)} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 = \dot{V}_{уст}^{max}. \quad (22)$$

Максимально возможное ускорение автомобиля

$$\dot{V}_{перед} = K_{цу} \cdot \varphi \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2, \quad (23)$$

где  $K_{цу}$  – коэффициент использования сцепного веса автомобиля,

$K_{цу} = 1$  – для полноприводного автомобиля;

$K_{цу} = \frac{b}{L + \varphi \cdot (h - r_\delta)}$  – для переднеприводного автомобиля;

$K_{цу} = \frac{a}{L - \varphi \cdot (h - r_\delta)}$  – для заднеприводного автомобиля.

При  $b = a$  выражение (22) примет вид

$$\dot{V} \leq -\frac{\varphi^2 \cdot g \cdot \frac{h-r_0}{L}}{K_R - 0,5} + \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 = \dot{V}_{уст}^{max} . \quad (24)$$

При  $b=a$  движение автомобиля устойчиво при любом положительном значении линейного ускорения  $\dot{V}$ . При  $K_R = 0.5$  автомобиль наиболее устойчив.

При равномерном движении автомобиля ( $V = const$ ) выражение (7) примет вид

$$R_k = k \cdot F \cdot V^2 . \quad (25)$$

Подставляя (25) в (20), определим безопасную (с точки зрения отсутствия опасности заноса) скорость движения автомобиля

$$V \leq \varphi \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \frac{h-r_0}{L} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{m_a}{k \cdot F}}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right) \cdot \left(K_R^2 - \varphi^2 \cdot \frac{(h-r_0)^2}{L^2}\right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5)}} = V_{уст}^{max} . \quad (26)$$

При  $b=a$  выражение (26) упростится к виду

$$V \leq \varphi \cdot \sqrt{-\frac{g \cdot \frac{h-r_0}{L} \cdot \frac{m_a}{k \cdot F}}{K_R - 0,5}} = V_{уст}^{max} . \quad (27)$$

На рисунке 2 приведены графики ускорений полноприводных автомобилей ВАЗ-21213 и Nissan Patrol GR.

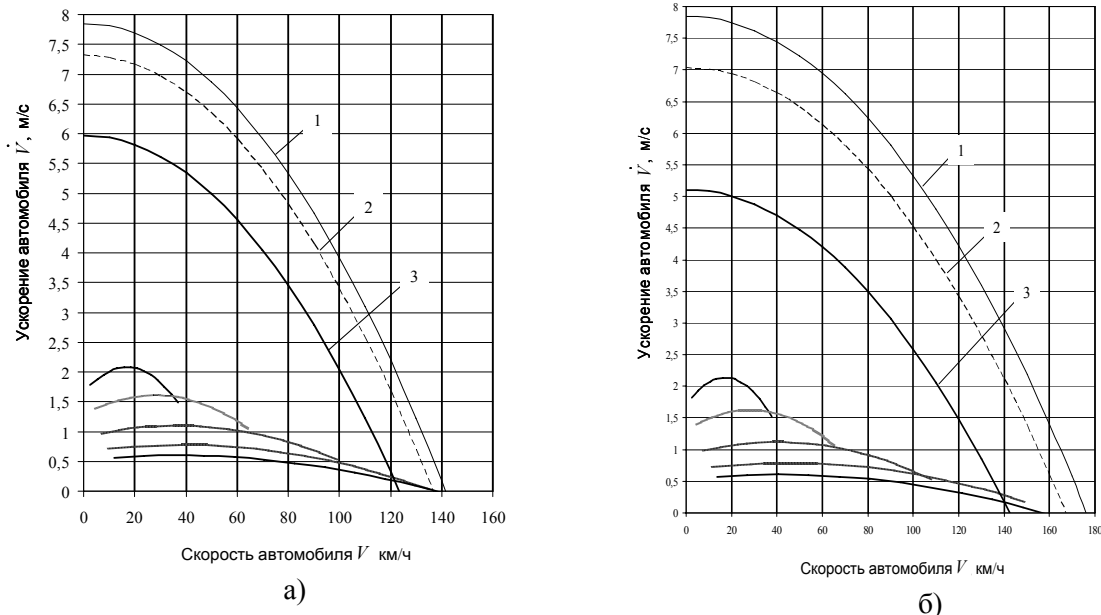


Рис. 2. Графики ускорений полноприводных автомобилей а) – ВАЗ-21213 и б) – Nissan Patrol GR: 1 – максимально возможное ускорение автомобиля  $\dot{V}_{пред}$  [1]; 2 – максимальное ускорение автомобиля по условию устойчивости  $V_{уст}^{max}$ ; 3 – максимальное ускорение автомобиля по условию устойчивости (уточненное значение)  $V_{уст}^{max*}$

**Определение устойчивости заднеприводного автомобиля.** Для заднеприводного автомобиля  $K_R = 0$  и выражение (21) примет вид

$$K_{уст} = \sqrt{\frac{\left[ g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L} + \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right) \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right]^2 - \frac{b^2}{a^2} \cdot \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right)^2}{g \cdot \varphi \cdot \frac{b}{L} - \left( \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \dot{V} \right) \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_\delta}{L}}}. \quad (28)$$

Выражение (22) при  $K_R = 0$  примет вид

$$\dot{V} \leq \frac{2 \cdot \varphi^2 \cdot g \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \cdot \frac{b}{a}}{1 - \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \cdot \varphi^2 \cdot \frac{(h - r_\delta)^2}{L^2}} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 = \dot{V}_{уст}^{max}. \quad (29)$$

При  $a = b$  выражение (29) примет вид

$$\dot{V} \leq 2 \cdot \varphi^2 \cdot g \cdot \frac{h - r_\delta}{L} - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2 = \dot{V}_{уст}^{max}. \quad (30)$$

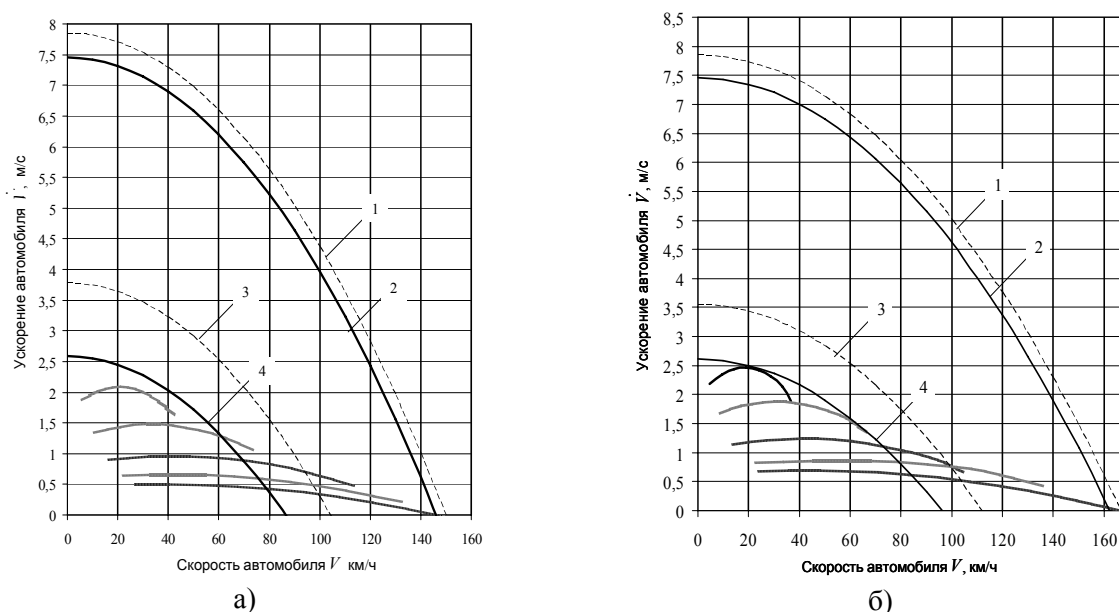


Рис.3. Графики ускорений заднеприводных автомобилей а) – ВАЗ-2107 и б) – Opel Omega B: 1 – максимально возможное ускорение автомобиля  $\dot{V}_{пред}$  [1]; 2 – максимально возможное ускорение автомобиля (уточненное значение)  $\dot{V}_{пред}^*$ ; 3 – максимальное ускорение автомобиля по условию устойчивости  $V_{уст}^{max}$ ; 4 – максимальное ускорение автомобиля по условию устойчивости (уточненное значение)  $V_{уст}^{max*}$

При  $K_R = 0$  выражение(26) примет вид

$$V \leq \varphi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \frac{h-r_{\delta}}{L} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{m_a}{k \cdot F}}{1 - \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \cdot \varphi^2 \cdot \frac{(h-r_{\delta})^2}{L^2}}} = V_{уст}^{max} . \quad (31)$$

При  $a = b$  соотношение (30) упроститься

$$V \leq \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{h-r_{\delta}}{L} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{m_a}{k \cdot F}} = V_{уст}^{max} . \quad (32)$$

На рис.3 приведены графики ускорений заднеприводных автомобилей

### **Выводы.**

1. В качестве критерия устойчивости автомобиля против заноса в тяговом режиме следует использовать коэффициент устойчивости  $K_{уст}$ , представляющий собой отношение предельного по сцеплению стабилизирующего момента к предельному по сцеплению возмущающему моменту.

2. Предложенная методика может быть использована при оценке устойчивости заднеприводных и полноприводных автомобилей против заноса в тяговом режиме движения.

3. Учет динамического перераспределения вертикальных реакций на ведущих колесах автомобиля позволяет уточнить предельные ускорения на 5% и максимально возможные ускорения по условию устойчивости на 10%.

### *Литература*

1. Динамика автомобиля / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько / Под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
2. Подригало М. А. Устойчивость колёсных машин при торможении / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый. – Харьков : Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.
3. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько, Н.Н. Потапов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2010. – № 39. – С. 64-74
4. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия "тяговая сила" / Подригало М.А. // Автомобильная промышленность. – 2007. – №1. – С.25-26
5. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [Абдулгасис У.А., Абдулгасис А.У., Клец Д.М., Подригало М.А.] под ред. У.А. Абдулгасиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.