

Подригало М.А., Артёмов Н.П., Клец Д.М., Коробко А.И.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА АКСЕЛЕРОМЕТРОВ И МЕСТА ИХ УСТАНОВКИ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Предложено методику выбора количества и места установки акселерометров, а также критерии оценки точности измерений при динамических испытаниях автомобилей.

Podrigalo M., Artemov M., Kletz D., Korobko A.

DETERMINATION REQUIRED AMOUNT ACCELEROMETERS AND THEIR INSTALLATION IN DYNAMIC TESTS VEHICL

Method of choice quantity and installation location of accelerometers are offered. Their criteria for assessing the accuracy of measurements in dynamic tests are offered.

УДК 629.3.017.2

Подригало М. А., д-р техн. наук; Клец Д. М., канд. техн. наук; Назарько О.А.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

Постановка проблемы. Боковое скольжение колес влечет за собой потерю автомобилем устойчивости и управляемости. Приложение к колесу крутящего или тормозного моментов приводит к увеличению касательной реакции в пятне контакта колеса с дорогой и, как следствие, – к снижению предельной по сцеплению боковой реакции дороги.

Традиционно для оценки соотношения между предельно допустимыми реакциями в плоскости контакта колеса с дорогой использовались круговые диаграммы или круги Камма. Однако развитие научных исследований показало, что использование круговой поляры трения не дает требуемых по точности результатов.

В настоящей статье с использованием известной ранее физической модели получена взаимосвязь между нормальной нагрузкой на шину, крутящим моментом на колесе и предельной по сцеплению боковой реакцией дороги.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованию взаимосвязи между предельными по сцеплению реакциями в плоскости дороги посвящены исследования [1-12]. В большинстве исследований для определения указанных реакций дороги использовалась так называемая «круговая диаграмма» или круг Кама [1, 2, 3]. В более поздних работах И. А. Бережного [4] предложена функция нагружения, устанавливающая взаимосвязь между направлением вектора суммарной реакции на колесо в плоскости дороги и направлением вектора линейной скорости колеса.

Наиболее подробно внутренняя и внешняя механика шины рассмотрена в работе [8]. В работе [7] предложен феноменологический подход для исследования качения деформируемого колеса. Сущность указанного подхода к любому явлению или предмету состоит в том, что предмет исследования представляется в виде некоего «черного ящика», поведение и свойства которого определяются его внешними характеристиками [7]. Задача исследования при помощи феноменологического подхода заключается в отыскании вида указанных характеристик, причем внутренние связи и структура «черного ящика» остаются вне рассмотрения [7]. Если группу переменных, входящих во внешние характеристики исследуемого объекта можно разделить на входные и выходные, то задача сводится к установлению связи между «выходом» и «входом» [7]. С использованием феноменологического подхода рядом авторов получены $\varphi - S$ диаграммы [5, 10]

(рис. 1). При использовании указанных диаграмм нами была построена зависимость бокового коэффициента φ_y сцепления от продольного φ_x (рис. 2) [12].

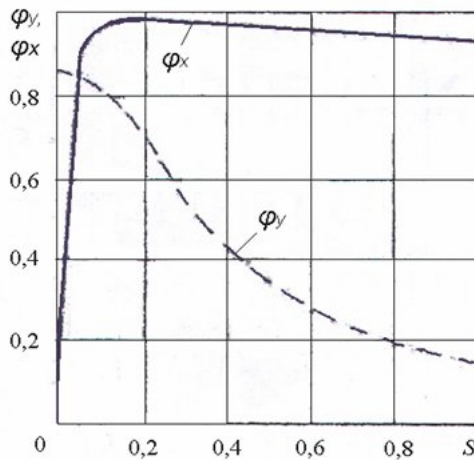


Рис.1. Зависимость продольного φ_x и поперечного φ_y коэффициентов сцепления от коэффициента скольжения S

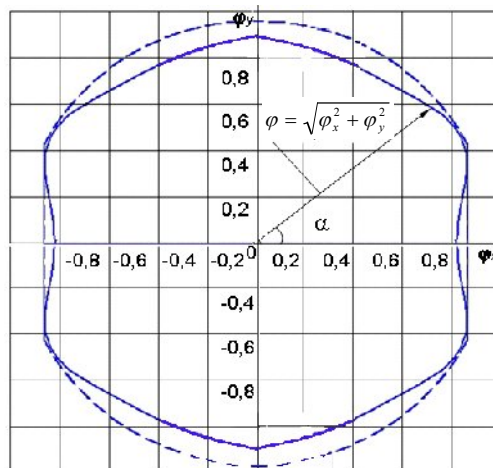


Рис.2. Зависимость бокового коэффициента φ_y сцепления от продольного φ_x

На основе физической и математической моделей, предложенных в работе [9], авторы исследования [11] получили зависимости бокового сцепления φ_y колеса от коэффициента трения в контакте его с дорогой, нагрузочных и жесткостных характеристик шины. Однако в указанной работе [9] рассматривалось неподвижное колесо автомобиля при отсутствии действия крутящего момента.

Цель и постановка задач исследования Целью исследования является определение бокового коэффициента сцепления ведущего колеса автомобиля с дорогой. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить предельную по сцеплению боковую реакцию дороги на ведущее колесо;
- провести моделирование бокового коэффициента сцепления ведущего колеса с дорогой.

Определение предельной боковой реакции дороги. В работе [9] предложена схема нагружения неподвижного деформируемого колеса автомобиля статической нагрузкой (рис. 3). Получены выражения для определения нормальной (вертикальной) q_z и горизонтальной q_x составляющих погонной силы упругости q_β шины (рис.3)

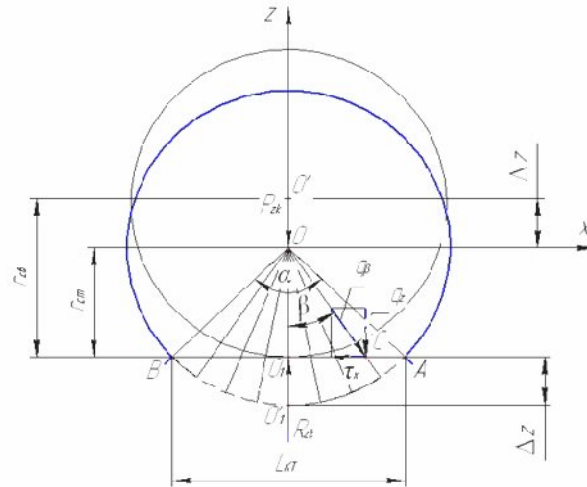


Рис. 3. Схема статического нагружения неподвижного колеса автомобиля в продольной плоскости [9, 11]

$$q_z = C_z \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}; \quad (1)$$

$$q_x = C_z \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (2)$$

Очевидно, что

$$q_x = q_z \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3)$$

Допуская, что на изменение характера взаимодействия колеса с дорогой влияет не угловая скорость колеса, а крутящий момент, определим предельную по сцеплению погонную боковую реакцию дороги

$$q_y = \sqrt{\mu^2 \cdot q_z^2 - (q_x + q_M)^2}, \quad (4)$$

где μ - коэффициент трения материала шины о дорожную поверхность; q_M - дополнительная погонная нагрузка в пятне контакта шины с дорогой, обусловленная дейст-

вием крутящего момента.

Крутящий момент, приложенный к колесу, можно представить в виде (рис.4)

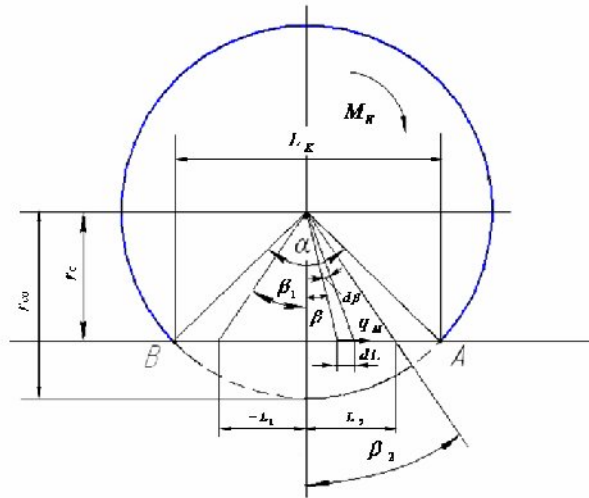


Рис.4. Расчетная схема для определения q_M

$$M_K = \int_{-L_1}^{+L_2} q_M \cdot r_{\partial} \cdot dL = \int_{-\beta_1}^{\beta_2} q_M \cdot r_{\partial} \cdot r \frac{d\beta}{\cos \beta}, \quad (5)$$

где r, β - линейная и угловая полярные координаты рассматриваемого элемента пятна контакта dL ; $r_{\partial}, r_{св}$ - динамический и свободный радиусы колеса,

$$r_{\partial} = r_{св} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \quad (6)$$

α - центральный угол соответствующий длине пятна контакта L_K ; $-L_1, +L_2$ - линейные координаты границ участка длины пятна контакта, на котором шина способна выдерживать боковую силу без бокового скольжения; $-\beta_1, \beta_2$ - угловые координаты границ участка длины пятна контакта, на котором шина способна выдерживать боковую силу без бокового скольжения.

Очевидно (рис.4), что

$$r = \frac{r_{\partial}}{\cos \beta} = r_{св} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \quad (7)$$

Выражение (5) с учетом (6) и (7) примет вид

$$M_K = r_{св}^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} \int_{-\beta_1}^{\beta_2} \frac{q_M}{\cos^2 \beta} \cdot d\beta. \quad (8)$$

Предположим, что погонная нагрузка q_M в каждой точке пропорциональна нормальной погонной нагрузке q_z . В этом случае

$$q_M = \varphi_x \cdot q_z, \quad (9)$$

где φ_x - продольный (тангенциальный) коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Подставляя выражения (9), (1) в (8), получим после преобразования

$$M_K = C_z \cdot \varphi_x r_{св}^2 \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \frac{\beta_2 + \beta_1 - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - \sin \beta_2} \cdot \frac{1 + \sin \beta_1}{1 - \sin \beta_1} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (10)$$

Откуда определим

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{1}{\beta_2 + \beta_1 - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - \sin \beta_2} \cdot \frac{1 + \sin \beta_1}{1 - \sin \beta_1} \right|}. \quad (11)$$

В работах [9, 11] определено, что в пределах пятна контакта неподвижного колеса с дорогой существует зона $\left(|\beta| < \left| \frac{\alpha_0}{2} \right| \right)$, в которой отсутствует продольное скольжение колеса. Граница этой зоны

$$\frac{\alpha_0}{2} = \text{arctg} \mu. \quad (12)$$

При $\alpha_0 < \alpha$ пределы интегрирования в уравнении (8) нужно принимать равными

$$-\beta_1 = -\text{arctg} \mu; \quad (13)$$

$$\beta_2 = \text{arctg} \mu. \quad (14)$$

В этом случае выражение (11) примет вид

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{2 \text{arctg} \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1 + \mu^2} + \mu}{\sqrt{1 + \mu^2} - \mu} \right|}. \quad (15)$$

При $\alpha_0 \geq \alpha$ величины $\beta_1 = -\frac{\alpha}{2}$ и $\beta_2 = \frac{\alpha}{2}$

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}. \quad (16)$$

Выражение (4) с учетом (3) и (9) примет вид

$$q_y = q_z \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} \quad (17)$$

Шина способна выдерживать боковую силу в точках, для которых подкоренное выражение в правой части (17) будет отлично от нуля. Это возможно в случае

$$\operatorname{tg} \beta < \mu - \varphi_x. \quad (18)$$

Угловые координаты

$$-\beta_3 = -\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x); \quad (19)$$

$$\beta_4 = \operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x) \quad (20)$$

ограничивают участок длины контакта ведущего колеса с дорогой, на котором шина способна выдерживать боковую силу без бокового скольжения.

Таким образом, предельную боковую силу, которую способно выдержать колесо без бокового скольжения можно определить по следующей зависимости

$$P_{yк\max} = R_{zк} \cdot \varphi_y = \int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)} q_y \cdot r \frac{d\beta}{\cos \beta}. \quad (21)$$

Подставляя выражения (1), (7), (17) в уравнение (21), получим

$$P_{yк\max} = R_{zк} \cdot \varphi_y = \frac{C_z \cdot r_{св} \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} d\beta. \quad (22)$$

Учитывая, что

$$R_{zк} = C_z \cdot r_{св} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right), \quad (23)$$

Из уравнения (22) определим

$$\varphi_y = \frac{\int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)} \sec \beta \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (24)$$

Моделирование бокового коэффициента сцепления ведущего колеса автомобиля с дорогой. С помощью зависимости (24) выполним моделирование бокового коэффициента сцепления при различных коэффициентах трения материала шины об опорную поверхность и размерах пятна контакта.

Для эластичной шины примем допущение того, что изменение центрального угла α , соответствующего длине пятна контакта, происходит в пределах $\alpha = 45^\circ - 60^\circ$ ($\pi/4 - \pi/3$ рад). Согласно рис. 3, угловая полярная координата рассматриваемого элемента пятна контакта β может изменяться в пределах $\beta = 0 - \alpha/2$. Предположим,

что коэффициент трения материала шины об опорную поверхность изменяется в пределах $\mu = 0,2 - 0,8$. Продольный (тангенциальный) коэффициент сцепления не превышает μ ($\varphi_x \leq \mu$). Интегрирование выполняем в пределах $[-arctg(\mu - \varphi_x); arctg(\mu - \varphi_x)]$ в случае, если $arctg(\mu - \varphi_x) < \alpha/2$ и в пределах $[-\alpha/2; \alpha/2]$ в случае, если $arctg(\mu - \varphi_x) \geq \alpha/2$. Результаты моделирования бокового коэффициента сцепления приведены на рис. 5.

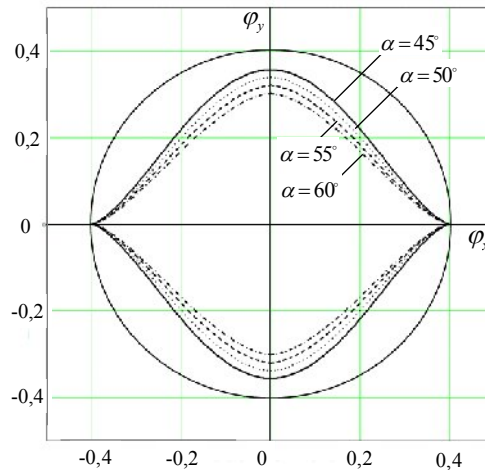


Рис. 5. Зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y от продольного φ_x ведущего колеса с дорогой при различных значениях центрального угла α и коэффициенте трения материала шины об опорную поверхность $\mu = 0,4$

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 5 показывает, что по мере роста продольного коэффициента сцепления боковой коэффициент сцепления снижается. При больших значениях φ_y колесо выдерживает максимальную боковую силу без бокового скольжения, однако возможна потеря устойчивости движения в продольной плоскости из-за низких значений φ_x . Увеличение центрального угла α приводит к уменьшению бокового коэффициента сцепления при тех же значениях φ_x . Угол α характеризует соотношение между нормальной нагрузкой на колесо и радиальной жесткостью шины.

Моделирование бокового коэффициента сцепления ведомого колеса автомобиля с дорогой. Качение ведомого колеса является частным случаем ведущего колеса. Для построения зависимости бокового коэффициента сцепления φ_y от продольного φ_x в выражение (9), а также в (24) вместо φ_x следует подставлять коэффициент сопротивления качению f . Примем $f = 0,013$. Зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α приведена на рис. 6.

Анализ рис. 5 показывает, что при снижении центрального угла боковой коэффициент сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой увеличивается. Этот результат справедлив для различных коэффициентов трения материала шины об опорную поверхность. Увеличение коэффициента сопротивления качению приводит к незначительному снижению бокового коэффициента сцепления φ_y (см. табл. 1).

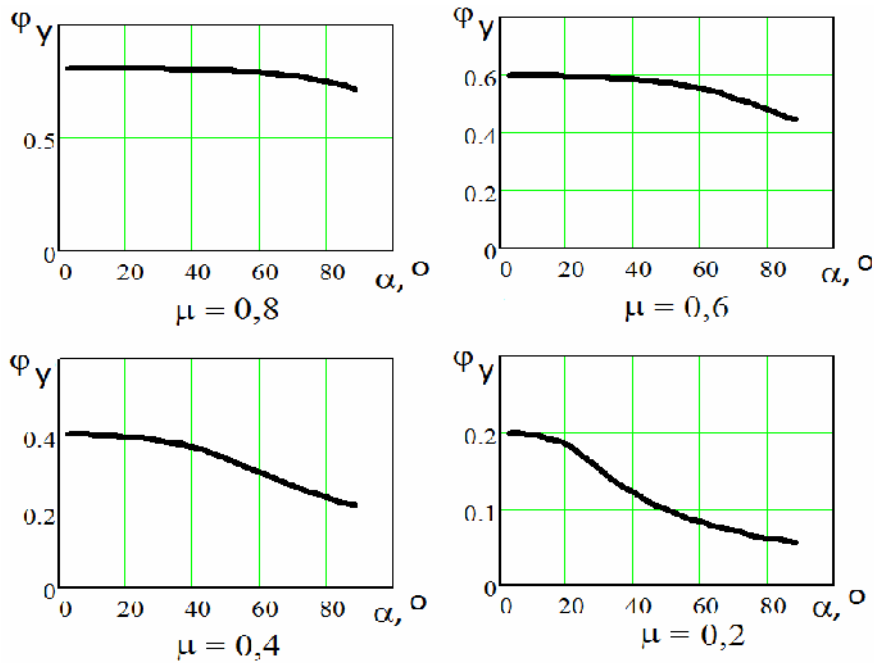


Рис.6. Зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α

Таблица 1

Изменение бокового коэффициента сцепления φ_y в зависимости от коэффициента сопротивления качению

α , град	μ	φ_y		
		$f = 0,013$	$f = 0,023$	$f = 0,033$
3	0,2	0,19927	0,19837	0,19694
	0,8	0,79987	0,799964	0,79929
60	0,2	0,082314	0,079456	0,075934
	0,8	0,7800	0,7797	0,7793

Выводы.

1. В известной литературе отсутствуют аналитические выражения, позволяющие определять боковой коэффициент сцепления ведущего колеса с дорогой. В настоящей работе определена зависимость бокового коэффициента сцепления ведущего колеса автомобиля от радиальной жесткости шины, нормальной нагрузки на колесо, коэффициента трения материала шины о дорогу и коэффициента сопротивления качению. Полученные зависимости могут быть использованы для оценки бокового коэффициента сцепления ведомого колеса, для чего необходимо вместо продольного коэффициента сцепления φ_x в соответствующие зависимости подставить коэффициент сопротивления качению f .

2. С увеличением нормальной нагрузки и крутящего момента происходит уменьшение бокового коэффициента сцепления. Эти результаты были определены после моделирования бокового коэффициента сцепления при использовании полученной зависимости (24).

3. Полученные зависимости в дальнейшем могут быть использованы при оценке показателей устойчивости и управляемости автомобиля.

Литература: 1. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934. 2. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М.: Машигиз, 1949. – 143 с. 3. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машигиз, 1947. – 156 с. 4. Бережной И.А. О применении функции нагружения в некоторых задачах движения экипажа // Механика твердого тела. Инженерный журнал. – М.: Наука, 1967, №5. – С. 47 – 49. 5. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров. – Омск: Западно – Сибирское книжное издательство, 1973. – 224 с. 6. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз –М.: Транспорт, 1976. – 237 с. 7. Левин М.А. Теория качения деформируемого колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1989. – 272 с. 8. Механика шины: монография / В.А. Перегон, В.А. Карпенко, Л.П. Гречко, Ю.П. Макеев, А.А. Загородний, А.Н. Левченко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 404 с. 9. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У.А. Абдулгазис, А.У. Абдулгазис, Д.М. Клец, М.А. Подригало] ; под ред. У.А. Абдулгазиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с. 10. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 151 с. 11. Абдулгазис У.А. Оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения / У.А. Абдулгазис, А.У. Абдулгазис, М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько // Ученые записки Крымского инженерно – педагогического университета. Технические науки. – Симферополь. – Вып. 27, 2011. – с. 53 – 59. 12. Подригало М.А. Устойчивость колёсных машин при торможении / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934. 2. Chudakov E.A. Ustojchivost' avtomobilja protiv zanosa / E.A. Chudakov. – M.: Mashgiz, 1949. – 143 s. 3. Pevzner Ja.M. Teorija ustojchivosti avtomobilja. – M.: Mashgiz, 1947. □ 156 s. 4. Berezhnoj I.A. O primenenii funkcii nagruzhenija v nekotoryh zadachah dvizhenija jekipazha // Mehanika tverdogo tela. Inzhenernyj zhurnal. – M.: Nauka, 1967, №5. – S. 47 – 49. 5. Petrov M.A. Rabota avtomobil'nogo kolosa v tormoznom rezhime / M.A. Petrov. – Omsk: Zapadno – Sibirskoe knizhnoe izdatel'stvo, 1973. – 224 s. 6. Knoroz V.I. Rabota avtomobil'noj shiny / V.I. Knoroz –M.: Transport, 1976. – 237 s. 7. Levin M.A. Teorija kachenija deformiruemogo kolosa / M.A. Levin, N.A. Fufaev. – M.: Nauka, 1989. – 272 s. 8. Mehanika shiny: monografija / V.A. Peregon, V.A. Karpenko, L.P. Grechko, Ju.P. Makeev, A.A. Zagorodnij, A.N. Levchenko. – Har'kov: HNADU, 2011. – 404 s. 9. Dinamika kolosa i ustojchivost' dvizhenija avtomobilja / [U.A. Abdulgazis, A.U. Abdulgazis, D.M. Klec, M.A. Podrigalo] ; pod red. U.A. Abdulgazisa. – Simferopol' : DIAJPI, 2010. – 208 s. 10. Gurevich L.V. Tormoznoe upravlenie avtomobilja / L.V. Gurevich, R.A. Melamud. – M.: Transport, 1978. – 151 s. 11. Abdulgazis U.A. Ocenka ustojchivosti nepodvizhnogo avtomobil'nogo kolosa protiv bokovogo skol'zhenija / U.A. Abdulgazis, A.U. Abdulgazis, M.A. Podrigalo, D.M. Klec, O.A. Nazar'ko // Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno – pedagogicheskogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – Simferopol'. – Вып. 27, 2011. – с. 53 – 59. 12. Podrigalo M.A. Ustojchivost' koljosnyh mashin pri tormozhenii / M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchatyj. – Har'kov: Izd-vo HGADTU, 1999. – 93 s.

Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О. О.

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ БІЧНОГО КОВЗАННЯ

У даній статті були отримані залежності бічного коефіцієнта зчеплення ведучого колеса φ_y від поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x при різних коефіцієнтах тертя матеріалу шини об опорну поверхню і розмірах плями контакту, а також визначено залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y веденого колеса з дорогою від центрального кута α .

Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О. А.

ОЦЕНКА СТОЙКОСТИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

В данной статье были получены зависимости бокового коэффициента сцепления ведущего колеса φ_y от продольного коэффициента сцепления φ_x при различных коэффициентах трения материала шины об опорную поверхность и размерах пятна контак-

та, а также определена зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α .

Podrigalo M., Klez D., Nazarko O.

STABILITY WHEEL ESTIMATION OF DRIVE VEHICLE AGAINST SIDESLIP

In this article, we obtained the lateral friction coefficient φ_y drive wheel on the longitudinal friction coefficient φ_x with different coefficients of friction material of the tire footprint and size of the contact patch, and determined the dependence of the lateral friction coefficient φ_y the driven wheel and the road from the central angle α .

УДК 629.114

Подригало М. А., д-р техн. наук; Холодов М. П.

ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС

Введение. Использование тракторных поездов на транспортных работах влечёт за собой ужесточение требований к тормозным свойствам этих машин. Исследованию динамики торможения автомобильных и тракторных поездов посвящены работы значительного числа ученых. При торможении без блокирования колес традиционно тормозные силы прикладывались в пятне контакта колес с дорогой. Проведенные в последнее время исследования показали, что ось незаблокированного колеса является точкой приложения тормозной силы. Координата точки приложения тормозной силы определяет динамическое распределение нормальных реакций между колесами тракторного поезда, что требует пересмотра традиционных взглядов на процесс торможения

В настоящей статье, получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда в составе колесного трактора и одноосного прицепа при незаблокированных колесах, позволяющая уточнить ранее полученные результаты исследований.

Анализ последних достижений и публикаций. Динамике торможения автомобильных и тракторных поездов посвящено значительное количество научных исследований, наиболее известными из которых являются [1-5]. Как при заблокированных, так и незаблокированных в процессе торможения колесах машины авторы известных работ выбирали в качестве точки приложения тормозных сил точки теоретического контакта колес с дорогой. Проведенные позднее исследования [6,7] показали, что при незаблокированных колесах точками приложения тормозных сил являются оси колес, что, несомненно, должно учитываться при определении суммарных динамических нормальных реакций на осях машины.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение эффективности торможения тракторного поезда в составе трактора и одноосного прицепа.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить уравнения кинетостатического равновесия трактора и прицепа;
- определить нормальные реакции дороги на осях тракторного поезда;
- определить условия одновременного доведения до грани блокирования всех колес трактора, прицепа и тракторного поезда.