

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

**Постановка проблемы.** Развитие конструкций легковых автомобилей сопровождается ростом показателей их динамических свойств. Динамические свойства определяют способность автомобиля вписываться в напряженный городской транспортный поток. Одним из показателей динамических свойств является ускорение автомобиля, развиваемое при трогании с места или при разгоне с определенной скорости.

Проведенные ранее исследования показали наличие предельных (максимально возможных) скоростей и ускорений легковых автомобилей, определяемых сцеплением ведущих колес с дорогой.

В настоящей статье исследовано влияние компоновочных схем легковых автомобилей на их предельные динамические показатели.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В работе [1] определены потенциальные динамические характеристики автомобиля со всеми ведущими колесами. При условии равенства касательных реакций предельным силам по сцеплению в контакте ведущих колес с дорогой определено максимально возможное ускорение автомобиля [1]

$$\dot{V}_a = \varphi_{x\max} \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V_a^2, \quad (1)$$

где  $V_a$ ,  $\dot{V}_a$  – линейные ускорения и скорость автомобиля;  $\varphi_{x\max}$  – максимальный касательный коэффициент сцепления колес с дорогой;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g=9,81\text{м/с}^2$ ;  $F$  – площадь лобового сечения (мидель) автомобиля;  $m_a$  – общая масса автомобиля;  $k$  – коэффициент сопротивления воздуха,

$$k = \frac{c_x}{2} \cdot \rho; \quad (2)$$

$c_x$  – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления (коэффициент обтекаемости);  $\rho$  – плотность воздуха.

Из уравнения (1) в работе [2] определена максимально возможная линейная скорость автомобиля по условию реализации предельных сил сцепления ведущих колес с дорогой

$$V_{\text{анред}} = \sqrt{\frac{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\max}}{k \cdot F}}. \quad (3)$$

Если в уравнении (1) провести преобразование, то оно примет следующий вид:

© М.А. Подригало, 2013

$$\dot{V}_a = \varphi_{x \max} \cdot g \left( 1 - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot \varphi_x \cdot g} \cdot V_a^2 \right) = \varphi_{x \max} \cdot g \cdot k_V, \quad (4)$$

где  $k_V$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости на величину предельного линейного ускорения автомобиля при полной реализации сцепного веса,

$$k_V = 1 - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot \varphi_{x \max} \cdot g} \cdot V_a^2. \quad (5)$$

Коэффициент  $k_V$  представляет собой отношение максимально возможного ускорения автомобиля при скорости  $V_a$  к максимально возможному ускорению при  $V_a = 0$ .

Однако в указанных работах [1, 2] не определены предельные динамические показатели легковых автомобилей, имеющих не все ведущие колеса (переднеприводных и заднеприводных).

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является определение предельных по условию сцепления ведущих колес с дорогой динамических показателей переднеприводных и заднеприводных автомобилей.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить предельные динамические показатели переднеприводных легковых автомобилей;
- определить предельные динамические показатели заднеприводных легковых автомобилей;
- провести сравнение предельных динамических параметров переднеприводных и заднеприводных автомобилей.

**Предельные динамические показатели переднеприводных легковых автомобилей.** На рис. 1 приведена схема сил, действующих на переднеприводный автомобиль, движущийся в режиме разгона. На схеме (рис. 1) в качестве примера показана компоновка автомобиля Renault с двигателем, расположенным впереди, и передними ведущими колесами [3].

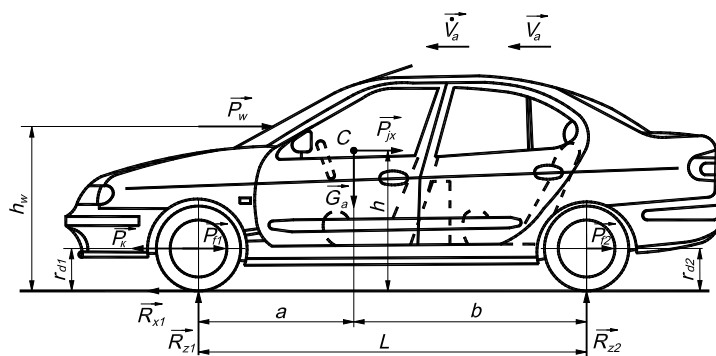


Рис. 1. Схема сил, действующих на переднеприводный автомобиль.

Переднеприводные автомобили с расположением двигателя спереди издавна привлекали конструкторов двумя положительными свойствами – компактностью силового агрегата и резко выраженной недостаточной поворачиваемостью, что делает движение автомобиля с высокой скоростью более безопасным [4]. Однако в режиме разгона происходит снижение величины нормальных реакций на передних ведущих колесах,

что влечет за собой ухудшение предельных динамических показателей переднеприводных автомобилей.

Уравнение поступательного движения автомобиля (уравнение тяговой динамики) имеет следующий вид

$$m_a \cdot \dot{V}_a = P_k - P_f - P_w, \quad (6)$$

где  $P_k$  – тяговая сила автомобиля;  $P_f$  – суммарная сила сопротивления качению всех колес автомобиля,

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = G_a \cdot f = m_a \cdot g \cdot f; \quad (7)$$

$P_{f1}$ ;  $P_{f2}$  – суммарные силы сопротивления качению колес передней и задней осей автомобиля, соответственно;  $G_a$  – общий вес автомобиля;  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес;  $P_w$  – сила аэродинамического сопротивления,

$$P_w = k \cdot F \cdot V_a^2. \quad (8)$$

Суммарная нормальная реакция дороги на колесах передней оси определяется из условия равенства нулю суммы моментов сил, действующих относительно оси задних колес

$$R_{z1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - P_{jx} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} - P_w \cdot \frac{h_w - r_{\partial 2}}{L} + (P_k - P_{f1}) \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L}, \quad (9)$$

где  $b$  – расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;  $L$  – продольная колесная база автомобиля;  $h$  – высота центра масс автомобиля;  $h_w$  – высота центра парусности автомобиля относительно опорной поверхности;  $r_{\partial 1}$  – динамический радиус передних (ведущих) колес;  $r_{\partial 2}$  – динамический радиус задних (ведомых) колес;  $P_{jx}$  – сила инерции поступательного движения автомобиля,

$$|P_{jx}| = m_a \cdot \dot{V}_a. \quad (10)$$

Предельные динамические показатели автомобиля (тяговая сила и ускорение) реализуются при равенстве суммарной касательной реакции  $R_{x1}$  на ведущих колесах предельной силе по сцеплению  $\varphi_{x\max} \cdot R_{z1}$ . В этом случае предельная суммарная тяговая сила

$$P_{k\text{пред}} = \varphi_{x\max} \cdot R_{z1} + P_{f1} = (\varphi_{x\max} + f) \cdot R_{z1}, \quad (11)$$

где  $\varphi_{x\max}$  – максимальное значение продольного коэффициента сцепления.

Умножив левую и правую части уравнения (9) на  $(\varphi_{x\max} + f)$  и учитывая соотношения (6) и (10) определим предельную по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой тяговую силу

$$P_{k\text{пред}} = m_a \cdot g \cdot (\varphi_{x\max} + f) \cdot \frac{\frac{b}{L} + f \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \cdot \frac{h - h_w}{L}}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x\max} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L}}. \quad (12)$$

Предельная по условию сцепления ведущих передних колес с дорогой эффективная мощность двигателя

$$N_{eперед} = \frac{P_{kперед} \cdot V_a}{\eta_{общ}^{mp} \cdot (1 - S_{xкр1})}, \quad (13)$$

где  $\eta_{общ}^{mp}$  – общий КПД трансмиссии автомобиля;  $S_{xкр1}$  – критическое продольное буксование передних ведущих колес, соответствующее получению  $\varphi_{x\max}$ ;

$$S_{xкр1} = 1 - \frac{V_a}{\omega_{к1} \cdot r_{\partial 1}}, \quad (14)$$

где  $\omega_{к1}$  – угловая скорость передних ведущих колес.

После подстановки (12) в (13) получим

$$N_{eперед} = \frac{m_a \cdot g \cdot (\varphi_{x\max} + f) \cdot V_a}{\eta_{общ}^{mp} \cdot (1 - S_{xкр1})} \cdot \frac{\frac{b}{L} + f \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \cdot \frac{h - h_w}{L}}{\left(1 + f \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x\max} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L}\right)}. \quad (15)$$

Подставляя выражение для  $P_{kперед}$  в уравнение (6), определим предельное по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой ускорение автомобиля

$$\dot{V}_{aперед} = g \cdot \varphi_{x\max} \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\max}} + f \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\max}} \cdot \left[1 + f \cdot \frac{h_w - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x\max} \cdot \frac{h_w - r_{\partial 1}}{L}\right]}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x\max} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L}}, \quad (16)$$

где  $a$  – расстояние от передней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость.

Если принять допущение, что  $h_w \approx h$ ,  $r_{\partial 1} = r_{\partial 2} = r_{\partial}$  то уравнение (16) упростится

$$\dot{V}_{aперед} = g \cdot \varphi_{x\max} \cdot \left[ \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\max}}}{1 + (\varphi_{x\max} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}} - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\max}} \cdot V_a^2 \right]. \quad (17)$$

Коэффициент влияния скорости движения на предельное ускорение переднеприводного автомобиля будет равен

$$k_{VII} = \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\max}}}{1 + (\varphi_{x\max} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}} - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\max}} \cdot V_a^2. \quad (18)$$

На рис. 2 приведены графики зависимости коэффициента  $k_{VII}$  от скорости для переднеприводного легкового автомобиля Renault, имеющего  $L = 2,441$  м;  $k = 0,23$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$r_{\partial 2} = 0,287$  м,  $F = 2,111$  м<sup>2</sup> и параметры при частичной загрузке (один водитель)  $m_a = 960$  кг;  $a/L = 0,41$ ;  $\epsilon/L = 0,59$ ;  $h/L = 0,24$ . В полностью груженом состоянии  $m_a = 1330$  кг;  $a/L = 0,45$ ;  $\epsilon/L = 0,55$ ;  $h/L = 0,24$ . Принято  $f = 0,014$ .

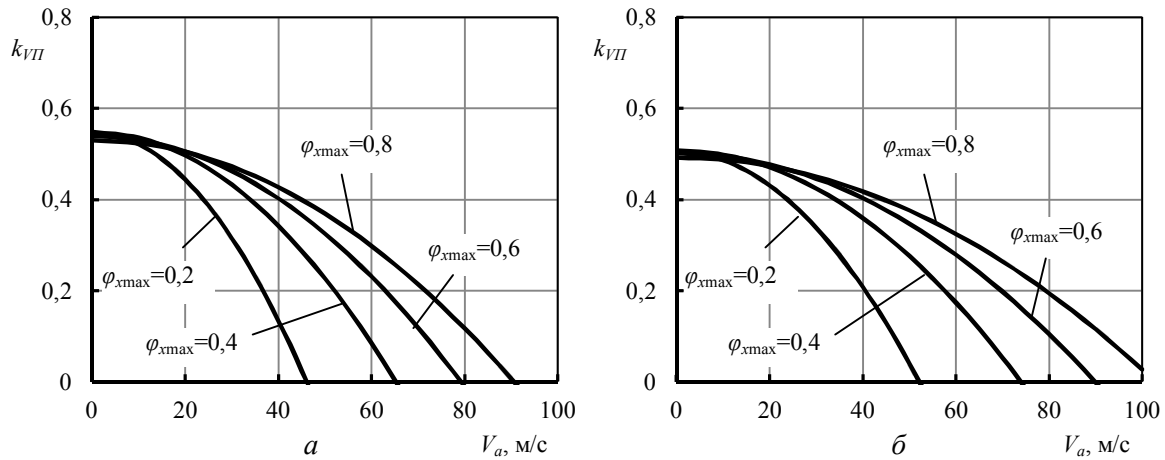


Рис. 2. Зависимости  $k_{VII}(V_a)$ : а – переднеприводный автомобиль Renault при частичной загрузке; б – переднеприводный автомобиль Renault при полной загрузке.

Предельная по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой скорость автомобиля реализуется при  $k_{VII} = 0$ . Из уравнения (18) определим предельную скорость

$$V_{a \text{ пред}} = \sqrt{\frac{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x \text{ max}}}{k \cdot F} \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x \text{ max}}}}{1 + (\varphi_{x \text{ max}} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}}} \quad (19)$$

На рис. 3 приведены графики зависимости предельного ускорения  $V_{a \text{ пред}}$  переднеприводного легкового автомобиля Renault при частичной и полной загрузке от скорости  $V_a$  на дорогах с коэффициентом сцепления  $\varphi_{x \text{ max}}$ , значения которого находятся в пределах  $[0,2 \dots 0,8]$ . Анализ графиков, приведенных на рис. 2 и рис. 3 показывает, что с увеличением скорости движения переднеприводного легкового автомобиля Renault влияние загрузки на коэффициент  $k_{VII}$  и величину предельного ускорения  $V_{a \text{ пред}}$  уменьшается до достижения значения скорости  $V_a = 24$  м/с при коэффициенте сцепления  $\varphi_{x \text{ max}} = 0,2$ , при которых коэффициент  $k_{VII}$  и величина предельного ускорения  $V_{a \text{ пред}}$  при разной загрузке автомобиля одинаковы. При дальнейшем увеличении скорости  $V_a$  наблюдается повышение влияния загрузки на коэффициент  $k_{VII}$  и величину предельного ускорения  $V_{a \text{ пред}}$ . Аналогичная ситуация наблюдается и при коэффициенте сцепления  $\varphi_{x \text{ max}} = 0,8$ , при котором коэффициент  $k_{VII}$  и величина предельного ускорения  $V_{a \text{ пред}}$  при разной загрузке одинаковы при скорости движения автомобиля  $V_a = 45$  м/с. Также присутствует общая тенденция снижения как коэффициента влияния скорости движения  $k_{VII}$ , так и величины предельного ускорения  $V_{a \text{ пред}}$  при увеличении скорости движения переднеприводного легкового автомобиля.

В то же время это сопровождается ростом предельной по условию сцепления ведущих передних колес с дорогой скорости движения  $V_a$  (рис. 4).

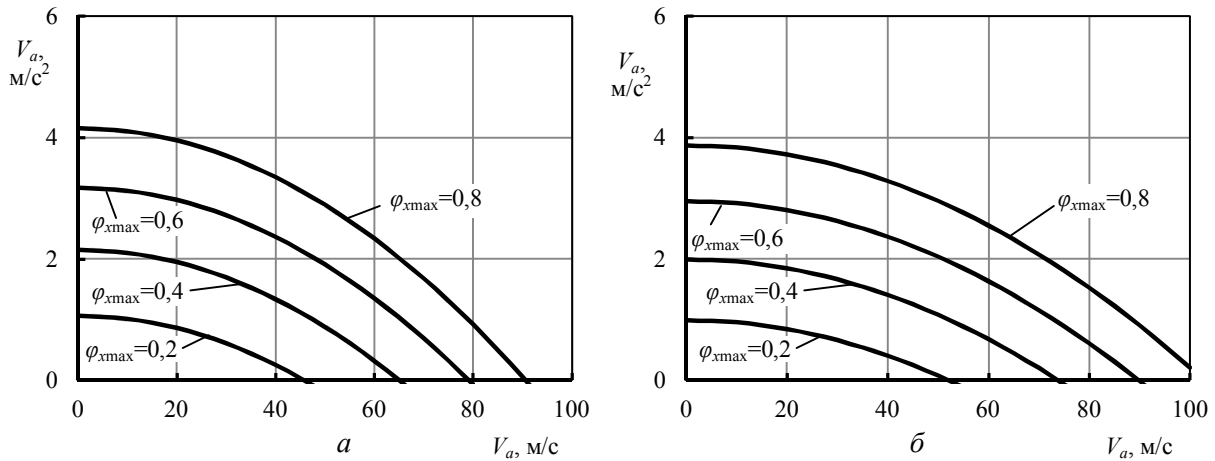


Рис. 3. Зависимости  $V_{a\text{ перед}} (V_a)$  при различных значениях коэффициента сцепления  $\varphi_{x\text{ max}}$ :  
 а – переднеприводный легковой автомобиль Renault при частичной загрузке;  
 б – переднеприводный автомобиль Renault при полной загрузке.

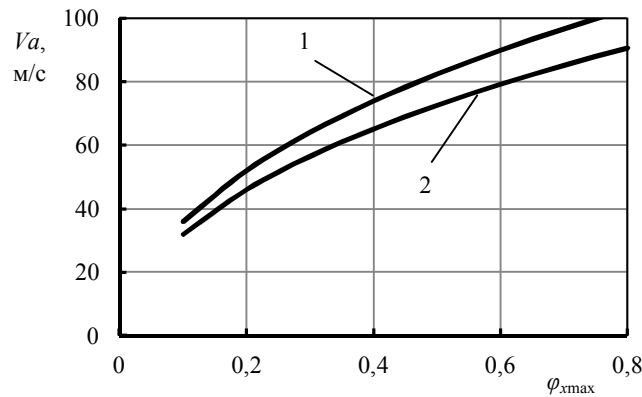


Рис. 4. Зависимость  $V_{a\text{ перед}} (\varphi_{x\text{ max}})$  для переднеприводного легкового автомобиля Renault:  
 1 – полностью груженный автомобиль; 2 – автомобиль при частичной загрузке.

**Предельные динамические показатели заднеприводных легковых автомобилей.** На рис. 5 приведена схема сил, действующих на заднеприводный автомобиль в тяговом режиме движения. На схеме (рис. 5 а) в качестве примера показана компоновка автомобиля Opel Omega-V классической переднемоторной компоновки, на схеме (рис. 5 б) показана компоновка автомобиля Porsche 995 Turbo заднемоторной компоновки.

Суммарная нормальная реакция дороги на ведущих задних колесах определяется из условия равенства нулю суммы моментов сил относительно оси передних колес

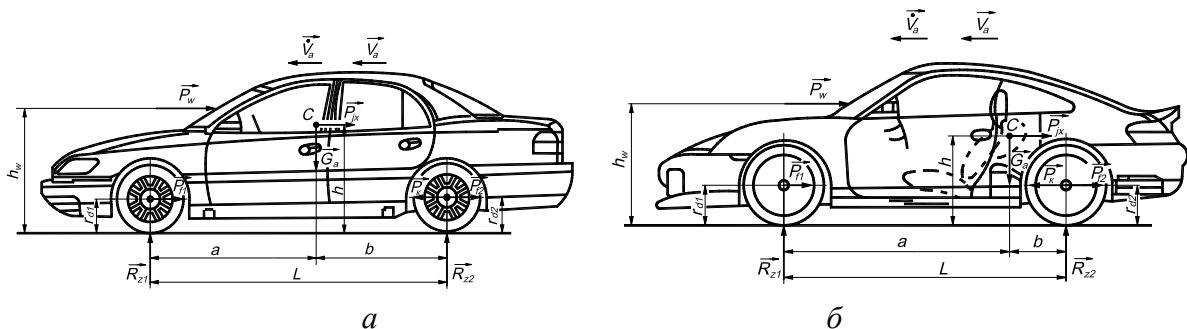


Рис. 5. Схема сил, действующих на заднеприводный автомобиль:  
 а – классической переднемоторной компоновки; б – заднемоторной компоновки.

$$R_{z2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + P_{jx} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} + P_w \cdot \frac{h_w - r_{\partial 1}}{L} + (P_k - P_{f2}) \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L}, \quad (20)$$

где  $r_{\partial 1}$  – динамический радиус передних (ведомых) колес;  $r_{\partial 2}$  – динамический радиус задних (ведущих) колес.

Предельная тяговая сила на ведущих задних колесах в этом случае

$$P_{k_{перед}} = \varphi_{x \max} \cdot R_{z2} + P_{f2} = (\varphi_{x \max} + f) \cdot R_{z2}. \quad (21)$$

Решая совместно уравнения (20) и (21), получим

$$P_{k_{перед}} = m_a \cdot g \cdot (\varphi_{x \max} + f) \cdot \frac{\frac{a}{L} - f \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \cdot \frac{h - h_w}{L}}{1 - f \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - \varphi_{x \max} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}. \quad (22)$$

Предельная мощность двигателя, реализуемая по условию сцепления задних ведущих колес с дорогой

$$N_{e_{перед}} = \frac{P_{k_{перед}} \cdot V_a}{\eta_{общ}^{mp} \cdot (1 - S_{x_{кр2}})} = \frac{m_a \cdot g \cdot (\varphi_{x \max} + f) \cdot V_a \cdot \frac{\frac{a}{L} - f \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \cdot \frac{h - h_w}{L}}{1 - f \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - \varphi_{x \max} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}}{\eta_{общ}^{mp} \cdot (1 - S_{x_{кр2}})}, \quad (23)$$

где  $S_{x_{кр2}}$  – критическое продольное буксование задних ведущих колес автомобиля, соответствующее получению  $\varphi_{x \max}$ ;

$$S_{x_{кр2}} = 1 - \frac{V_a}{\omega_{\kappa 2} \cdot r_{\partial 2}}, \quad (24)$$

где  $\omega_{\kappa 2}$  – угловая скорость задних ведущих колес.

Подставляя выражение (22) в уравнение (6), определим из последнего предельное по условию сцепления с дорогой задних ведущих колес ускорение автомобиля

$$\dot{V}_{a_{перед}} = g \cdot \varphi_{x \max} \cdot \frac{\frac{a}{L} - \frac{b}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x \max}} + f \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x \max}} \cdot \left( 1 - f \cdot \frac{h_w - r_{\partial 1}}{L} - \varphi_{x \max} \cdot \frac{h_w - r_{\partial 2}}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - \varphi_{x \max} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}}. \quad (25)$$

Принимая допущение  $h_w \approx h$ ,  $r_{\partial 1} = r_{\partial 2} = r_{\partial}$  то упростим выражение (25)

$$\dot{V}_{a\text{пред}} = g \cdot \varphi_{x\text{max}} \cdot \left[ \frac{\frac{a}{L} - \frac{b}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\text{max}}}}{1 - (\varphi_{x\text{max}} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}} - \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\text{max}}} \right]. \quad (26)$$

Коэффициент влияния скорости движения на предельное ускорение заднеприводного автомобиля

$$k_{V3} = \frac{\frac{a}{L} - \frac{b}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\text{max}}}}{1 - (\varphi_{x\text{max}} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}} - \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\text{max}}}. \quad (27)$$

Предельная по условию сцепления задних ведущих колес с дорогой скорость автомобиля определяется при  $k_{V3} = 0$

$$V_{a\text{пред}} = \sqrt{\frac{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\text{max}}}{k \cdot F} \cdot \frac{\frac{a}{L} - \frac{b}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\text{max}}}}{1 - (\varphi_{x\text{max}} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}}}. \quad (28)$$

На рис. 6 приведены графики зависимости коэффициента  $k_{V3}$  от скорости для заднеприводного автомобиля Opel Omega-V классической компоновки, имеющего  $L = 2,73$  м;  $k = 0,23$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $r_{\partial l} = 0,305$  м,  $F = 2,584$  м<sup>2</sup> и параметры при частичной загрузке (один водитель)  $m_a = 1685$  кг;  $a/L = 0,51$ ;  $b/L = 0,49$ ;  $h/L = 0,18$ . В полностью загруженном состоянии  $m_a = 2115$  кг;  $a/L = 0,53$ ;  $b/L = 0,47$ ;  $h/L = 0,17$ . Принято  $f = 0,014$ .

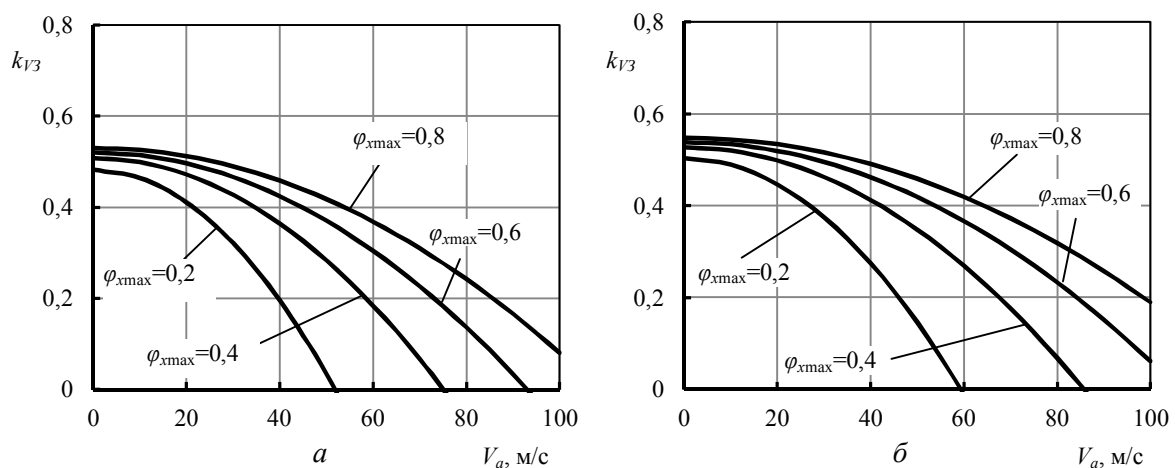


Рис. 6. Зависимости  $k_{V3}(V_a)$ : а – заднеприводный автомобиль Opel Omega-V при частичной загрузке; б – заднеприводный автомобиль Opel Omega-V при полной загрузке.

На рис. 7 приведены графики зависимости предельного ускорения  $V_{a\text{пред}}$  автомобиля Opel Omega-V при частичной и полной загрузке от скорости на дорогах с коэффициентом сцепления  $\varphi_{x\text{max}}$ , значения которого находятся в пределах  $[0,2 \dots 0,8]$ .

Анализ графиков приведенных на рис. 6 и на рис. 7 показывает, что с увеличением загрузки заднеприводного легкового автомобиля Opel Omega-V происходит уве-



личение как коэффициента влияния скорости движения  $k_{V3}$ , так и величины предельного ускорения  $V_{a\text{ пред}}$  на всем протяжении интервала изменения скорости движения  $V_a$ . Вместе с тем, присутствует общая тенденция снижения как коэффициента влияния скорости движения  $k_{V3}$ , так и величины предельного ускорения  $V_{a\text{ пред}}$  при увеличении скорости движения переднеприводного легкового автомобиля с одинаковой загрузкой.

В то же время это сопровождается ростом предельной по условию сцепления ведущих задних колес с дорогой скорости движения  $V_a$  (рис. 8).

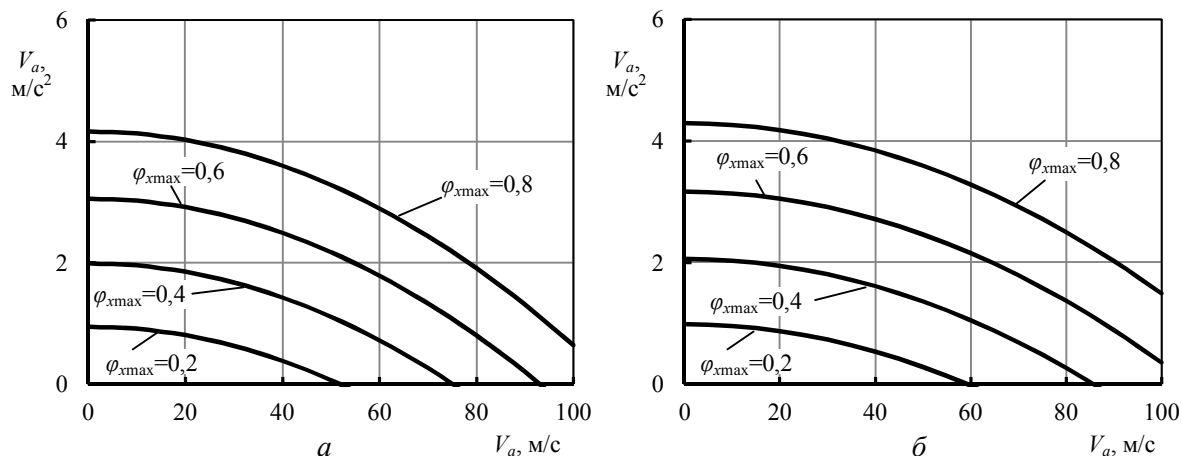


Рис. 7. Зависимости  $V_{a\text{ пред}}$  ( $V_a$ ) при различных значениях коэффициента сцепления  $\varphi_{x\text{ max}}$ : а – заднеприводный автомобиль Opel Omega-B при частичной загрузке; б – заднеприводный автомобиль Opel Omega-B при полной загрузке.

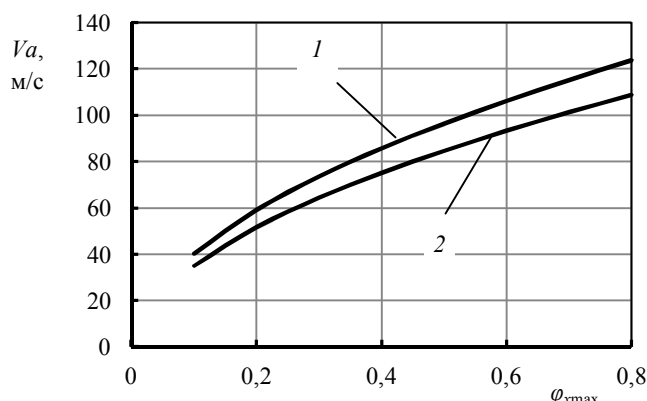


Рис. 8. Зависимость  $V_{a\text{ пред}}$  ( $\varphi_{x\text{ max}}$ ) для заднеприводного легкового автомобиля Opel Omega-B: 1 – полностью груженный автомобиль; 2 – автомобиль при частичной загрузке.

На рис. 9 приведены графики зависимости коэффициента  $k_{V3}$  от скорости для заднемоторного автомобиля Porsche 995 Turbo, имеющего  $L = 2,35$  м;  $k = 0,21$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $r_{\partial 1} = 0,31$  м,  $F = 2,333$  м<sup>2</sup> и параметры при частичной загрузке (один водитель)  $m_a = 1445$  кг;  $a/L = 0,58$ ;  $\epsilon/L = 0,42$ ;  $h/L = 0,27$ . В полностью груженном состоянии  $m_a = 1955$  кг;  $a/L = 0,6$ ;  $\epsilon/L = 0,4$ ;  $h/L = 0,26$ . Принято  $f = 0,014$ .

На рис. 10 приведены графики зависимости предельного ускорения  $V_{a\text{ пред}}$  заднемоторного автомобиля Porsche 995 Turbo при частичной и полной загрузке от скорости на дорогах с коэффициентом сцепления  $\varphi_{x\text{ max}}$ , значения которого находятся в пределах  $[0,2 \dots 0,8]$ .

Анализ графиков приведенных на рис. 9 и на рис. 10 показывает, что с увеличением загрузки заднемоторного легкового автомобиля Porsche 995 Turbo (также как и у заднеприводного автомобиля классической компоновки) происходит увеличение как

коэффициента влияния скорости движения  $k_{V3}$ , так и величины предельного ускорения  $V_{a\text{ пред}}$  на всем протяжении интервала изменения скорости движения  $V_a$ . Также наблюдается рост предельной по условию сцепления ведущих задних колес с дорогой скорости движения  $V_a$  (рис. 11).

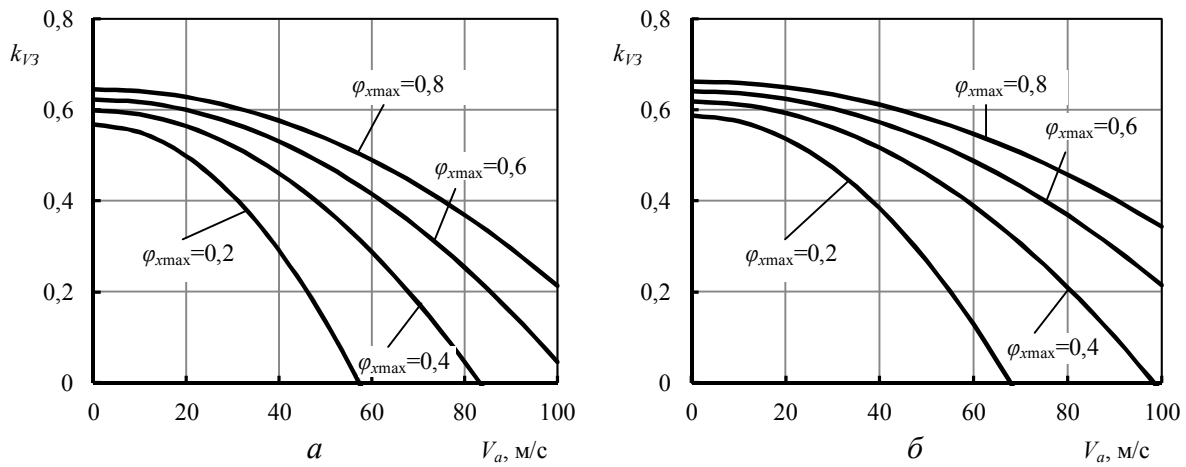


Рис. 9. Зависимости  $k_{V3}(V_a)$ : а – заднемоторный автомобиль Porsche 995 Turbo при частичной загрузке; б – заднемоторный автомобиль Porsche 995 Turbo при полной загрузке.

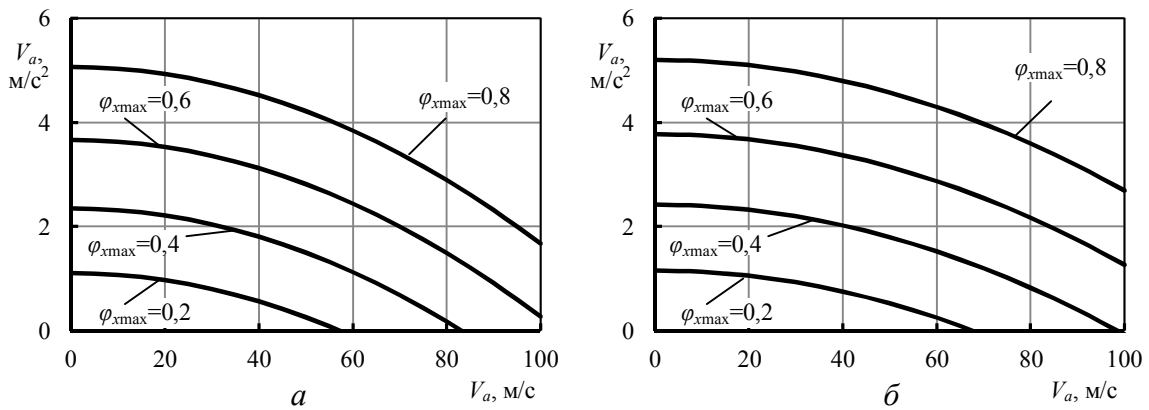


Рис. 10. Зависимости  $V_{a\text{ пред}}(V_a)$  при различных значениях коэффициента сцепления  $\varphi_{x\text{ max}}$ : а – заднемоторный автомобиль Porsche 995 Turbo при частичной загрузке; б – заднемоторный автомобиль Porsche 995 Turbo при полной загрузке.

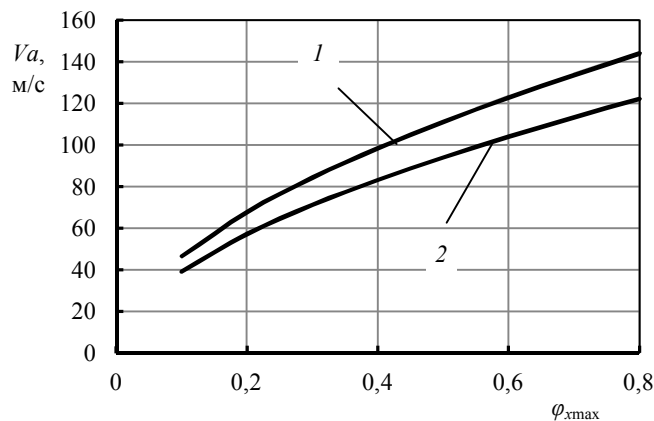


Рис. 11. Зависимость  $V_{a\text{ пред}}(\varphi_{x\text{ max}})$  для заднемоторного легкового автомобиля Porsche 995 Turbo: 1 – полностью груженный автомобиль; 2 – автомобиль при частичной загрузке.

**Выводы.** 1. Полученные аналитические выражения позволяют производить оценку предельных по сцеплению ведущих колес с дорогой динамических показателей легковых автомобилей различных компоновочных схем.

2. Для заднеприводных легковых автомобилей при увеличении загрузки происходит увеличение как коэффициента влияния скорости движения  $k_{V3}$ , так и величины предельного ускорения  $V_{a\text{ пред}}$  на всем протяжении интервала изменения скорости движения  $V_a$ , что не наблюдается для переднеприводных легковых автомобилей, у которых влияние загрузки неоднозначно.

3. Наибольшие значения предельных ускорений (как при частичной, так и при полной загрузке) по сравнению с автомобилями других компоновочных схем имеют заднемоторные автомобили.

**Литература:** 1. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобилей / В.А. Карпенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: ХГАДТУ. - 1998.–Вып.1. – С. 64-67. 2. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 “Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.Л. Файст. – Харків, 2012. – 20 с. 3. Голомидов А.М. Автомобили с приводом на передние колеса / А.М. Голомидов. – М.: Машиностроение, 1972. – 96 с. 4. Родионов В.Ф. Проектирование легковых автомобилей / В.Ф. Родионов, Б.М. Фиштерман. – М.: Машиностроение, 1980. – 479 с. 5. Скушнев В.М. Исследование регулирования тормозных сил легковых автомобилей: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.03 / Скушнев Василий Михайлович. – Харьков, 1976. – 152 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Karpenko V.A. Otcenka potencial'nih dinamicheskikh harakteristik avtomobiley / V.A. Karpenko // Avtomobil'niy transport. Sbornik nauchnih trudov. – Kharkov: KhGADTU. - 1998.–Vip.1. – С. 64-67. 2. Fayst V.L. Udoskonalennya vimog do dinamichnih vlastivostey legkovih avtomobiliv: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tehn. nauk: spets. 05.22.20 “Ekspluatatsiya ta remont zasobiv transportu” / V.L. Fayst. – Kharkiv, 2012. – 20 с. 3. Golomidov A.M. Avtomobili s privodom na perednie kolea / A.M. Golomidov. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 96 с. 4. Rodionov V.F. Proektirovanie legkovih avtomobiley / V.F. Rodionov, B.M. Fishterman. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 479 с. 5. Skushnev V.M. Issledovanie regulirovaniya tormoznih sil legkovih avtomobiley: dis. ... kandidata tehn. nauk: 05.05.03 / Skushnev Vasilij Mihaylovich. – Kharkiv, 1976.– 152с.

Подригало М.А., Абрамов Д.В.

#### ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Визначено граничні за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою динамічні показники передньопривідних та задньопривідних автомобілів з урахуванням динамічного перерозподілу нормальних реакцій між колесами передньої та задньої осей автомобіля.

Подригало М.А., Абрамов Д.В.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Определены предельные по условию сцепления ведущих колес с дорогой динамические показатели переднеприводных и заднеприводных автомобилей с учетом динамического перераспределения нормальных реакций между колесами передней и задней осей автомобиля.

Podrygalo M.A., Abramov D.V.

#### DEFINITION OF LIMIT OF DYNAMIC PERFORMANCE CARS

The limiting condition for coupling the drive wheels to the road dynamic performance of front wheel drive and rear-wheel drive vehicles identified, including the dynamic redistribution of normal reactions between the wheels of front and rear axles of the vehicle.