

УДК 629.1.07

Разработка методики получения характеристики $\varphi(S)$ -диаграммы в тяговом режиме на основе экспериментальных данных, полученных в тормозном режиме

Бокарев С.Г., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Колесные машины»*

Научный руководитель: Купреянов А.А., к.т.н, доцент

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

vlankup@bmstu.ru

При анализе сцепных свойств как постоянно изменяющейся величины, например, при расчете антиблокировочных и антипробуксовочных систем или при расчете предельных возможностей автомобиля чаще всего используют $\varphi(S)$ -диаграммы зависимости коэффициента продольной силы тяги от коэффициента скольжения. Общий вид этих диаграмм для различных поверхностей представлен на рис. 1.

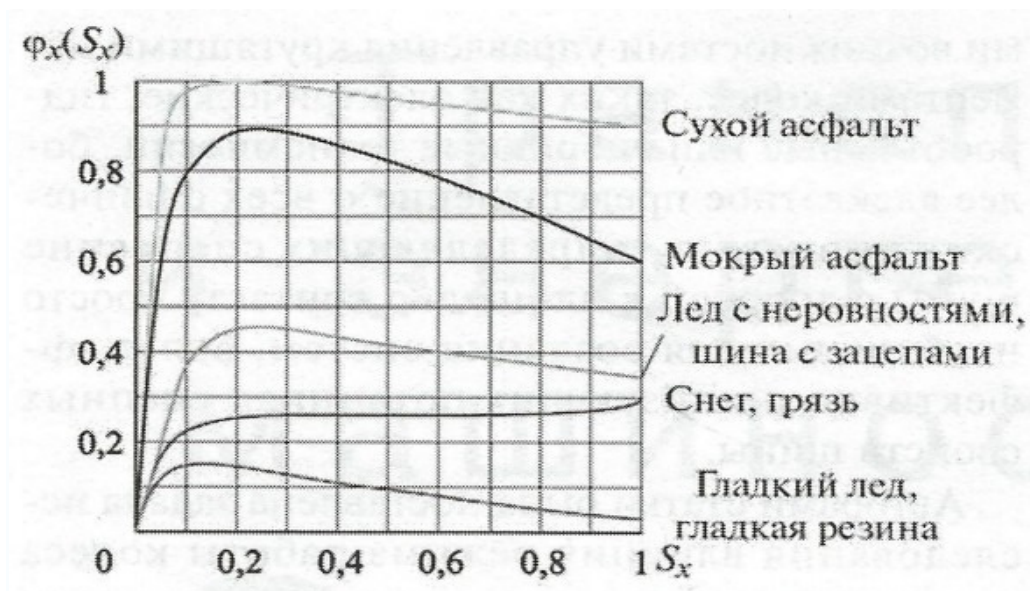


Рис. 1. $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы для различных поверхностей в тормозном режиме

При отсутствии боковых сил $\varphi(S)$ -диаграммы заменяются $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы, $\varphi_x(S_x)$ - это коэффициент продольной силы тяги. Он равен отношению

$$\varphi_x(S_x) = \frac{R_x}{R_z}.$$

Коэффициент продольной силы тяги :

$$\varphi_x(S_x) = \frac{R_x}{R_z};$$

где R_x – продольная реакция в контакте с опорной поверхностью,

R_z - вертикальная реакция. S_x

Коэффициент скольжения: V_{rot}

$$S_x = \frac{V_s}{V_x};$$

Где V_s - скорость скольжения в контакте;

V_x - продольная скорость центра колеса в тяговом режиме.

В тормозном режиме :

$$S_x = \frac{V_s}{V_{rot}};$$

где V_{rot} - окружная скорость точек на поверхности шины относительно центра колеса.

Есть точка зрения, что т.к. в тяговом и тормозном режиме меняется только знак, то $\varphi(S)$ -диаграммы в том и другом режиме должны быть просто симметричны. В литературе есть работы [1], где кривые переворачивают симметрично относительно нуля и считают перевернутые кривые- $\varphi(S)$ -диаграммой для тягового режима. На рис.2. показан график $\varphi(S)$ -диаграммы одной из таких работ.

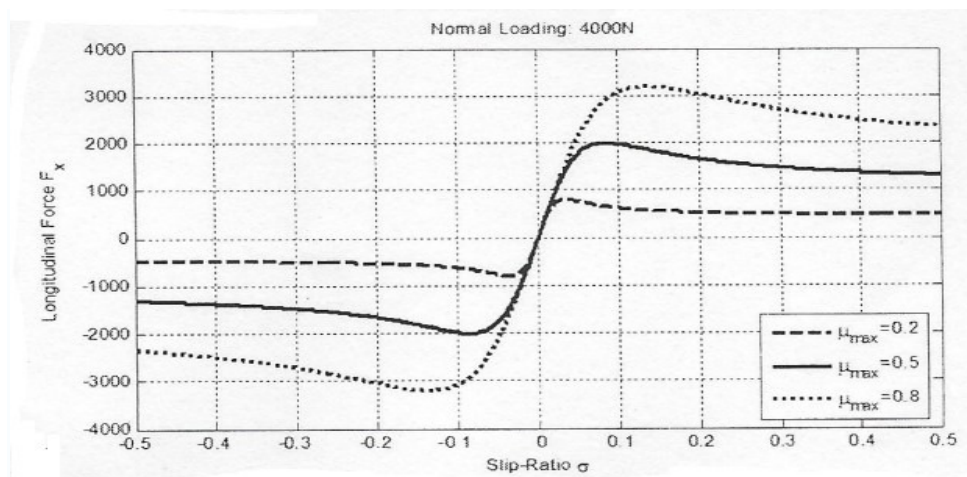


Рис. 2. Зависимость характера $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля для тягового режима, полученная симметричным поворотом относительно 0 $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы тормозного режима

При описании $\varphi_x(S_x)$ - диаграмм для различных поверхностей в литературе часто замалчивается следующее:

- Диаграммы получены в стационарном режиме, то есть при постоянных, установившихся скорости и тепловом режиме. В реальном процессе торможения происходит одновременное изменение скорости автомобиля v и коэффициента скольжения. При этом в начале торможения имеются пиковые забросы величины силы трения ;
- Максимальное значение φ_x сильно зависит от абсолютной скорости автомобиля , а не только от безразмерного коэффициента скольжения. Причем речь идет не о нескольких процентах величины, а об изменении величины в 2-3 раза;
- Зависимость $\varphi_x(S_x)$ различается для тягового и для тормозного режима. В тяговом режиме падение сцепления с ростом скольжения значительно сильнее, чем в тормозном режиме.

Поэтому переворачивать диаграммы, полученные для тормозного режима симметрично относительно нуля и считать их диаграммами для тягового режима некорректно.

Кривые $\varphi(S)$ -диаграммы зависят не только от начальной скорости, но и от режима движения, и если это учитывать, то при одном и том же коэффициенте скольжения, коэффициент продольной силы тяги для тягового и тормозного режима может отличаться в 1,5; 2,5 раза, что очень существенно для расчетов.

Возникает вопрос, в чем же причина такого поведения кривых? Купреяновым А.А и Морозовым М.В. [2] [3] было высказано предположение, что большую роль играет тепловой фактор. Можно утверждать, что при $S > S_{кр}$, где $S_{кр}$ - критическое скольжение, это связано с трением резины о дорожную поверхность. Сила трения скольжения в пятне контакта состоит из адгезионной и гистерезисной составляющей. На рис.3. показана зависимость гистерезисной составляющей коэффициента трения от логарифма скорости скольжения колеса и температуры в соответствии с преобразованиями Уильямса Ланделла-Ферри.

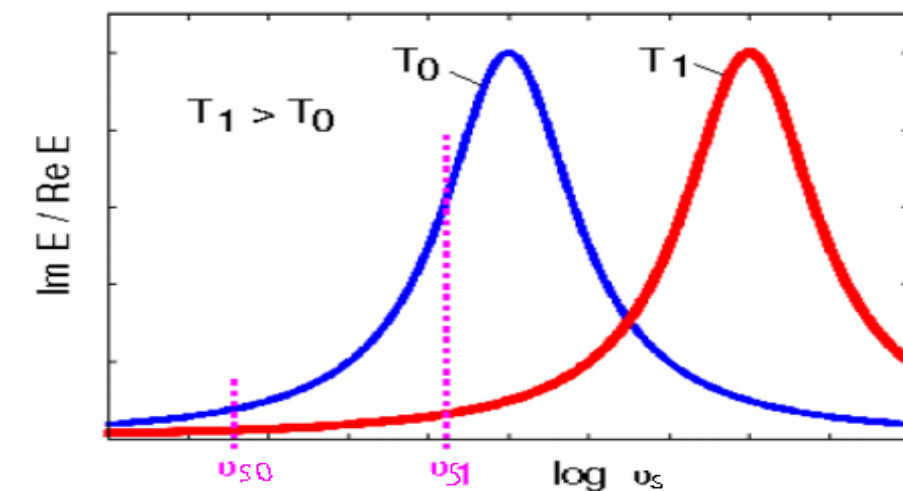


Рис. 3. Иллюстрация преобразований Уильямса Ланделла-Ферри

Из него видно, что при увеличении температуры в точке контакта, при одной и той же скорости скольжения колеса, отношение $\text{Im}E/\text{Re}E$ на возрастающей ветви кривой уменьшается.

Комплексный модуль упругости может быть представлен как:

$$E^* = E' + jE'';$$

где E' - действительная часть модуля упругости

jE'' - мнимая часть модуля упругости

$$\text{Re}E = E';$$

$$\text{Im}E = E''.$$

Коэффициент трения

$$f = \frac{\text{Im}E}{\text{Re}E}.$$

В работах [2] [3] было доказано, что адгезионную составляющую трения формирует весь массив и рабочий слой шины. Гистерезисная составляющая формируется тонким поверхностным слоем шины. Чем больше скорость скольжения колеса, тем больше температура в пятне контакта шины. В тяговом режиме колесо вращается быстрее, и точки входят в контакт чаще, поэтому пятно контакта медленнее остывает. Это очень

сильно влияет на коэффициент трения. В тормозном режиме окружная скорость вращения колеса значительно меньше, чем в тяговом. Отсюда и должно появляться различие коэффициента продольной силы тяги в тормозном и тяговом режиме.

Суть методики, представленной в работе, заключается в том, чтобы на основе экспериментальных данных путем перестроения кривых из тормозного в тяговый режим подтвердить в реальных цифрах то, что для тягового и тормозного режима $\varphi(S)$ -диаграммы различаются очень существенно.

Для этого были взяты экспериментальные данные, полученные в тормозном режиме и описаны эмпирической формулой в программе MathCad. В описании данной зависимости используется модель трения при торможении колеса, описываемая уравнением:

$$\varphi_x(s_x, v_{mx}) := \left[C_1 \cdot \left(1 - e^{-C_2 \cdot s_x} \right) - C_3 \cdot s_x \right] \cdot e^{-C_4 \cdot v_{mx}^m} ;$$

$$\varphi_x(S_x) = \frac{R_x}{R_z} ;$$

$$S_x = \frac{V_{mx} - \omega_{KTCB}}{V_{mx}} ;$$

Где C_1 ; C_2 ; C_3 ; C_4 - коэффициенты

V_{mx} - линейная скорость оси колеса автомобиля, км/ч.

При прогреве массива и рабочего слоя шины коэффициент трения несколько увеличивается. Используемые значения коэффициентов приведены в таблице.

Опорная поверхность	C_1	C_2	C_3
Асфальт сухой	1,029	17,16	0,523
Асфальт мокрый	0,857	33,822	0,347
Бетон сухой	1,1973	25,168	0,5373
Брусчатка сухая	1,3713	6,4565	0,6691
Брусчатка мокрая	0,4004	33,708	0,1204
Снег	0,1946	94,129	0,0646
Лед	0,05	306,39	0,0001

На рис.4. представлены $\varphi(S)$ -диаграммы для различных скоростей движения автомобиля, полученные экспериментально. В работах [2] [3] показано, что термодинамические характеристики контакта зависят от скорости скольжения V_s и скорости вращения V_{rot} относительно центра колеса.

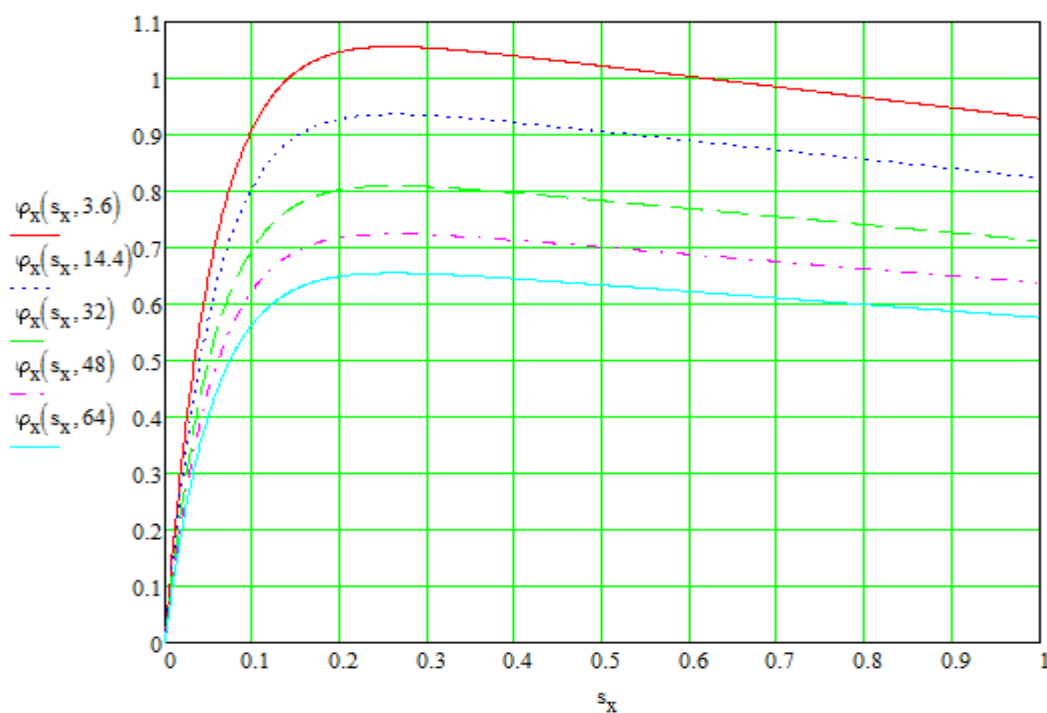


Рис. 4. Зависимость характера $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тормозном режиме

Сначала я перестроил диаграмму из координат $\varphi(S)$ в координаты $\varphi_x(v_s)$. Это зависимость коэффициента продольной силы тяги от скорости скольжения автомобиля в тормозном режиме.

Было взято несколько сечений $S_x = \text{const}$. В каждом сечении образовались точки пересечения прямых $S_x = \text{const}$ и непосредственно экспериментальных кривых $\varphi_x(S_x, v_x)$. Данные точки пересечения дают возможность получить значения φ_x . Скорость скольжения вычисляется по формуле:

$$v_s = S_x v_x.$$

Таким образом, мы задаемся точкой в новых координатах $\varphi_x(v_s)$. Проделываем данные действия для множества значений коэффициента скольжения S_x при различных значениях продольной скорости движения автомобиля v_x и получаем серию кривых в

координатах $\varphi_x(v_s)$. Зависимость характера $\varphi_x(v_s)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тормозном режиме представлена на рис.5.

Рассмотрим методику перестроения диаграммы на примере сечения $S_x=0.4$. Итак, проводим прямую $S_x=0.4$. Пусть продольная скорость автомобиля $v_x=32$ км/ч. В точке пересечения прямой $S_x=0.4$ и кривой $\varphi_x(S_x, v_x)$, при $v_x=32 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$ значение коэффициента продольной силы тяги $\varphi_x=0.8$. Значения скорости скольжения вычисляем по формуле, представленной выше. $v_s = 0.4 \times 32 = 12.8 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$. Фиксируем эту точку на графике в координатах $\varphi_x(v_s)$. То же самое проделываем для остальных точек.

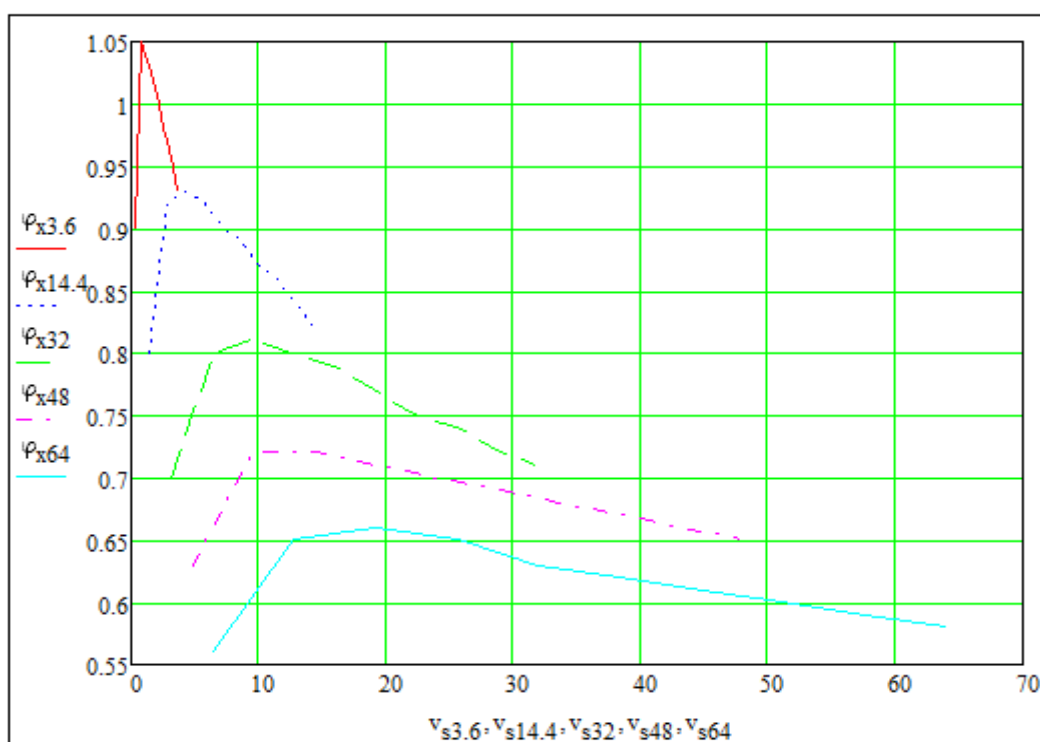


Рис. 5. Зависимость характера $\varphi_x(v_s)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тормозном режиме

Затем аналогично проводится перестроение для графика зависимости коэффициента продольной силы тяги от окружной скорости вращения колеса, причем делаем это уже для тягового режима

В тормозном режиме скорость автомобиля v_x определяется формулой:

$$v_x = v_{\text{rot}} + v_s$$

В тяговом режиме эта же величина вычисляется по формуле:

$$v_x = v_{\text{rot}} - v_s$$

Формулы позволяют перестроить $\varphi_x(S_x)$ -диаграмму тормозного режима из координат $\varphi_x(v_s)$ в координаты $\varphi_x(v_{\text{rot}})$ тягового режима. На графике $\varphi_x(v_s)$ –

диаграммы делаем серию сечений $v_s = \text{const}$. Этим мы задаем несколько значений скоростей скольжения v_s при определенных значениях скорости автомобиля v_x . В точках пересечения прямых $v_s = \text{const}$ и функций $\varphi_x(v_s, v_x)$, при $v_s = 14,4$; $v_s = 32$; $v_s = 48$; $v_s = 64$, по выше описанной формуле мы определяем значения окружной скорости точек на поверхности шины относительно центра колеса в тяговом режиме v_{rot} . Вычисления были проведены в программе MathCad.

Значения окружной скорости вращения колеса v_{rot} для тягового режима теперь имеются. Поэтому для построения второго промежуточного графика $\varphi_x(v_{\text{rot}})$ – (зависимости коэффициента продольной силы тяги от окружной скорости вращения колеса в тяговом режиме) необходимо просто найти на графике характера $\varphi_x(v_s)$ – (зависимости коэффициента продольной силы тяги от скорости скольжения автомобиля в тормозном режиме) значения φ_x соответствующим значениям пересечения прямых $v_s = \text{const}$ и $\varphi_x(v_s, v_x)$ при различных v_x . Для каждого такого пересечения мы имеем значения φ_x и значения v_{rot} для тягового режима. Соответственно по точкам мы легко можем построить диаграмму характера $\varphi_x(v_{\text{rot}})$ – (зависимость коэффициента продольной силы тяги от окружной скорости автомобиля в тяговом режиме). Данная диаграмма представлена на рис. 6.

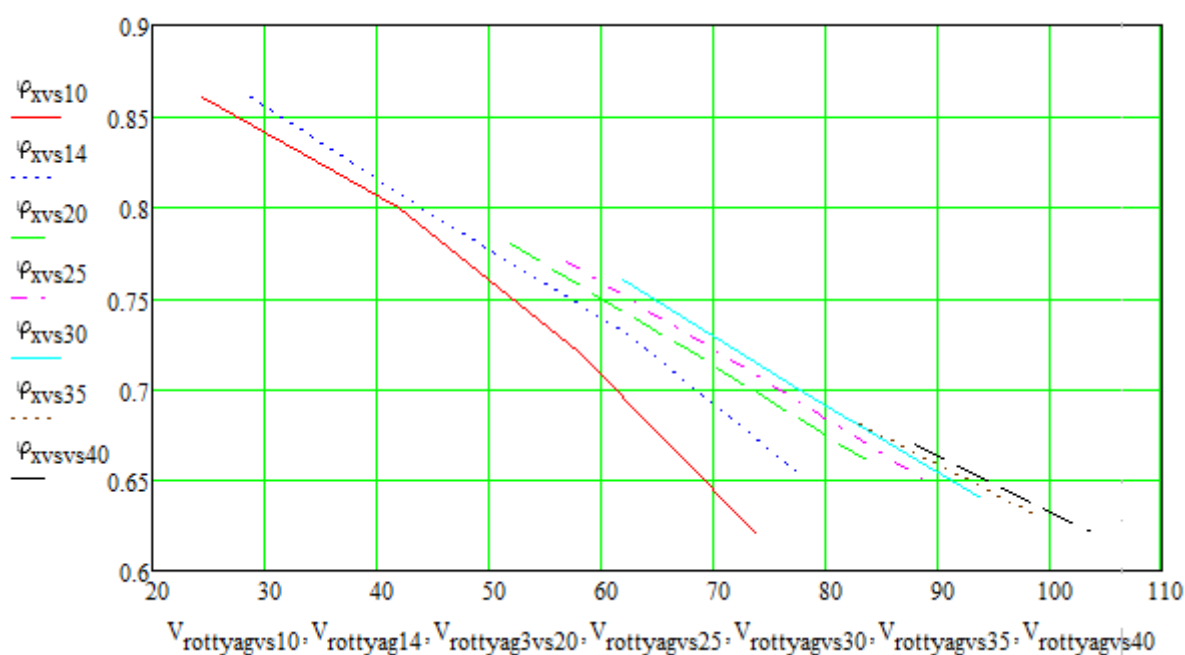


Рис. 6. Зависимость коэффициента продольной силы тяги от окружной скорости автомобиля в тяговом режиме

Вернемся к привычному всем виду $\phi_x(S_x)$ -диаграммы в координатах $\phi_x(S_x, v_x)$. Так мы наглядно сможем увидеть разницу этих диаграмм в тяговом и тормозном режимах. На данном этапе, не будем рассматривать серию кривых, так как при большом количестве кривых наглядность потеряется, а физический смысл не изменится.

Итак, пусть

$$v_x = 32 \left(\frac{\text{км}}{\text{ч}} \right);$$

Для этой скорости будем рассматривать поведение двух кривых $\phi_x(S_x, v_x)$ в тяговом и тормозном режимах. На рис.5. показаны пять кривых для различных значений v_s . Имея значения v_x , выбираем кривую v_s , используя формулу

$$v_{\text{rot}} = v_x + v_s;$$

получим значения для заданных нами скоростей (v_x ; v_s). Фиксируем точки на графиках для полученных значений окружной скорости вращения колеса v_{rot} и соответствующих им скоростям скольжения v_s , тем самым определяем значения ϕ_x в этих пересечениях. Затем, используя формулу, которую я упоминал в начале работы при обзоре

$$S_x = \frac{v_s}{v_{\text{rot}}};$$

получаем значения безразмерного коэффициента скольжения S_x . Скорости V_s и V_{rot} мы можем задавать и самостоятельно. Значения этих скоростей мы выбираем в зависимости от того, какое значение коэффициента S_x нам надо получить. Например, если нам надо получить значение $S_x=1$, надо подобрать такую точку, в которой $V_s = V_{\text{rot}}$. Если наоборот нужно значение S_x в пределах от 0 до 0,1, то разница между скоростями V_s и V_{rot} должна быть большая.

Итак, значения S_x были найдены в программе MathCad. Теперь у нас есть значения S_x и соответствующие им значения ϕ_x . Следовательно мы можем построить зависимость характера $\phi_x(S_x, v_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тяговом режиме при $v_x = 32 \left(\frac{\text{км}}{\text{ч}} \right)$. Она представлена на рис.7.

Для того, чтобы наглядно показать разницу падения коэффициента продольной силы тяги по мере роста коэффициента скольжения в тяговом и тормозном режимах на Рис.8 представлена зависимость характера $\phi_x(S_x, v_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тяговом режиме при $v_x = 32 \left(\frac{\text{км}}{\text{ч}} \right)$.

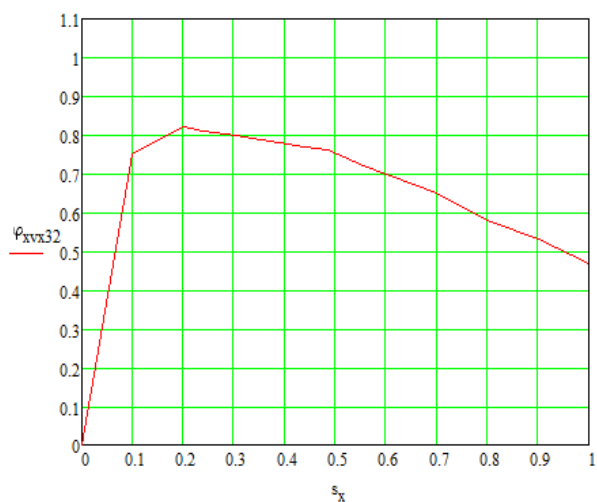


Рис. 7. Зависимость характера $\varphi_x(S_x, v_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тяговом режиме при $v_x = 32 \left(\frac{\text{км}}{\text{ч}} \right)$

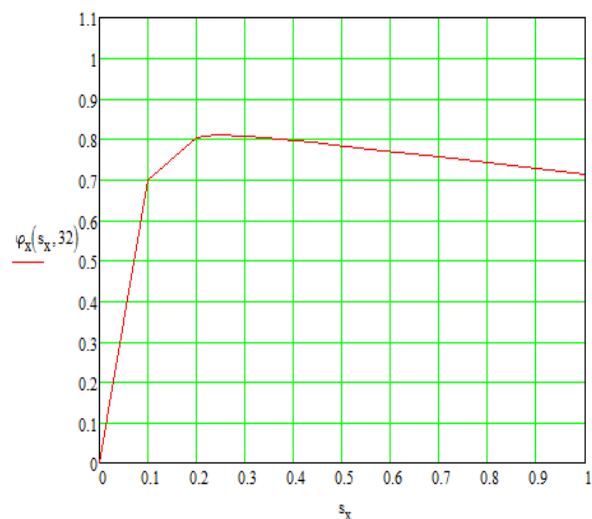


Рис. 8. Зависимость характера $\varphi_x(S_x, v_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тормозном режиме при $v_x = 32 \left(\frac{\text{км}}{\text{ч}} \right)$

Выше представленные графики зависимости $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы в тормозном и тяговом режимах позволяют дать физическое толкование того факта, что данная диаграмма зависит не только от безразмерного коэффициента скольжения, но и от скорости вращения колеса.

Несмотря на то, что в печати было представлено сравнительно мало работ по построению $\varphi_x(S_x, v_x)$ -диаграммы в тяговом режиме, они все-таки есть. Можно сослаться, например, на работу Мура Д.Ф. [7], где показана разница $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы в тяговом и тормозном режимах.

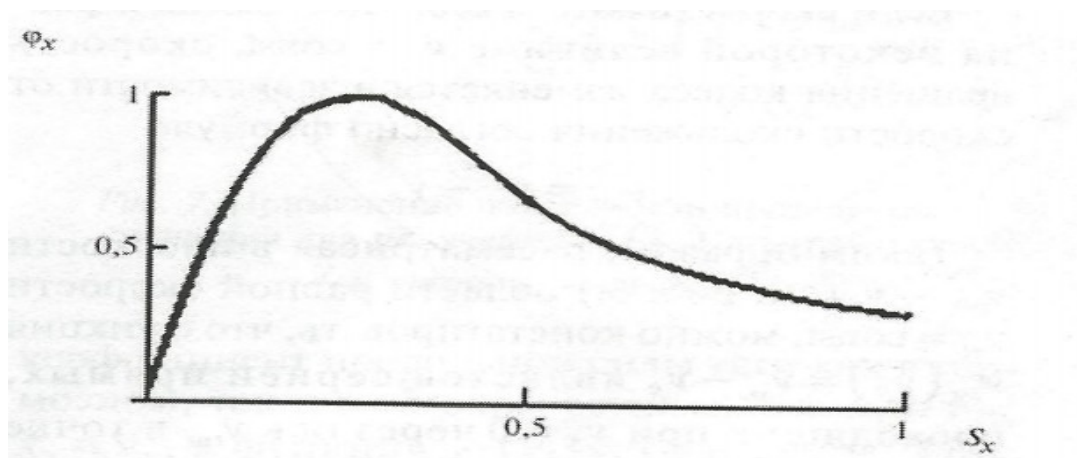


Рис. 9. Зависимость характера $\varphi_x(S_x, v_x)$ -диаграммы от скорости автомобиля в тяговом режиме, полученная Муром Д.Ф.

Итак, принципиальным различием тягового и тормозного режима является то, что при постоянной скорости движения автомобиля в тормозном режиме скорость вращения колеса совпадает с ростом скорости вращения, а в тяговом наоборот. Это вызывает различную тепловую картину в зоне контакта.

В работах [2] [3] была создана упрощенная математическая модель тепловой картины в контакте, в которой смоделировано изменение средней температуры каркаса шины с большей частью протектора рабочего слоя - T_i , рабочего слоя протектора - T_n и тончайшего поверхностного слоя протектора T_f для N точек поверхности. Она включает в себя механические, термодинамические и трибологические свойства шины.

Математическая модель теплового состояния колеса используется совместно с упрощенной математической моделью качения деформируемого колеса. В математической модели качения эластичного колеса шина упрощенно представляется в виде 16 масс, соединенных упруго-демпфирующими связями. Данная модель подробно здесь не рассмотрена, а иллюстрирует в чем причина различия $\phi_x(S_x)$ -диаграммы для тормозного и тягового режимов без углубления в математические модели, составленные М.В. Морозовым в его диссертации. Модель будет использоваться в качестве наглядного инструмента в описании различия $\phi_x(S_x)$ -диаграмм для двух разных режимов.

$$\begin{cases} \frac{dT_i}{dt} = k_1 i \left[k_2 \frac{d\phi}{dt} - k_3 \sum_{i=1}^N (T_n - T_i) \right]; \\ \frac{dT_n}{dt} = k_1 n \left[k_3 (T_i - T_n) - k_3 (T_n - T_i) \right]; \\ \frac{dT_f}{dt} = k_1 f \left[k_3 (T_f - T_n) + k_6 \frac{dx_{ск}}{dt} - \right. \\ \left. - k_4 (T_f - T_b) + k_5 (T_f - T_{оп}) \right]. \end{cases}$$

Здесь T_b , $T_{оп}$ – температура воздуха и опорной поверхности;

$dx_{ск}/dt$ – скорость скольжения в контакте;

$d\phi/dt$ – скорость вращения колеса;

$k_1 i$, $k_1 n$, $k_1 f$ – коэффициенты скорости роста температуры (величины, обратные теплоемкости)

k_1-k_6 – определяемые экспериментально коэффициенты теплоотдачи в предположении линейной системы (для упрощения)

По результатам данной модели были получены графики, которые показывают изменение температуры рабочего и тонкого поверхностного слоя шины при торможении с малым скольжением, с большим скольжением и данную зависимость при прочих равных условиях для тягового режима

При малом скольжении данная зависимость представлена на рис.10. Сверху график для рабочего слоя шины, а снизу для поверхностного

На рисунке видно, что для отдельно взятого элемента протектора при прохождении области контакта температура резко возрастает в результате тепловыделения при скольжении, а затем, при выходе из контакта понижается в результате остывания при взаимодействии с воздухом до следующего входа в контакт. Представлены 16 кривых, соответствующие 16 элементам.

Согласно вязкоупругой модели трения, повышение температуры рабочего слоя повышает силу трения, однако перегрев тонкого поверхностного слоя приводит к его существенному снижению. При малом коэффициенте скольжения нагрев поверхностного слоя в результате меньшей скорости скольжения v_s невелик, однако большая скорость скольжения колеса v_{rot} означает, что у точек, вышедших из контакта, меньше времени на остывание перед новым вхождением в контакт с дорогой.

На рис.11. представлено изменение температуры рабочего и поверхностного слоя при торможении с большим коэффициентом скольжения S_x .

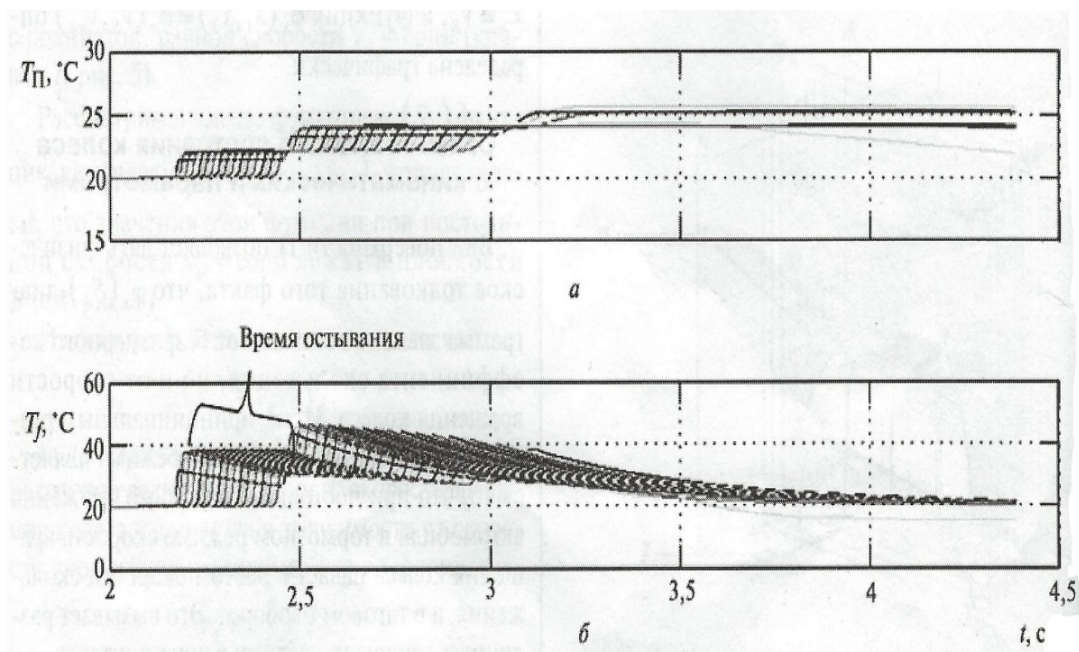


Рис. 10. Зависимость температуры рабочего $T_{п}$ (а) и поверхностного $T_{ф}$ (б) слоя шины при торможении с малым скольжением (большой скоростью вращения колеса) для 16 точек по периметру шины в процессе вращения колеса от времени

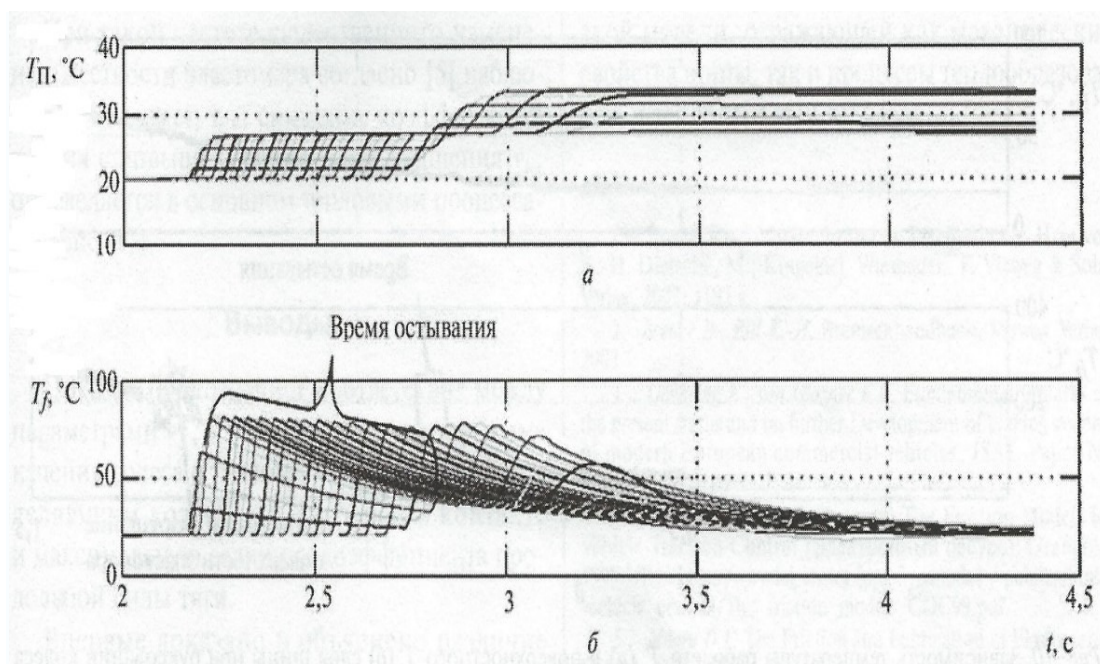


Рис. 11. Зависимость температуры рабочего $T_{п}$ (а) и поверхностного $T_{ф}$ (б) слоя шины при торможении с большим скольжением (малой скоростью вращения колеса) для 16 точек по периметру шины в процессе вращения колеса от времени

В этом случае нагрев в результате большей скорости скольжения v_s больше, чем при качении с малым коэффициентом скольжения, однако, за счет меньшей скорости вращения колеса v_{rot} у поверхности больше времени для остывания перед новым вхождением в контакт. Кроме того, больший прогрев рабочего слоя приводит к лучшему прилеганию эластомера к дорожной поверхности.

Согласно приведенным выше преобразованиям, в тяговом режиме увеличение скорости скольжения v_s происходит одновременно с повышением скорости вращения v_{rot} . В этом случае складывается куда менее благоприятная по сравнению с тормозным режимом тепловая картина, поскольку у поверхностного слоя с ростом скорости больше тепловыделение, и меньше время остывания перед новым вхождением в контакт, предельным случаем увеличения температуры является дымление сильно буксующего колеса. Это представлено на рис.12.

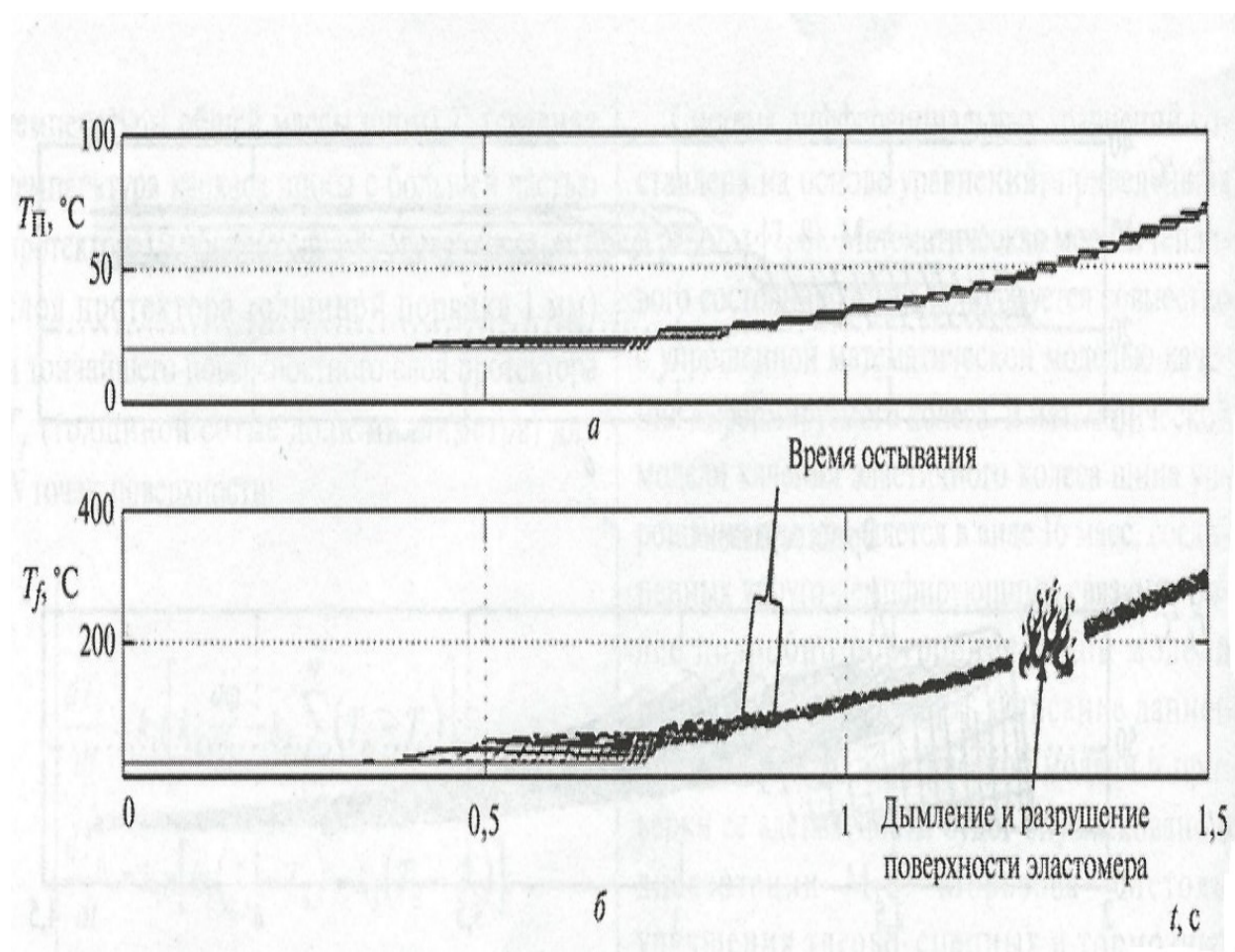


Рис.12. Зависимость температуры рабочего $T_{п}$ (а) и поверхностного T_f (б) слоя шины при буксовании колеса для 16 точек по периметру в процессе вращения от времени

Вторым фактором, в некоторой степени определяющим снижение коэффициента трения, является то, что гистерезисное трение определяется не одной величиной шероховатости, а всем спектром шероховатостей дорожной поверхности. С уменьшением времени взаимодействия элементов протектора с поверхностью дороги эластомер не успевает сдеформироваться и заполнить все полости опорной поверхности, таким образом, что часть спектральной плотности шероховатостей дорожной поверхности, соответствующая более коротким длинам шероховатостей. При этом стоит отметить, речь идет именно о деформации элементов поверхности шины при входе в контакт в процессе вращения колеса, то есть шина не успевает полностью сдеформироваться от того, что в контакте участок находится очень короткое время. Степень полноты контакта при этом определяется скоростью вращения колеса v_{rot} . Эластомер не успевает восстановить форму при скольжении и деформации по шероховатостям. Степень полноты контакта при этом определяется скоростью скольжения v_s .

Выводы

1) Показано однозначное соответствие между параметрами v_s и v_{rot} в установившемся режиме качения колеса и тепловым полем шины, определяющим коэффициент трения в контакте и величину коэффициента продольной силы тяги.

2) Объяснено различие $\varphi_x(S_x)$ -диаграммы для тягового и тормозного режима работы колеса.

3) Полученную графически функцию двух переменных $\varphi_x(v_s, v_{rot})$ можно использовать для вычисления коэффициента продольной силы тяги в установившемся режиме. При воздействии на колесо переменного крутящего или тормозного момента возможна задержка по времени между изменением кинематических параметров и изменением теплового поля шины. В этом случае использование $\varphi_x(v_s, v_{rot})$ для вычисления коэффициента продольной силы тяги некорректно.

4) Для переходных процессов, возникающих при динамическом воздействии на колесо, единственным способом определения коэффициента продольной силы тяги является имитационное моделирование с использованием комплексной математической модели, отражающей как механические свойства шины, так и процессы теплообразования и теплопередачи в колесе.

Список литературы

1. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобиля и автопоездов с АБС в режиме торможения. Волгоград: РПК "Политехник", 2002. 372с.
2. Морозов М. В. Методы улучшения тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса с учетом трибологических свойств контакта шины с дорогой: дис...канд. техн. наук М., 2012. 217 с.
3. Морозов М.В. Купреянов А.А. Влияние тепловых процессов на трибологические характеристики контакта шины с дорожной поверхностью и фид диаграммы $\varphi(S)$ для различных режимов работы колеса: Машиностроение 2012, №7, С. 42-51.
4. Качугин В.Е. Аналитическое исследование теплового состояния катящейся пневматической шины: Дис. ...канд. техн. наук. М., 1974. 394 с
5. Белкин А.Е. Разработка систем моделей и методов расчета напряженно-деформированного теплового состояния автомобильных радиальных шин: Дисс. ... докт. техн. наук. М., 1998. 284 с.
6. Moore D.F. The Friction and Lubrication of Elastomers. Oxford, 1975.