

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА НА ТОРМОЗНОМ СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

Разработаны математические модели процесса торможения автомобильного колеса на роликах стенда. Приведен анализ погрешностей расчета основных параметров процесса на моделях, в сравнении с результатами экспериментальных исследований. Установлено, что учет крутильных колебаний колесного узла на жесткости подвески, позволяет существенно снизить погрешности в расчетах.

Неуклонный рост дорожно-транспортных происшествий, выдвигает на первый план необходимость повышения качества диагностирования тормозных свойств автомобилей на стендах с беговыми барабанами. Это заставляет искать новые методы задания тестовых режимов и измерения диагностических параметров, позволяющие с высокой достоверностью оценивать тормозные свойства автомобилей в стендовых условиях. Особая роль в этом отводится аналитическим методам исследований, с использованием математических моделей. Группой ученых ИрГТУ, разработаны математические модели, позволяющие с высокой достоверностью выполнять анализ процессов торможения автомобильных колес на роликах диагностических стендов. Математические модели состоят из следующих основных разделов:

1. Математическая модель шины;
2. Математическая модель тормозного механизма;
3. Уравнения динамики вращающихся деталей стенда;
4. Уравнений крутильных колебаний колеса на жесткости подвески.

Расчетная схема для составления математических моделей представлена на рис. 1.

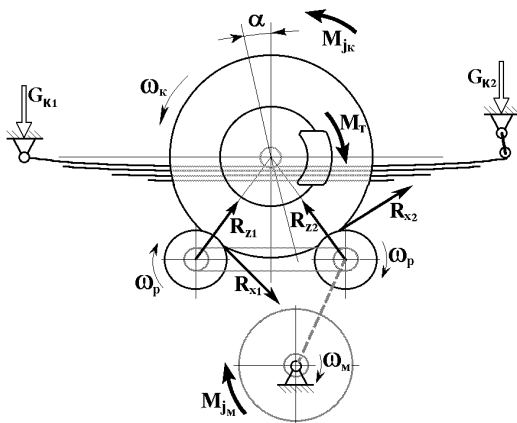


Рисунок 1. Расчетная схема для исследования процессов торможения автомобильных колес на роликах диагностических стендов.

При разработке модели тормозного механизма учитывалось, что выходные характеристики диссипативных тормозных механизмов имеют явно выраженную нелинейность в виде петли гистерезиса (рис. 2) и в значительной степени зависят от скорости скольжения пар трения. Тормозные механизмы обладают инерционностью, проявляющуюся в том, что с увеличением частоты изменения давления рабочего тела возникает сдвиг во времени между подава-

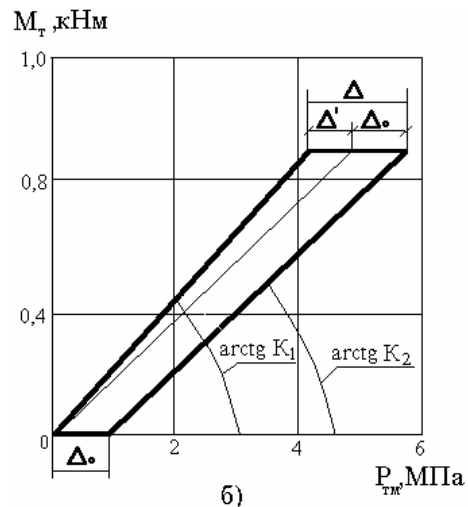
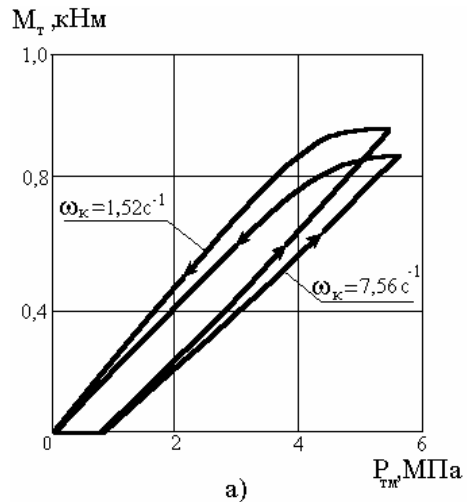


Рисунок 2. Характеристики дискового тормозного механизма автомобиля ГАЗ 3110: а) экспериментальная; б) расчетная

емым на вход давлением  $P_T$  и тормозным моментом  $M_T$  на выходе.

Инерционность тормозного механизма описана уравнением динамического звена первого порядка [1]:

$$T_{TM} \cdot \Delta P_{TM} = P_T - P_{TM}$$

где  $P_T$  – давление воздуха на входе в исполнительный механизм;

$P_{TM}$  – давление воздуха в исполнительном механизме;

$\Delta P_{TM}$  – первая производная давления рабочего тела в исполнительном механизме;

$T_{TM}$  – постоянная времени современных дисковых тормозных механизмов:

$$T_{TM} = 0,010 \text{ ч } 0,012 \text{ с.}$$

Снижение тормозного момента связанное с повышением скорости относительного перемещения пар трения учитывается посредством корректировки коэффициентов темпа нарастания и снижения тормозного момента. Коэффициенты  $K_1$  и  $K_2$  корректируются в зависимости от величины угловой частоты вращения колеса:

$$K_1 = K_{10} - K\omega_1 \cdot \omega_k$$

$$K_2 = K_{20} - K\omega_2 \cdot \omega_k$$

Изменение давления рабочего тела  $P_T$  в исполнительном механизме было описано при помощи трехэтапной аппроксимации полиномом 5-го порядка как функция времени  $t$  процесса торможения  $P_T = f(t)$  вида:

$$P_T = a_1 \cdot t^5 + a_2 \cdot t^4 + a_3 \cdot t^3 + a_4 \cdot t^2 + a_5 \cdot t + a_6$$

где  $a_1 \dots a_6$  – коэффициенты полинома, полученные при обработке экспериментальных данных.

Для описания процесса взаимодействия колеса с опорной поверхностью дороги была использована эмпирическая модель, позволяющая получать выходные характеристики шины как функции проскальзывания, которая подробно описана в [2, 3].

Под характеристиками проскальзывания понимается зависимость продольной  $R_x$  и боковой  $R_y$  реакций колеса, от таких кинематических параметров характеризующих режим его качения, как продольное  $S_x$  и боковое  $S_y$  проскальзывание.

$$\begin{cases} R_x = (S_x, S_y) \\ R_y = (S_x, S_y) \end{cases}$$

где  $S_x = \cos \delta - \frac{\omega_k \cdot r_{ko}}{V}$

$\omega_k$  – угловая скорость колеса;

$V$  – скорость поступательного движения центра колеса;

$r_{ko}$  – радиус качения в свободном режиме;

$\delta$  – угол увода шины.

Для описания характеристик используются в качестве исходных следующие выходные параметры шины и опорной поверхности:

1)  $C_{sx}, C_{sy}$  – «жесткости» продольного и бокового проскальзываний, представляющие собой соответственно тангенсы углов наклона кривых  $R_x(S_x, S_y)$  и  $R_y(S_x, S_y)$  в начале координат.

Параметр  $C_{sy}$  – численно равен коэффициенту сопротивления уводу, а

$C_{sx}$  легко определяется через коэффициент тангенциальной эластичности шины (по силе)  $\lambda_x$  как:

$$C_{sx} = r_{ko} \cdot \lambda_x$$

где  $\lambda_x$  – коэффициент тангенциальной эластичности (по силе);

2)  $f_{xb}$  и  $f_{yb}$  – коэффициенты снижения фрикционных свойств в продольном и боковом направлениях;

$\phi_x$  и  $\phi_y$  – коэффициенты продольного и бокового сцепления.

$$f_{xb} = \frac{R_x(S_x = 1, S_y = 0)}{R_z \cdot \phi_x}$$

$$f_{yb} = \frac{R_y(S_y = 1, S_x = 0)}{R_z \cdot \phi_x}$$

Суммарная реакция  $R\Sigma$  определяется величиной и направлением (угол  $\beta_s$ , рис. 3) вектора общего проскальзывания  $S$ .

$f(S)$  – некоторая функция общего проскальзывания, характеризующая степень реализации потенциальных сцепных свойств колеса с опорной поверхностью дороги.

Зависимость  $f(S)$ , по аналогии с известной  $\phi - S$  диаграммой, названа нормированной  $f - S$  диаграммой, частными случаями которой явля-

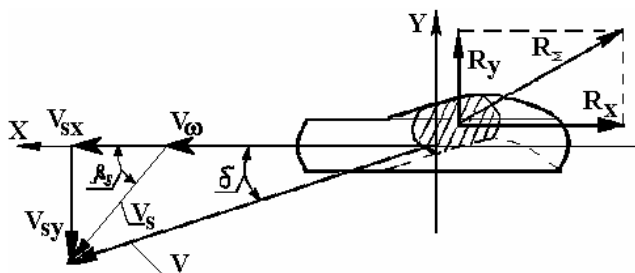


Рисунок 3. Схема сил и скоростей, действующих на колесо, тормозящее с уводом.

ются диаграммы реализации сцепных свойств, соответствующие двум крайним направлениям вектора  $S$ : по оси  $X$  и по оси  $Y$ , рис. 4.

Для описания  $f(S)$  диаграммы, соответствующей данному углу  $\beta$ ,  $s$ , используется выражение вида:

$$f(s) = \sin(a \cdot \text{arctg}(b \cdot s))$$

где  $a$  и  $b$  – коэффициенты, определяющие протекание функции  $f(S)$

Искомые характеристики проскальзывания можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} R_x = R_z \cdot \varphi \cdot f(s) \cdot m_{\beta x} \cdot S_x / S \\ R_y = R_z \cdot \varphi \cdot f(s) \cdot m_{\beta y} \cdot S_y / S \end{cases}$$

где  $m_{\beta x} = 1 / \sqrt{\cos^2 \beta_s + m_{\beta}^2 \cdot \sin^2 \beta_s}$ ,

$$m_{\beta y} = m_{\beta x} \cdot m_{\beta}$$

В этих выражениях коэффициент сцепления  $\varphi$ , а так же параметры  $f_b$  и  $\eta_s$  определяющие коэффициенты функции  $f(S)$ , корректируются в зависимости от угла  $\beta$ ,  $s$ , а параметр  $m_{\beta x}$ , определяющий влияние рассогласования направлений векторов  $R_z$  и  $S$  на величины реакций  $R_x$  и  $R_y$ , зависит главным образом от величины  $S$ .

После определения значений  $R_x$  и  $R_y$  решается уравнение динамики вращательного движения колеса, которое имеет вид:

$$\epsilon_k = \frac{R_x \cdot r_{ko} - M_T - M_f}{J_k}$$

где  $\epsilon_k$  – угловое замедление колеса;

$M_T$  – тормозной момент;

$M_f$  – момент сопротивления качению;

$J_k$  – момент инерции колеса.

Необходимо заметить, что в выше представлена полная версия математической модели в то время как в настоящей работе рассматривались процессы торможения колеса баз увода.

Как видно из расчетной схемы рис. 1, в процессе торможения на роликовом стенде, колесо опирается на два ролика, а следовательно возникают два пятна контакта колеса с роликами стенда в которых вертикальная нагрузка и реализованная тормозная сила распределяются на две части. В качестве допущения, при расчетах выходных характеристик колеса, составляющие вертикальной нагрузки  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  и тормозной реакции  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$  были приведены к суммарным векторам  $R_z$  и  $R_x$  (рис. 5) с приложением этих реакций к точке, соответствующей реальным условиям торможения автомобильного колеса что, по мнению авторов, не отра-

зится на качественных и количественных результатах расчетов.

Представляемая математическая модель учитывает динамику вращающихся инерционных масс стенда. Параметры, определяющие динамику их вращения, описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = - \frac{R_x \cdot r_{ko}}{J_{вр}}$$

где  $\frac{d^2 \alpha}{dt^2}$  – вторая производная по углу поворота роликов стенда;

$J_{вр}$  – приведенный к роликам момент инерции вращающихся деталей стенда.

Линейная скорость вращения роликов стенда, которая соответствует линейной скорости движения автомобиля  $V$  рассчитывается их выражения:

$$V = \frac{d\alpha}{dt} \cdot r_{рол}$$

где  $r_{рол}$  – радиус роликов стенда.

На основе вышеприведенного математического описания, была написана программа на языке Q-basic. Выполнены расчеты процесса торможения колеса автомобиля ГАЗ 3110 на тормозном стенде с беговыми барабанами, при начальной частоте вращения роликов, соответствующей линейной скорости 40 км/час. Результаты расчетов, приведенные на рис. 6 (а) пока-

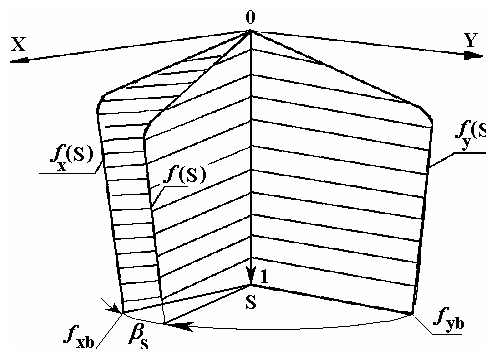


Рисунок 4. Обобщенная «f-s» диаграмма.

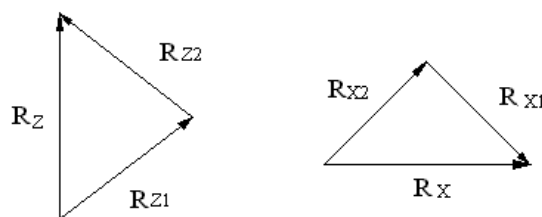


Рисунок 5. Схема определения суммарных векторов  $R_x$  и  $R_z$

зывают, что они значительно отличаются от реального процесса торможения. Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 6 (в). Отличия особенно заметны в характере изменения тормозного момента  $M_T$  и угловой скорости  $\omega_k$ . В отличие от реального процесса, результаты расчета не учитывают крутильные колебания колеса на жесткости подвески, после его блокирования. Погрешности расчетов этих параметров достигают 32% по моменту и до 12% по угловой скорости.

Результаты экспериментальных исследований процесса торможения показывают, что после блокировки колеса возникают его крутильные колебания на элементах подвески, которые

оказывают существенное влияние на качественные и количественные характеристики процесса торможения. В связи с этим возникла необходимость корректировки математических моделей описывающих процесс торможения автомобильного колеса на роликовом стенде, с целью учета крутильных колебаний, возникающих при его блокировке.

Для упрощения расчетов все жесткости, коэффициенты демпфирования и инерционные составляющие вращающихся деталей колесного узла были приведены к обобщенным значениям. Внешними моментами действующими на колебательную систему в рассматриваемом случае являются тормозной момент  $M_T$  и момент по сцеплению  $M_\phi$ . Таким образом уравнения динамики крутильных колебаний колесного узла на элементах подвески имеют вид:

$$\frac{d^2\alpha_{TM}}{dt^2} = -\frac{M_\phi - M_T - M_c - M_k}{J_{прив}},$$

где  $M_c$  – момент закручивающий элементы подвески в направлении вращения,

$M_k$  – момент демпфирования крутильных колебаний.

Численно, моменты  $M_c$  и  $M_k$  могут быть найдены из выражений:

$$M_c = \alpha_{TM} \cdot C_{прив},$$

$$M_k = \frac{d\alpha_{TM}}{dt} \cdot K_{прив},$$

где  $\alpha_{TM}$  – угол закручивания элементов колесного узла;

$C_{прив}$  – приведенная жесткость элементов колесного узла;

$K_{прив}$  – приведенный коэффициент затухания;

$J_{прив}$  – приведенный момент инерции колесного узла.

Крутильные колебания колесного узла, вызовут изменение проскальзывания пятна контакта шины относительно опорной поверхности. Поэтому величина проскальзывания  $S_x$  теперь будет определяться из выражения:

$$S_x = \cos \delta - \frac{\omega_k \cdot r_{ко}}{V} - \frac{\dot{\alpha}_{TM} \cdot r_{ко}}{V},$$

где  $\dot{\alpha}_{TM}$  – скорость изменения угла поворота колесного узла относительно оси вращения.

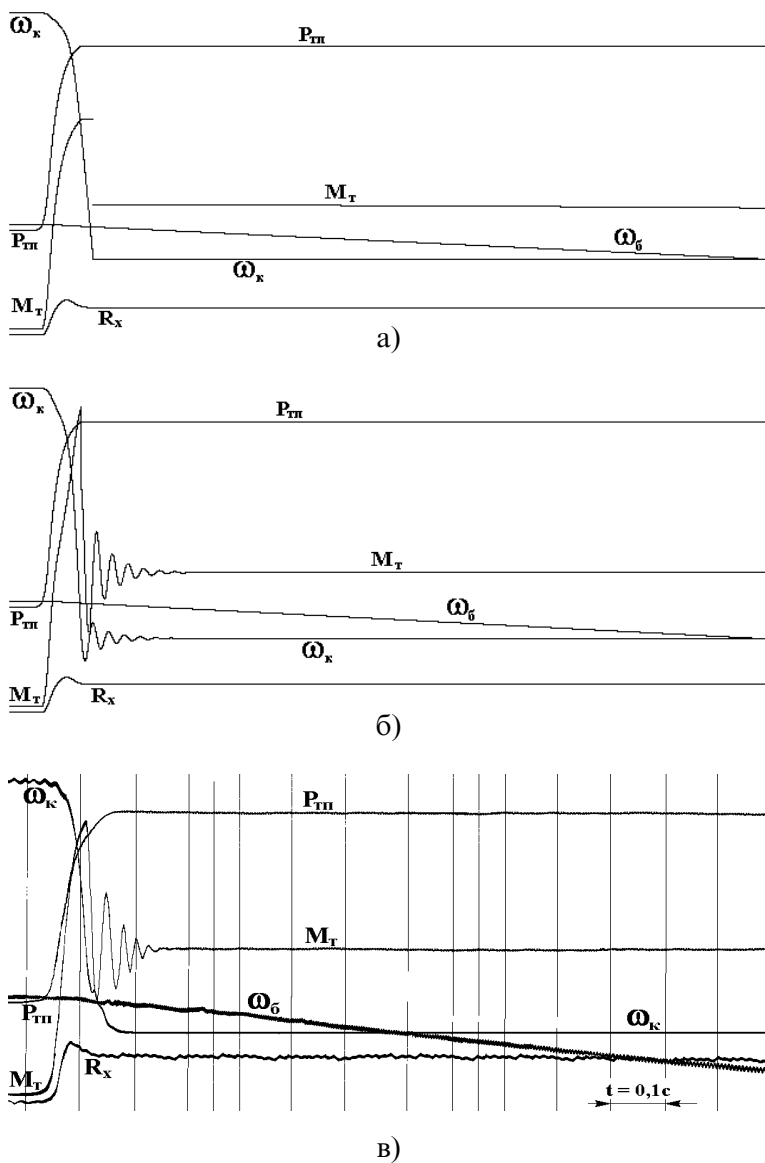


Рисунок 6. Графики зависимостей параметров процесса торможения колеса автомобиля ГАЗ-3110 на стенде:  
а) расчет на модели, не учитывающей крутильные колебания колеса;  
б) расчет на модели учитывающей крутильные колебания колеса;  
в) результаты экспериментальных исследований.

Такое дополнение математической модели, весьма существенно уточняет расчеты процесса торможения автомобильного колеса на тормозном стенде с беговыми барабанами. Различия между расчетными рис. 6 (б) и эксперимен-

тальными рис. 6 (в) зависимостями параметров процесса значительно уменьшились. Так погрешность расчета значений тормозного момента снижена до 4%, угловой скорости – до 5%, а реализованной касательной реакции – до 3%.

---

**Список использованной литературы:**

1. Федотов А.И. Математическое описание выходных характеристик тормозного механизма. / В сб. научн. трудов ВСГТУ, г. Улан-Удэ, 1998. С. 115-120.
2. Дик А.Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса., Сборник научных трудов «Надежность и активная безопасность автомобиля» / МАМИ. – 1985. – С. 205-216.
3. Федотов А.И., Дик А.Б. Качение тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой., Сборник научных трудов «Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля» / МАМИ. – 1984. – С. 94-110.