

**ВИБРАЦИИ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ АВТОМОБИЛЕЙ**

*Белорусско-Российский университет  
Могилев, Беларусь*

Рассмотрены актуальные вопросы условий возникновения вибрационных процессов и скрипа тормозов при экстренном торможении автомобиля.

Рассматривая возникновения вибрационных явлений в тормозных механизмах, многие авторы связывают причину с изменениями коэффициента трения в фрикционных парах [1]. А для устранения скрипа тормозов предлагают применять дисковые герметизированные тормозные механизмы, обладающие большой жесткостью [2]. Повышение жесткости элементов тормозного механизма обосновывают тем, что недостаточная жесткость влечет за собой неравномерный износ барабана и накладок колодок, создающих условия для возникновения скрипа тормозов.

Во время изучения характера изменения опорных реакций тормозных колодок [3], в случае возникновения скрипа тормозов, отмечено увеличение этих реакций до 120% от номинального значения. При этом давление в гидроприводе оставалось неизменным. С ростом опорных реакций колодок наблюдалось и увеличение тормозного момента от номинального значения тормоза. Результат, представленный в работе [3], на взгляд автора, является весьма важными для выяснения условий и характера возникновения вибрационных явлений в тормозных механизмах. Увеличение опорных реакций колодок и момента были подтверждены натурными испытаниями экстренного торможения автомобиля ВАЗ 2108, полученными нами (рис.1).

Из рис.1 видно, что максимальные моменты  $M_1$  - момент на переднем дисковом тормозе,  $M_2$  - на заднем барабанном тормозе автомобиля ВАЗ 2108 имеют максимальные значения в начальный период экстренного торможения. Анализ же статических стендовых испытаний тормозных механизмов, проведенных нами, показал, что, действительно, предельное значение моментов тормозов меньше максимальных моментов тех же тормозов, полученных при натурных испытаниях (рис.1).

Объяснить существенное превышение момента тормоза при натурных испытаниях от его номинального невозможно обосновать характером закона распределения удельных давлений по длине накладок тормоза [4]. Попытаемся обосновать это явление на основе возникновения ударного импульса в контакте колес с опорной поверхностью при экстренном торможении автомобиля.

В процессе экстренного торможения автомобиля на колесо действует тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью. За короткий интервал времени  $\Delta t$  тормозная сила в контакте колеса возрастает от нуля до максимума. В силу мгновенного возрастания тормозной силы ускорение поступательного перемещения автомобиля существенно возрастают. При этом в контакте колеса с опорной поверхностью возникает значительный ударный импульс, вызывающий увеличение опорных реакций колодок тормоза и тормозного момента.

На рис. 1 также видно, что максимум момента достигается раньше, чем колеса автомобиля входят в состояние блокировки. Этот факт свидетельствует о том, что значительная величина ударного импульса, возникшая в контакте колеса с опорной поверхностью, заставляет прокрутиться тормозной барабан относительно колодок тормоза, вызывая скрип тормозов и уменьшая при этом коэффициент трения (динамическое трение) накладок о барабан (диск). Затем, в результате частичной

диссипации кинетической энергии автомобиля и релаксации демпфирования в фрикционных парах тормоза происходит полная блокировка колеса.

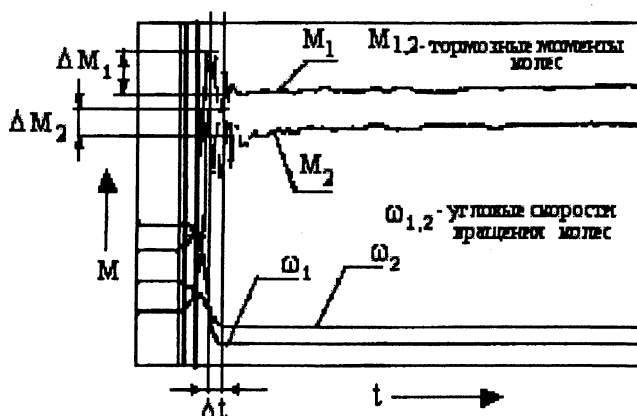


Рис. 1. Осциллограмма записи параметров процесса торможения автомобиля ВАЗ 2108

Из осциллограммы записи тормозных моментов (рис.1) видно, что на коротком интервале времени тормозные моменты имеют колебательный характер. Причем характер этих колебаний до настоящего времени не достаточно исследован.

Придем к рассмотрению группы сил, действующих в процессе торможения на тормозящее колесо.

Так, в начальный период времени оператор машины, воздействуя на привод, производит формирование тормозного момента в механизме тормоза, который относится к внутреннему силовому фактору. Формируемый тормозной момент вызывает реакцию в контакте колеса с опорной поверхностью. Однако реакция опорной поверхности не адекватна формируемому моменту, а зависит от коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. В контакте колеса с опорной поверхностью происходит формирование фактически реализуемого тормозного момента, представляющего собой внешний силовой фактор. В то же время, если формируемый момент превышает реализуемый момент по сцеплению, то происходит скольжение пятна контакта тормозящего колеса. И наоборот, если фактически реализуемый момент больше формируемого, происходит относительное скольжение фрикционных пар тормоза. Очевидно, от закона относительного перемещения пятна контакта зависит и фактически реализуемый тормозной момент. Возможное изменение знаков производных коэффициента сцепления при скольжении и колебательный характер изменения моментов (рис.1) позволяют сделать предположение об автоколебательном процессе в пятне контакта колеса.

Представим упрощенную модель автоколебательного процесса, определяющего относительное перемещение корпуса автомобиля при экстренном торможении в виде

$$\ddot{X}_0 + k^2 \cdot (X'_0 + \delta) = \varphi_{\text{сц}} \cdot g,$$

где  $\varphi_{\text{сц}}$  - коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью;  $k$  - частота собственных колебаний тормозной механической системы, представляющего собой автомобиль с упруго-диссипативными связями;  $g$  - ускорение свободного падения;

$\delta = \frac{1}{k^2} (\alpha_p \cdot |\dot{X}'_0|^{1/2} - \beta \cdot g) \cdot \dot{X}'_0$  - представляет собой дельта функцию. Система имеет

равновесное смещение  $\frac{\varphi_{-b} \cdot g}{k^2}$ . Следовательно, начало координат фазовой плоскости смещено на указанную величину. Средняя абсцисса также равна  $X'_0 = \frac{\varphi_{-b} \cdot g}{k^2}$ . Фазовая диаграмма продольных колебаний автомобиля представлена на рис.2.

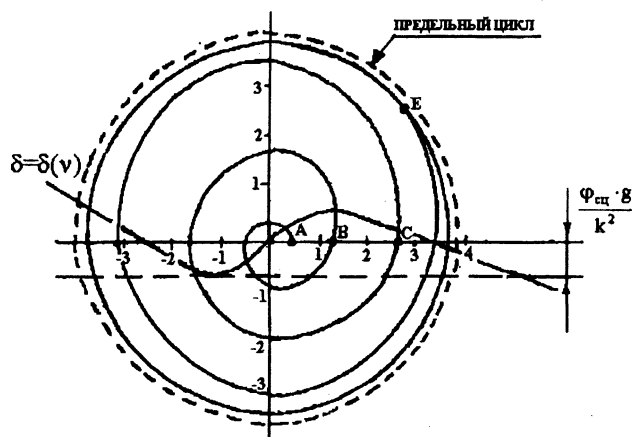


Рис. 2. Фазовый портрет колебаний автоколебаний тормозной силы

В общем случае, траектория предельного цикла не зависит от начальных условий и от любых последующих возмущений движению. Если начальные условия таковы, что исходная фазовая точка лежит вне предела цикла, то фазовая траектория будет двигаться снаружи спирали, приближаясь к траектории предельного цикла. Т.е. фазовая траектория описывает установившийся автоколебательный характер. Для принятых исходных данных траектория предельного цикла приближена к траектории круга. Установившееся движение имеет синусоидальный характер, а частота автоколебаний близка к частоте собственных колебаний. Однако в зависимости от нелинейной характеристики шин и коэффициента сцепления траектория предельного цикла может существенно отличаться от окружности. Экспериментальные исследования шин свидетельствуют о том, что диссипативные силы вязкого сопротивления могут быть пропорциональны степенной функции скорости. Следовательно, возможность возникновения автоколебаний не исключается.

Из изложенного следует: 1) при экстренном торможении автомобиля, в некотором интервале времени реализуемый момент значительно превышает формируемый момент тормоза, вызывая относительное скольжение фрикционных пар относительно барабана/диска тормоза, вызывая тем самым скрип. Отметим, что при низком коэффициенте сцепления скрип тормозов не наблюдается; 2) статическая деформация элементов тормоза при экстренном торможении автомобиля по опорной поверхности с высоким коэффициентом сцепления колеса, настроена на высокую частоту собственных колебаний, совпадающей с частотой автоколебаний реализуемого момента (силы). В результате система колодка-барабан/диск представляет колебательную систему, настроенную на звуковую частоту. Экспериментальные данные показывают, что частота собственных колебаний элементов тормоза с износом тормозных колодок возрастает.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев Г.Ф. О трении и износе фрикционных пар при вибрационных нагрузках.//Теоретические и прикладные задачи трения износа и смазки машин. -1982. - №25. -С. 8-15; 2. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. -М.: Машгиз, 1962.

-327с.; 3. Дюбек К.Л. Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов/ К.Л. Дюбек, И.А. Левин, Л.Т. Гапоян// Автомобильная промышленность. - 1972. - № 7.- С. 16-18.; 4. Мамити Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. -Мн.: Дизайн ПРО, 1997. - 111 с.

УДК 629.113-598.001.66

Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Белорусский государственный аграрнотехнический университет,  
НИРУП "Белавтотракторостроение" НАН Беларуси  
г. Минск, Беларусь*

При определении параметров демпфирования в динамических системах возможны два подхода: приведение всех видов трения в системе к линейно-вязкому или использования существующих, готовых нелинейных моделей трения.

Первый подход используется, если при расчетах динамических систем ограничиваются исследованиями линейных дифференциальных уравнений. Однако при этом необходимо учитывать то, что приведенные коэффициенты вязкого демпфирования в общем случае зависят от частоты колебаний, которое затрудняет их использование в математических моделях колебательных систем, имеющих многочастотные, гармонические возмущения (полигармонические возмущения). Этот аспект наиболее важен при исследовании переходных процессов, где возможны автоколебательные процессы.

Второй подход является более точным, хотя и более сложным, и позволяет исследование колебательных систем, с использованием ПЭВМ, при произвольных возмущениях.

Таким образом, наиболее важной задачей стоящей перед расчетчиком является идентификация трения в элементах динамической системы. Обычно идентификацию производят на основе эксперимента или же ориентируются на результаты проведенных исследований других авторов [1].

Большинство авторов силу трения в элементах конструкции машин представляют в виде

$$R = -b|q|^k |q|^n \operatorname{sign} \dot{q}, \quad (1)$$

где  $b, k, n$  – постоянные неотрицательные величины;  $q$  – обобщенная координата.

Таким образом, основная задача определения  $R$  сводится к определению постоянных неотрицательных величин, входящих в формулу (1).

При экспериментальном способе определения  $b, k, n$ , производят исследования затухающих колебаний, упругими элементами которых являются исследуемые детали, т.е. сам метод основан на рассмотрении одномассовой колебательной модели.

Вычисляя по полученным экспериментальным кривым значения логарифмического декремента  $\lambda$  и его зависимость от амплитуды  $A$  и частоты колебаний  $\omega$  [2]. Считая трение в системе малым, можно определить тем самым и характер зависимости относительного рассеивания энергии  $\psi \approx 2\lambda$  от  $A$  и  $\omega$ .