

УДК 629.113

© И. М. Блянкинштейн, д-р техн. наук, профессор
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет,
Санкт-Петербург, Россия)

E-mail: blyankinshtein@mail.ru

© П. М. Тарасов, аспирант
(Сибирский федеральный университет,
Красноярск, Россия)

E-mail: tarasov_pasha@bk.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2023-20-1-111-121

© I. M. Blyankinstein, Dr. Sci. Tech., Professor
(Saint Petersburg State University
of Architecture and Civil Engineering,
St. Petersburg, Russia)

E-mail: blyankinshtein@mail.ru

© P. M. Tarasov, post-graduate student
(Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russia)

E-mail: tarasov_pasha@bk.ru

АПРИОРНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ТОРМОЗНОГО СТЕНДА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ОПОРНЫМИ ДИСКАМИ

A PRIORI-ANALYTICAL STUDY OF THE PROPERTIES OF THE BRAKE STAND WITH HORIZONTAL SUPPORT DISCS

Разработан и исследуется оригинальный стенд для испытания тормозных свойств и подвески колесных транспортных средств, на котором обеспечивается форма пятна контакта шины с опорной поверхностью, близкая к реальным дорожным условиям. Оригинальность стенда подтверждена решением о выдаче патента на изобретение РФ. Рассматриваются достоинства применения предложенной конструкции стенда, а также недостатки и пути их преодоления.

Ключевые слова: автомобиль, стендовые испытания, диагностика, тормозное управление, силовой стенд.

The article presents an original stand designed and developed for testing the braking properties and suspension of wheeled vehicles, the tire contact patch with the supporting surface being provided maximally close to road conditions. The originality of the stand is confirmed by the decision to issue a patent of the Russian Federation for an invention. The advantages of using the proposed stand design, as well as the disadvantages and the ways to overcome them are considered.

Keywords: vehicle, brake stand tests, diagnostics, brake control, power stand.

Введение

Для оценки тормозных свойств колесных транспортных средств (КТС) и транспортно-технологических машин (ТТМ) в условиях эксплуатации широкое применение при технических осмотрах, на СТО и АТП нашли роликовые стенды силового типа [1–4]. Однако при всех известных достоинствах роликовых стендов (удобство и простота применения, компактность, универсальность в отношении типов испытуемых автомобилей, возможность обеспечения оперативности испытаний и вы-

сокого уровня автоматизации измерений и пр.) результаты испытаний КТС на них могут существенно отличаться от результатов дорожных испытаний. Одной из основных причин этого является несоответствие пятна контакта, направлений и значений действующих сил и реакций колеса на опорных роликах пятну контакта, действующим силам и реакциям колеса ТС, движущегося по дороге.

Материалы и методы

Авторами данной статьи предлагается силовой тормозной стенд оригинальной кон-

струкции [5], в котором при испытаниях тормозных свойств автомобиля обеспечивается форма пятна контакта шины с опорной поверхностью, наиболее близкая к реальным дорожным условиям.

Конструкция стенда состоит из двух модулей с оригинальными опорными устройствами — в виде горизонтальных опорных дисков, приводимых во вращение традиционным силовым приводом. Схемы модулей представлены на рис. 1, 2.

Каждый модуль стенда состоит из рамы 1 с отверстиями 2, направляющими 3 вертикального перемещения рамы, закрепленными стационарно. На каждой раме смонтирован опорный диск 4 с осью 5, опирающийся на конический подшипник 6. Привод вращения опорного диска выполнен в виде вынесенного за контур рамы и установленного балансиру электромотора (мотор-редуктора) 7, гибкой зубчатой (ременной) передачи 8, ведущая звездочка 9 которой размещена на валу 10

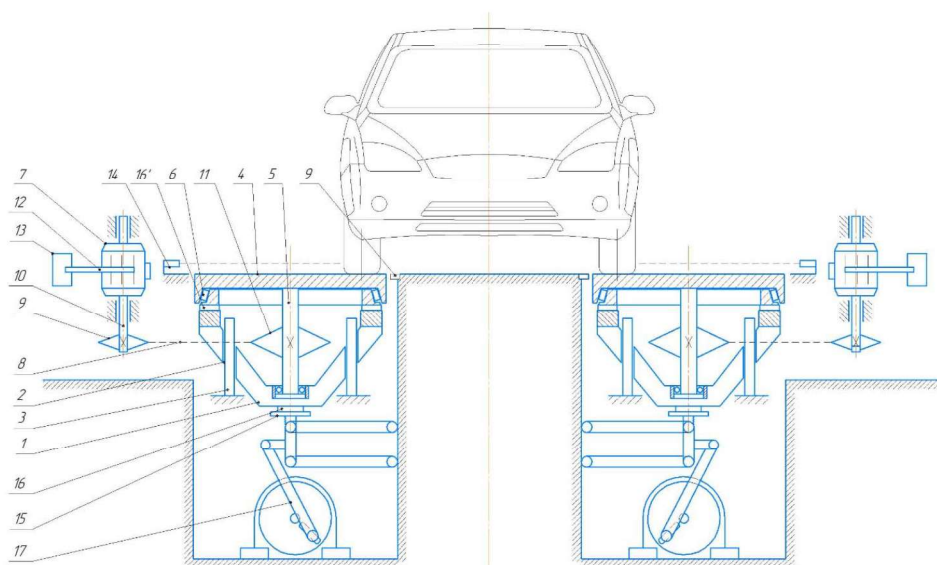


Рис. 1. Компоновочная схема стенда, вид спереди

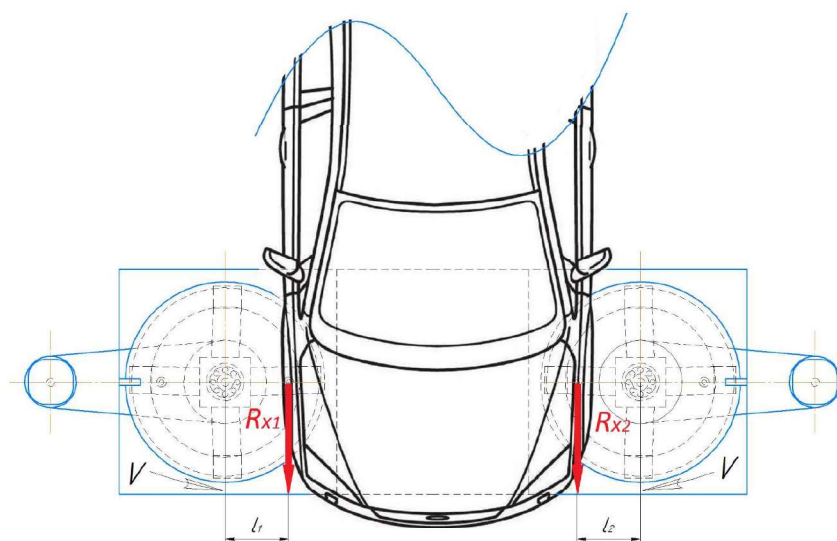


Рис. 2. Компоновочная схема стенда, вид сверху

электромотора, ведомая 11 — на оси 5 привода вращения опорного диска. На корпусе электромотора закреплен рычаг 12, воздействующий на датчик силы 13 при появлении реактивного момента. На специальном кронштейне установлен датчик 14 непрерывного определения положения плоскости вращения колеса диагностируемой оси автомобиля относительно оси вращения опорного диска. Рама опирается на виброплощадку 15 с установленным на ней датчиком (датчиками) веса (наезда) 16, дополнительные датчики веса 16' также размещены между рамой и опорным подшипником 6 диска 4. Виброплощадка 15 опирается на шатун кривошипно-шатунного механизма 17 для совершения вертикальных колебаний.

Результаты

Применение стенда предлагаемой конструкции осуществляется нижеописанным способом и позволяет получить результаты, недостижимые с применением ранее известных конструкций стендов. В режиме испытания тормозных качеств автомобиля электродвигатели с заданной невысокой скоростью вращают опорные диски, приводя во вращение колеса диагностируемого автомобиля. При воздействии водителя на педаль тормоза в приводах опорных дисков возникает реактивный момент, при этом датчиком 13 (см. рис. 1, 2) измеряется величина реактивной силы, а компьютер вычисляет величину реактивного крутящего момента. Далее, исходя из величины плеча (расстояния от плоскости вращения колеса диагностируемой оси автомобиля до оси вращения опорного диска), которое определяется посредством обработки сигнала от лазерного датчика 14 (см. рис. 1, 2), программное обеспечение компьютера рассчитывает величину тормозной силы в пятне контакта колеса с опорным диском, а с учетом веса, приходящегося на колесо, рассчитывается и удельная тормозная сила. В таком режиме предлагаемый стенд может осуществлять измерение тор-

мозных сил как обычный [3, 4] роликовый тормозной стенд, но при этом форма пятна контакта колеса с опорной поверхностью будет близка к реальным дорожным условиям.

При включении привода колебаний виброплощадки 15 (см. рис. 1, 2) рама с опорным диском начинает совершать вынужденные колебания в вертикальной плоскости, т. е. имитирует «неровную» дорогу, что может позволить испытывать рабочую тормозную систему в условиях, максимально приближенных к реальной дороге. Регулируя амплитуду и частоту колебаний виброплощадки, а также скорость вращения опорного диска, можно моделировать широкий спектр дорожных условий и при этом испытывать эффективность рабочей тормозной системы и современных электронных систем помощи водителю. Кроме того, с использованием режима виброколебаний обеспечивается возможность оценивать техническое состояние подвески автомобиля.

Оригинальность стенда подтверждена патентом на изобретение РФ [5].

Обсуждение

Для экспертизы возможности реализации и эффективности предложенного нами стенда были привлечены ведущие специалисты в области стендовых испытаний систем безопасности автомобилей [6–14], которые, критически проанализировав конструкцию, сформулировали несколько проблемных вопросов, связанных с использованием рассматриваемого метода и конструкции стенда. Рассмотрим некоторые из этих проблем в отношении испытания тормозных свойств¹ и попытаемся дать ответы на поставленные вопросы.

Первый проблемный вопрос, по мнению экспертов, связан с позиционированием колес автомобиля относительно продольной плоскости симметрии стенда (схема позиционирования автомобиля на опорной пло-

¹ Ответ на вопросы в отношении испытаний подвески с использованием режима вынужденных виброколебаний будет дан в другой статье в связи с ограниченностью объема статьи.

щадке стенда приведена на рис. 2). Даже при равных тормозных силах R_{x1} и R_{x2} тормозные моменты $R_{x1} \times l_1 \neq R_{x2} \times l_2$ будут разными, поскольку $l_1 \neq l_2$. Отсюда весьма непростая проблема — сильное влияние точности позиционирования на результаты измерения тормозных сил. Учет бокового смещения при помощи лазерных систем вряд ли исправит ситуацию. Ведь шины разные по ширине (только у легковых КТС ширина шин 135–365 мм) и под нагрузкой деформируются. Более того, при торможении автомобиль «шевелится» — смещается взад и вбок. **Как учесть влияние этих смещений на погрешности измерения тормозных сил?**

Для ответа на вышепоставленный вопрос рассмотрим следующий конкретный пример исполнения стенда и учета влияния позиционирования колес автомобиля относительно его продольной оси симметрии. Для этого произведем аналитическое описание алгоритма определения тормозных сил на рассматриваемом стенде.

На рис. 3 показаны следующие параметры стенда и автомобиля, с учетом которых рассчитывается величина тормозных сил: B — ширина шины (при размерности 205/55 R16, ширина шины равна 205 мм); L_i — расстоя-

ние от лазерного датчика до шины колеса, измеряемое непрерывно (с высокой частотой); L_0 — расстояние от лазерного датчика до оси вращения опорного диска (константа); $L_{од}$ — расстояние от оси вращения опорного диска до боковой поверхности шины; $L_{дв}$ — плечо (расстояние от оси мотор-редуктора до центра датчика силы).

Для рассматриваемого колеса величина плеча l_1 тормозной силы R_{x1} , которая будет формировать тормозной момент, передаваемый на приводной мотор-редуктор, установленный балансирно, определится следующим образом:

$$l_1 = L_i - L_0 + B/2. \quad (1)$$

Поскольку кузов автомобиля при испытаниях практически неподвижен в вертикальной плоскости, то принимаем, что вертикальные нагрузки по осям и колесам постоянные (изменяются незначительно). При этом допустим, что перемещений «вперед-назад» нет, автомобиль закреплен в продольном направлении растяжками, переменной является только длина плеча l_1 , автомобиль может смещаться вбок. Ширина шины в процессе испытаний также не меняется (либо меняется незначительно).

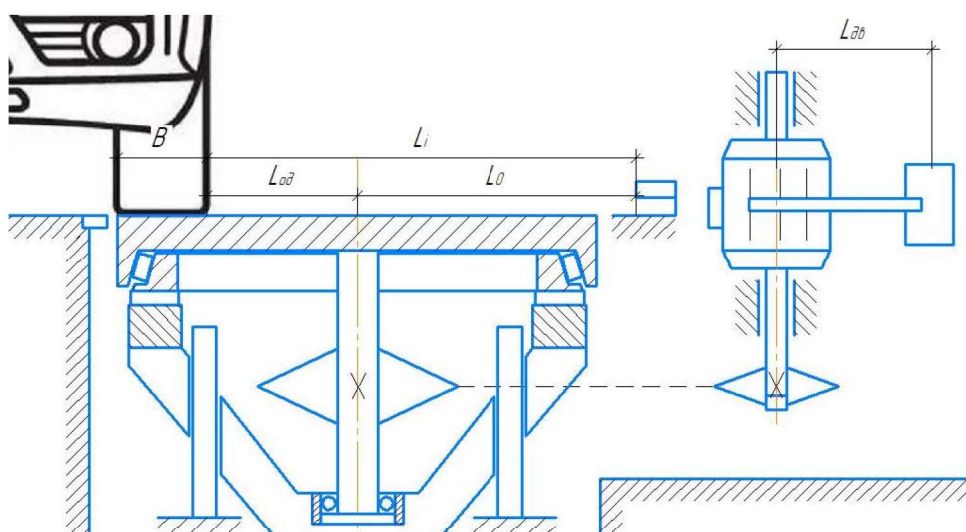


Рис. 3. Параметры позиционирования автомобиля относительно стенда

Предположим, тормозная система автомобиля исправна, но при этом тормозные силы справа и слева разные, т. е. $R_{x1} \neq R_{x2}$. При этом относительная разность тормозных сил колес оси не превышает 20 % (для КТС с дисковыми колесными тормозными механизмами), т. е. тормозная система соответствует требованиям ГОСТ 33997 [15].

Пусть значение тормозной силы в пятне контакта левого колеса $R_{x1} = 2,0$ кН.

Скорость вращения испытуемого колеса в пятне контакта с опорным диском принимаем согласно рекомендациям ГОСТ 33997 (до 5 км/ч или 1,39 м/с). Диаметр диска примем равным 1 м. При этом частота вращения диска будет рассчитана по формуле

$$n = \frac{V}{2\pi r}, \quad (2)$$

где V — линейная скорость вращения диска в центре пятна контакта колеса, м/с; r — радиус размещения середины пятна контакта колеса на опорном диске, м. Произведем вычисления:

$$n = \frac{1,39}{2 * 3,14 * 0,5} = 0,44 \text{ с}^{-1} = 26,4 \text{ об/мин.}$$

Пусть в стенде используется приводной асинхронный электродвигатель АИРМ112МВ8 мощностью 3 кВт при 700 об/мин (по аналогии с серийно выпускаемым роликовым тормозным стендом).

При частоте вращения вала электромотора 700 об/мин или $11,7 \text{ с}^{-1}$ для достижения скорости вращения испытуемого колеса 5 км/ч на опорной площадке (на опорном диске) нужна частота вращения диска $0,44 \text{ с}^{-1}$, передаточное отношение $i_{\text{п}}$ привода должно быть примерно 26. Для реализации этого выбираем электромотор с планетарным редуктором с передаточным числом $i_{\text{п}} = 13$ в редукторе, передаточным числом 2 на цепи (зубчатом ремне). Принимаем передаточное отношение привода 26, КПД привода принимаем 0,9.

Кинематическая схема с балансирным мотор-редуктором позволяет измерять не саму тормозную силу R_{x1} , действующую

в пятне контакта колеса автомобиля с опорными дисками стенда, а некоторую соответствующую ей силу $F_{\text{д}}$ от реактивного момента на статоре электромотора (корпусе мотор-редуктора) от поворота на своей оси, которая будет связана с искомой силой R_{x1} функциональной зависимостью

$$F_{\text{д}} = \frac{R_{x1} * l_1}{i_{\text{п}} * l_{\text{дв}}}, \quad (3)$$

Рассмотрим, как определяются численные значения тормозной силы R_{x1} при разных положениях автомобиля на стенде.

Пример 1. Автомобиль установлен на краю опорного диска (рис. 4).

Расстояние от датчика положения колеса до точки приложения колеса будет рассчитано по формуле

$$L_i = L_0 + L_{\text{од}} \quad (4)$$

и составит $L_i = 600 + 295 = 895$ мм.

Так как значение L_0 (расстояние от лазерного датчика до оси вращения опорного диска) постоянное, в дальнейших расчетах его не учитываем, только отражаем в алгоритме определения положения колеса. Радиус приложения тормозной силы (плечо l_1) рассчитаем по формуле (1):

$$l_1 = 295 + 102,5 = 397,5 \text{ мм} = 0,3975 \text{ м.}$$

Тормозной момент, идущий на вал опорного диска от тормозящего колеса,

$$M_{\text{т диска}} = R_{x1} * l_1, \quad (5)$$

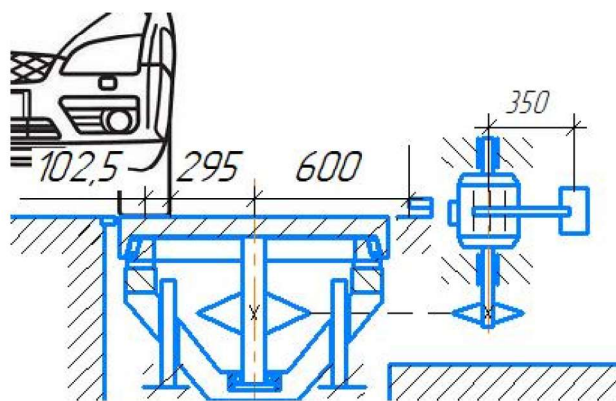


Рис. 4. Параметры позиционирования автомобиля относительно стенда для 1-го варианта установки автомобиля

$$M_{\text{Т диска}} = 2000 * 0,3975 = 795 \text{ Нм.}$$

Тормозной момент, приходящий на вал мотор-редуктора,

$$M_{\text{Т мотор.}} = M_{\text{Т диска}} / i_{\text{п}}, \quad (6)$$

$$M_{\text{Т мотор.}} = 795 / 26 = 30,58 \text{ Нм.}$$

Реактивный момент на корпусе мотор-редуктора будет равен тормозному моменту, следовательно, можно рассчитать силу $F_{\text{д}}$, действующую на датчик силы:

$$F_{\text{д}} = M_{\text{Т мотор.}} / l_{\text{дв}}, \quad (7)$$

$$F_{\text{д}} = \frac{30,58}{0,35} = 87,37 \text{ Н.}$$

Обратный расчет производим из условия, что сила $F_{\text{д}}$ измерена и составляет 87,37 Н.

Тогда момент на статоре (корпусе мотор-редуктора) определится как

$$M_{\text{мотор.}} = F_{\text{д}} * l_{\text{дв}}, \quad (8)$$

$$M_{\text{мотор.}} = 87,37 * 0,35 = 30,58 \text{ Нм.}$$

Момент, приходящий на вал опорного диска, определится как

$$M_{\text{диска}} = M_{\text{мотор.}} * i_{\text{п}}, \quad (9)$$

$$M_{\text{диска}} = 30,58 * 26 = 795 \text{ Нм.}$$

Тормозная сила в центре пятна контакта колеса на опорном диске

$$R_{\text{х1}} = \frac{M_{\text{диска}}}{l_1}, \quad (10)$$

$$R_{\text{х1}} = \frac{795}{0,3975} = 2000 \text{ Н.}$$

Таким образом, зная значение усилия на датчике силы $F_{\text{д}}$ и величину плеча l_1 (которая измеряется непрерывно), мы можем рассчитать величину тормозной силы $R_{\text{х1}}$, создаваемой тормозящим колесом.

Пример 2. Допустим, тормозная сила в пятне контакта левого колеса осталась прежней, $R_{\text{х1}} = 2,0 \text{ кН}$, но колесо сместилось от края опорного диска ближе к оси вращения опорного диска, т. е. изменилась величина плеча l_1 . Результаты оценки влияния величины плеча на значение тормозной силы приведены в табл. 1 и 2.

Задавшись значением тормозной силы в пятне контакта шины с опорной поверхностью диска, можно определить момент на

статоре (корпусе мотор-редуктора) и силу $F_{\text{д}}$ (табл. 1).

Зная (измеряя) величину силы $F_{\text{д}}$ и момент на статоре (корпусе мотор-редуктора), а также величину плеча l_1 , можно определить тормозную силу $R_{\text{х1}}$ в пятне контакта шины с опорной поверхностью диска (табл. 2).

Таким образом, независимо от положения колеса на опорном диске (независимо от расположения автомобиля относительно средней продольной оси стенда), зная значение силы $F_{\text{д}}$ на датчике силы от реактивного момента на корпусе мотор-редуктора и измеренную соответствующую ей величину плеча l_1 (радиус приложения тормозной силы на поверхности опорного диска), можно определить действительную величину тормозной силы $R_{\text{х1}}$. Для непрерывного расчета значения тормозной силы необходимо знать величину плеча l_1 и значение силы $F_{\text{д}}$ на корпусе мотор-редуктора в одни и те же моменты времени, что легко реализуется в современных измерительных системах. Учет ширины шины может быть осуществлен ее идентификацией по маркировке, учет ее деформации под нагрузкой — предварительным измерением и последующим введением этих данных в алгоритм расчета через компьютерный интерфейс стенда.

Второй проблемный вопрос, по мнению экспертов, связан с изменением направления векторов движения элементов шин в пятнах контакта, которые будут вызваны кривизной траектории движения опорной поверхности диска (платформы), как показано на рис. 5. Боковые отклонения шашечек шины в процессе торможения ведут к боковым скольжениям и неустойчивости их контакта с опорной поверхностью, а это существенное снижение коэффициента сцепления (коэффициент трения покоя, больше коэффициента трения в движении трущихся тел). Чтобы снизить это негативное влияние, необходимо увеличивать диаметр платформ, а это повышение массы стенда. **Как учесть**

Таблица 1

Промежуточные этапы расчета значения реактивного момента на корпусе мотор-редуктора (тормозного момента) и силы F_d на датчике

№ варианта расчета	Номер применяемой формулы расчета			
	(1)	(5)	(6)	(7)
	l_1 , м	$M_{\text{т. диска}}$, Нм	$M_{\text{т. мотор.}}$, Нм	F_d , Н
1	0,3500	700	26,92	76,91
2	0,1915	383	14,73	42,09

Таблица 2

Промежуточные этапы расчета значения тормозной силы R_{x1} в пятне контакта шины с опорной поверхностью диска

№ варианта расчета	Номер применяемой формулы расчета		
	(8)	(9)	(10)
	$M_{\text{мотор.}}$, Нм	$M_{\text{диска}}$, Нм	R_{x1} , Н
1	26,92	700	2000
2	14,73	383	2000

влияние кривизны траектории движения опорной поверхности на формирование тормозной силы?

При установке автомобиля на стенд необходимо, чтобы ось вращения испытуемого колеса и ось OY (рис. 6) совпадали или были максимально близки. При вращении опорного диска (платформы) колесо будет катиться без сноса до момента начала торможения, сила торможения R_{x1} будет направлена в противоположную сторону от направления вращения диска.

Рассмотрим силы, возникающие в пятне контакта колеса с опорным диском. Априори сделаем допущение, что пятно контакта колеса на опорном диске в статическом состоянии и в движении близко к форме круга. Разобьем условно пятно контакта на три зоны (рис. 7): верхняя зона (выше оси OY), нижняя зона (ниже оси OY) и средняя зона (на оси OY). Далее условные векторы скорости V в каждой из зон пятна контакта разложим на две составляющие: на продольную V_x , параллельную оси OX , и поперечную V_y , параллельную оси OY .

Пусть в верхней зоне пятна контакта от всех элементарных точек на колесо действует результирующий вектор силы V_1 , в нижней зоне пятна контакта — результирующий вектор силы V_3 , а на самой линии OY — результирующий вектор силы V_2 . Нетрудно заметить, что сумма проекций векторов сил V_{1Y} и V_{3Y} на ось OY равна нулю:

$$V_{1Y} + V_{3Y} = 0,$$

т. е. они уравновешивают друг друга и поэтому бокового смещения колеса на опорном диске не произойдет, хотя при этом форма пятна контакта может несколько отклониться от правильного круга за счет эластичности шины.

Направление вектора суммы результирующих векторов верхней части пятна контакта V_1 и нижней части пятна контакта V_3 будет совпадать с направлением вектора сил V_2 , т. е. результирующий вектор силы будет параллелен тормозной силе R_{x1} .

В рамках сделанных допущений из проведенного анализа следует, что кривизна траектории контакта колеса с опорным диском сама по себе будет незначительно влиять на результаты измерения тормозной силы R_{x1} .

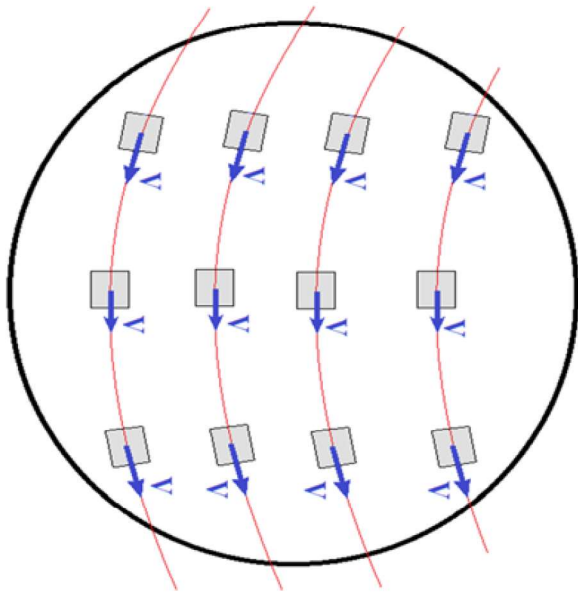


Рис. 5. Пятно контакта шины с платформой стенда

В случае продольного смещения колеса на опорном диске (рис. 8, 9), при котором ось вращения колеса не будет совпадать с осью вращения опорного диска (центр пятна контакта колеса размещен под некоторым углом φ от линии OY), результирующий вектор V_i в пятне контакта будет направлен под некоторым углом φ к вектору тормозной силы R_{x1} , что будет приводить к искажению результата измерения.

Эту проблему можно решать различными способами. Например, для определения истинного значения тормозной силы R_{x1} в таком случае измеренное значение тормозной силы можно будет корректировать с учетом величины угла φ , т. е. нужно будет инструментально измерять величину продольного смещения центра вращения колеса, определять величину угла φ и приводить значение измеренной силы к продольной оси OX стенда и автомобиля.

Другой предлагаемый нами вариант решения этой проблемы: в методике проведения испытаний (в порядке проведения измерений тормозных сил на стенде) необходимо оговаривать условие: автомобиль при испытаниях размещается так, чтобы ось враще-

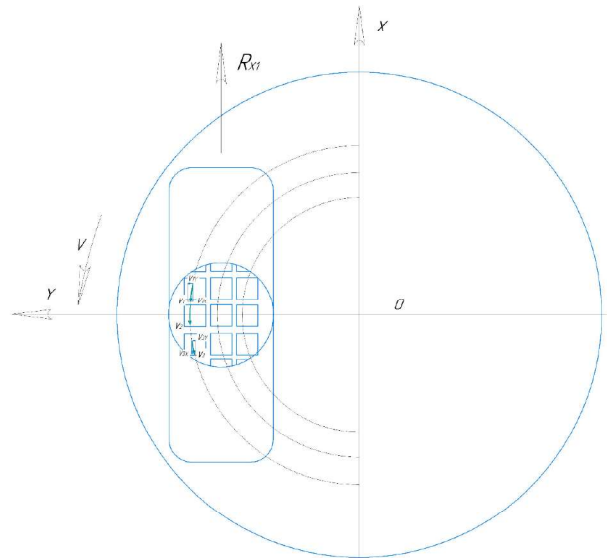


Рис. 6. Позиционирование колеса на опорном диске, ось вращения колеса и ось вращения диска пересекаются

ния колеса пересекалась с осью вращения опорного диска (центр пятна контакта колеса размещен на линии, пересекающей ось вращения опорного диска). При испытаниях это условие также можно обеспечивать закреплением автомобиля в продольном направлении растяжками.

Также влияние на смещение колеса относительно опорного диска в продольном направлении может оказывать различие величин и неравномерность действия тормозных сил правого и левого колес. В таком случае целесообразно производить диагностику по-

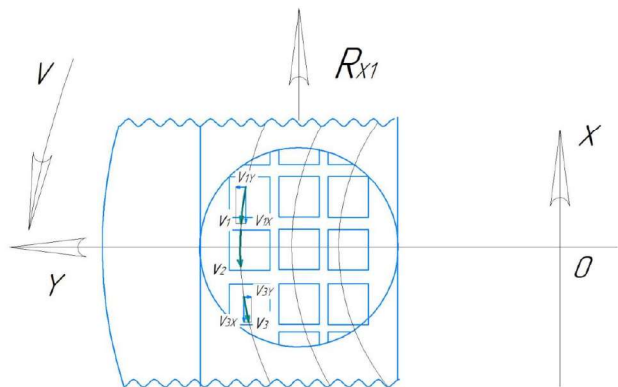


Рис. 7. Реакции в пятне контакта шины с опорной поверхностью

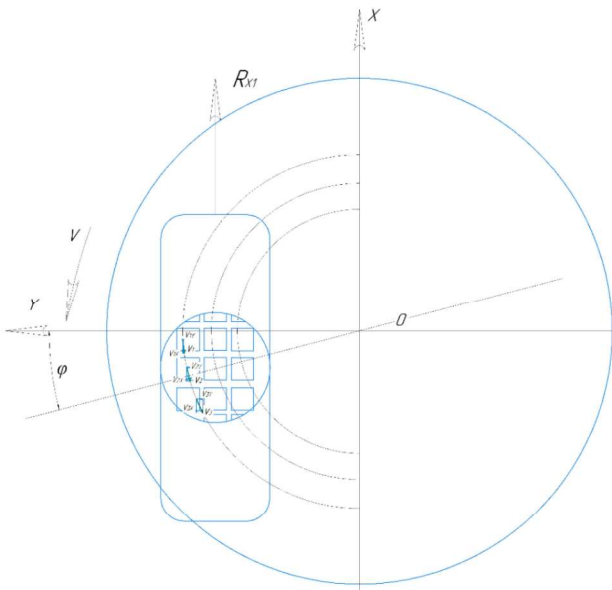


Рис. 8. Позиционирование колеса на опорном диске, при котором ось вращения колеса не будет совпадать с осью вращения опорного диска

колесно, т. е. отдельно правое и левое колесо, при этом вторая платформа (опорный диск) с недиагностируемым колесом должна жестко блокироваться.

Из теории качения колеса [16] известно, что когда колесо катится по дороге, вертикальная реакция со стороны опорной поверхности действует не по оси вращения колеса, а смещается на некоторую величину $a_{\text{ш}}$ (так называемый продольный снос) в ту сторону, с которой подводится действующий момент, т. е. навстречу действующему моменту (либо тяговому, либо тормозному). Вследствие этого может изменяться и величина тормозной силы R_{x1} . Поэтому этот факт необходимо будет учитывать на этапе экспериментальных исследований и отладке технологии измерений тормозных сил на стенде предлагаемой конструкции и, возможно, специально обеспечивать некоторое смещение оси вращения колеса (колес контролируемой оси автомобиля) относительно оси вращения опорных дисков.

Замечание экспертов о том, что «коэффициент трения покоя больше коэффициента трения в движении трущихся тел», авторы

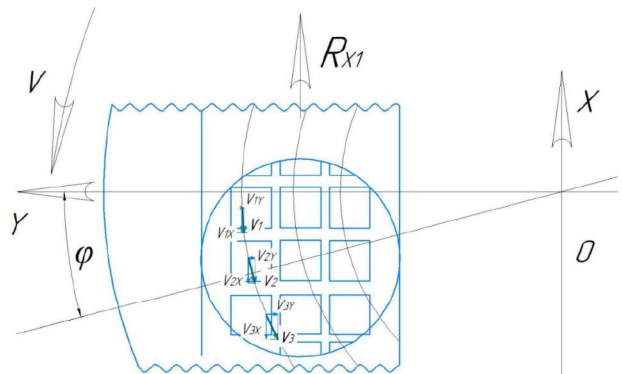


Рис. 9. Реакции в пятне контакта шины с опорной поверхностью

не оспаривают. Но нужно исходить из того, что при движении автомобиля по дороге физическая природа реализуемого коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью ближе к коэффициенту трения в движении, чем к коэффициенту трения покоя, т. е. предлагаемый стенд обеспечивает большее приближение условия испытания тормозных свойств к условиям в реальной дороге, чем роликовые тормозные стенды.

В рамках ответа на вопросы экспертов отметим, что вопрос определения оптимального диаметра опорного диска пока остается открытым, так как он связан, с одной стороны, с технологическими возможностями производства, а с другой стороны, с параметрами испытуемых автомобилей (категория ТС, колея, размерность колес и др.). Априори можно предположить, что для испытания легковых автомобилей потребуется диск диаметром от 1 м.

Также необходимо заметить, что рассмотренный вопрос влияния позиционирования автомобиля на стенде предложенной конструкции актуален и для традиционно используемых во всем мире роликовых тормозных стендов, так как непараллельность осей автомобиля и стенда значительно снижает достоверность полученных результатов [17], а также этот вопрос актуален вообще для любых стендовых испытаний. Поэтому вопрос правильного позициониро-

вания автомобиля на испытательном стенде оговаривается в методиках проведения испытаний и руководствах по эксплуатации.

Выводы

Таким образом, априорно-аналитическое исследование свойств тормозного стенда с горизонтальными опорными дисками показывает, что рассмотренные замечания экспертов в отношении предложенного метода и конструкции стенда могут быть учтены как аппаратными, так и методико-технологическими приемами проведения испытаний

Критерием истины является практика. Для ответа на вопрос о жизнеспособности предложенного метода испытания и конструкции стенда, обеспечивающего форму пятна контакта шины с опорной поверхностью, наиболее близкую к реальным дорожным условиям, необходимы натурные испытания либо углубленное моделирование с использованием современных компьютерных технологий.

Библиографический список

1. Техническая эксплуатация автомобилей / под ред. Крамаренко Г. В. М.: Транспорт, 1983.
2. Харазов А. М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей. М.: Высшая школа, 1990. 205 с.
3. Стенды тормозные малогабаритные «СТМ 3500 М». Руководство по эксплуатации М220.000.00.00 РЭ. Жигулевск, 2012. 49 с.
4. IW / MBT LON. Силовые роликовые тормозные стенды. Руководство по эксплуатации. BA022301-RU. Представительство в России ООО «МАХА Руссия». Санкт-Петербург. 62 с.
5. Патент № 2783553 Российская Федерация, МПК G01L 5/28 (2006.01), G01M 17/04 (2006.01). Стенд для испытания тормозных качеств и элементов подвески автомобилей: № 2022103555 : заявл. 12.02.2022; опубл. 14.11.2022, Бюл. № 32 / Блянкинштейн И. М., Тарасов П. М.; URL: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPAT&DocNumber=2783553&TypeFile=html
6. Федотов А. И., Яньков О. С., Потапов А. С., Портнягин Е. М. и др. Контроль систем безопасности на стендах с беговыми барабанами. Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2021. 364 с.
7. 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 // Материалы 83-й междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров; под общ. ред. А. И. Федотова, А. С. Потапова; отв. ред. А. С. Потапов. Иркутск: ИРНИТУ, 2013. С. 269–277.
8. Fedotov A. I. Analytical identification of parameters influencing measurement quality using flat brake tester / Fedotov A. I., Młyńczak M. // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2016. T. 470. C. 147–155.
9. Fedotov A. I. Circulation of power during braking of tyre of vehicle wheel on support rollers of the diagnostic stand / Fedotov A. I., Krivtsov S. N., Yankov O. S. // Advances in Engineering Research. Proceedings of the International Conference «Aviamechanical engineering and transport» (AVENT 2018). 2018. C. 147–151.
10. Fedotov A. I. Influence of tire tread pattern wear on characteristics of its longitudinal adhesion with bearing surface / Fedotov A. I., Markov A. S., Makhno D. E., Vikulov M. A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019, 632 (1), 012026
11. Fedotov A. I. Simulation and experimental analysis of quality control of vehicle brake systems using flat plate tester / Fedotov A. I., Młyńczak M. // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2016. T. 470. C. 135–146.
12. Fedotov A. I. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands / Fedotov A., Yankov O., Chernyshkov A // E3S Web of Conferences, 2020, 157, 01021.
13. Портнягин Е. М., Федотов А. И., Бойко А. В. Моделирование процесса торможения автомобиля с ABS на полноопорном диагностическом стенде с беговыми барабанами // Вестник ИРГТУ. Иркутск, 2008. Вып. 4. С. 95–100.
14. 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.
15. ГОСТ 33997-2016. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки: межгосударственный стандарт. Введ. 2018-02-01. М.: Стандартинформ, 2017. 74 с.
16. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль : теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 237 с.
17. Федотов А. И., Бойко А. В., Потапов А. С. О повторяемости измерений параметров процесса тормо-

жения автомобиля на стенде с беговыми барабанами // Вестник ИрГТУ. 2008. № 1 (33). С. 63–71.

References

1. *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley* [Technical operation of automobiles]. Ed. by Kramarenko G. V. Moscow, Transport Publ., 1983.
2. Kharazov A. M. *Diagnosticheskoe obespechenie tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta avtomobiley* [Diagnostic maintenance and repair of automobiles]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1990, 205 p.
3. *Stendy tormoznye malogabaritnye «STM 3500 M»* [Small size brake testing stands «STM 3500 M»]. Operation manual M 220.000.00.00. Zhigulevsk, 2012, 49 p.
4. IW / MBT LON. *Silovye rolkovye tormoznye stendy* [IW / MBT LON. Power roller brake stands]. Instruction manual. BA022301-RU. Russian representative office of MAHA Russia Ltd, St. Petersburg, 62 p.
5. Blyankinshteyn I. M., Tarasov P. M. *Stend dlya ispytaniya tormoznykh kachestv i elementov podveski avtomobiley* [Stand for testing the braking characteristics and suspension elements of automobiles]. Patent RF, 2022, no. 2783553. Available at: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPAT&DocNumber=2783553&TypeFile=html
6. Fedotov A. I., et al. *Kontrol' sistem bezopasnosti na stendakh s begovymi barabanami* [Control of safety systems on treadmill stands]. Irkutsk, IRNITU Publ., 2021, 364 p.
7. Fedotov A. I., Boyko A. V., Khalezov V. P. *Eksperimental'nye issledovaniya normal'nykh kasatel'nykh napryazheniy v pyatne kontakta elastichnoy shiny s tsilindricheskoy opornoy poverkhnost'yu begovogo barabana i ploskoy poverkhnost'yu dorogi* [Experimental studies of normal tangential stresses in the contact patch of elastic tire with cylindrical bearing surface of running drum and flat road surface]. *Trudy 83-y Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii Assotsiatsii avtomobil'nykh inzhenerov* [Proceedings of the 83-rd International scientific and technical conference of Association of Automobile Engineers]. Ed. by Fedotov A. I., Potapov A. S. Irkutsk, IrNITU Publ., 2013, pp. 269–277.
8. 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.
9. 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 "Avia-mechanical Engineering and Transport" (AVENT 2018)*, 2018, pp. 147–151.
10. 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, 632(1), 012026.
11. 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.
12. Fedotov A. I., Yankov O., Chernyshkov A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands. *E3S Web of Conferences*, 2020, vol. 157, pp. 01021.
13. Portnyagin E. M., Fedotov A. I., Boyko A. V. *Modelirovanie protsessa tormozheniya avtomobilya s ABS na polnoopornom diagnosticheskom stende s begovymi barabanami* [Simulation of the process of braking a car with ABS on a full-support diagnostic stand with running drums]. *Vestnik IrGTU – Bulletin of the ISTU*, Irkutsk, 2008, iss. 4, pp. 95–100.
14. Fedotov A. I., Vlasov V. G. *Analiz konstruktivnykh i metrologicheskikh parametrov ploshchadochnykh stendov dlya kontrolya tormoznykh sistem avtomobilya* [Analysis of design and metrological parameters of area test benches for checking the braking systems of cars]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov – Journal of Automobile Engineers*, 2013, no. 2 (79), pp. 36–43.
15. GOST 33997–2016. *Kolesnye transportnye sredstva. Trebovaniya k bezopasnosti v ekspluatatsii i metody proverki* [GOST 33997–2016. Wheeled vehicles. Safety requirements in operation and inspection methods]. Interstate Standard. Introduced 2018-02-01. Moscow, Standardinform Publ., 2017, 74 p.
16. Litvinov A. S., Farobin Ya. E. *Avtomobil': teoriya ekspluatatsionnykh svoystv* [Automobile: theory of operational properties]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989, 237 p.
17. Fedotov A. I., Boyko A. V., Potapov A. S. *O povtoryaemosti izmereniy parametrov protsessa tormozheniya avtomobilya na stende s begovymi barabanami* [On the repeatability of measurements of parameters of the car braking process on a brake testing stand with running drums]. *Vestnik IrGTU – Bulletin of ISTU*, 2008, no. 1 (33), pp. 63–71.