

Влияние трибологических характеристик пары трения эластомер – опорное основание на тягово-сцепные свойства автомобильного колеса

© А.А. Купреянов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Статья содержит данные из литературных источников о зависимости тяговых свойств автомобильного колеса и $\varphi(S)$ -диаграммы, используемой в теории антиблокировочных и противобуксовочных систем, от скорости движения, режима силового нагружения колеса, скорости изменения этих параметров и от коэффициента трения скольжения в контакте шины с дорогой. Показано, что эти свойства в значительной степени зависят от трибологических характеристик контакта шины с дорогой. Проведены экспериментальные и аналитические исследования трения между резиной протектора шин и различными поверхностями. Автором статьи предложены практические методы решения проблемы увеличения трения и тягово-сцепных свойств шины на асфальтобетонных поверхностях (сухих, мокрых и загрязненных).

Ключевые слова: тепловая нагруженность шины, вязкоупругость, трение эластомера, сцепление шины, антиблокировочная система, противобуксовочная система.

Обзор выполненных работ и постановка задачи. Для оценки тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса и автомобиля в теории автомобиля используется понятие коэффициента сцепления φ' [1, 2]. На конкретном дорожном покрытии по максимальному значению φ' обычно оценивают предельный угол подъема автомобиля, минимальный тормозной путь и динамику разгона автомобиля.

При анализе сцепных свойств автомобильного колеса в широком диапазоне режимов нагружения, разработке антиблокировочных (АБС) и антипробуксовочных (АПС) систем [3, 4, 5] чаще всего применяют $\varphi(S)$ -диаграмму изменения коэффициента продольной реакции φ от коэффициента скольжения S . При этом максимальное значение коэффициента сцепления соответствует максимальному значению $\varphi(S)$ соответствующей диаграммы. В случае отсутствия боковой реакции R_y в контакте $\varphi(S) \equiv \varphi_x(S_x)$.

Вид диаграмм для различных поверхностей представлен на рис. 1.

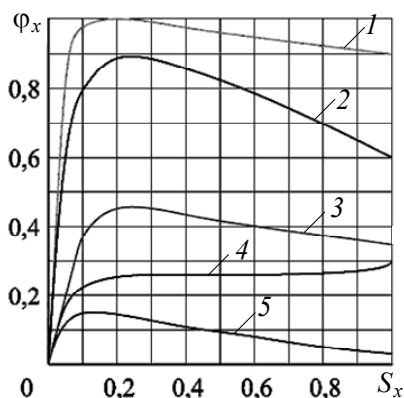


Рис. 1. Диаграммы $\varphi_x(S_x)$ для различных поверхностей в тормозном режиме:
 1 — сухой асфальт; 2 — мокрый; 3 — лед с неровностями, шина с зацепами;
 4 — свежеснеженный снег, грязь; 5 — гладкий лед, гладкая резина

Коэффициент продольной реакции

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_z}, \quad (1)$$

где R_x — продольная реакция в пятне контакта с опорной поверхностью; R_z — вертикальная реакция.

Коэффициент скольжения в тормозном режиме

$$S_x = \frac{V_{Sx}}{V_x}. \quad (2)$$

Здесь V_{Sx} — скорость скольжения точек шины в контакте относительно опорной поверхности в направлении оси X ; V_x — продольная скорость центра колеса.

В тяговом режиме

$$S_x = \frac{V_{Sx}}{V_{\text{rot}}}, \quad (3)$$

где V_{rot} — средняя окружная скорость точек на поверхности беговой дорожки шины в зоне пятна контакта в относительном движении вокруг центра колеса:

$$V_{\text{rot}} = \omega \cdot r_k^* \quad (4)$$

(ω — угловая скорость обода; r_k^* — некоторое расчетное значение радиуса качения колеса в свободном режиме: $r_k^c > r_k^* > r_d$, r_k^c — радиус качения в свободном режиме, r_d — динамический радиус колеса).

Отметим, что в зависимости от режима движения радиус r_k^* изменяется незначительно и его значение

$$r_k^* \approx 0,5(r_k^c + r_d). \quad (5)$$

При этом коэффициент скольжения в тяговом режиме

$$S_x = \frac{\omega r_k^* - V_x}{\omega r_k^*} = 1 - \frac{V_x}{V_{rot}} = \frac{V_{S_x}}{V_{rot}}. \quad (6)$$

В тормозном режиме

$$S_x = \frac{V_x - \omega r_k^*}{V_x} = 1 - \frac{V_{rot}}{V_x} = \frac{V_{S_x}}{V_x}. \quad (7)$$

Типичный вид диаграммы $\varphi_x = f(S_x)$ изображен на рис. 2. На диаграмме условно можно выделить четыре области. Область I — практически линейная зона, где реализуется упругое скольжение и коэффициент скольжения S_x не превышает значение $S_x = 0,05...0,07$. В этой области, соответствующей режиму нагружения тяговой или тормозной силы, при котором, согласно результатам теоретических и экспериментальных исследований [6–8], в зоне контакта шины с дорогой преобладает зона сцепления; зона скольжения в основном находится вблизи задней границы контакта.

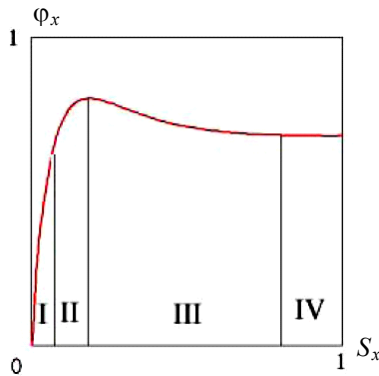


Рис. 2. Типичный вид диаграммы $\varphi_x(S_x)$

Значительную роль в изменении соотношения между скоростью V_x и угловой скоростью ω играет деформация элементов слоя протектора и всей резинокордной оболочки вследствие влияния сформировавшихся касательных напряжений τ_x в контакте. Можно предположить, что элемент слоя протектора входит в контакт и постепенно в процессе движения к задней его границе растет действующее на

контакт касательное напряжение и сдвиг в направлении оси X . На задней границе контакта происходит интенсивное проскальзывание и этот элемент «догоняет» элементы во внеконтактной зоне. При этом касательное напряжение на его поверхности скачком уменьшается до нуля. Более подробно процесс формирования «упругого скольжения» изложен в работе [9].

В этой зоне справедливо уравнение, предложенное Е.А. Чудаковым [1, 10, 11]

$$r_k = r_k^c - \lambda_{R_x} R_x, \quad (8)$$

где r_k — радиус качения колеса; r_k^c — радиус качения в свободном режиме; λ_{R_x} — коэффициент тангенциальной эластичности; R_x — продольная реакция.

В зоне II в процессе возрастания параметра S_x и абсолютной скорости скольжения V_S элементов протектора в контакте уменьшается доля зоны сцепления и увеличивается доля зоны скольжения вплоть до $S_x = (S_x)_{кр}$. Правее этой точки можно считать, что при падении в зону контакта все точки шины проскальзывают с одинаковой скоростью.

В области III происходит заметное уменьшение значения φ_x , которое несколько замедляется и стабилизируется в области IV. Соотношение и характер этих областей зависит от конкретной поверхности.

В большинстве случаев области III и IV можно объединить в одну.

В областях III и IV определяющими в формировании реакции R_x и величины φ_x являются трибологические законы пары эластомер — опорная поверхность. В частном случае, когда $V_S = 0$ и $S_x = 0$, реакция R_x и коэффициент продольной реакции φ_x также равны нулю. Это соответствует свободному режиму качения колеса.

В тормозном режиме, когда $V_S = V_x$, $V_{rot} = 0$, $S_x = 1$, возникает режим полного юза. В тяговом режиме, когда $V_S = V_{rot}$, $V_x = 0$, $S_x = 1$, формируется режим полного буксования колеса.

При наличии боковых сил, действующих на колесо, и возникновении боковых реакций R_y необходимо разработать математическую модель, учитывающую боковое скольжение колеса. В этом случае при постоянной нормальной реакции R_z продольная и боковая реакции являются функциями как продольного S_x , так и бокового скольжения S_y , т. е.

$$R_x = R_x(S_x, S_y),$$

$$R_y = R_y(S_x, S_y),$$

$$S_x = \cos \delta - \frac{\omega J_k^*}{V_x}, \quad (9)$$

$$S_y = \sin \delta, \quad (10)$$

где δ — угол увода колеса.

Зависимости (9) и (10) также можно представить в виде

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2}, \quad (11)$$

где $R_x = R_x(S)$ и $R_y = R_y(S)$ [12, 13].

В рамках данной работы рассмотрено только «плоское» качение, когда боковые силы и боковые реакции отсутствуют. При этом по аналогии с кулоновским трением используют набор кривых для различных поверхностей (см. рис. 1).

При описании сцепных свойств колесного движителя (КД) обычно ограничиваются одной кривой для заданной дорожной поверхности, вне зависимости от каких-либо других параметров. Несмотря на то что такой подход лучше, чем использование постоянного табличного значения (что, к сожалению, очень часто встречается), но в некоторых случаях он не только неточен, но и принципиально неверен.

При описании $\varphi(S)$ -диаграмм для различных поверхностей в литературе часто замалчиваются некоторые особенности получения экспериментальных данных.

1. Диаграммы получены в стационарном режиме, т. е. при постоянной установившейся скорости и тепловом режиме. В реальном процессе торможения происходит одновременное изменение скорости автомобиля V_x и коэффициента скольжения S_x (рис. 3). При этом в начале торможения имеются пиковые забросы реализуемой силы трения.

2. Максимальное значение коэффициента продольной реакции сильно зависит от абсолютной скорости автомобиля V_x , а не только от безразмерного коэффициента скольжения S_x . Причем, как показано на рис. 4, речь идет не о нескольких процентах, а об изменении величин в 2–3 раза.

3. Зависимость $\varphi_x(S_x)$ различается для тягового и тормозного режимов. На рис. 5 видно, что в тяговом режиме падение величины φ_x с ростом коэффициента скольжения S_x значительно сильнее, чем в тормозном режиме (см. рис. 4).

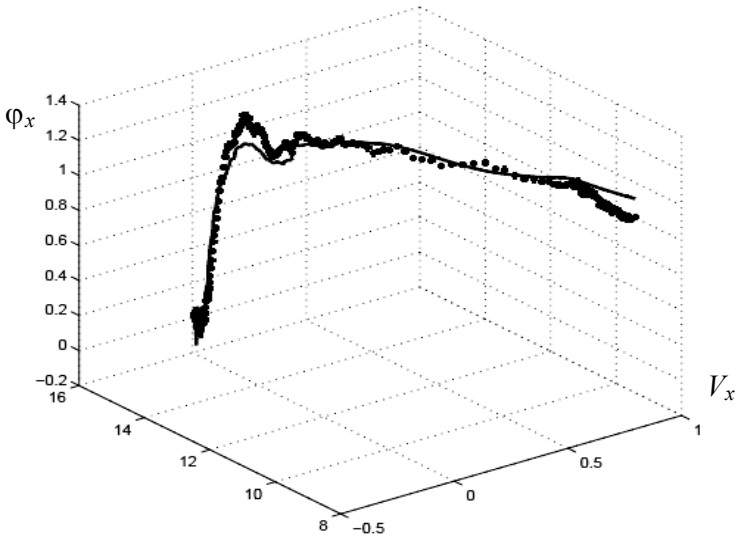


Рис. 3. Зависимость $\varphi_x(V_x, S_x)$ реального процесса торможения

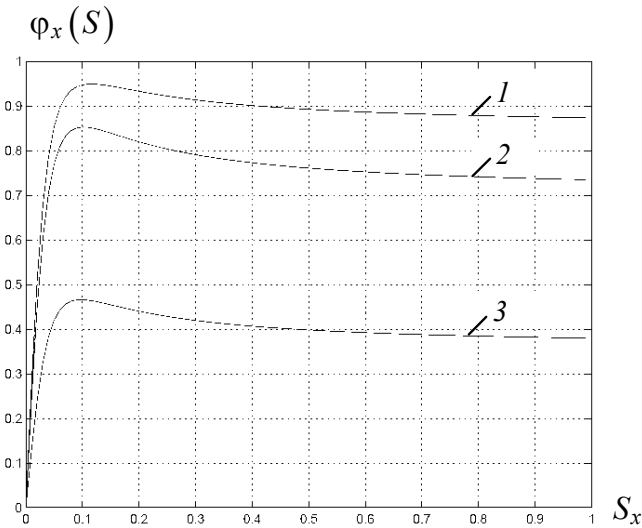


Рис. 4. Изменение диаграммы $\varphi(S)$ от начальной скорости автомобиля в режиме торможения:
при скорости $V_x = 32$ (1), 64 (2), 96 км/ч (3)

Можно показать, что попытка получить однозначную зависимость коэффициента продольной реакции φ_x от абсолютной скорости скольжения точек шины в контакте с опорной поверхностью V_S не приводит к желаемому результату.

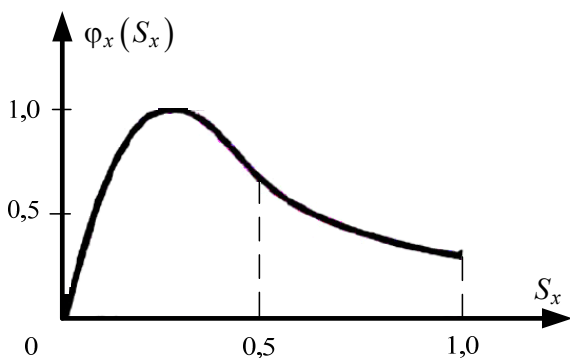


Рис. 5. Диаграмма $\varphi_x(S_x)$ в тяговом режиме

Из рис. 4 следует, что при различных значениях скорости автомобиля V_x в тормозном режиме при одном и том же значении скорости скольжения V_S значения коэффициента продольной реакции φ_x оказываются разными. Согласно пп. 2 и 3, одного параметра (S_x или V_S) недостаточно для определения коэффициента продольной реакции φ_x . В соответствии с п. 2 следовало бы наряду с безразмерным коэффициентом скольжения S_x ввести второй параметр (например, абсолютную скорость автомобиля V_x). Тогда, на первый взгляд, этих двух параметров может быть достаточно для определения коэффициента продольной реакции φ_x . Однако в силу п. 3 даже при одинаковых скоростях автомобиля V_x и коэффициентах скольжения S_x в тяговом и тормозном режимах коэффициент продольной реакции φ_x в тяговом и тормозном режиме имеет различное значение.

Как уже отмечалось ранее, в областях III и IV диаграммы $\varphi_x(S_x)$ (см. рис. 2) при $S_{кр} \leq S_x \leq 1$ все точки шины в пятне контакта скользят относительно опорной поверхности с практически одинаковой скоростью скольжения. Это подтверждается результатами теоретических расчетов [14] и экспериментов [11].

В работе [14] показано, что в область контакта входят зоны сцепления и скольжения, причем по мере увеличения продольной реакции область скольжения растет и постепенно обхватывает весь контакт. В большинстве разработанных моделей шины слой протектора (вследствие его расчлененности) представляет собой «винклеровский слой». Это дает основание исследовать характеристики пары трения эластомер – опорное основание, полученные экспериментальным путем на трибологическом стенде, и затем использовать эти результаты при построении комплексной математической модели колесного движителя.

Можно принять допущение, что в областях III и IV диаграммы $\varphi_x(S_x)$, т. е. при $S_{кр} \leq S_x \leq 1$

$$\varphi_x(S_x) \equiv \mu,$$

где μ — коэффициент трения скольжения пары эластомер – опорное основание.

При взаимодействии эластомера с твердой опорной поверхностью реализуемый коэффициент трения μ состоит из адгезионной и гистерезисной (деформационной) составляющих. В соответствии с теорией эластомеров и преобразованием Уильямса – Ландела – Ферри зависимость $\mu = f(\log V_S)$ при повышении температуры эластомера смещается вправо по аргументу $\log V_S$. С этой точки зрения и исходя из наличия падающей ветви диаграммы $\varphi_x(S_x)$ общий прогрев шины должен вызывать некоторое увеличение значения μ . Однако, как показали исследования, существенную роль в формировании сил трения играют переходные процессы и нестационарные тепловые поля.

Ряд зарубежных ученых внесли большой вклад в теорию трения эластомеров о твердую шероховатую поверхность. Подробно изучено теплообразование при переходных процессах [7, 15, 16].

Рассмотрим особенности взаимодействия автомобильных шин с асфальтобетонным основанием.

В большинстве работ, посвященных исследованиям трения эластомеров, приводятся результаты экспериментальных исследований пары эластомер – металл при очень низких скоростях скольжения. Последнее обстоятельство связано с сильным взаимодействием скорости скольжения V_S и температуры T эластомера. При трении пары эластомер – металл основной вклад в реализуемую силу и коэффициент трения вносит адгезионная составляющая [17, 18]. Согласно работам [19–21], при взаимодействии слоя протектора автомобильных шин с асфальтобетонной поверхностью резко возрастает роль гистерезисной (деформационной) составляющей трения. Очень большую роль при этом играет текстура асфальтобетонной поверхности. При наличии острых вершин микронеровностей асфальтобетонной поверхности возрастает вероятность локального разрушения протекторного слоя.

Рядом авторов [18, 20] предложено при описании формирования сил трения кроме адгезионной и гистерезисной составляющих учитывать когезионную составляющую (при наличии интенсивного износа) и составляющую вязкого трения (при наличии тонких загрязняющих пленок). Согласно результатам теоретических и эксперимен-

тальных исследований, можно утверждать, что вязкоупругий максимум адгезионной составляющей трения соответствует скорости скольжения ($V_S \approx 1 \text{ см/с}$). Максимум гистерезисной составляющей трения — очень высоким скоростям скольжения точек шины в контакте и собственно автомобиля. Однако ситуация осложняется из-за того, что влияние скорости скольжения и влияние температуры на силу трения является взаимозависимыми. Так, увеличение скорости скольжения приводит к теплообразованию от трения в контакте. В свою очередь, нагрев эластомера обуславливает смещение максимума гистерезисной составляющей и, как следствие, уменьшению трения (рис. 6).

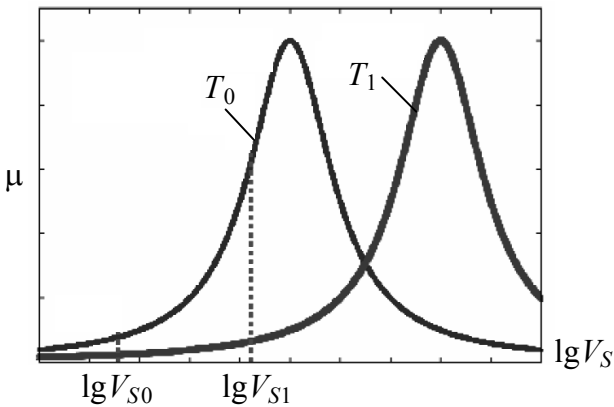


Рис. 6. Падение гистерезисного трения при повышении температуры T ($T_1 > T_0$)

Дорожная поверхность имеет шероховатости разной длины, которые вызывают нагрев различных слоев эластомера (рис. 7). В результате требуется рассматривать N слоев эластомера с построением кривой вязкоупругих потерь для каждого слоя. В работе предложено для упрощения рассматривать три характерных слоя — общую массу шины (каркаса шины с большой частью протектора), рабочий слой (поверхностный слой протектора толщиной порядка 1 мм) и тончайший поверхностный слой протектора (толщиной в сотые доли миллиметра).

В рамках теории вязкоупругого трения можно объяснить уменьшение сцепных свойств на загрязненных или смоченных асфальтовых поверхностях. Так, на мокром асфальте в составе спектральной плотности шероховатости асфальтобетонной поверхности, определяющей гистерезисное трение и тепловыделение, будут «отрезаны» высокие частоты. Это связано с тем, что вода заполняет (сглаживает) полости в шероховатой поверхности асфальта. В случае, если асфальт загрязнен твердыми частицами, спектральная плотность также будет «отсечена» по характерному размеру загрязняющих частиц (рис. 8).

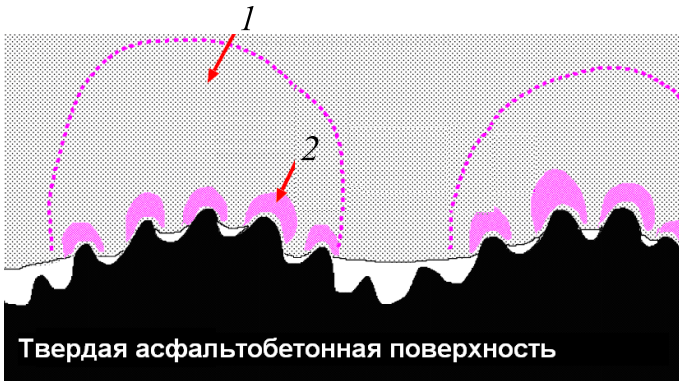


Рис. 7. Характер тепловыделения и гистерезис в различных слоях эластомера:
 1 — малое тепловыделение; 2 — большое тепловыделение

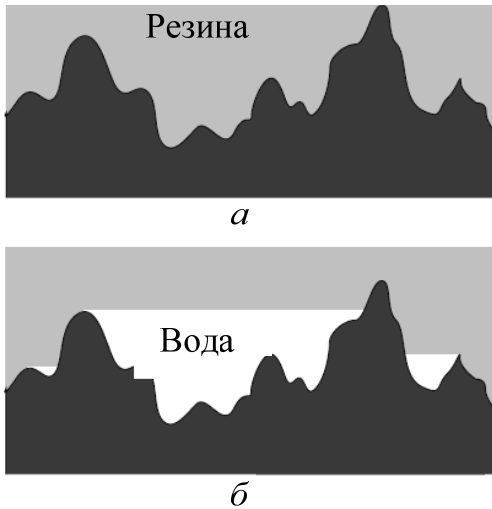


Рис. 8. Сглаживающий эффект загрязнений

Согласно работам [19, 23], в процессе взаимодействия автомобильных шин с асфальтобетонной поверхностью влияние мелких неровностей (высокочастотной составляющей спектра) связано с нагревом внешнего поверхностного слоя эластомера, причем весьма значительно. Поэтому быстрый нагрев и остывание тонкого поверхностного слоя шины в процессе качения колеса существенно влияют на формирование силы трения в контакте.

Таким образом, исходя из сказанного выше можно утверждать, что равномерный прогрев всего массива шины и рабочего слоя увеличивает адгезионную составляющую коэффициента трения и коэффициента сцепления шины с асфальтобетонным основанием. С повышением скорости скольжения возрастает гистерезисная составляющая силы трения в тонком поверхностном слое. Если этот слой

быстро нагревается и не успевает остыть, гистерезисная составляющая и общая сила трения уменьшаются.

В работах [22, 23] предложено в качестве независимых параметров для однозначного определения функции φ_x использовать скорость скольжения V_s точек в контакте и линейную скорость V_{rot} точек в контакте шины с дорогой, связанную с угловой скоростью колеса, причем в тормозном режиме

$$V_x = V_{\text{rot}} + V_s, \quad (12)$$

а в тяговом

$$V_x = V_{\text{rot}} - V_s, \quad (13)$$

где V_x — продольная составляющая скорости оси колеса.

Согласно работам [22, 23], представление функции $\varphi_x(V_x, S_x)$ в виде $\varphi_x(V_s, V_{\text{rot}})$ позволяет понять физический смысл происхождения явлений в контакте и не зависит от режима качения колеса.

Кроме того, в них приведена методика, позволяющая по известным экспериментальным данным перестроить зависимость $\varphi_x(S_x)$, полученную в тормозном режиме, для различных значений начальной скорости торможения автомобиля V_x , в зависимость $\varphi_x(S_x)$ для тягового режима. При этом результаты качественно и количественно хорошо совпадают с экспериментальными результатами, полученными при построении диаграммы $\varphi_x(S_x)$ в тяговом режиме.

Из сказанного выше можно сделать вывод, что для прогнозирования тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса и всего автомобиля необходимо учитывать совместно математические модели качения эластичного колеса, модель термодинамических процессов в шине и модель, учитывающую изменение трибологических характеристик в контакте.

Автором настоящей статьи совместно с М.В. Морозовым разработана упрощенная комплексная математическая модель колеса, которая позволяет оценить тягово-сцепные и тормозные свойства автомобильного колеса и прогнозировать эффективность различных алгоритмов управления трансмиссией и тормозной системой [22, 23].

Отметим, что создание комплексной математической модели представляет весьма сложную задачу.

Для практической реализации и проведения расчетов движения автомобиля в различных режимах разработаны методы «настройки» упрощенной механической модели эластичного колеса, методика постановки эксперимента и определения коэффициентов уравнений,

описывающих термодинамические процессы, методика стендовых испытаний для определения трибологических характеристик пары эластомер – асфальтобетонное основание в различном состоянии (сухом, мокрым, загрязненном) [22, 23].

После обзора и анализа выполненных работ были сформулированы цель данной работы и задачи исследований.

Целью данной работы является улучшение тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса и автомобиля с использованием трибологических характеристик контакта шины с дорогой. Задачами работы — разработка методики получения трибологических характеристик контакта в результате стендовых испытаний, а также путей реализации возможностей изменения трибологических характеристик контакта шины с дорогой для некоторых частных случаев с целью улучшения тягово-сцепных и тормозных свойств автомобиля.

Экспериментальные исследования пары трения эластомер – опорное основание на триботехнической установке УТУ-3. Для получения коэффициентов в уравнениях, описывающих комплексную математическую модель колеса были проведены стендовые испытания пары трения эластомер – опорное основание для разного состояния дорожных покрытий. Все испытания проводили на триботехнической установке УТУ-3 (рис. 9). Установка работает по так называемой схеме палец – диск.

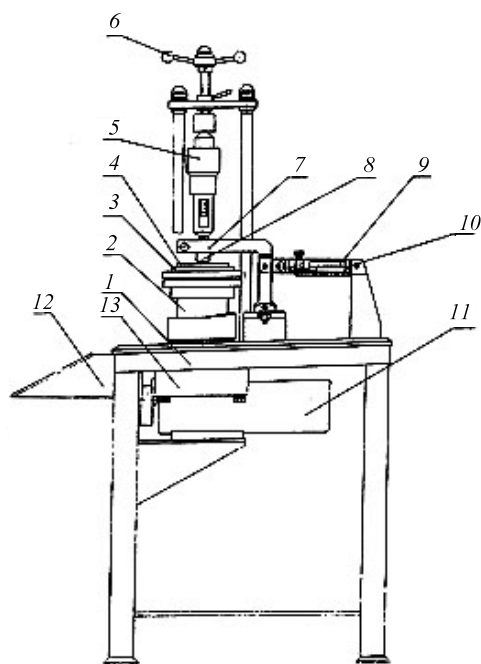


Рис. 9. Схема установки УТУ-3

В состав установки входят станина 1, вращающийся рабочий стол 2, на котором крепится нижний подвижной образец 4. К торцевой поверхности нижнего образца прижат верхний образец 8, который крепится в двуплечем рычаге 7, связанном с тензоизмерительным элементом 10. На грани этого элемента наклеены тензорезисторы 10. Внутри тензоэлемента может быть установлен индикатор 9. Прижатие образцов осуществляется рукояткой 6. Усилие прижатия определяется по шкале нагружающего устройства 5. Вращение рабочего стола с нижним образцом осуществляется с помощью электродвигателя 11 через редуктор 12. Частота вращения рабочего стола регулируется с помощью ручек на лицевой панели блока управления 13.

Для обеспечения заданной температуры в зоне контакта служит специальный нагреватель, который подает в зону контакта горячий воздух.

Установка УТУ-3 состоит из электромеханической части и измерительного комплекса.

В состав электромеханической части входит:

- массивная станина (поз. 1 на рис. 9);
- асинхронный электродвигатель;
- преобразователь частоты асинхронного двигателя с выводом на регулируемые потенциометры грубой регулировки (рис. 10, а) и точной настройки скорости вращения (см. рис. 10, а);
- червячный редуктор.

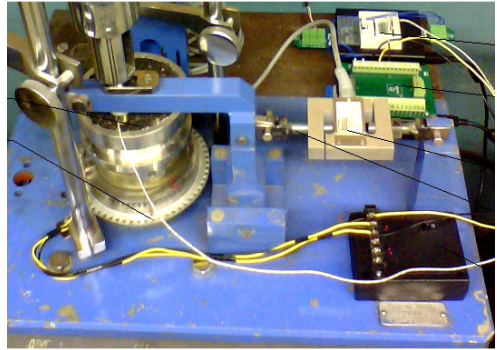
На выходе расположенного вертикально вала червячного колеса, проходящего через отверстие в плате станины, находится вращающийся цилиндр. На вращающемся цилиндре устанавливаются различные диски с встроенными образцами опорной поверхности (асфальт, бетон, лёд и т. д.). К поверхности диска прижимается держатель (рис. 10, з) с различными образцами.

Держатель образцов установлен на двухрычажной направляющей (рис. 10, в) с шарнирами, позволяющей держателю перемещаться только в вертикальном направлении и по касательной к беговой дорожке диска. Образец прижимается через направляющее устройство с помощью нагружающего устройства винтового типа, заканчивающегося штоком. Создаваемая нагрузка измеряется пружинным измерителем вертикальной нагрузки. Перемещение направляющего устройства по касательной к беговой дорожке ограничено тягой (рис. 10, б), в которую врезан тензоэлемент.

Скорость вращения диска измеряется с помощью светового датчика — пары инфракрасного излучателя и ИК-транзистора, разделенных кольцом с отверстиями на диске. Температура образца измеряется на заданной глубине элементом термопары, установленном в держателе. Вывод термопары подключается к распределительному устройству.



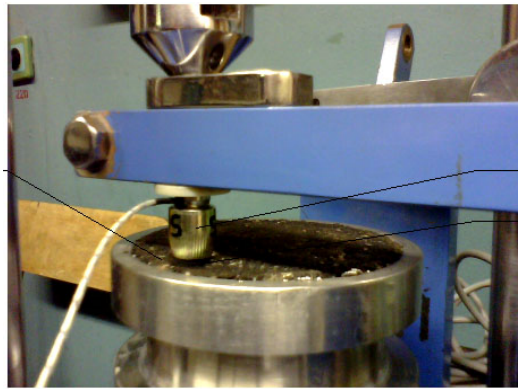
а



б



в



г

Рис. 10. Общий вид (а) триботехнической установки УТУ-3, измерительное оборудование (б), нагружающее устройство (в) и испытываемые образцы (г)

Выводы датчика скорости вращения и тензоэлемента также идут на распределительный прибор. Здесь на соответствующие контакты подается питание для датчиков, а выходные сигналы передаются на усилитель ZET410 и далее на соответствующие входные каналы АЦП ZET210.

Помимо нагрева образца от трения в контакте температура образца может быть повышена с помощью специального технического термофена.

Модуль АЦП ZET210 подключен к персональному компьютеру, где все выходные сигналы могут быть записаны и обработаны в соответствии с программой испытаний.

Аналого-цифровой преобразователь ZET210 предназначен для измерений параметров сигнала в широком частотном диапазоне (с частотой дискретизации до 500 кГц), поступающих с различных первичных преобразователей.

Были проведены экспериментальные исследования пары эластомер – асфальтобетонное основание (сухое, мокрое и загрязненное) в широком диапазоне изменения нагрузки (номинального давления), скорости скольжения и температуры.

Номинальное давление p_a изменялось в пределах 0,1...0,6 МПа.

Частота вращения нижнего подвижного образца n изменялась в пределах 0,1...1,2 об/с, что соответствовало изменению скорости скольжения V_S в пределах 0,025...0,3 м/с.

Температура рабочего слоя измерялась на расстоянии около 1 мм от поверхности образца.

Ниже приведены некоторые результаты экспериментальных исследований пары трения эластомер – асфальтобетонная поверхность. При общем падении коэффициента трения и уменьшении теплообразования наблюдается рост коэффициента трения от скорости скольжения. В соответствии с теорией [1], наличие смоченной или загрязненной поверхности «срезает» часть спектра неровностей, уменьшает часть гистерезисной составляющей трения и снижает теплообразование.

На рис. 11, *a* приведены результаты измерения коэффициента трения μ и температуры T рабочего слоя при непрерывном изменении частоты вращения n (скорости скольжения) в течение определенного промежутка времени t .

Из этих результатов следует, что в переходных режимах температурные явления играют очень большую роль.

В начале скольжения образца протекторной резины по асфальту коэффициент трения μ достигает значения $\mu = 1,1$, существенно превосходящее установившееся значение $\mu = 0,85$. Это связано с тем, что при первом пуске гистерезисная составляющая трения тонкого поверхностного слоя растет с повышением скорости скольжения и дает существенный вклад в суммарную силу трения, однако тонкий слой быстро перегревается и эта составляющая вновь падает. При быстрой остановке и повторном пуске пик коэффициента трения больше не наблюдается, как и при нагреве образца до высокой температуры (100...110 °С) (рис. 11, *б*).

На сильно загрязненной поверхности в спектральной плотности шероховатостей неровности с малой длиной волны оказываются «отрезанными», и тонкий поверхностный слой перестает давать существенный вклад в общее трение (рис. 11, *в*).

Таким образом, тонкий поверхностный слой шины быстро нагревается и быстро охлаждается, достигает высоких температур в сравнении с рабочим слоем и дает существенный вклад (в зависимости от температуры поверхностного слоя) в общий коэффициент трения.

Ниже предложена методика получения составляющих коэффициента трения от рабочего и поверхностного слоя по результатам испытаний на установке УТУ-3. При этом дополнительно выполнен расчет термодинамических параметров по предложенной модели.

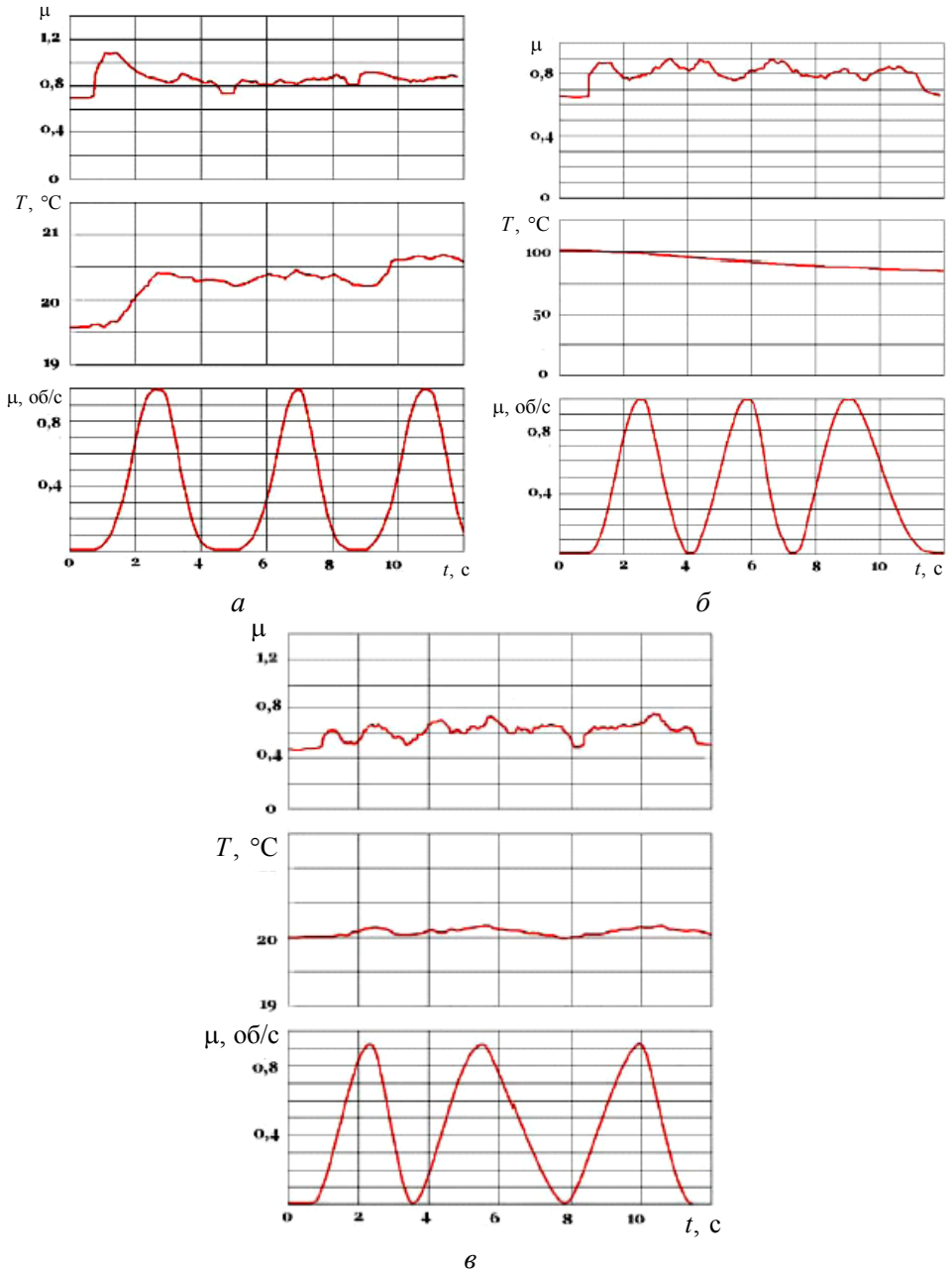


Рис. 11. Изменение коэффициента трения при непрерывном изменении скорости скольжения в контакте (начальная температура в контакте $20\text{ }^\circ\text{C}$)

Коэффициент трения, полученный экспериментально, можно представить как сумму двух составляющих для рабочего и поверхностно слоев:

$$\mu_s = \mu_p + \mu_n. \quad (14)$$

Уравнение для коэффициента трения, создаваемого рабочим слоем, имеет вид

$$\mu_p = \mu_{hot}(V(t), T_{02})f_{n2} + \mu_{overheat}(V(t), T_{03})f_{n1}, \quad (15)$$

где $\mu_{hot}(V(t), T_{02})$, $\mu_{overheat}(V(t), T_{03})$ — экспериментально полученные кривые для установившегося режима с различными температурами рабочего слоя T_{02} (минимальная характерная установившаяся температура) и T_{03} (максимальная характерная установившаяся температура); переходные функции $f_{n1} = \frac{T_p - T_{02}}{T_{03} - T_{02}}$, $f_{n2} = 1 - f_{n1}$ отражают степень приближения температуры рабочего слоя T_p к соответствующим характерным температурам T_{02} и T_{03} .

Составляющая коэффициента трения от тонкого поверхностного слоя

$$\mu_f = \mu_{cold}(V(t), T_{01})f_{n2}, \quad (16)$$

где $\mu_{cold}(V(t), T_{01})$ — аппроксимированная зависимость неустановившегося режима при непрогретом тонком поверхностном слое с температурой T_{01} , построенная по экспериментальным данным переходных процессов; переходные функции $f_{n1} = \frac{T_n - T_{01}}{T_{04} - T_{01}}$, $f_{n2} = 1 - f_{n1}$ отражают степень приближения температуры тонкого поверхностного слоя T_n к характерным температурам T_{01} и T_{04} (≈ 100 °C).

Заключение. Изложенная методика определения зависимости реализуемой силы трения в контакте шины с дорогой от различных входных параметров по результатам испытаний пары трения лабораторной установки позволяет расчетным путем прогнозировать работу шины в различных дорожных условиях.

Автором данной статьи совместно с М.В. Морозовым разработана комплексная математическая модель автомобильного колеса, объединяющая механическую, термодинамическую модели и модель, учитывающую трибологические связи [22, 23].

Для определения коэффициентов, входящих в уравнения термодинамики, предложена специальная методика, и упрощенная механи-

ческая модель, учитывающая упругие и диссипативные связи в шине, предварительно «настраивается». «Настройку» модели следует производить исходя из известных характеристик шины, полученных на стенде или с помощью математической модели более высокого уровня [22, 23].

Такая комплексная математическая модель позволяет спрогнозировать работу шины и всего автомобиля в различных дорожных условиях и сравнить различные алгоритмы управления тяговыми и тормозными силами [22, 23].

Общие результаты и выводы по работе.

1. Выполнена серия экспериментальных исследований на установке УТУ-3 пары трения эластомер – опорное основание для асфальта и бетона в сухом, смоченном или загрязненном состояниях, а также для ледяной поверхности в стационарных и нестационарных режимах.

2. Разработана методика определения коэффициентов в уравнениях, описывающих трибологические связи в контакте шины с дорогой, по результатам экспериментальных исследований на установке УТУ-3.

3. В результате испытаний пары трения эластомер – асфальтобетонная поверхность на установке УТУ-3 удалось подтвердить наличие адгезионной и гистерезисной составляющих трения протекторной резины и в ряде случаев оценить их соотношение.

4. Доказана возможность прогнозирования тягово-сцепных свойств автомобильного колеса с использованием методики получения трибологических характеристик контакта по результатам лабораторных испытаний пары трения эластомер – опорная поверхность.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Смирнов Г.А. *Теория движения колесных машин*. Москва, Машиностроение, 1990, 352 с.
- [2] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 391 с.
- [3] Bosch Kratfah-technics Taschenbuch; Hrsg van K.-Y. Deutsche, V. Kibgebiel, F. Wiesbaden. Vieweg & Sohn Verlag, 2007, 11929.
- [4] Breauer B., Bill K.-H. *Bremsenhandbuch*, Vieweg-Verlag, 2003.
- [5] Gaehring E., Van Glasner E.C. Fundamental remarks on the present status and on further Development of braking systems of modern European commercial vehicles. ISAE-Paper № 911011, 1991, pp. 41–46.
- [6] Белкин А.Е., Нарская Н.Л. Конечно-элементный анализ контакта автомобильной шины на основе оболочечной модели. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2004, № 3, С. 14–28.
- [7] Белкин А.Е. *Разработка системы моделей и методов расчета напряженно-деформированного и теплового состояний автомобильных радиальных шин*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1998, 284 с.

- [8] Tanner T.A. *Computation methods for frictional contact with applications to the space shuttle orbiter nose-gear tire. Development of frictional contact algorithm*. Hampton, NASA Publishing, 1996, 45 p.
- [9] Купреянов А.А., Геккер Ф.Р. Исследование колебаний силовой передачи колесной машины при взаимодействии протектора с твердым покрытием. *Известия вузов. Сер. Машиностроение*, 1981, № 7, С. 21–28.
- [10] Чудаков Е.А. *Теория автомобиля*. Москва, Машгиз, 1950, 343 с.
- [11] Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.Б. Кленников, И.П. Петров и др. Москва, Транспорт, 1976, 238 с.
- [12] Дик А.Б. *Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом*. Дис. ... канд. техн. наук. Омск, 1988, 228 с.
- [13] Шеломков С.А. *Метод управления мощностными потоками в электро-трансмиссии полноприводной многоосной колесной машины*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2007, 226 с.
- [14] Одинцов О.А. *Разработка метода решения нелинейных контактных задач стационарного качения автомобильной шины*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2008, 208 с.
- [15] Качугин В.Е. *Аналитическое исследование теплового состояния катящейся пневматической шины*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1974, 334 с.
- [16] Хромов М.К. Состояние и основные направления работ в области изучения тепловых режимов шин при эксплуатации. *Температурные режимы шин в процессе их производства и эксплуатации*. Красноярск, 1970, № 10, С. 186–200.
- [17] Айнбиндер С.Б., Тюнина Э.Л. *Введение в теорию трения полимеров*. Рига, Зинатне, 1978, 123 с.
- [18] Бартенев Г.М., Лаврентьев В.В. *Трение и износ полимеров*. Ленинград, Химия, 1972, 240 с.
- [19] Мур Д.Ф. *Трение и смазка эластомеров*. Москва, Химия, 1972, 262 с.
- [20] Moore D.F. *The friction and lubrication of elastomers*. Oxford, 1975, 228 p.
- [21] Persson B.N. Journal of Rubber friction: role of the flash temperature. *MULTISCALE CONSULTING*, 2006. URL: [http://www.multiscaleconsulting.com/resources/flasht temperature.pdf](http://www.multiscaleconsulting.com/resources/flasht%20temperature.pdf) (accessed 01.10.2011).
- [22] Морозов М.В. *Методы улучшения тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса с учетом трибологических свойств контакта шины с дорогой*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2012, 217 с.
- [23] Морозов М.В., Купреянов А.А. Влияние тепловых процессов на трибологические характеристики контакта шины с дорожной поверхностью и вид диаграммы $\varphi(S)$ для различных режимов работы колеса. *Известия вузов. Сер. Машиностроение*, 2012, № 7, С. 42–51.
- [24] Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, спец. вып. Энергетическое и транспортное машиностроение, С. 39–58.

Статья поступила в редакцию 10.11.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Купреянов А.А. Влияние трибологических характеристик пары трения эластомер – опорное основание на тягово-сцепные свойства автомобильного колеса. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1124.html>

Купрянов Андрей Анатольевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области проектирования колесных машин. Область научных интересов: проектирование и расчет трансмиссий колесных транспортных средств. e-mail: VlAnkup@yandex.ru