

УДК 629.113

© И. М. Блянкинштейн, д-р техн. наук, профессор

© С. П. Михайлов, магистрант

(Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, Санкт-Петербург, Россия)

E-mail: blyankinshtein@mail.ru,

sweet.simonmihailov@yandex.ru

© П. М. Тарасов, инженер

(ООО «УНИК-АВТО», Красноярск, Россия)

E-mail: tarasov_pasha@bk.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2025-22-4-126-136

© I. M. Blyankinshtein, Dr. Sci. Tech., Professor

© S. P. Mikhailov, undergraduate

(Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, St. Petersburg, Russia)

E-mail: blyankinshtein@mail.ru,

sweet.simonmihailov@yandex.ru

© P. M. Tarasov, engineer

(LLC «UNIK-AVTO», Krasnoyarsk, Russia)

E-mail: tarasov_pasha@bk.ru

О НЕОБХОДИМОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ ОЦЕНКИ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА РОЛИКОВЫХ СТЕНДАХ

ON THE NEED TO IMPROVE THE RELIABILITY OF VEHICLE BRAKING SYSTEM EVALUATION USING ROLLER DYNAMOMETERS

Рассматриваются факторы, влияющие на достоверность оценки тормозных свойств транспортных средств на роликовых стендах в процессе эксплуатации. Предложено техническое решение конструкции роликового стенда для проверки тормозных свойств колесных транспортных средств, которое обеспечивает повышение достоверности оценки технического состояния тормозной системы автомобиля. Оригинальность стенда подтверждена решением о выдаче патента Российской Федерации на изобретение. Показано влияние изменения величины инструментальной погрешности тормозного стенда на вероятности ошибок измерений первого и второго рода.

Ключевые слова: измерение тормозных сил, достоверность, роликовый стенд.

The article considers the factors influencing the reliability of the assessment of braking properties of vehicles on roller dynamometers during operation. There is proposed a technical solution for the design of a roller dynamometer for testing the braking properties of wheeled vehicles, which provides an increase in the reliability of the assessment of the technical condition of the vehicle's braking system. The originality of the roller dynamometer was confirmed by the decision to grant a patent for an invention of the Russian Federation. The influence of changes in the magnitude of the instrumental error of the brake tester on the probabilities of measurement errors of the first and second kind is shown.

Keywords: measurement of braking forces, reliability, roller dynamometer.

Введение

Техническое обслуживание и регулярный контроль технического состояния транспортных средств в процессе эксплуатации являются важнейшими факторами обеспечения безопасности дорожного движения. Испытание и контроль систем безопасности транспортных средств должны осуществляться с высокой достоверностью, так как точность результатов имеет ключевое значение, особенно при решении экспертных

задач, связанных с анализом и разбором дорожно-транспортных происшествий. В таких случаях низкая достоверность измерений может приводить к ошибкам первого рода (ложноположительное заключение) или второго рода (ложноотрицательное заключение). Для исключения таких ошибок требуются максимально достоверные результаты измерений и испытаний тормозных свойств транспортных средств в условиях эксплуатации.

Наиболее востребованными и универсальными в сфере эксплуатации при контроле тормозных систем автомобилей считаются силовые роликовые стенды¹ [1, 2]. Однако системный анализ современных технических решений [3–14], применяемых в названной сфере, позволил выявить проблему, выражающуюся в недостаточной достоверности результатов испытаний, возникающую из-за особенностей позиционирования испытуемых колес автомобиля на опорных роликах, когда плоскость вращения испытуемого колеса не перпендикулярна оси вращения роликов, например, из-за схождения управляемых колес либо некорректной ориентации автомобиля на стенде. При таком позиционировании колес на вращающихся опорных роликах часть тормозной силы начинает действовать вдоль оси опорного ролика, а отсутствие технических средств ее учета в современных конструкциях может приводить к некорректным результатам испытаний. Эта проблема касается также и достоверности измерения мощности колесных транспортных средств на роликовых мощностных стендах. Транспортное средство, как правило, при этом фиксируется страховочными растяжками, и в случае, когда плоскость вращения испытуемого колеса не перпендикулярна оси вращения роликов, часть мощности может быть направлена вдоль оси опорных роликов, и эта часть не регистрируется стендом, в результате чего оценка мощности может быть недостоверной.

Материалы и методы

Для решения обозначенной проблемы на первом этапе работы авторами был применен метод анализа конструкций современных тормозных стендов на наличие возможности измерения осевой составляющей тормозной силы. В качестве информационных материалов использовался российский и зарубеж-

ный фонд изобретений и патентов, каталоги производителей гаражного оборудования, научные периодические журналы, учебники и монографии по диагностированию автомобилей и пр. Результаты исследования показали, что измерение осевой составляющей либо не предусмотрено в известных конструкциях, применяемых на практике, например, в тормозном роликовом стенде НПФ «МЕТА» СТМ 3500М² (средство измерения из Государственного реестра № 38044-13), принятом за прототип, либо ее измерение предлагается осуществлять с использованием достаточно сложной конструкции, например в принятом за аналог устройстве контроля эффективности торможения [13]. На втором этапе авторами был применен метод синтеза, в результате использования которого было разработано новое техническое решение, устраняющее присущую тормозным стендам проблему и лишённое перечисленных ранее недостатков [14].

Техническим решением [14] предложена конструкция силового роликового тормозного стенда, позволяющая осуществлять измерение полной тормозной силы. Устройство стенда для испытания тормозных качеств автомобиля представлено на рис. 1. Стенд состоит из двух симметричных платформ, каждая из которых включает в себя передний 1 и задний 2 ролики, выполненные с возможностью осевого перемещения, которые соединены гибкой зубчатой передачей 3 с приводом в виде мотор-редуктора 4, установленного балансирно и связанного с датчиком измерения усилия 5, создаваемого реактивным моментом на корпусе мотор-редуктора; ролик 6 измерения скорости вращения и определения момента блокировки колеса 8; датчик осевых усилий 7; коммутационный блок 9 и управляющий компьютер 10 с программным обеспечением для вычисления полной тормозной силы.

¹ IW / MBT LON. Силовые роликовые тормозные стенды. Руководство по эксплуатации. ВА022301-RU. Представительство в России ООО «МАХА Руссия». СПб. 62 с.

² Стенды тормозные малогабаритные «СТМ 3500 М». Руководство по эксплуатации М 220.000.00.00 РЭ. Жигулевск, 2012. 49 с.

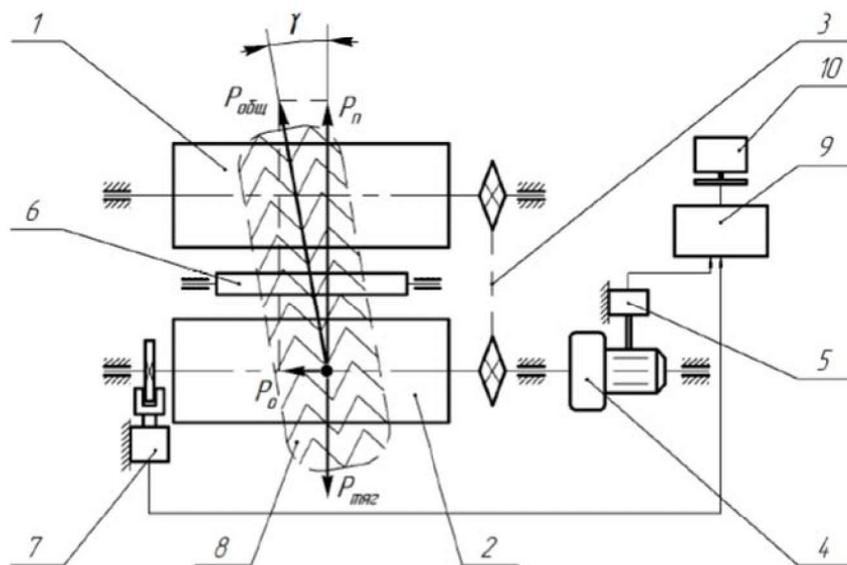


Рис. 1. Устройство тормозного стенда

Результаты

Применение стенда предлагаемой конструкции осуществляется описанным ниже способом.

В начальной фазе испытаний автомобиль устанавливается испытуемыми колесами на опорные ролики платформы тормозного стенда, при этом каждое из колес полностью опирается на оба ролика (передний и задний). По окончании позиционирования автомобиля осуществляется включение привода стенда, который инициирует вращательное движение опорных роликов с заданной скоростью. На следующем этапе инженер-испытатель плавно воздействует на педаль тормоза, в результате чего активируется рабочая тормозная система, вызывая появление и последовательное нарастание на испытуемых колесах тормозного момента M_{T_2} , который передается на привод стенда. С увеличением замедления испытуемого колеса вплоть до его блокировки (определяется следящим роликом) возрастает значение тяговой силы $P_{тяг}$, формируемой тяговым моментом M_{T_1} привода, что приводит к стремлению вытолкнуть транспортное средство назад — по направлению

вращения роликов, т. е. действующая вертикальная нагрузка, приходящаяся на каждое колесо от веса автомобиля, и тормозная сила преимущественно ложатся на задний приводной ролик стенда. В этот момент времени достигается и регистрируется датчиком 5 максимальное тормозное усилие P_n , перпендикулярное оси вращения опорных роликов. Силы, действующие в пятне контакта колеса с задним опорным роликом стенда, можно представить на схеме (рис. 2).

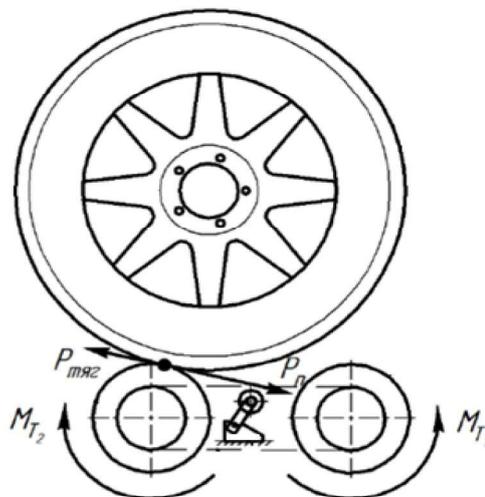


Рис. 2. Схема сил, действующих в пятне контакта

В ходе проведения испытаний, помимо стандартно регистрируемой касательной силы P_{π} в пятне контакта колеса с задним опорным роликом, т. е. силы, направленной перпендикулярно оси роликов, возникает осевая сила P_o , направленная вдоль оси опорных роликов. Появление данной осевой составляющей обусловлено наличием угла схождения управляемых колес, который обозначен как угол γ (см. рис. 1). Предусмотренные в предлагаемой конструкции стенда датчики осевой силы, установленные на правой и левой платформах, позволяют проводить измерение возникающего осевого усилия, учет которого дает возможность определить полную тормозную силу на каждом колесе, возникающую в процессе испытаний, по следующей формуле:

$$P_{\text{общ}} = \sqrt{P_{\pi}^2 + P_o^2}, \quad (1)$$

где P_{π} — составляющая тормозной силы, перпендикулярная оси ролика и определяемая датчиком усилия, создаваемого реактивным моментом на корпусе мотор-редуктора, кН; P_o — составляющая тормозной силы, параллельная оси ролика и определяемая датчиком осевого усилия, кН.

Оригинальность предлагаемой конструкции стенда подтверждена решением о выдаче патента на изобретение Российской Федерации [14].

Предварительную (приближенную) оценку значимости влияния рассмотренного фактора на измеряемую тормозную силу проведем расчетно-теоретическим путем применительно к испытаниям на роликовом стенде тормозной системы автомобиля ВАЗ-2105. Согласно справочным данным [15], рекомендованная производителем (нормативная) суммарная величина схождения передних управляемых колес автомобиля ВАЗ-2105 составляет 2–4 мм. В пересчете на одно колесо это составит 1–2 мм. Диаметр обода устанавливаемого на автомобиль колесного диска — 13 дюймов ($\approx 330,2$ мм). Нормативный угол γ

(см. рис. 1) схождения одного колеса определяется по формуле

$$\gamma = \arctg\left(\frac{\delta}{r}\right), \quad (2)$$

где δ — схождение передних колес автомобиля в пересчете на одно колесо, мм; r — диаметр диска, мм.

$$\gamma = \arctg\left(\frac{2}{330,2}\right) = 0,3470325^\circ.$$

Для расчета осевой силы и возможной погрешности ее определения назначим величину тормозной силы. ГОСТ 33997–2016³ нормирует величину удельной тормозной силы для легковых автомобилей на уровне не менее 0,5. То есть отношение измеренной стендом тормозной силы P_{π} , развиваемой испытуемым колесом, к вертикальной нагрузке на это колесо должно быть не менее 0,5. На переднюю ось ВАЗ-2105 приходится 690 кг. Следовательно, на одно колесо — 345 кг, отсюда величина тормозной силы P_{π} должна составлять не менее 1690,5 Н.

Величину осевой составляющей тормозной силы определим по следующей формуле:

$$P_o = P_{\pi} \operatorname{tg} \gamma, \quad (3)$$

$$P_o = 1690,5 \cdot 0,0060569 = 10,24 \text{ Н.}$$

В свою очередь общая тормозная сила определяется либо по формуле (1), либо по следующей формуле:

$$P_{\text{общ}} = \frac{P_{\pi}}{\cos \gamma}, \quad (4)$$

$$P_{\text{общ}} = \frac{1690,5}{0,9999817} = 1690,531 \text{ Н.}$$

Из приведенных расчетов следует, что при нормативном значении угла схождения управляемых колес γ и идеальном совпадении продольной оси испытуемого автомобиля с продольной осью роликового стенда влияние непараллельности оси вращения опорных роликов и оси вращения испытуемого колеса незначительно. Однако в реальных условиях существует ряд факторов, ока-

³ ГОСТ 33997–2016. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки при техническом осмотре. М.: Стандартинформ, 2016. 68 с.

зывающих влияние на процесс испытаний. Во-первых, техническое состояние автомобилей изменяется во времени, и угол схождения колес может значительно отличаться от нормативного в большую сторону. Во-вторых, обеспечить идеальное позиционирование испытуемого автомобиля на стенде невозможно, всегда будет иметь место угол расхождения φ между продольными осями автомобиля и стенда. В-третьих, в процессе измерения тормозных сил на роликовом стенде вследствие формирования боковых сил в пятнах контакта колес с опорными роликами автомобиль совершает колебания в поперечном направлении (вправо-влево), что вызывает необходимость со стороны оператора постоянно корректировать положение рулевого колеса, стабилизируя и предотвращая от смещения автомобиль в поперечном направлении. В результате подобных корректирующих воздействий в динамике формируются дополнительные боковые силы, действующие параллельно оси роликов, которые могут составлять значительные величины.

Определим, как в общем случае величина угла расхождения φ в диапазоне от 0° до 10° будет влиять на соотношение измеренной силы $P_{\text{п}}$ и общей тормозной силы $P_{\text{общ}}$. Анализ процесса формирования сил в пятне контакта колеса с опорным роликом позволяет предположить, что при одной и той же мощности, подводимой к колесу со стороны привода тормозного стенда, и увеличении угла расхождения φ мощность и, соответственно, работа трения в пятне контакта будет раскладываться на две составляющие — перпендикулярную оси роликов (ассоциируемую с силой $P_{\text{п}}$) и осевую (ассоциируемую с силой $P_{\text{о}}$). При этом, с точки зрения закона сохранения энергии, в условно стационарном режиме вращения роликов стенда при увеличении осевой силы $P_{\text{о}}$ перпендикулярная сила $P_{\text{п}}$ будет уменьшаться по правилу прямоугольного треугольника. Изменения

расчетной осевой силы $P_{\text{о}}$ и силы $P_{\text{п}}$, измеряемой традиционным роликовым стендом, в зависимости от угла расхождения φ приведены на рис. 3.

Как следует из приведенных графиков, для автомобиля ВАЗ-2105 величина боковой силы $P_{\text{о}}$ при величине угла расхождения $\varphi = 10^\circ$ может достигать значений порядка 300 Н, следовательно, разница в измеренной традиционным роликовым силовым стендом тормозной силы $P_{\text{п}}$ и общей тормозной силы $P_{\text{общ}}$ может составлять 1,5 %, что,

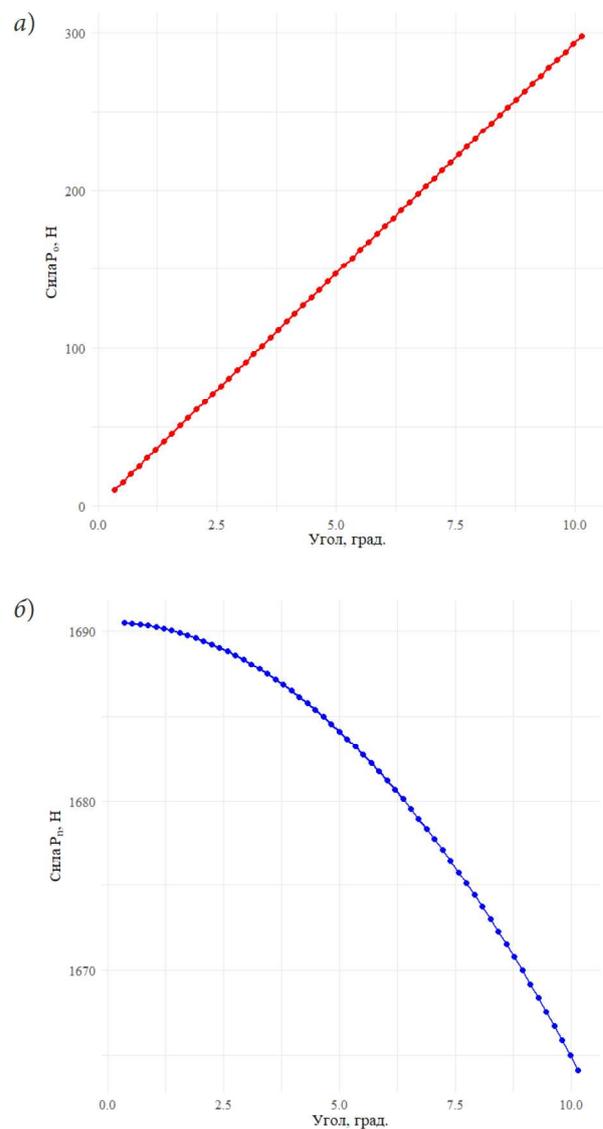


Рис. 3. Зависимость силы $P_{\text{о}}$ (а) и силы $P_{\text{п}}$ (б) от угла расхождения φ управляемых колес

несмотря на сравнительно небольшую величину, должно быть учтено при оценке достоверности результатов измерений.

Учитывая вышесказанное, определим расчетно-теоретическим путем степень повышения достоверности оценки тормозных свойств на стенде предлагаемой конструкции. ГОСТ 33997–2016 (с. 36) нормирует погрешность измерения тормозной силы роликовыми стендами на уровне $\pm 3\%$. При рассчитанном для автомобиля ВАЗ-2105 по формуле (4) предельном (минимально допустимом) значении общей тормозной силы $P_{\text{общ}} = 1690,5$ Н величина погрешности в абсолютных единицах составит

$$\Delta = 1690,5 \cdot 0,03 = \pm 50,7 \text{ Н.}$$

Следовательно, традиционный роликовый тормозной стенд при нормативном угле схождения управляемых колес γ и угле расхождения продольной оси автомобиля с продольной осью тормозного стенда $\varphi = 0^\circ$ обеспечит попадание результата измерения в интервал $\Delta P_1 = 1690,5 \pm 50,7$ Н (рис. 4).

В случае, если угол расхождения φ продольной оси автомобиля с продольной осью тормозного стенда не равен нулю, а, например, равен 10° , то, как было показано в примере выше, разница между составляющей тормозной силы $P_{\text{п}}$, перпендикулярной оси вращения роликов, и общей тормозной силой $P_{\text{общ}}$ составит $\pm 1,5\%$, или ± 26 Н. Эта разница возникает за счет формирования осевой составляющей тормозной силы, которую традиционный роликовый тормозной стенд не измеряет. Эта дополнительная погрешность $\pm 1,5\%$ будет увеличивать поле допуска на величину ± 26 Н, а именно получаем интервал $\Delta P_2 = 1690,5 \pm 76,7$ Н (рис. 5).

Следовательно, погрешность традиционного тормозного роликового стенда (т. е. инструментальная погрешность) в таком случае будет составлять не 3, а 4,5 %.

Стенд предлагаемой конструкции, который измеряет осевую составляющую $P_{\text{о}}$ и позволяет скорректировать значение общей

тормозной силы $P_{\text{общ}}$ по формуле (1), свободен от указанного недостатка, так как даже при наличии угла φ расхождения продольной оси испытуемого автомобиля и продольной оси роликового стенда он учитывает формирование дополнительной погрешности $\pm 1,5\%$, корректирует результат определения общей тормозной силы и, таким образом, обеспечивает нормативную инструментальную погрешность тормозного стенда $\pm 3\%$.

Из теории ошибок измерений [16, 17] известно, что бо́льшая инструментальная погрешность (более широкий интервал погрешностей измерения) увеличивает вероятность ошибок первого рода (ложноположительное заключение) и второго рода (ложноотрицательное заключение). Взяв за основу известный методический подход, используемый для определения величины допустимого норматива на основе толерантных границ, разработанный в МАДИ, рассчитаем вероятности ошибок первого и второго рода в рассматриваемом примере с целью количественной оценки увеличения вероятностей ошибок и определения уровня снижения достоверности результатов измерений при увеличении инструментальной погрешности стенда. Эти вероятности для инструментальной погрешности стенда, равной 3 %, будут определяться как закрашенные площади α_1 и β_1 на рис. 4, а для погрешности 4,5 % — как площади α_2 и β_2 на рис. 5. Учитывая, что погрешности измерений в основном подчиняются нормальному закону распределения, для расчетов будем использовать плотность вероятности нормального закона распределения:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_i - x_{\text{ср}})^2}{2\sigma^2}}. \quad (5)$$

Вероятность α_1 определим путем вычисления определенного интеграла в интервале $(P_{\text{д}}; +\infty)$:

$$\alpha_1 = \int_{P_{\text{д}}}^{+\infty} f_1(x) dx, \quad (6)$$

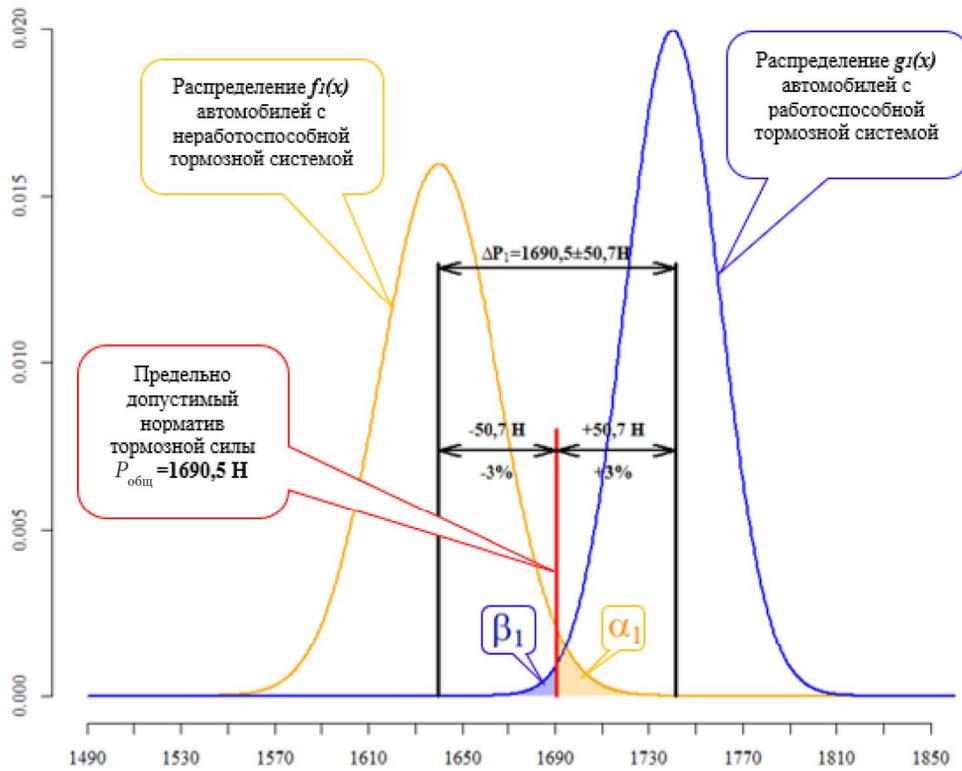


Рис. 4. Формирование интервала ΔP_1 погрешностей измерения тормозной силы на роликовом стенде без учета осевой составляющей P_o .

где $f_1(x)$ — плотность вероятности распределения значений тормозной силы у автомобилей с неработоспособной тормозной системой при инструментальной погрешности стенда 3 %; P_d — предельно допустимый норматив тормозной силы для автомобиля ВАЗ-2105, $P_d = 1690,5$ Н.

Вероятность β_1 определим путем вычисления определенного интеграла в интервале $(-\infty; P_d)$:

$$\beta_1 = \int_{-\infty}^{P_d} g_1(x) dx, \quad (7)$$

где $g_1(x)$ — плотность вероятности распределения значений тормозной силы у автомобилей с работоспособной тормозной системой при инструментальной погрешности стенда 3 %.

Вероятность α_2 определим, вычислив определенный интеграл в интервале $(P_d; +\infty)$:

$$\alpha_2 = \int_{P_d}^{+\infty} f_2(x) dx, \quad (8)$$

где $f_2(x)$ — плотность вероятности распределения значений тормозной силы у автомобилей с неработоспособной тормозной системой при инструментальной погрешности стенда 4,5 %.

Вероятность β_2 определим, путем вычисления определенного интеграла в интервале $(-\infty; P_d)$:

$$\beta_2 = \int_{-\infty}^{P_d} g_2(x) dx, \quad (9)$$

где $g_2(x)$ — плотность вероятности распределения значений тормозной силы у автомобилей с работоспособной тормозной системой при инструментальной погрешности стенда 4,5 %.

Решение определенных интегралов реализуем по формулам (6)–(9) численным методом с использованием онлайн-калькулятора⁴. Результаты расчета приведены в таблице.

⁴ Калькулятор для решения определенных интегралов. URL: https://www.webmath.ru/web/prog59_1.php

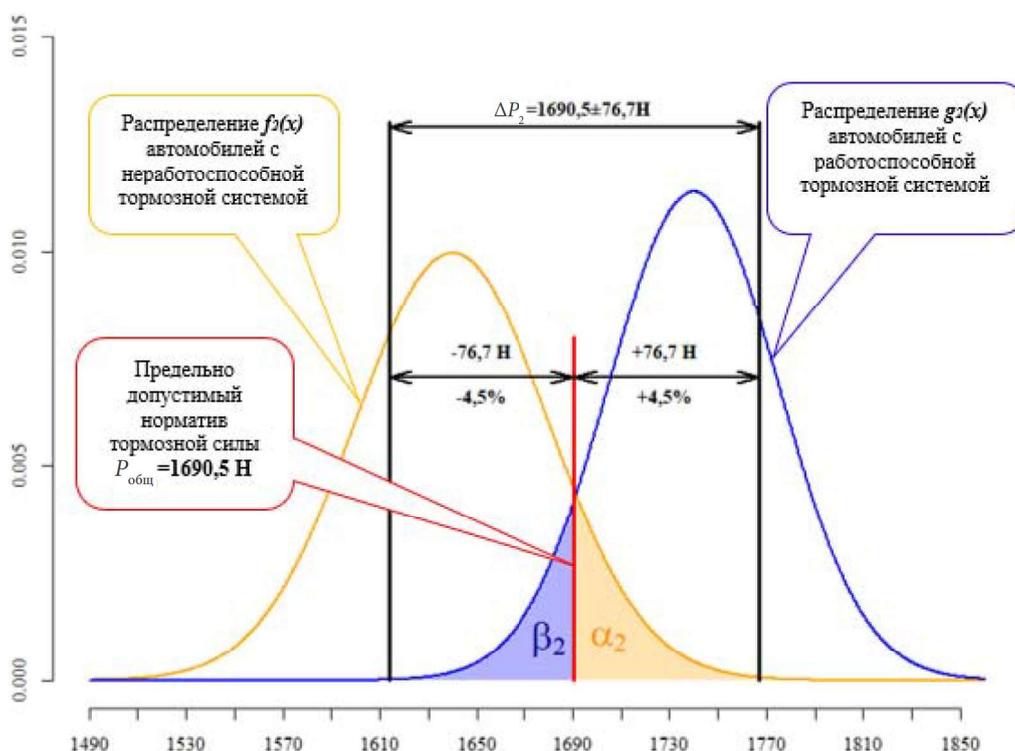


Рис. 5. Формирование интервала ΔP_2 погрешностей измерения тормозной силы на роликовом стенде с учетом осевой составляющей P_o .

Как следует из таблицы, вероятность ошибки первого рода (ложноположительного заключения, т. е. принятия неработоспособного автомобиля за работоспособный) при увеличении инструментальной погрешности с 3 до 4,5 % выросла в 12,6 раза, а вероятность ошибки второго рода (ложноотрицательного заключения, т. е. принятия работоспособного автомобиля за неработоспособный) при этом выросла в 4,5 раза.

Поскольку предлагаемый стенд обеспечивает меньшую инструментальную погрешность при наличии расхождения оси испытуемого автомобиля и продольной оси стенда, то применение его позволит снизить вероятность ошибок первого и второго рода.

Обсуждение

В ходе исследования авторами был сделан ряд допущений. Во-первых, действие тормозных сил рассматривалось в статике, без учета характера нарастания и изменения их

значений во времени в процессе измерения. Во-вторых, не учитывалась эластичность шины, характер ее взаимодействия с опорными роликами и характер формирования бокового усилия, действующего вдоль оси вращения роликов при появлении угла расхождения с осью вращения испытуемого колеса. В-третьих, предполагалось, что в процессе измерения тормозных сил коэффициент сцепления колес с роликами достаточно высок и скольжение колеса на опорном ролике либо отсутствует, либо действие его незначительно (коэффициент трения покоя равен коэффициенту трения движения). Вследствие данных допущений все полученные результаты носят в известной степени предварительный характер.

В связи с новизной и недостаточной изученностью рассматриваемого фактора нельзя дать однозначный ответ на вопрос, какой вклад осевая составляющая тормозной силы (P_o) вносит в результирующее

Результаты расчета вероятностей ошибок 1-го и 2-го рода

Виды ошибок	Инструментальная погрешность стенда 3 %	Инструментальная погрешность стенда 4,5 %
	Вероятности, %	
Ошибка первого рода (ложноположительное заключение)	$\alpha_1 = 0,6$	$\alpha_2 = 7,6$
Ошибка второго рода (ложноотрицательное заключение)	$\beta_1 = 2,3$	$\beta_2 = 10,5$

значение полной тормозной силы ($P_{общ}$) при испытаниях на роликовом тормозном стенде. В литературе, посвященной методам стендовых испытаний тормозных систем, основное внимание уделяется касательной (перпендикулярной оси вращения роликов) составляющей тормозной силы P_{π} . В свою очередь, осевая сила, возникающая при наличии таких факторов, как угол схождения (γ), угол расхождения продольных осей автомобиля и стенда (φ), а также боковых сил, возникающих в результате корректирующих воздействий оператора, часто игнорируется или рассматривается как второстепенная составляющая. Для дальнейшего изучения целесообразности предлагаемой конструкции стенда, а также оценки достоверности получаемых результатов испытаний требуется:

1) спроектировать 3D-модель тормозного стенда предлагаемой конструкции, разработать конструкторскую документацию (КД);

2) смоделировать процесс измерения тормозных сил с использованием средств имитационного моделирования в динамике, с учетом характера нарастания и изменения их значений во времени, в процессе измерения, с учетом эластичности шин и пр.;

3) изготовить и произвести апробацию модифицированного тормозного стенда;

4) на основе натурных статистических испытаний оценить вероятности ошибок первого и второго рода при использовании стенда типовой конструкции и модернизированной предложенной системой измерения полной тормозной силы.

Выводы

Возможность измерения полной тормозной силы с учетом сил, действующих как перпендикулярно, так и параллельно оси роликов, является значимым преимуществом тормозного стенда предлагаемой конструкции над другими серийно выпускаемыми стендами. Учет этих составляющих обеспечивает повышение достоверности оценки технического состояния тормозной системы автомобиля, что может сыграть важную роль, особенно при решении экспертных задач, связанных с анализом и разбором дорожно-транспортных происшествий.

Библиографический список

1. Техническая эксплуатация автомобилей / под ред. Г. В. Крамаренко. М.: Транспорт, 1983. 488 с.
2. Харазов А. М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей. М.: Высшая школа, 1990. 205 с.
3. Пат. 2783553, Российская Федерация, МПК G01L 5/28, G01M 17/04. Стенд для испытания тормозных качеств и элементов подвески автомобилей / И. М. Блянкинштейн, П. М. Тарасов. № 2022103555, заявл. 12.02.2022, опубл. 14.11.2022.
4. Федотов А. И., Яньков О. С., Потапов А. С., Портнягин Е. М. Контроль систем безопасности автомобилей на стендах с беговыми барабанами. Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2021. 364 с.
5. Федотов А. И., Бойко А. В., Халезов В. П. Экспериментальные исследования нормальных касательных напряжений в пятне контакта эластичной шины с цилиндрической опорной поверхностью бегового барабана и плоской поверхностью дороги // Особенности эксплуатации автотранспортных средств в дорожно-климатических условиях Сибири и Крайнего Севера. Проблемы сертификации, диагностики, контроля технического состояния: сб. ст. 83-й между-

нар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров. Иркутск, сентябрь 2013 г.; под общ. ред. А. И. Федотова, А. С. Потапова; отв. ред. А. С. Потапов. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2013. С. 269–277.

6. Fedotov A. I., Młyńczak M. Analytical identification of parameters influencing measurement quality using flat brake tester // *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2016. Vol. 470. Pp. 147–155.

7. Fedotov A. I., Krivtsov S. N., Yankov O. S. Circulation of power during braking of tyre of vehicle wheel on support rollers of the diagnostic stand // *Advances in Engineering Research. Proceedings of the International Conference «Aviamechanical engineering and transport» (AVENT 2018)*. 2018. Pp. 147–151.

8. Fedotov A. I., Markov A. S., Makhno D. E., Vikulov M. A. Influence of tire tread pattern wear on characteristics of its longitudinal adhesion with bearing surface // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 632 (1). 012026.

9. Fedotov A. I., Młyńczak M. Simulation and experimental analysis of quality control of vehicle brake systems using flat plate tester // *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2016. Vol. 470. Pp. 135–146.

10. Fedotov A., Yankov O., Chernyshkov A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands // *E3S Web of Conferences. Key Trends in Transportation Innovation (KTIT-2019)*. 2020. Vol. 157. 01021.

11. Портнягин Е. М., Федотов А. И., Бойко А. В. Моделирование процесса торможения автомобиля с ABS на полноопорном диагностическом стенде с беговыми барабанами // *Вестник ИрГТУ*. 2008. № 4 (36). С. 95–100.

12. Федотов А. И., Власов В. Г. Анализ конструктивных и метрологических параметров площадочных стендов для контроля тормозных систем автомобиля // *Журнал автомобильных инженеров*. 2013. № 2 (79). С. 36–43.

13. Пат. 2333118, Российская Федерация, МПК B60T 17/22, G01L 5/28, G01M 17/007. Устройство для контроля эффективности торможения автотранспортного средства (варианты) / А. В. Бойко, А. Г. Осипов, Е. М. Портнягин, А. И. Федотов. № 2007120966/11, заявл. 04.06.2007, опубл. 10.09.2008.

14. Пат. 2824950, Российская Федерация, МПК G01L 5/28. Роликовый стенд для испытания тормозных качеств автомобилей / И. М. Блянкинштейн, С. П. Михайлов, К. Б. Шиховцов, П. М. Тарасов. № 2024103339, заявл. 10.02.2024, опубл. 16.08.2024.

15. Сабанов Ю. В., Казаков Н. В. Руководство по эксплуатации автомобилей LADA 2105, LADA 2107 и их модификаций: состояние на 13.01.2011. Тольятти: ОАО «АВТОВАЗ», 2011. 77 с.

16. Теория ошибок измерений: практикум / сост. В. А. Лукашенко; Инженерная школа ДВФУ. Владивосток: Дальневост. федерал. ун-т, 2018. [44 с.]. [Электронный ресурс] 1 CD. ISBN 978-5-7444-4209-5.

17. Барлиани А. Г. Теория математической обработки геодезических измерений. Новосибирск: СГУГиТ, 2016. 174 с. ISBN 978-5-87693-984-5.

References

1. *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley* [Technical operation of vehicles]. Ed. by Kramarenko G. V. Moscow, Transport, 1983, 488 p.

2. Kharazov A. M. *Diagnosticeskoe obespechenie tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta avtomobiley* [Diagnostic support for vehicle maintenance and repair]. Moscow, Vysshaya shkola, 1990, 205 p.

3. Blyankinshteyn I. M., Tarasov P. M. *Stend dlya ispytaniya tormoznykh kachestv i elementov podveski avtomobiley* [Test bench for braking properties and suspension elements of vehicles]. Patent RF, no. 2783553, 2022.

4. Fedotov A. I., Yan'kov O. S., Potapov A. S., Portnyagin E. M. *Kontrol' sistem bezopasnosti avtomobiley na stendakh s begovymi barabanami* [Control of car safety systems on test benches with running drums]. Irkutsk, IRNITU Publ., 2021, 364 p.

5. Fedotov A. I., Boyko A. V., Khalezov V. P. *Eksperimental'nye issledovaniya normal'nykh kasatel'nykh napryazheniy v pyatne kontakta elastichnoy shiny s tsilindricheskoy opornoй poverkhnost'yu begovogo barabana i ploskoy poverkhnost'yu dorogi* [Experimental studies of normal tangential stresses in the contact spot of an elastic tire with the cylindrical support surface of a running drum and a flat road surface]. «Osobennosti ekspluatatsii avtotransportnykh sredstv v dorozhno-klimaticheskikh usloviyakh Sibiri i Kraynego Severa. Problemy sertifikatsii, diagnostiki, kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya». *Trudy 83-y mezhdunar. nauch.-tekhn.konf. Assotsiatsii avtomobil'nykh inzhenerov. Irkutsk, sentyabr' 2013 g.* [“Features of operation of motor vehicles in road climatic conditions of Siberia and the Far North. Problems of certification, diagnostics, technical condition control”. Proceedings of the 83-rd International scientific and technical conference of the Association of automotive engineers, Irkutsk, September 2013]. Ed. by Fedotov A. I., Potapov A. S. Irkutsk, IrGTU Publ., 2013, pp. 269–277.

6. Fedotov A. I., Młyńczak M. Analytical identification of parameters influencing measurement quality using flat brake tester. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 2016, vol. 470, pp. 147–155.

7. Fedotov A. I., Krivtsov S. N., Yankov O. S. Circulation of power during braking of tyre of vehicle wheel on

support rollers of the diagnostic stand. *Advances in Engineering Research. Proceedings of the International Conference «Aviamechanical engineering and transport» (AVENT 2018)*, 2018, pp. 147–151.

8. Fedotov A. I., Markov A. S., Makhno D. E., Vikulov M. A. Influence of tire tread wear pattern on the characteristics of its longitudinal adhesion with bearing surface. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 632 (1), 012026.

9. Fedotov A. I., Młyńczak M. Simulation and experimental analysis of quality control of vehicle brake systems using flat plate tester. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 2016, vol. 470, pp. 135–146.

10. Fedotov A., Yankov O., Chernyshkov A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands. *E3S Web of Conferences. Key Trends in Transportation Innovation (KTTI-2019)*, 2020, vol. 157, 01021.

11. Portnyagin E. M., Fedotov A. I., Boyko A. V. *Modelirovanie protsessa tormozheniya avtomobilya s ABS na polno opornom diagnosticheskom stende s begovymi barabanami* [Modeling the process of braking a car with ABS on a fully supporting diagnostic test bench with running drums]. *Vestnik IrGTU – Bulletin of IrSTU*, 2008, no. 4 (36), pp. 95–100.

12. Fedotov A. I., Vlasov V. G. *Analiz konstruktivnykh i metrologicheskikh parametrov ploshchadochnykh stendov dlya kontrolya tormoznykh sistem avtomobilya* [Analysis of structural and metrological parameters of site test

benches for vehicle braking systems control]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov – Journal of Automotive Engineers*, 2013, no. 2 (79), pp. 36–43.

13. Boyko A. V., Osipov A. G., Portnyagin E. M., Fedotov A. I. *Ustroystvo dlya kontrolya effektivnosti tormozheniya avtotransportnogo sredstva (varianty)* [Device for monitoring the braking efficiency of vehicles (options)]. Patent RF, no. 2333118, 2008.

14. Blyankinshteyn I. M., Mikhaylov S. P., Shikhovtsov K. B., Tarasov P. M. *Rolikoviy stend dlya ispytaniya tormoznykh kachestv avtomobiley* [Roller test bench for testing the braking qualities of cars]. Patent RF, no. 2824950, 2024.

15. Sabanov Yu. V., Kazakov N. V. *Rukovodstvo po ekspluatatsii avtomobiley LADA 2105, LADA 2107 i ikh modifikatsiy: sostoyanie na 13.01.2011* [Operating manual for LADA 2105, LADA 2107 cars and their modifications. Their condition on the 13.01.2011]. Tol'yatti, AVTOVAZ Publ., 2011, 77 p.

16. *Teoriya oshibok izmereniy (Elektronniy resurs): praktikum* [Measurement error theory (Electronic resource). Workshop]. Comp. by Lukashenko V. A. Inzhenernaya shkola DVFU, Vladivostok, Dal'nevost. federal. un-t Publ., 2018, 44 p. ISBN 978-5-7444-4209-5.

17. Barliani A. G. *Teoriya matematicheskoy obrabotki geodezicheskikh izmereniy* [Theory of mathematical processing of geodetic measurements]. Novosibirsk, SGUGiT Publ., 2016, 174 p. ISBN 978-5-87693-984-5.