

УДК 629.33

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С МАКСИМАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

**А.Н. Туренко, профессор, д.т.н., С.И. Ломака, профессор, к.т.н.,
Л.А. Рыжих, профессор к.т.н., Д.Н. Леонтьев, ассистент,
А.В. Быкадоров, аспирант, ХНАДУ**

***Аннотация.** Современные транспортные средства оборудуются различными системами автоматического регулирования тормозного усилия, параметры которых зачастую имеют нерациональное решение. Для повышения эффективности работы таких систем необходимо иметь информацию о влиянии различных эксплуатационных факторов на процессы, протекающие при затормаживании объекта регулирования (автомобильного колеса). Обладание информацией о влиянии эксплуатационных факторов позволяет уменьшить геометрические параметры аппаратов регулирования (модуляторов) и сохранить их эффективную работу в различных эксплуатационных условиях движения транспортного средства.*

***Ключевые слова:** эксплуатационные факторы, система автоматического регулирования тормозного усилия, максимальный реализуемый коэффициент сцепления.*

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЧЕННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА З МАКСИМАЛЬНОЮ ЕФЕКТИВНІСТЮ В ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

**А.М. Туренко, професор, д.т.н., С.Й. Ломака, професор, к.т.н.,
Л.О. Рижих, професор, к.т.н., Д.М. Леонтьєв, асистент,
О.В. Бикадоров, аспірант, ХНАДУ**

***Анотація.** Сучасні транспортні засоби обладнуються різними системами автоматичного регулювання гальмівного зусилля, параметри яких мають нерациональне рішення. Для підвищення ефективності роботи таких систем необхідно мати інформацію про вплив різних експлуатаційних факторів на процеси, що відбуваються при гальмуванні об'єкта регулювання (автомобільного колеса). Наявність такої інформації дозволяє зменшити геометричні параметри апаратів регулювання (модуляторів) та зберегти їх ефективну роботу в різних експлуатаційних умовах руху транспортного засобу.*

***Ключеві слова:** експлуатаційні фактори, система автоматичного регулювання гальмівного зусилля, максимальний реалізований коефіцієнт зчеплення.*

INVESTIGATION OF VEHICLE WHEEL ROLLING WITH MAXIMUM EFFICIENCY IN THE BRAKE MODE

**A. Turenko, Professor, Doctor of Technical Science, S. Lomaka, Professor, Candidate of Technical Science, L. Ryzhykh, Professor, Candidate of Technical Science,
D. Leontev, assistant, A. Bykadorov, postgraduate, KhNAHU**

***Abstract.** Up-to-date vehicles are equipped by various systems of braking effort automatic control the parameters calculation of which do not as a rule have a rational solution. In order to increase the working efficiency of such systems it is necessary to have the data concerning the impact of various operational factors on processes occurring at braking of the object of adjustment (vehicle wheel). Data availability concerning the impact of operational factors allows to decrease geometrical parameters of adjustment devices (modulators) and maintain their efficient operation under various exploitation conditions of vehicle's motion.*

***Key words:** exploitation factors, automatic control system of braking force, maximum realized clutch coefficient.*

Введение

Современные транспортные средства (ТС) оборудуются различными системами автоматического регулирования (САР) тормозного усилия, которые повышают эффективность такой активной системы безопасности ТС как тормозное управление. При создании САР тормозного усилия возникает вопрос выбора ее параметров и принципов работы. Принципы работы широко известны в научно-техническом обществе, а вот параметры являются информацией для служебного пользования и не разглашаются производителями серийных автоматических систем активной безопасности. Известно, что параметры САР тормозного усилия определяются эксплуатационными факторами, действующими на объект регулирования – автомобильное колесо. Основными факторами являются: начальная скорость торможения (V_H), нагрузка, приходящаяся на колесо (N), ход штока тормозной камеры (h) и проходное сечение на впуск (D) в модуляторе САР тормозного усилия. Анализ публикаций выполнен в материалах и результатах исследований.

Цель и постановка задачи

Целью и задачей настоящего исследования является оценка влияния основных эксплуатационных факторов, влияющих на процесс качения автомобильного колеса в тормозном режиме с эффективностью, близкой к максимальной.

Материалы и результаты исследования

Фундаментальной характеристикой автомобильного колеса как объекта регулирования является зависимость удельной окружной силы f_x (реализуемого сцепления) от коэффициента относительного проскальзывания S и продольной жесткости шины C_x

$$f_x = \frac{R_\phi}{R_z} = f(C_x, S), \quad (1)$$

где R_ϕ – сила по сцеплению шины с опорной поверхностью, Н; R_z – нормальная реакция, возникающая в пятне контакта колеса, от действия вертикальной нагрузки N , Н.

Зависимость f_x первоначально растет практически линейно, достигая некоторого мак-

симума, после чего происходит её падение до точки полного скольжения колеса ($S=1$), что соответствует его блокированию или буксованию, в зависимости от тормозного или тягового режима соответственно. Из этого следует, что при выполнении любой функции тормозного управления необходимо, чтобы система автоматического регулирования тормозного усилия обеспечивала качение колеса с эффективностью, близкой к максимально возможной, то есть работала вблизи максимального реализуемого сцепления (f_x^{\max}); при этом будет осуществляться максимальное использование сцепных свойств дороги.

При анализе характера изменения реализуемого сцепления в процессе нарастания коэффициента относительного проскальзывания можно выделить три характерные области (рис. 1): доэкстремальная, экстремальная и постэкстремальная.

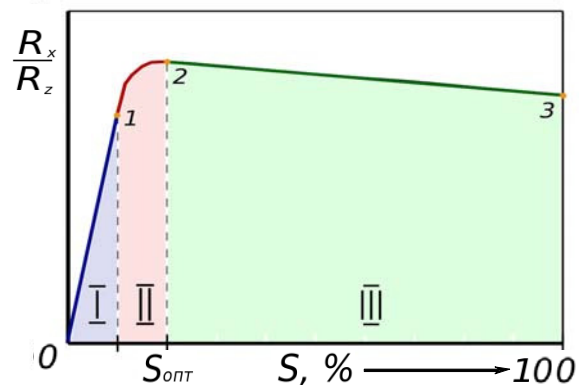


Рис. 1. Зависимость удельной окружной силы f_x (реализуемого сцепления) от коэффициента относительного проскальзывания S при неизменной продольной жесткости шины

Зависимость $f_x = f(S)$ в доэкстремальной области может быть линеаризована до некоторой точки 1, согласно рис. 1, если учесть, что $C_x = \text{const}$.

$$f_x = k_x \cdot S, \quad (2)$$

где k_x – некоторый коэффициент пропорциональности нарастания f_x .

Различными исследователями установлено, что в доэкстремальной области диапазон

изменение проскальзывания составляет от 0 ÷ 15 % [1, 2].

В экстремальной области имеется довольно узкий диапазон изменения проскальзывания, точность определения которого в процессе качения колеса зависит от технического уровня измерительной аппаратуры и навыков исследователя. В международных нормативных требованиях [3] для экстремальной области приведена методика определения f_x^{\max} в различных дорожных условиях при торможении транспортного средства с эффективностью, близкой к максимальной. Для качественной оценки экстремальной области необходимо отследить выполнение условия

$$\frac{df_x}{dS} \rightarrow 0. \quad (3)$$

В данной области обеспечивается максимум тормозной эффективности транспортного средства (максимальное установившееся замедление $j_{уст}$ и минимальный тормозной пульс S_T). Максимальное значение определяется точкой 2 на рис. 1. Особенностью этого экстремума является то, что он находится в пределах 15–35 % практически на всех дорожных покрытиях и на его величину оказывают влияние сочетание различных эксплуатационных факторов.

Из проведенного выше анализа следует, что при создании систем автоматического регулирования тормозного усилия все три области имеют значение, поскольку определяют параметры автоматической системы. Область II « $f - S$ -диаграммы» (рис. 1) имеет важное значение, так как только в этой области достигается максимальная эффективность торможения, при которой сохраняется устойчивость и управляемость транспортного средства.

Для исследования влияния эксплуатационных факторов на экстремальную область « $f - S$ -диаграммы» был проведен факторный стендовый эксперимент, который позволил исследовать качение автомобильного колеса, оборудованного шиной 11.00-R20, с эффективностью приближенной к максимальной. Параметры экспериментальной установки: динамический радиус автомобильного колеса $r_d \approx 0,485$ м, тормозная камера тип 20, диаметр бегового барабана $r_b \approx 0,48$ м, мо-

мент инерции массы стэнда $I_b \approx 780$ кг·м², момент инерции колеса $I_k \approx 16$ кг·м².

Эксплуатационные факторы изменялись в следующих диапазонах:

- начальная скорость торможения, $V_H = (20 - 60)$ км/ч;
- нагрузка, приходящаяся на колесо, $N = (8800 - 25500)$ Н;
- диаметр дросселя, установленного на удалении 0,4 м от тормозной камеры, $D = (1 - 8)$ мм;
- ход штока тормозной камеры тип 20 $h = (20 - 40)$ мм.

Для целостного исследования был спланирован и проведен факторный эксперимент, основанный на планах второго порядка. Результаты экспериментальных исследований (табл. 1) позволили получить уравнения регрессии (4–8), которые, с достаточной точностью, описывают пик тормозного момента (M), возникающий в начале процесса торможения, при качении колеса с эффективностью, близкой к максимальной; время процесса торможения (t) до полной остановки; давление в тормозной камере (P), при котором колесо способно катиться с эффективностью, близкой к максимальной; достигнутое установившееся замедление ($j_{уст}$) при различном сочетании факторов; достигнутое критическое проскальзывание ($S_{кр}$) при качении эластичного колеса по металлическому барабану.

$$M = 9271 - 168 \cdot h + 88 \cdot V_H - 856 \cdot D + 0,0628 \cdot N + 5,8 \cdot h \cdot D + 3,3 \cdot V_H \cdot D + 1,8 \cdot h^2 - 1,7 \cdot V_H^2 + 48,8 \cdot D^2 \quad (4)$$

$$t = 1,39 + 10^{-2} \cdot (0,4 \cdot h + 3,1 \cdot V_H) - 0,1 \cdot D - 6 \cdot 10^{-5} \cdot N + 10^{-7} \cdot N \cdot (6,6 \cdot h - 6,1 \cdot V_H) + 10^{-3} \cdot h \cdot (0,3 \cdot V_H - 2,45 \cdot D) + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_H^2 + 1,2 \cdot 10^{-9} \cdot N^2 + 0,01 \cdot D^2 \quad (5)$$

$$P = 1071 - 29 \cdot h + 2,4 \cdot V_H - 84 \cdot D + 0,011 \cdot N + 0,33 \cdot h \cdot D + 0,42 \cdot V_H \cdot D + 0,5 \cdot h^2 - 0,07 \cdot V_H^2 - 2 \cdot 10^{-7} \cdot N^2 + 4 \cdot D^2 \quad (6)$$

$$j_{уст} = 1,85 + 0,1 \cdot V_H + 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot N - D \cdot (0,12 + 0,0033 \cdot V_H - 0,029 \cdot D) - 10^{-3} \cdot (1,28 \cdot V_H^2 + 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot N^2) \quad (7)$$

$$S_{кр} = -2,7 - 0,7 \cdot D - 9 \cdot 10^{-4} \cdot N + 0,2 \cdot D^2 + V_H \cdot (1,22 - 0,018 \cdot D) - 0,0117 \cdot V_H^2 + h \cdot (0,45 - 0,009 \cdot V_H) + 3 \cdot 10^{-8} \cdot N^2 \quad (8)$$

Основываясь на экспериментальных исследованиях, приведенных в табл. 1, было посчитано реализуемое сцепление f_x по известным зависимостям (9) и (10), которые

получены исходя из схемы стенда, приведенной на рис. 2.

Моментами трения в подшипниках, моментом сопротивления качению и моментом сопротивления воздуха при составлении уравнений (9) и (10), ввиду того, что они практически не оказывают влияния на полученные результаты исследований, пренебрегаем.

Уравнение моментов относительно центра колеса будет иметь вид

$$M_{ТОР}^{CP} - R_\phi \cdot r_d - M_j^k = 0. \quad (9)$$

Таблица 1 План-матрица и результаты факторного эксперимента

№ п/п	Факторы				Отклики, их обозначения и размерность							
	h , мм	V_i , км/ч	N , Н	D , мм	t , сек	M , Н·м	f_x^{\max}	$S_{кр}$, %	$j_{уст}$, м/с ²	P , кПа	$M_{ТОР}^{CP}$, Н·м	
1	40	20	8800	8	1,45	6145	1,668	30	4,38	565	6192	
2	40	20	8800	1	2,15	6781	1,451	20	3,81	770	6781	
3	20	20	25500	8	1,24	7460	0,716	25	5,45	600	7360	
4	20	60	8800	4,5	4,4	5403	1,409	17	3,7	550	5403	
5	40	60	8800	8	4,5	4800	1,222	18	3,21	525	5309	
6	20	20	17150	1	1,7	7946	0,865	16	4,43	760	7950	
7	40	20	25500	8	1,32	7346	0,652	30	4,96	645	7350	
8	40	60	25500	1	4,5	6428	0,591	22	4,5	700	6860	
9	20	60	25500	1	4	6428	0,604	20	4,6	710	6780	
10	40	60	25500	8	4,17	5510	0,447	20	3,4	610	6170	
11	30	20	8800	4,5	1,7	5086	1,321	17	3,47	520	5180	
12	20	60	17150	8	3,8	6145	0,776	20	3,97	595	6400	
13	40	20	25500	1	2,2	7035	0,640	23	4,87	770	7035	
14	30	60	8800	1	4,9	5510	1,588	22	4,17	550	5910	
15	40	60	17150	1	4,85	5439	0,787	15	4,03	690	6216	
16	20	20	8800	8	1,68	5086	1,470	18	3,86	480	5160	
17	20	40	25500	4,5	2,25	7700	0,608	26	4,63	670	7675	
18	20	60	8800	1	4,7	5650	1,527	20	4,01	610	5815	
19	30	20	25500	1	1,85	8476	0,595	23	4,53	800	8476	
20	20	60	25500	8	3,55	6570	0,486	23	3,7	585	6663	
21	20	40	8800	8	2,8	6145	1,66	25	4,36	530	5860	
22	20	20	8800	1	1,65	8476	1,854	18	4,87	790	8476	
23	40	20	17150	4,5	1,5	6145	0,889	22	4,55	635	6216	
24	30	40	17150	8	2,5	6605	0,969	23	4,96	580	6557	
25	40	40	8800	1	3,45	6286	1,652	25	4,34	690	6898	

Уравнение моментов относительно центра вращения бегового барабана с инерционными массами будет иметь вид

$$M_j^b - P_T \cdot r_b = 0. \quad (10)$$

В уравнениях (9) и (10) обозначено: $M_{TOP}^{CP} = P_T \cdot r_d$ – средний тормозной момент при установившемся замедлении останавливаемой инерционной массы, Н·м; P_T – сила, которая затормаживает инерционные массы барабана, Н; M_j^k – инерционный момент колеса, Н·м; M_j^b – инерционный момент массы стенда, Н·м; ω_k и ω_b – соответственно угловая скорость вращения колеса и барабана, рад/с.

Инерционные моменты колеса и барабана для режима затормаживания можно найти, воспользовавшись общеизвестной формулой вида

$$M_j = -I \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (11)$$

где I – момент инерции тела вращения, кг·м²; $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение тела вращения относительно оси вращения, рад/сек².

В уравнении (11) знак «↔» означает режим затормаживания объекта.

Если выразить реализуемое сцепление из уравнений (9) и (10), получим

– относительно центра вращения колеса

$$f_x = \frac{M_{TOP}^{CP} - M_j^k}{R_Z \cdot r_d}; \quad (12)$$

– относительно центра вращения барабана

$$f_x = \frac{I_b \cdot \frac{d\omega_b}{dt}}{R_Z \cdot r_d} \approx \frac{I_b \cdot j_{уст}}{R_Z \cdot r_d \cdot r_b}. \quad (13)$$

При использовании уравнений (12) и (13) угловое ускорение соответственно колеса и барабана были получены экспериментальным путем, при помощи измерительно-регистрирующего комплекса, разработанного в ХНАДУ, который тарировался на образцо-

вых установках в лабораториях кафедры автомобилей ХНАДУ и кафедры мостов, конструкций и строительной механики.

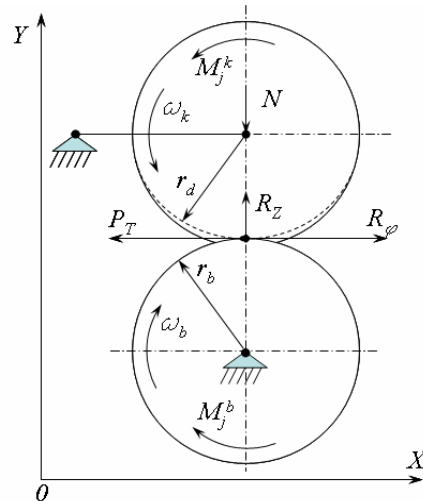


Рис. 2. Схема инерционного стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса

На основе полученных экспериментальных данных, согласно плану факторного эксперимента, был выведен полином, позволяющий описать изменение максимального реализуемого сцепления в зависимости от сочетания основных эксплуатационных факторов с погрешностью, не превышающей в среднем 6%. Погрешность увеличивается с уменьшением начальной скорости торможения. При низких начальных скоростях погрешность вычислений максимального реализуемого сцепления не превышает 11%. Полином справедлив при взаимодействии шины с опорной поверхностью, коэффициент трения которой равен $\phi = 0,45 \div 0,55$.

В явном виде полином, описывающий изменение максимального реализуемого сцепления шины 11.00-R20 от основных эксплуатационных факторов, представляет собой зависимость вида

$$\begin{aligned} f_x^{\max} = & 2,55 - 0,027 \cdot h + 0,034 \cdot V_H - \\ & - 1,346 \cdot 10^{-4} \cdot N - 0,11175 \cdot D - \\ & - 9,8 \cdot 10^{-5} \cdot h \cdot V_H + 2,85 \cdot 10^{-7} \cdot h \cdot N + \\ & + 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot D + 4,85 \cdot 10^{-8} \cdot V_H \cdot N - \\ & - 6,2 \cdot 10^{-4} \cdot V_H \cdot D + 8,36 \cdot 10^{-7} \cdot N \cdot D + \\ & + 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot h^2 - 4,1 \cdot 10^{-4} \cdot V_H^2 + \\ & + 2,1 \cdot 10^{-9} \cdot N^2 + 0,0105 \cdot D^2 \end{aligned} \quad (14)$$

Следует отметить, что максимальное реализуемое сцепление f_x^{\max} не всегда можно приравнять к коэффициенту торможения (z_{\max}) при моделировании качения колес транспортного средства.

В большинстве случаев соблюдается неравенство

$$j_{\text{уст}} = z_{\max} \cdot g \neq f_x^{\max} \cdot g. \quad (15)$$

В уравнении (15) коэффициент торможения (z_{\max}) является функцией от максимального реализуемого сцепления

$$z_{\max} = f(f_x^{\max}). \quad (16)$$

Для инерционного стенда, схема которого приведена на рис. 1, данная функция имеет вид

$$z_{\max} = \frac{f_x^{\max} \cdot R_Z \cdot r_d \cdot r_b}{I_b \cdot g}. \quad (17)$$

Максимальное реализуемое сцепление (коэффициент сцепления) f_x^{\max} определяется трением резины о поверхность, с которой она взаимодействует, то есть f_x^{\max} , в свою очередь, является функцией от коэффициента трения ϕ , а максимальный коэффициент торможения (z_{\max}), по своей физической сущности, есть не что иное, как некая средняя величина между коэффициентами трения под всеми колесами транспортного средства.

Выводы

Анализ влияния факторов на изменение тормозного момента во времени, при качении колеса с эффективностью, близкой к максимальной, показал, что тормозной момент на 21 % зависит от начальной скорости торможения ТС; на 20 % зависит от нагрузки, приходящейся на колесо; на 10 % зависит от хода штока тормозной камеры; на 7 % зависит от дросселя, установленного перед тормозной камерой на удалении 0,4 м. Анализ изменения максимального реализуемого сцепления при различном сочетании эксплуатационных факторов показал, что максимальное реализуемое сцепление увеличивается с уменьшением нагрузки на колесо и умень-

шением начальной скорости торможения. С уменьшением дросселя максимальное реализуемое сцепление уменьшается до 16 %, в зависимости от сочетания факторов. С уменьшением хода штока тормозной камеры сцепление уменьшается до 7 %. Из анализа очевидно, что уменьшение проходных сечений регулирующих аппаратов до 4 мм в диаметре не окажет влияния на показатели эффективности торможения транспортного средства, но будет способствовать качеству процесса торможения колеса 11.00-R20 с тормозной камерой (тип 20).

Литература

1. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения / С.И. Ломака, Н.Н. Алекса, Е.М. Гецович. – К.: УДК ВО, 1988. – 85 с.
2. Canudas-de-Wit Carlos Dynamic Friction Models for Road / Tire Longitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efstathios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics. – 2002. - Vol. 39(3). – P. 189-226.
3. Рыжих Л.А. Особенности качения колеса в режиме торможения при изменении темпа наполнения тормозной камеры / Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев, А.А. Чебан // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. – 2009. – Вип. 1. – С. 140–145.
4. Denny Mark. The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. – 2005. – Vol. 26, №6. – P. 1007–1016.
5. Ломака С.И. Системы автоматического регулирования и практическая реализация алгоритма управления их исполнительными механизмами / С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев и др. // Вестник национального технического университета «ХПИ». – Харьков. – 2009. – Вып. 47. – С. 9–18.
6. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – 2-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 240 с.

Рецензент: А.В. Бажинов, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 22 июня 2011 г.