

РАЗДЕЛ II

ТРАНСПОРТ

УДК 621.8.02

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СХОЖДЕНИЯ И РАЗВАЛА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ И ИЗНОС ШИН АВТОМОБИЛЕЙ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

С.А. Кравцов¹

¹Южно-уральский государственный университет, Россия, Челябинск.

Аннотация. На основе анализа деформаций эластичного колеса, возникающих в процессе его движения с наклоном по криволинейной траектории, установлена аналитическая взаимосвязь углов развала и схождения управляемых колес автомобиля, позволяющая на стадии проектирования выбрать их наиболее рациональное соотношение, обеспечивающее минимальное сопротивление качению колеса, и, следовательно, минимальный износ шин и расход топлива. Минимальное сопротивление качению находится в прямой зависимости с топливной экономичностью и износом шин. Данная аналитическая зависимость, позволила определить взаимосвязь углов установки управляемых колес, исходя из условия минимального сопротивления качению колеса, движущегося с развалом и схождением. Сопоставительный анализ углов развала и схождения управляемых колес, серийно выпускаемых автомобилей и углов, рассчитанных по зависимости позволяет сделать выводы о хорошей ходимости шин автомобилей, углы установки колес которых близки к расчетным.

Ключевые слова: управляемые колеса, топливная экономичность, дизельный двигатель, форсирование, развал и схождение, радиус кривизны, тепломеханическая напряженность.

Введение

Для решения этой задачи необходимо установить аналитическую зависимость, определяющую взаимосвязь углов установки управляемых колес, исходя из условия минимального сопротивления качению колеса, движущегося с развалом и схождением. Минимальное сопротивление качению находится в прямой зависимости с топливной экономичностью и износом шин.

Исходя из анализа исследований процесса качения эластичного колеса по криволинейной траектории [1,2,3,4,5], можно сделать вывод, что при рассмотрении реальной шины, момент сопротивления повороту будет являться функцией вида рисунок 1.

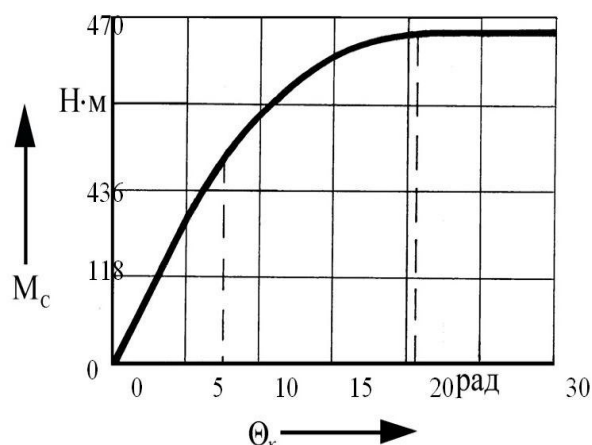


Рис. 1. Зависимость момента сопротивления повороту M_c от угла поворота колеса Θ_k

$$M_c = f(\Theta_{ш}, C_{ш}^{\theta}), \quad (1)$$

где $\Theta_{ш} = f(a, R)$ - угловая деформация контактного отпечатка шины, рад;

$C_{III}^{\theta} = f(G_K, P_{III})$ - угловая жесткость, зависящая от конструкции шины, нагрузки и внутреннего давления в шине определяемая в статике при повороте колеса на месте, Н·м/рад.

С этих позиций рассмотрим поворот эластичного колеса вокруг центра E рисунок 2 [6].

Работа сил трения скольжения или упругой деформации для контактного отпечатка данного мгновения будут совершаться до тех пор, пока колесо пройдет путь $S = O\tilde{A} = a/2$. После того, как колесо пройдет по дуге OA путь $S > a/2$, контактный отпечаток повернется на угол Θ .

При повороте радиуса обкатки относительно центра E на угол ζ , при $O\tilde{A} = a/2$, точка C контактного отпечатка должна будет переместиться в т. A на дуге OA . Это произошло бы в том случае, если бы шина в плоскости дороги была абсолютно жесткая. Но так как шина обладает эластичностью, то на величину AC часть элементарных площадок переместится за счет упругих деформаций, а часть проскользит. Это будет зависеть от соотношения сил упругой деформации и сил сцепления с опорной поверхностью. А в итоге, величина скольжения и упругих деформаций контактного отпечатка будет зависеть от угла Θ .

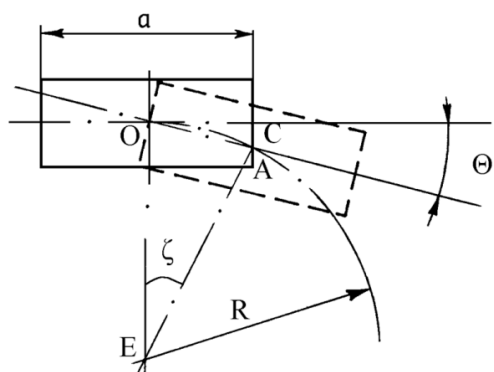


Рис. 2. Схема движения колеса по криволинейной траектории

Из рисунка 2 имеем:

$$O\tilde{A} = l_{II}\zeta = \frac{a}{2}, \quad (2)$$

$$\angle\Theta = \frac{\pi}{2} - \angleEOA. \quad (3)$$

Из треугольника EOA $\angleEOA = \angleEAO$,

$$\angleEOA = \frac{\pi - \zeta}{2} = \frac{\pi - a/2R}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{a}{4R}. \quad (4)$$

При встречающихся на практике соотношениях длины большой оси a контактного отпечатка и радиусов кривизны траектории R , угол CEA малая величина более высокого порядка и им можно пренебречь.

Подставив выражение (4) в выражение (3), получим:

$$\Theta = \frac{a}{4R}. \quad (5)$$

Таким образом, при перемещении эластичного колеса по криволинейной траектории на расстояние, равное половине длины контакта под действием сил трения и упругой деформации происходит поворот контакта относительно вертикальной оси на угол Θ рисунок 2. То есть эластичное колесо закручивается на этот угол. Предельная величина угловой деформации, при котором не происходит скольжения отпечатка по опорной поверхности, определяется радиусом кривизны траектории и длиной контакта (5). Момент же, возникающий в результате угловой деформации будет равен [7]

$$M_{\theta} = C_{\theta} \cdot \Theta, \quad (6)$$

и определяется угловой деформацией и угловой жесткостью шины, которая, как в прочем и длина контакта, в общем случае зависит от конструкции шины, давления воздуха в ней и нагрузки на колесо.

Движение колеса, наклоненного к вертикальной плоскости под углом α_k , будет происходить по траектории радиуса R' рисунок 3:

$$R' = \frac{r_{\partial}}{\sin \alpha_k}. \quad (7)$$

Тогда момент, возникающий в результате закручивания шины относительно вертикальной оси при движении колеса с развалом, будет равен

$$M_{\alpha} = C_{\theta} \cdot \theta_{\alpha} = C_{\theta} \frac{a \cdot \sin \alpha_k}{4 \cdot r_{\partial}}, \quad (8)$$

где θ_{α} - угловая деформация шины, вызванная движением колеса с развалом, рад.

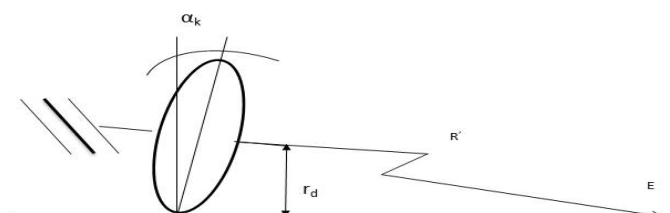


Рис. 3. Схема движения колеса с развалом

При качении колеса с углом схождения, происходит относительный поворот контакта, но уже на величину угла ε , что приводит к увеличению мощности, необходимой для движения колеса.

Вектор момента, обусловленного угловой деформацией при качении колеса со схождением M_ε , направлен в сторону противоположную направлению вектора момента M_α , обусловленного угловой деформацией θ_α при качении колеса с развалом. Следовательно, чтобы колесо катилось без дополнительного сопротивления, создаваемого этими моментами, их необходимо уравнивать по величине:

$$M_\varepsilon = M_\alpha \quad (9)$$

Величина момента, обусловленного угловой деформацией при качении колеса со схождением, определяется аналогично (6):

$$M_\varepsilon = C_\theta \cdot \Theta_\varepsilon \quad (10)$$

Таблица 1 – Расчетные и экспериментальные значения углов установки управляемых колес АМН РФ

Марка автомобиля	Радиус колеса*, м	Длина контакта*, м	Углы установки по конструкторской документации, град		Расчетный угол схождения, град
			развал	схождение	
ЗИЛ-131	0.530	0.303	1.0	0.11...0.30	0.143
ГАЗ-66	0.505	0.325	0.75	0.05...0.25	0.125
Урал-4320	0.555	0.359	1.0	0.06...0.24	0.160
КамАЗ-4310	0.560	0.363	1.0	0.00...0.11	0.102
УАЗ-3151	0.370	0.228	1.5	0.11...0.22	0.231

*Примечание: статический радиус и длина контакта получены экспериментальным путем.

Заклучение

Сопоставительный анализ углов развала и схождения управляемых колес, серийно выпускаемых автомобилей и углов, рассчитанных по зависимости (11) свидетельствует о хорошей ходимости шин автомобилей, углы установки колес которых близки к расчетным.

Библиографический список

1. Ишлинский, А.Ю. О проскальзывании в области контакта при трении качения / А.Ю. Ишлинский // Известия АН СССР: ОТН. – 1956. – № 6. – С. 24 - 25.
2. Карузин, О.И. Исследование плеча обкатки управляемых колес автомобиля: дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1966. – 186 с.
3. Литвинов, А.С. Теория криволинейного движения колесных машин. Проблемы повышения проходимости колесных машин / А.С. Литвинов. – М.: изд. АН СССР, 1959. – 135 с.
4. Редчиц В.В. Определение моментов сопротивления повороту колесных машин: дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1974. – 170 с.
5. Солтус, А.П. Исследования влияния некоторых конструктивных параметров автомобиля на момент сопротивления повороту управляемых колес: дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Киев, 1978. – 159 с.
6. Гинцбург, Л.Л. Методика определения оптимальных углов установки управляемых колес / Л.Л. Гинцбург, В.Е. Вендель, М.А. Носенков // Автомобильная промышленность. – 1970. – № 3. – С. 15-17.
7. Келдыш, М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси / М.В. Келдыш // Труды ЦАГИ. – 1945. – № 564. – С. 1 – 34.

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF TOE AND CAMBER OF THE STEERED WHEELS ON FUEL ECONOMY AND TYRE WEAR MULTIPURPOSE VEHICLES

S.A. Kravtsov

Abstract. Based on the analysis of elastic deformations of the wheel that occurs in the process of movement with an inclination along a curvilinear trajectory, an analytical relationship of the angles of the collapse of the convergence of the steered wheels of the vehicle, allowing at the design stage to select the most efficient ratio that provides minimum rolling resistance wheels, and, therefore, minimal tire wear and fuel consumption. Minimum rolling resistance is in direct proportion with fuel efficiency and tyre wear, This analytic dependence, allowed us to determine the relationship of the angles of the steered wheels on the basis of the condition of the minimum of rolling resistance of the wheels, live with the camber and the toe. Comparative

analysis of the angles of camber and of toe-driven wheels, mass-produced cars and angles, calculated from the dependence allows to draw conclusions about the need for good tires, a wheel alignment which is close to the calculated one.

Keywords: steering wheel, fuel efficiency, diesel engine, boost, camber and toe, radius of curvature, thermo-mechanical tensions.

References

1. Ishlinskij A.Ju. O proskalzivanii v oblasti kontakta pri trenii kachenija [About the slippage in the contact area with the rolling friction]. *Izvestija AN SSSR: OTN*, 1956, no 6. pp. 24 - 25.
2. Karuzin O.I. *Issledovanie plecha obkatki upravljajemyh koles avtomobilja: dis. kand. tehn. nauk* [Study of shoulder running-driven wheels of the vehicle. dis. candidate. tech. sciences]. Moscow, 1966. 186 p.
3. Litvinov A.S. *Teorija krivolinejnogo dvizhenija kolesnyh mashin. Problemy povyshenija prohodimosti kolesnyh mashin* [Theory of curvilinear motion of wheeled vehicles. The problem of increasing the permeability of wheeled vehicles. - A collection]. Moscow, izd. AN SSSR, 1959. 135 p.
4. Redchic V.V. *Opredelenie momentov soprotivlenija povorotu kolesnyh mashin: dis. kand. tehn. nauk* [Defining moments of the resistance to turning the wheel of cars: dis. candidate. tech. sciences]. Har'kov, 1974. 170 p.
5. Soltus A.P. *Issledovanija vlijanija nekotoryh konstruktivnyh parametrov avtomobilja na moment soprotivlenija povorotu upravljajemyh koles: dis... kand. tehn. nauk* [Researches of influence of some design data of the car at the time of resistance to turn of the operated wheels: dis. cand. tech. sciences]. Kiev, 1978. 159 p.
6. Gincburg L.L., Vendel' V.E., Nosenkov M.A. *Metodika opredelenija optimal'nyh uglov ustanovki upravljajemyh koles* [Method of determining the optimum angles of the steered wheels]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 1970, no 3. pp. 15-17.
7. Keldysh M.V. *Shimmi perednego kolesa trehkolesnogo shassi* [Shimmy of the front wheel tricycle landing gear]. *Trudy CAGI*, 1945, no 564. pp. 1 – 34.

Кравцов Сергей Александрович (Россия, Новосибирск) – аспирант Южно-уральского государственного университета; преподаватель кафедры Вооружение и стрельбы, «НВБКУ» (630117, г. Новосибирск, ул. Иванова 49, e-mail: dima11780@inbox.ru).

Kravtsov Sergey Alexandrovich (Russian Federation, Novosibirsk) – graduate student of the Southern Ural state university; lecturer of the Department of Weapons and shooting, "NVCU" (630117, Novosibirsk, Ivanova street, 49, e-mail: dima11780@inbox.ru).