



Оригинальная статья / Original article
УДК 629.113.001
DOI: 10.21285/1814-3520-2017-6-159-172

КИНЕМАТИКА КОЛЕСА, ТОРМОЗЯЩЕГО НА РОЛИКАХ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО СТЕНДА

© А.И. Федотов¹, В.Г. Власов², О.С. Яньков³

Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Российская Федерация, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83.

РЕЗЮМЕ. ЦЕЛЬ. Исследована кинематика автомобильного колеса с эластичной шиной, тормозящего на двух кинематически жестко связанных опорных роликах диагностического стенда. **ЦЕЛЬ** – доказать, что при продольном перемещении тормозящего колеса изменяется кинематическое и силовое взаимодействие шины с опорными роликами стенда. **МЕТОДЫ.** Исследовалось влияние изменения силовых радиусов колеса r_{K01} и r_{K02} на проскальзывание пятен контакта шин с передним S_1 и задним S_2 опорными роликами стенда в процессе торможения. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** Определены проскальзывания S_1 и S_2 с учетом изменения радиусов r_{K01} и r_{K02} . В результате изменения радиусов в процессе торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на кинематически жестко связанных опорных роликах диагностического стенда возникает кинематическое рассогласование. **ЗАКЛЮЧЕНИЕ.** В ходе исследования в контуре «шина – передний опорный ролик – цепная передача – задний опорный ролик – шина» выявлена циркуляция мощности, которая влияет на результаты измерений стационарных характеристик сцепления шины. Этот фактор необходимо учитывать в процессе диагностики тормозных систем.

Ключевые слова: радиус качения колеса, проскальзывание колеса, коэффициент сцепления, диагностирование, нормальная реакция, опорные ролики диагностического стенда.

Формат цитирования: Федотов А.И., Власов В.Г., Яньков О.С. Кинематика колеса, тормозящего на роликах диагностического стенда // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. Т. 21. № 6. С. 159–172. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-6-159-172

KINEMATICS OF A WHEEL BRAKING ON TEST BENCH ROLLERS

A.I. Fedotov, V.G. Vlasov, O.S. Yankov

Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk, 664074, Russian Federation.

ABSTRACT. The paper has studied kinematics of an automobile wheel with an elastic tire braking on two kinematically rigidly connected support rollers of a test bench. The **PURPOSE** is to prove that kinematic and power interaction between the tire and support rollers of the test bench changes at longitudinal movement of a braking wheel. **METHODS.** The study has been given to the influence of change of wheel power radiuses r_{K01} and r_{K02} on the skidding of tire contact patches on front S_1 and rear S_2 support rollers of the test bench under braking. **RESULTS.** The skiddings of S_1 and S_2 have been determined taking into account the changes of radiuses of r_{K01} and r_{K02} . Change of radiuses under braking of an automobile wheel with the elastic tire on kinematically rigidly connected support rollers of the test bench has resulted in a kinematic mismatch. **CONCLUSION.** The study within the contour “tire – front support roller – chain gearing – rear support roller – tire” has revealed the circulation of power, which influences the measurement results of tire traction stationary characteristics. This factor needs to be considered when troubleshooting brake systems.

Keywords: wheel rolling radius, wheel skidding, adhesion coefficient, troubleshooting, normal reaction, support rollers of a test bench.

For citation: Fedotov A.I., Vlasov V.G., Yankov O.S. Kinematics of a wheel braking on test bench rollers. Proceedings of Irkutsk State Technical University. 2017, vol. 21, no. 6, pp. 159–172. (In Russian). DOI: 10.21285/1814-3520-2017-6-159-172

¹Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт», e-mail: fai@istu.edu

Aleksandr I. Fedotov, Doctor of technical sciences, Professor, Head of the Department of Automobile Transport, e-mail: fai@istu.edu.ru

²Власов Валерий Георгиевич, доктор физико-математических наук, профессор кафедры «Математика», e-mail: vlasov@istu.edu

Valery G. Vlasov, Doctor of Physics and Mathematics, Professor of the Department of Mathematics, e-mail: vlasov@istu.edu

³Яньков Олег Сергеевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», e-mail: 066813@mail.ru
Oleg S. Yankov, Postgraduate of the Department of Automobile Transport, e-mail: 066813@mail.ru



Введение

Одним из важных параметров, определяющих устойчивость и управляемость автотранспортного средства (АТС), является коэффициент φ сцепления шины с опорной поверхностью. Коэффициент сцепления φ , реализованный в пятне контакта шины с опорной поверхностью, определяет значение тормозной силы. В процессе торможения автомобильного колеса на величину его коэффициента сцепления φ влияет много факторов. При этом он значительно зависит от проскальзывания S . График зависимости коэффициента сцепления от проскальзывания S называют $(\varphi-S)$ -диаграммой. В условиях эксплуатации шина автомобильного колеса контактирует с плоской опорной поверхностью дорожного полотна, демонстрируя те или иные сцепные характеристики.

В случае контроля технического состояния тормозной системы АТС каждая шина контактирует одновременно с двумя цилиндрическими поверхностями опорных роликов диагностического стенда. При этом реализуется сразу два значения коэффициента сцепления: φ_1 – в пятне контакта с

передним опорным роликом и φ_2 – в пятне контакта с задним опорным роликом^{4,5}. Причем в каждом пятне контакта шин с опорными поверхностями роликов действует своя величина проскальзывания: S_1 – проскальзывание шины относительно переднего опорного ролика и S_2 – относительно заднего опорного ролика.

Процесс взаимодействия шины тормозящего автомобильного колеса с роликами силового стенда сопровождается его продольным смещением a в сторону заднего опорного ролика под действием касательных реакций R_{x1} и R_{x2} [1–3]. Логично предположить, что при изменении продольного положения колеса относительно опорных роликов стенда изменяются и его кинематические параметры, такие как силовые радиусы колеса r_{K01} и r_{K02} . Поэтому авторами статьи была выдвинута гипотеза, что при продольном перемещении тормозящего колеса относительно двух жестко кинематически связанных опорных роликов стенда будут изменяться его кинематические и силовые параметры.

Описание методики экспериментального исследования

Для проверки выдвинутой гипотезы авторами был проведен ряд экспериментальных исследований в научно-исследовательской лаборатории кафедры «Автомобильный транспорт» ИРНИТУ на стенде [4], который позволяет измерять нормальные R_z и касательные R_x реакций шины непосредственно в пятне ее контакта

с цилиндрическими опорными роликами [5–7]. Для исследований была использована шина легкового автомобиля марки *Amtel Planet 175/65 R13 82 H*, нормальная нагрузка на которую составляла $G_K = 3250$ Н.

Экспериментальные исследования проводились в трех режимах:

⁴Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студентов учреждений высш. образования. М.: Академия, 2015, 352 с.

Fedotov A.I. *Tekhnologiya i organizatsiya diagnostiki pri servisnom soprovozhdenii: uchebnik dlya stud. uchrezhdeniy vyssh. obrazovaniya* [Technology and troubleshooting organization under maintenance: textbook for students of Higher educational institutions]. Moscow, Academy Publ., 2015, 352 p.

⁵Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов". Иркутск: изд-во ИрГТУ, 2012. 476 с.

Fedotov A.I. *Diagnostika avtomobilya: uchebnik dlya studentov vuzov, podgotovka po napravleniyu podgotovki bakalavrov i magistrrov* «*Eksploatatsiya transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Vehicle troubleshooting: a textbook for university students studying in the direction of training bachelors and masters of sciences "Operation of transport and technological machines and complexes"]. Irkutsk, Irkutsk State Technical University Publ., 2012, 476 p.



1. Без первоначального смещения колеса относительно оси симметрии опорных роликов стенда ($a = 0$);

2. С первоначальным смещением колеса относительно оси симметрии опорных роликов стенда на величину $a = -15$ мм (в сторону переднего ролика);

3. С первоначальным смещением колеса относительно оси симметрии опорных роликов стенда на величину $a = 15$ мм (в сторону заднего ролика).

В ходе исследований выполняли измерения эпюр распределения нормальных и касательных реакций по длине пятна

контакта шины с каждым опорным роликом. Измеряли угловые скорости вращения роликов и колеса, а также проскальзывание в пятнах контакта шины с опорными роликами.

Опорные ролики стенда (рис. 1) имеют одинаковый радиус r_R и вращаются с одинаковой угловой скоростью ω_R , так как жестко соединены между собой цепной передачей. Таким образом, система «шина – передний опорный ролик – цепная передача – задний опорный ролик – шина» оказывается замкнутой.

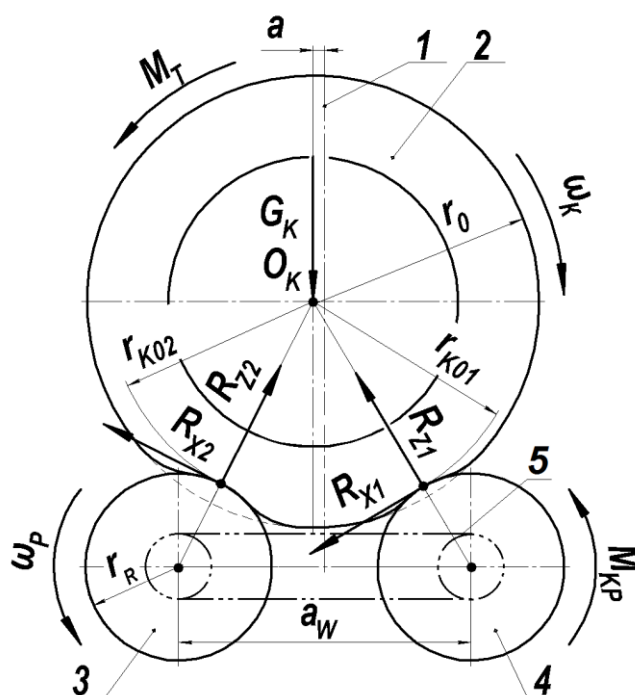


Рис. 1. Схема процесса торможения колеса на двух опорных роликах: 1 – ось симметрии опорных роликов; 2 – колесо с испытуемой шиной; 3 – передний опорный ролик; 4 – задний опорный ролик; 5 – цепная передача; a – смещение колеса относительно оси симметрии опорных роликов; ω_K – угловая частота вращения колеса; ω_P – угловая частота вращения опорных роликов; G_K – нормальная нагрузка, приложенная к колесу; r_0 – свободный радиус колеса; r_{K01} – силовой радиус колеса относительно переднего ролика; r_{K02} – силовой радиус колеса относительно заднего ролика; R_{Z1} – нормальная реакция на переднем ролике; R_{X1} – касательная реакция на переднем ролике; R_{Z2} – нормальная реакция на заднем ролике; R_{X2} – касательная реакция на заднем ролике; a_W – межосевое расстояние между опорными роликами; r_R – радиус опорного ролика

Fig. 1. Diagram of wheel braking on two support rollers: 1 – symmetry axis of support rollers; 2 – wheel with the tested tire; 3 – front support roller; 4 – rear support roller; 5 – chain gearing; a – wheel offset relative to the symmetry axis of the support rollers; ω_K – angular frequency of wheel rotation; ω_P – angular frequency of support rollers rotation; G_K – normal load applied to the wheel; r_0 – free wheel radius; r_{K01} – power radius of the wheel relative to the front roller; r_{K02} – power radius of the wheel relative to the rear roller; R_{Z1} – normal reaction on the front roller; R_{X1} – tangential reaction on the front roller; R_{Z2} – normal reaction on the rear roller; R_{X2} – tangential reaction on the rear roller; a_W – center-to-center distance between the support rollers; r_R – radius of the support roller



Обработку результатов эксперимента выполняли в среде Microsoft-Excel. В процессе обработки были получены ста-

онарные характеристики сцепления шины с опорными роликами, которые показаны на рис. 2–4.

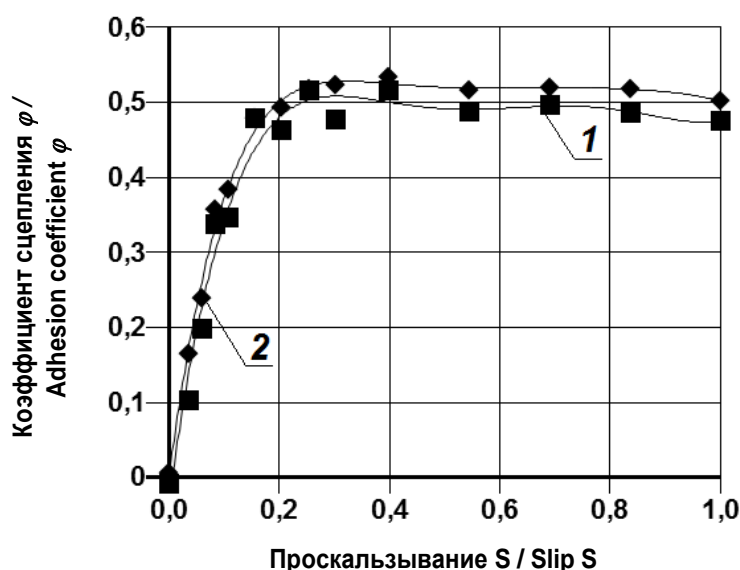


Рис. 2. График зависимости коэффициента сцепления φ от величины проскальзывания S при величине смещения колеса относительно опорных роликов $a = 0$ мм:

1 – коэффициент сцепления φ_1 на переднем ролике; 2 – коэффициент сцепления φ_2 на заднем ролике

Fig. 2. Dependency graph of adhesion coefficient φ on the slip value S under the wheel offset value of $a = 0$ mm relative to the support rollers: 1 – adhesion coefficient φ_1 on the front roller; 2 – adhesion coefficient φ_2 on the rear roller

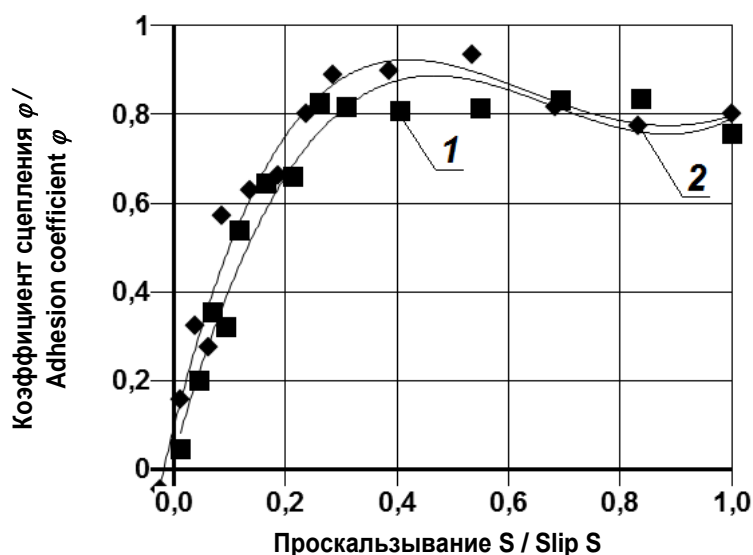


Рис. 3. График зависимости коэффициента сцепления φ от величины проскальзывания S при величине смещения колеса относительно опорных роликов $a = -15$ мм в сторону переднего опорного ролика: 1 – коэффициент сцепления φ_1 на переднем ролике;

2 – коэффициент сцепления φ_2 на заднем ролике

Fig. 3. Dependency graph of the adhesion coefficient φ on the slip value S under the wheel offset value relative to the support rollers of $a = -15$ mm towards the front support roller:

1 – adhesion coefficient φ_1 on the front roller; 2 – adhesion coefficient φ_2 on the rear roller

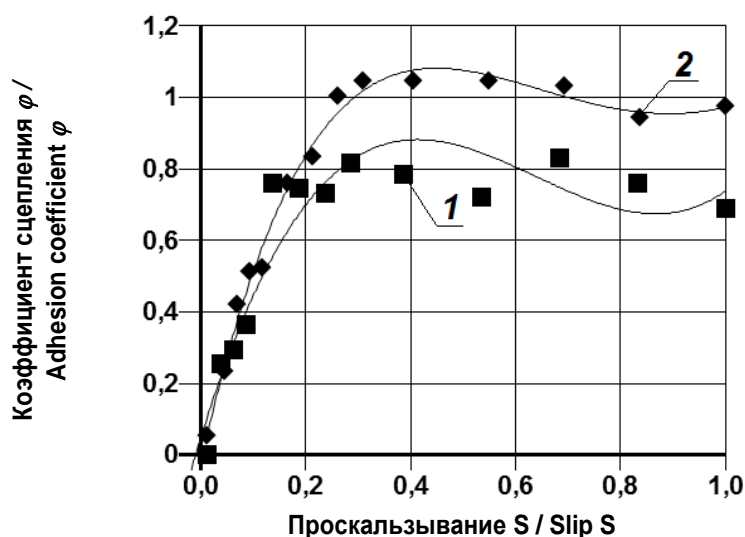


Рис. 4. График зависимости коэффициента сцепления φ от величины проскальзывания S при величине смещения колеса относительно опорных роликов $a = 15$ мм в сторону заднего опорного ролика: 1 – коэффициент сцепления φ_1 на переднем ролике;

2 – коэффициент сцепления φ_2 на заднем ролике

Fig. 4. Dependency graph of the adhesion coefficient φ on the slip value S under the wheel offset value relative to the support rollers of $a = 15$ mm towards the rear support roller:

1 – adhesion coefficient φ_1 on the front roller; 2 – adhesion coefficient φ_2 on the rear roller

Из графиков, представленных на рис. 2–4, можно отметить, что, кроме изменения величины коэффициента сцепления φ при варьировании положения колеса, изменяется и начальное значение величины проскальзывания S . На графике, показанном на рис. 1, линия зависимости появляется от начала координат ($\varphi_1 = \varphi_2$; $S_1 = S_2$).

При первоначальном смещении колеса на величину $a = -15$ мм (в сторону переднего ролика) линия зависимости коэффициента сцепления φ_2 на заднем ролике возникает в отрицательной области как по оси коэффициента сцепления φ , так и по оси проскальзывания S . Линия зависимости коэффициента сцепления φ_1 на переднем ролике начинается в положительной области как по оси коэффициента сцепления φ , так и по оси проскальзывания S .

Наоборот, при первоначальном смещении колеса на величину $a = 15$ мм (в сторону заднего ролика) линия зависимости коэффициента сцепления φ_2 на заднем ролике начинается в положительной области как по оси коэффициента сцепления φ , так и по оси проскальзывания S . Линия зависимости коэффициента сцепления φ_1 на

переднем ролике начинается с отрицательных значений коэффициента сцепления φ и по величине проскальзывания S .

Исходя из анализа графиков можно сделать следующий вывод. При первоначальном смещении колеса в сторону переднего опорного ролика (рис. 3) беговая дорожка шины, контактируя с поверхностью заднего опорного ролика, начинает процесс торможения не в тормозном, как это происходит в случае без продольного смещения (рис. 2), а в тяговом режиме. Тогда проскальзывание шины на заднем ролике S_2 в начале торможения будет меньше проскальзывания на переднем S_1 :

$$S_1 > S_2.$$

И, наоборот, при первоначальном смещении колеса в сторону заднего опорного ролика (рис. 4) в начале торможения беговая дорожка шины, контактируя с поверхностью переднего опорного ролика, работает в тяговом режиме. Соответственно, проскальзывание шины на заднем ролике S_2 в начале торможения будет больше проскальзывания S_1 на переднем.



Неравенство проскальзываний S_1 и S_2 объясняется неравенством значений силовых радиусов r_{K01} и r_{K02} (рис. 4) колеса относительно опорных роликов стенда:

$$S_1 = 1 - \frac{\omega_K \cdot r_{K01}}{\omega_R \cdot r_R}; \quad (1)$$

$$S_2 = 1 - \frac{\omega_K \cdot r_{K02}}{\omega_R \cdot r_R}. \quad (2)$$

где ω_R – угловая скорость вращения опорного ролика, с^{-1} ; r_R – радиус опорного ролика, м, $S_1 < S_2$.

Линейные скорости беговой дорожки шины на поверхностях опорных роликов будут не равны между собой:

$$V_1 = \omega_K \cdot r_{K01}; \quad (3)$$

$$V_2 = \omega_K \cdot r_{K02}. \quad (4)$$

При изменении продольного положения колеса относительно оси симметрии опорных роликов возникает неравенство проскальзываний S_1 и S_2 , а также линейных скоростей беговой дорожки шины относительно поверхностей опорных роликов V_1 и V_2 .

В случае, когда первоначальное смещение колеса произведено в сторону переднего опорного ролика, колесо сильнее прижимается к переднему ролику. Силовой радиус колеса относительно переднего опорного ролика r_{K01} будет меньше силового радиуса колеса относительно заднего опорного ролика r_{K02} :

$$r_{K01} < r_{K02}.$$

Тогда линейная скорость беговой дорожки шины относительно переднего опорного ролика V_1 будет меньше линейной скорости беговой дорожки шины относительно заднего опорного ролика V_2 :

$$V_1 < V_2.$$

Соответственно, нормальные и касательные реакции на переднем ролике

будут выше, чем на заднем:

$$R_{Z1} > R_{Z2};$$

$$R_{X1} > R_{X2}.$$

Тогда, в соответствии с этими неравенствами, в начальный момент торможения беговая дорожка шины будет пробуксовывать относительно поверхности заднего опорного ролика, работая в тяговом режиме.

Если первоначальное смещение колеса выполнено в сторону заднего опорного ролика, колесо сильнее прижимается к заднему ролику. Неравенства силовых радиусов колеса r_{K01} и r_{K02} и линейных скоростей V_1 и V_2 будут иметь вид:

$$r_{K01} > r_{K02};$$

$$V_1 > V_2.$$

Значения нормальных и касательных реакций на переднем ролике будут меньше, чем на заднем:

$$R_{Z1} < R_{Z2};$$

$$R_{X1} < R_{X2}.$$

Следовательно, в случае, когда колесо смещено в сторону заднего ролика, в начальный момент торможения, беговая дорожка шины станет пробуксовывать относительно поверхности переднего опорного ролика, работая в тяговом режиме.

Определим разность проскальзываний пятен контакта шин с передним S_1 и задним S_2 роликами стенда:

$$\Delta S = S_1 - S_2. \quad (5)$$

В случае, если смещение колеса равно $a = 0$ мм, разность проскальзываний отсутствует. Для положения колеса со смещением в сторону переднего и заднего роликов полученную зависимость $\Delta S = f(S_1)$ и $\Delta S = f(S_2)$ представим в виде графиков (рис. 5, 6).

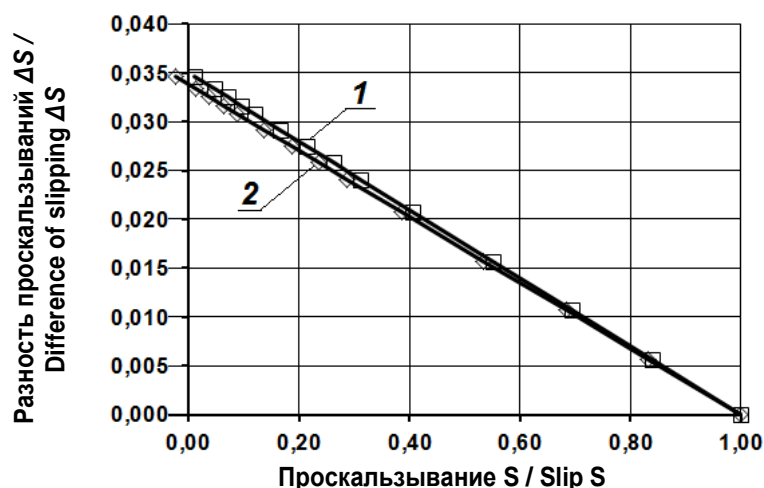


Рис. 5. График зависимости разности проскальзываний ΔS шины на роликах от проскальзываний S_1 и S_2 при смещении колеса $a = -15$ мм в сторону переднего опорного ролика и силовых радиусов колеса $r_{K01} = 0,2717$ м, $r_{K02} = 0,2812$ м: 1 – проскальзывание S_1 на переднем ролике; 2 – проскальзывание S_2 на заднем ролике

Fig. 5. Dependency graph of tire slippings ΔS on the rollers from slips S_1 and S_2 under the wheel offset of $a = -15$ mm towards the front support roller and the power radii of the wheel $r_{K01} = 0.2717$ m, $r_{K02} = 0.2812$ m: 1 – slip S_1 on the front roller; 2 – slip S_2 on the rear roller

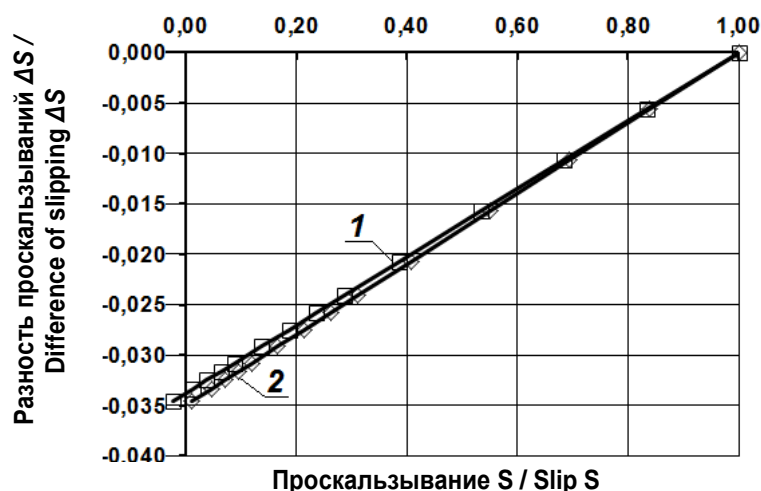


Рис. 6. График зависимости разности проскальзываний ΔS шины на роликах от величин проскальзываний S_1 и S_2 при смещении колеса $a = 15$ мм в сторону заднего опорного ролика и силовых радиусов колеса $r_{K01} = 0,2812$ м, $r_{K02} = 0,2717$ м: 1 – проскальзывание S_1 на переднем ролике; 2 – проскальзывание S_2 на заднем ролике

Fig. 6. Dependency graph of tire slipping difference ΔS on the rollers from slips S_1 and S_2 under the wheel offset of $a = 15$ mm towards the rear support roller and the power radii of the wheel $r_{K01} = 0.2812$ m, $r_{K02} = 0.2717$ m: 1 – slip S_1 on the front roller; 2 – slip S_2 on the rear roller

При первоначальном смещении колеса относительно оси симметрии опорных роликов $a = -15$ мм в сторону переднего опорного ролика (рис. 5) и при $a = 15$ мм в сторону заднего опорного ролика (рис. 6) силовые радиусы колеса r_{K01} и r_{K02} не равны между собой. Разность проскальзываний ΔS изменяется следующим образом:

$\Delta S > 0$; $r_{K01} < r_{K02}$ при смещении в сторону переднего ролика;

$\Delta S < 0$; $r_{K01} > r_{K02}$ при смещении в сторону заднего ролика.

Проанализировав графики (рис. 5, 6) можно сделать вывод о том, что при первоначальном смещении колеса и возникшем неравенстве силовых радиусов колеса r_{K01}



и r_{K02} , возникает кинематическое рассогласование процесса торможения колеса с эластичной шиной. Даже наибольшая разность Δr_{K0} силовых радиусов, которая определяется выражением

$$\Delta r_{K0} = r_{K01} - r_{K02}, \quad (5)$$

может достигать значения $\Delta r_{K0} = 0,0095$ м, вызывая разность ΔS проскальзываний шины с передним и задним опорными роликами, равную $\Delta S = 0,0346$.

Разность силовых радиусов колеса Δr_{K0} – эта та разность, которая возникает

перед процессом торможения в зависимости от величины смещения колеса a . По мере нарастания проскальзывания происходит смещение беговой дорожки шины в сторону заднего ролика под воздействием касательных реакций, возникающих на роликах стэнда. Ось вращения колеса при этом остается неподвижной, однако происходит перераспределение нормальных нагрузок, приходящихся от колеса на поверхности опорных роликов, и, следовательно, изменение нормальных реакций R_{Z1} и R_{Z2} на опорных роликах (рис. 7).

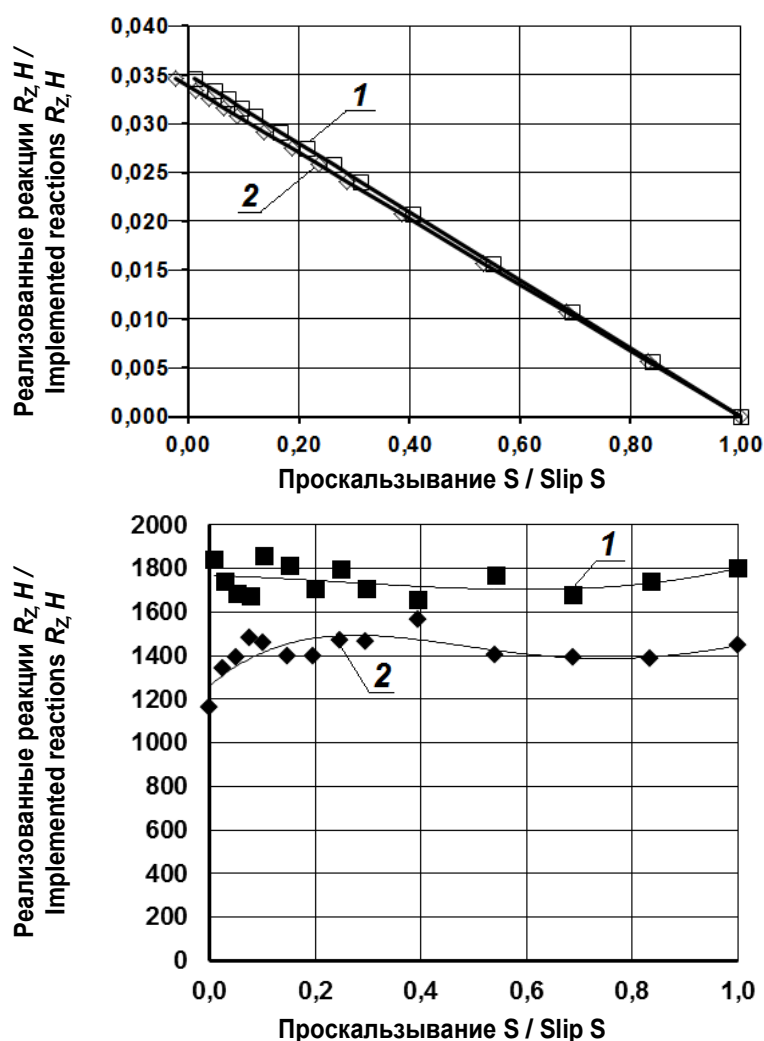


Рис. 7. График изменения нормальных реакций R_{Z1} и R_{Z2} на опорных роликах от величины проскальзывания S при смещении колеса $a = -15$ мм в сторону переднего опорного ролика и силовых радиусов колеса $r_{K01} = 0,2717$ м, $r_{K02} = 0,2812$ м: 1 – нормальная реакция R_{Z1} на переднем ролике; 2 – нормальная реакция R_{Z2} на заднем ролике

Fig. 7. Variance graph of normal reactions R_{Z1} and R_{Z2} on the support rollers from the slip value S under the wheel offset of $a = -15$ mm towards the front support roller and the power radii of the wheel $r_{K01} = 0.2717$ m, $r_{K02} = 0.2812$ m: 1 – normal reaction R_{Z1} on the front roller; 2 – normal reaction R_{Z2} on the rear roller



Из графика на рис. 7 видно, что в начальный момент торможения ($S = 0$) нормальная реакция R_{Z1} на переднем опорном ролике выше, чем нормальная реакция на заднем опорном ролике R_{Z2} , что соответствует первоначальной установке колеса. Но с увеличением величины проскальзывания S нормальная реакция R_{Z1} на переднем опорном ролике снижается, а нормальная реакция на заднем опорном ролике R_{Z2} стремится увеличиться, соответственно будут изменяться радиусы r_{K01} и r_{K02} .

Тогда расчет величины проскальзывания S , выполняемый при построении ($\varphi-S$)-диаграммы, необходимо производить с учетом изменения радиусов r_{K01} и r_{K02} .

Определение зависимости силовых радиусов колеса r_{K01} и r_{K02} возможно выполнить при помощи аппроксимации зависимости изменения радиусов r_{K01} и r_{K02} от величины нормальной реакции R_Z (рис. 8) в вводимом режиме качения колеса с эластичной шиной.

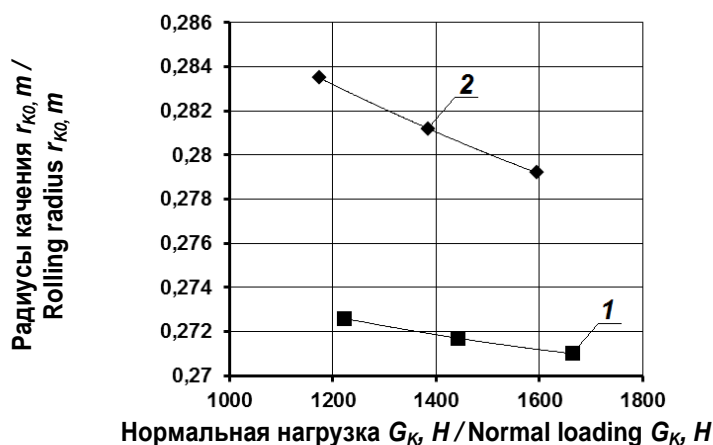


Рис. 8. График зависимости силовых радиусов колеса r_{K01} и r_{K02} от величины нормальной реакции R_Z при смещении колеса $a = -15$ мм в сторону переднего опорного ролика: 1 – силовой радиус колеса r_{K01} относительно переднего ролика; 2 – силовой радиус колеса r_{K02} относительно заднего ролика

Fig. 8. Dependency graph of the power radii of the wheel r_{K01} and r_{K02} on the value of the normal reaction R_Z under the wheel offset of $a = -15$ mm towards the front support roller: 1 – power radius of the wheel r_{K01} relative to the front roller; 2 – power radius of the wheel r_{K02} relative to the rear roller

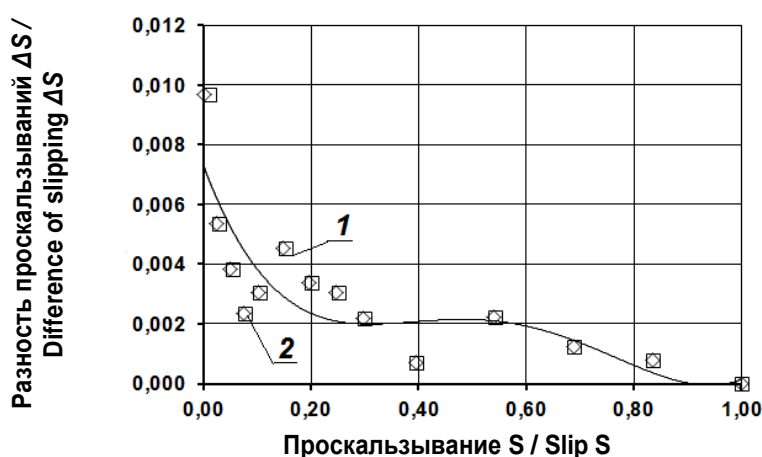


Рис. 9. График зависимости разности проскальзываний ΔS шины на роликах от проскальзываний S_1 и S_2 при смещении колеса $a = 0$ мм с учетом изменения силовых радиусов колеса в процессе торможения: 1 – проскальзывание S_1 на переднем ролике; 2 – проскальзывание S_2 на заднем ролике

Fig. 9. Dependency graph of the tire slipping difference ΔS on the rollers from slips S_1 and S_2 under the wheel offset of $a = 0$ mm taking into account the change in the power radii of the wheel under braking: 1 – slip S_1 on the front roller; 2 – slip S_2 on the rear roller



Функция $r_{k0i} = f(R_{Zi})$ описывается полиномами вида:

$$r_{k01} = a_1 \cdot R_{Z1}^2 + b_1 \cdot R_{Z1} + c_1; \quad (6)$$

$$r_{k02} = a_2 \cdot R_{Z2}^2 + b_2 \cdot R_{Z2} + c_2, \quad (7)$$

где a_1, b_1, c_1, a_2, b_2 и c_2 – коэффициенты аппроксимации.

Для уточненного расчета значений проскальзывания S_1 и S_2 полученные значения радиусов r_{k01} и r_{k02} подставляются в формулы (1) и (2). Итоговые графики зависимостей представлены на рис. 9, 10 и 11.

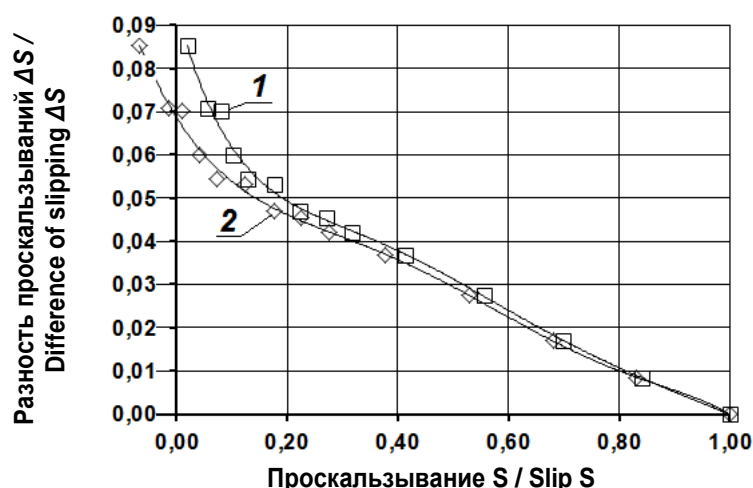


Рис. 10. График зависимости разности проскальзываний ΔS шины на роликах от проскальзываний S_1 и S_2 при смещении колеса $a = -15$ мм в сторону переднего ролика с учетом изменения силовых радиусов колеса в процессе торможения:

1 – проскальзывание S_1 на переднем ролике; 2 – проскальзывание S_2 на заднем ролике

Fig. 10. Dependency graph of the tire slipping difference ΔS on the rollers from slips S_1 and S_2 under the wheel offset of $a = -15$ mm towards the front support roller taking into account the change in the power radii of the wheel under braking: 1 – slip S_1 on the front roller; 2 – slip S_2 on the rear roller

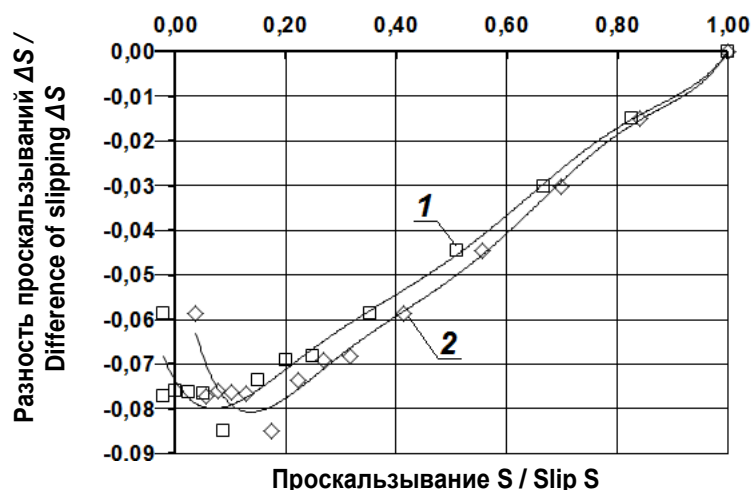


Рис. 11. График зависимости разности проскальзываний ΔS шины на роликах от проскальзываний S_1 и S_2 при смещении колеса $a = 15$ мм в сторону заднего ролика с учетом изменения силовых радиусов колеса в процессе торможения:

1 – проскальзывание S_1 на переднем ролике; 2 – проскальзывание S_2 на заднем ролике

Fig. 11. Dependency graph of the tire slipping difference ΔS on the rollers from slips S_1 and S_2 under the wheel offset of $a = 15$ mm towards the rear roller taking into account the change in the power radii of the wheel under braking: 1 – slip S_1 on the front roller; 2 – slip S_2 on the rear roller



Результаты исследования

Исходя из анализа графиков, представленных на рис. 9–11, можно сделать следующие выводы.

– При торможении колеса, которое установлено без первоначального смещения относительно двух кинематически жестко связанных опорных роликов ($a = 0$), значения силовых радиусов r_{K01} и r_{K02} изменяются, что порождает возникновение разности проскальзываний ΔS шины. Максимальное значение разности проскальзываний ΔS составляет $\Delta S = 0,009$.

– При установке тормозящего ко-

леса со смещением в сторону переднего опорного ролика ($a = 15$ мм) разность проскальзываний ΔS составляет $\Delta S = 0,086$.

– При установке тормозящего колеса со смещением в сторону заднего опорного ролика ($a = 15$ мм) разность проскальзываний ΔS составляет $\Delta S = -0,087$.

– Построенные с учетом кинематики тормозящего колеса, с учетом проскальзываний S_1 и S_2 , а также изменений силовых радиусов r_{K01} и r_{K02} (φ - S)-диаграммы будут иметь вид, представленный на рис. 12–14.

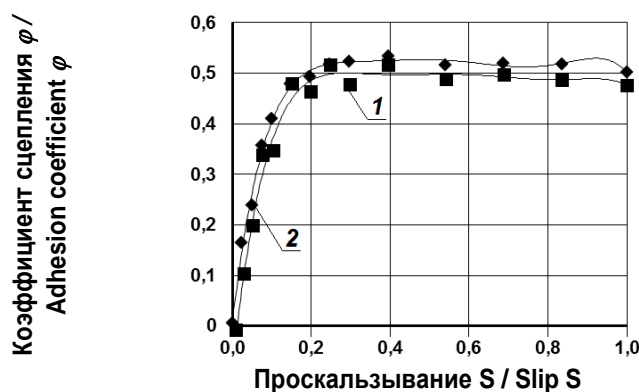


Рис. 12. График зависимости коэффициента сцепления φ от проскальзывания S при отсутствии смещения колеса относительно опорных роликов $a = 0$ мм с учетом силовых радиусов колеса: 1 – коэффициент сцепления φ_1 на переднем ролике; 2 – коэффициент сцепления φ_2 на заднем ролике

Fig. 12. Dependency graph of the adhesion coefficient φ on the slip S in the absence of wheel offset relative to the support rollers $a = 0$ mm taking into account the power radii of the wheel: 1 – adhesion coefficient φ_1 on the front roller; 2 – adhesion coefficient φ_2 on the rear roller

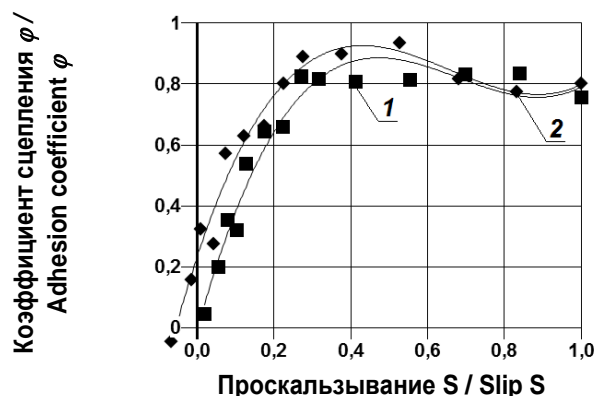


Рис. 13. График зависимости коэффициента сцепления φ от проскальзывания S при смещении колеса на $a = -15$ мм в сторону переднего опорного ролика с учетом изменения силовых радиусов:

1 – коэффициент сцепления φ_1 на переднем ролике; 2 – коэффициент сцепления φ_2 на заднем ролике

Fig. 13. Dependency graph of the adhesion coefficient φ on the slip S under the wheel offset of $a = -15$ mm towards the front support roller taking into account the change in the power radii: 1 – adhesion coefficient φ_1 on the front roller; 2 – adhesion coefficient φ_2 on the rear roller

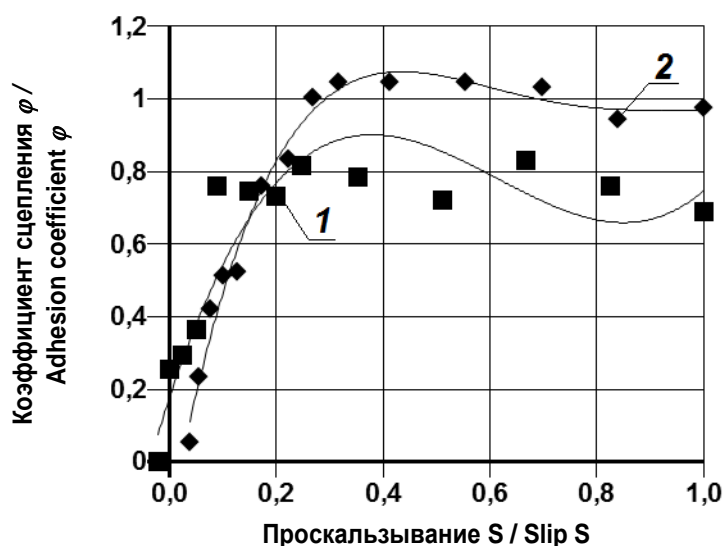


Рис. 14. График зависимости коэффициента сцепления φ от проскальзывания S при смещении колеса на 15 мм в сторону заднего опорного ролика с учетом изменения силовых радиусов колеса в процессе торможения: 1 – коэффициент сцепления φ_1 на переднем ролике; 2 – коэффициент сцепления φ_2 на заднем ролике

Fig. 14. Dependency graph of the adhesion coefficient φ on the slip S under the wheel offset of 15 mm towards the rear support roller taking into account the change in the power radii of the wheel under braking: 1 – adhesion coefficient φ_1 on the front roller; 2 – adhesion coefficient φ_2 on the rear roller

Из графика на рис. 12 видно, что начало линий зависимостей незначительно отличается от линий, показанных на рис. 1. Обусловлено это тем, что разность проскальзываний ΔS при отсутствии смещения колеса минимальна ($\Delta S = 0,009$). Линии зависимостей коэффициента сцепления φ от проскальзывания S , представленных на рис. 13 и 14, берут свое начало в зоне больших отрицательных значений проскальзывания S .

Это объясняется тем, что разность проскальзываний ΔS максимальна в ведо-

мом режиме качения колеса с эластичной шиной по цилиндрическим поверхностям кинематически связанных друг с другом опорных роликов стенда. Она достигает величины $\Delta S = 0,086$ при смещении колеса в сторону переднего ролика и величины $\Delta S = -0,087$ при смещении колеса в сторону заднего опорного ролика. При этом разность проскальзываний ΔS шины относительно опорных роликов стенда в процессе торможения колеса снижается и достигает нуля при его блокировании в области проскальзывания $S = 1,0$ (см. рис. 9–11).

Выводы

1. Процесс торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на силовом диагностическом стенде с кинематически жестко связанными опорными роликами сопровождается изменением силовых радиусов r_{K01} и r_{K02} относительно опорных роликов стенда. Это изменение может быть обусловлено как тангенциальной эластичностью шины и продольным смещением ее беговой дорожки относительно оси

колеса, так и продольным смещением оси колеса относительно оси симметрии опорных роликов стенда.

2. По причине кинематического несогласования возникает неравенство реализованных нормальных R_{Z1} и R_{Z2} и касательных реакций R_{X1} и R_{X2} .

3. Процесс торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на силовом диагностическом стенде с кинема-



тически жестко связанными опорными роликами сопровождается циркуляцией мощности в замкнутом контуре «шина – передний опорный ролик – цепная передача – задний опорный ролик – шина».

4. Неравенство реализованных реакций R_{X1} и R_{X2} и силовых радиусов r_{K01} и r_{K02} может привести к появлению циркулирующей паразитной мощности $N_{\text{ц}}$ в замкнутом контуре «шина – передний опорный ролик – цепная передача – задний опорный ролик – шина». Для выявления циркулиру-

ющей мощности $N_{\text{ц}}$ необходимы дополнительные экспериментальные исследования.

5. При построении стационарных характеристик сцепления шины (φ -S)-диаграмм необходимо учитывать изменения силовых радиусов колеса относительно опорных роликов r_{K01} и r_{K02} , а также силовые процессы, связанные с циркуляцией мощности в замкнутом контуре «шина – передний опорный ролик – цепная передача – задний опорный ролик – шина».

Библиографический список

1. Федотов А.И., Бойко А.В., Янков О.С., Марков А.С. Экспериментальное исследование радиуса качения колеса в ведомом режиме на роликовом стенде // Вестник ИрГТУ. 2016. № 1 (108). С. 152–157.
2. Янков О.С. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с опорными роликами диагностического стенда // Вестник ИрГТУ. 2016. № 2 (109). С. 127–134.
3. Янков О.С. Сравнение процесса торможения автомобильного колеса в зависимости от способа постановки его на опорные ролики диагностического стенда // Вестник ИрГТУ. 2017. № 2 (121). С. 208–219. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-2-208-219
4. Бойко А.В., Янков О.С., Марков А.С. Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с опорными поверхностями // Труды Международной научно-практической конференции «Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства». Красноярск, Сибирский федеральный университет, 2016. С. 297–303.

5. Бойко А.В., Янков О.С., Марков А.С., Кузнецов Н.Ю. Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с двумя беговыми барабанами // Материалы 90-й Международной научно-технической конференции «Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика», г. Иркутск, ИРНТУ, 09–10 апреля 2015 г. С. 115–123.
6. Федотов А.И., Бойко А.В., Луан Ле Ван. Анализ механики взаимодействия эластичной шины с цилиндрической опорной поверхностью бегового барабана диагностического стенда // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2014. № 1 (35). С. 34–37.
7. Федотов А.И., Бойко А.В., Халезов В.П. Комплекс для исследования взаимодействия в пятне контакта шины с поверхностью бегового барабана и дороги // материалы III Международной научно-практической конференции «Проблемы диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта», г. Иркутск: НИ ИрГТУ, 31 мая–02 июня 2011 г. С. 218–223.

References

1. Fedotov A.I., Boyko A.V., Yankov O.S., Markov A.S. *Eksperimental'noye issledovaniye radiusa kacheniya v rezhime real'nogo vremeni na rolikovom stende* [Experimental study of the wheel rolling radius in a slave mode on a roller test bench]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Proceedings of Irkutsk State Technical University]. 2016, no. 1 (108), pp. 152–157. (In Russian).
2. Yan'kov O.S. *Eksperimental'noye issledovaniye protsessa vzaimodeystviya elastichnykh shin avtomobil'nykh koles s opornymi rolkami diagnosticheskogo stenda* [Experimental study of the wheel elastic tire interaction with test bench support rollers of the diagnostic stand] *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Proceedings of Irkutsk State Technical University]. 2016, no. 2 (109), pp. 127–134. (In Russian).

3. Yan'kov O.S. *Sravneniye protsessa tormozheniya avtomobil'nykh koles v zavisimosti ot postanovki yego na opornyykh rolkakh diagnosticheskogo stenda* [Comparison of wheel braking process depending on the mode of wheel setting on test bench support rollers]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Proceedings of Irkutsk State Technical University]. 2017, no. 2 (121), pp. 208–219. (In Russian). DOI: 10.21285/1814-3520-2017-2-208-219
4. Boyko A.V., Yan'kov O.S., Markov A.S. *Stend dlya izucheniya protsessa vzaimodeystviya elastichnoy shiny s opornymi poverkhnostyami* [A test bench for studying elastic tire interaction with support surfaces]. *Trudy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Transportnyye sistemy Sibiri. Razvitiye transportnoy sistemy kak katalizator ekonomiki»* [Proceeding of articles of the International Scientific and



Practical Conference "Transport Systems of Siberia. Development of the Transport System as an Economic Catalyst]. Krasnoyarsk, Siberian Federal University Publ., 2016, pp. 297–303. (In Russian).

5. Boyko A.V., Yan'kov O.S., Markov A.S., Kuznetsov N.Yu. *Stend dlya izucheniya protsessa vzaimodeystviya elastichnoy shiny s dvumya begovymi barabanami* [A test bench for studying elastic tire interaction with two chassis dynamometers]. *Materialy 90-y Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Avtomobil' dlya Sibiri i Kraynego Severa. Konstruktsiya, ekspluatatsiya, ekonomika»* [Materials of the 90th International Scientific and Technical Conference "Vehicles for Siberia and the Far North. Design, Operation, Economy]. Irkutsk, IrNITU, April 9–10, 2015, pp. 115–123. (In Russian).

6. Fedotov A.I., Boyko A.V., Luan LeVan. *Analiz mekhaniki vzaimodeystviya elastichnoy shiny s tsilindricheskoy opornoj poverkhnost'yu begovogo bar-*

abana diagnosticheskogo stenda [Analysis of the mechanical interaction between elastic tires and the cylindrical surface of the chassis dynamometer test bed]. *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii* [Bulletin of the Siberian State Automobile and Highway Institute]. 2014, no. 1 (35), pp. 34–37. (In Russian).

7. Fedotov A.I., Boyko A.V., Khalezov V.P. *Kompleks dlya issledovaniya vzaimodeystviya v pyatne kontakta shiny s poverkhnostyu begovogo barabana i dorogi* [Complex for studying the interaction in the tire contact patch with the surface of the chassis dynamometer and road]. *Sbornik statei III Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Problemy diagnostiki i ekspluatatsii avtomobil'nogo transporta»* [Collection of articles of III International Scientific and Practical Conference "Diagnostics and Operation Problems of Motor Transport"]. Irkutsk, NI ISTU Publ., 2011, pp. 218–223. (In Russian).

Критерий авторства

Федотов А.И., Власов В.Г., Яньков О.С. являются авторами статьи и несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила 22.05.2017

Authorship criteria

Fedotov A.I., Vlasov V.G., Yankov O.S. are the authors of the article and bear the responsibility for plagiarism.

Conflict of interests

The authors declare that there is no conflict of interests regarding the publication of this article.

The article was received 22 May 2017