

где $M_{дв}$ — крутящий момент двигателя, Н·м; n — частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} ; h — перемещение рейки от положения нулевой подачи, мм.

Максимальная среднеквадратичная погрешность полученного уравнения составляет 7,78 Н·м.

Данное уравнение необходимо для исследований в области создания и испытания систем автоматического управления трансмиссиями, так как оно справедливо во всей зоне работы двигателя в условиях, близких к реальным.

Литература

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М., 1979. — 615 с. 2. Ксенович И.П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с. 3. Степанов Д.В., Руктешель О.С., Карпов А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами, 1980, вып. 14, с. 33–37. 4. Гришкевич А.И., Руктешель О.С., Степанов Д.В. Имитация дорожных условий на стенде для испытания систем автоматического управления механической трансмиссией автомобиля. — В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами, 1981, вып. 16, с. 21–26.

УДК 629.11.012.5.002.612

Н.Н. Веремеев, инж., А.И.Гришкевич, д-р техн.наук,
Д.М.Ломако, канд.техн.наук
(БПИ)

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТЬЮ

В большинстве случаев при исследовании колебаний автомобилей колесо моделируется в виде массы на пружине, нижний конец которой имеет точечный контакт и копирует профиль неровности. Вертикальная сила, действующая на колесо в этом случае, определяется как произведение коэффициента нормальной жесткости шины на высоту неровности под осью колеса. В действительности при качении колеса по неровной дороге вследствие эластичности пневматической шины происходит сглаживание неровностей и реальное воздействие на колесо для неровностей, соизмеримых с длиной пятна контакта, значительно отличается от определенного при точечном контакте [1]. Исследования последних лет показали, что и при статическом обжатии некачущейся пневматической шины на неровную опорную поверхность ее упругие характеристики значительно отличаются от полученных на плоской опорной поверхности [1, 2]. Эти результаты свидетельствуют о том, что упругие характеристики пневматической шины зависят от профиля опорной поверхности и определяются деформациями всех элементов шины, находящихся в зоне пятна контакта.

Имеется ряд работ, посвященных исследованию сглаживающей способности шины при допущении, что длина пятна контакта с опорной поверхностью постоянна [3, 4]. В работе [5] рассмотрен случай взаимодействия эластичных колес с неровной дорогой по линии контакта, длина которой изменяется во времени. Но во всех этих работах исследуется только кинематика процесса взаимодействия пневматической шины с неровностью (т.е. траектория оси колеса) и не дается оценка силового взаимодействия автомобильного колеса с неровностью. Поэтому задача данного исследования — разработка методики расчета кинематических и силовых параметров взаимодействия автомобильного колеса с единичной неровностью.

С геометрической точки зрения пневматическая шина представляет собой замкнутую симметричную оболочку двойной кривизны с переменной толщиной стенок в поперечном радиальном сечении, нагруженную равномерным внутренним давлением воздуха. В большинстве случаев эта оболочка имеет форму тора, стенки которого обладают анизотропными свойствами. При нагружении пневматической шины вертикальной силой происходит ее объемная деформация, которая равна разности между объемами недеформированного и сдеформированного тора. Так как решающее значение в плавности хода автомобиля имеют колебания в продольной плоскости, микропрофиль дороги рассматривают как одномерную функцию $q(x)$, не учитывая случайное изменение ординат в поперечной плоскости дороги. Вследствие этого целесообразно для упрощения расчетов перейти к рассмотрению деформации пневматической шины в продольной плоскости. Модель шины в этом случае можно схематично представить в виде бесконечного множества одногибных элементарных радиально расположенных пружин (рис. 1). Приложенная к колесу нагрузка воспринимается определенным количеством пружин, находящихся в зоне пятна контакта, и пропорциональна площади деформации шины $S_{\text{деф}}$, которая представляет собой площадь упругодеформированной части шины (рис. 1). При обжатии пневматической шины на плоской опорной поверхности вертикальный прогиб под осью колеса однозначно связан с деформацией шины в любой точке пятна контакта и, следовательно, однозначно определяет площадь деформации:

$$x_K = \sqrt{2R_{\text{ш}}\delta_0 - \delta_0^2}; \theta = 2 \arcsin(x_K/R_{\text{ш}});$$

$$S_{\text{деф}} = R_{\text{ш}}^2(\theta - \sin\theta)/2,$$

где $R_{\text{ш}}$ — свободный радиус шины; δ_0 — вертикальный прогиб шины на плоской опорной поверхности при заданной нагрузке Q_0 ; θ — угол пятна контакта шины.

Следовательно, статическую упругую характеристику шины $Q = f(\delta)$ — на плоской опорной поверхности можно представить в виде $Q = f(S_{\text{деф}})$ и тогда по заданной площади деформации шины $S_{\text{деф}}$ можно определить вертикальную силу, действующую на колесо на плоской опорной поверхности.

Рассмотрим взаимодействие пневматической шины с единичной косинусоидальной неровностью

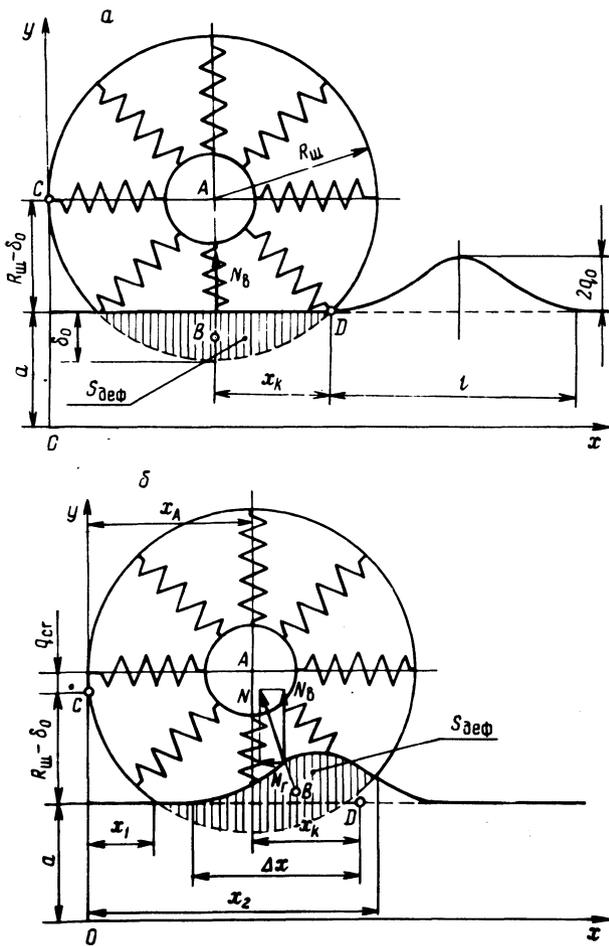


Рис. 1. Расчетная схема обкатывания колесом единичной неровности:
 а – начальное положение; б – неровность смещена на Δx .

$$q = q_0 [1 - \cos(2\pi x/l)],$$

где l , $2q_0$ – соответственно длина и высота неровности.

При исследовании взаимодействия шины с единичной неровностью приняты следующие основные допущения: 1 – скорость качения колеса постоянна; 2 – поверхность дороги недеформируема; 3 – статическая упругая характеристика шины на плоской опорной поверхности в виде $Q = f(S_{\text{деф}})$ известна и справедлива на любой опорной поверхности.

Из всех возможных случаев взаимодействия шины с неровностью в данной работе рассматриваются два режима. Первый – к колесу приложена постоянная статическая нагрузка Q_0 , и оно медленно обкатывается по неровности, при этом фиксируется траектория оси колеса $q_{сг}$. Второй – колесо закрепляется неподвижно, неровность протягивается под ним и фиксируется вертикальная сила на оси колеса при протягивании неровности N_B . Рассмотрим первый режим взаимодействия (рис. 1). Для имитации движения колесо закрепляем неподвижно в горизонтальной плоскости, а неровность перемещаем под ним. Вертикальное перемещение оси колеса, обусловленное взаимодействием с неровностью, и определяет траекторию оси колеса $q_{сг}$. При этом вертикальное перемещение оси колеса определяется в каждой точке равенством вертикальной составляющей реакции опорной поверхности N_B и приложенной к колесу статической нагрузкой Q_0 . Для нахождения ординаты центра оси колеса для любой точки, определяемой величиной сдвига неровности Δx , поступаем следующим образом. Предположим произвольно, что $q_{сг} = 0$. Тогда величина площади деформации шины

$$S_{\text{деф}} = \int_{x_1}^{x_2} [q(x) - y_{\text{ш}}(x)] dx,$$

где

$$y_{\text{ш}} = a + R_{\text{ш}} - \delta_0 + q_{сг} - \sqrt{R_{\text{ш}}^2 - (x - R_{\text{ш}})^2};$$

$$q = \begin{cases} a + q_0(1 - \cos Z), & 0 \leq Z \leq 2\pi; \\ a, & Z < 0, Z > 2\pi; \end{cases}$$

$$Z = 2\pi(x + \Delta x - x_k - R_{\text{ш}})/l;$$

δ_0 – статический прогиб шины на плоской опорной поверхности при нагрузке Q_0 .

По вычисленной величине $S_{\text{деф}}$ определяем полную реакцию N , действующую на шину со стороны опорной поверхности, из характеристики $Q = f(S_{\text{деф}})$. Вектор силы N прокладываем через центр оси колеса $A(x_A, y_A)$ и центр тяжести фигуры упругодеформированной части шины $B(x_B, y_B)$, где

$$x_B = \frac{1}{S_{\text{деф}}} \int_{x_1}^{x_2} x [q(x) - y_{\text{ш}}(x)] dx;$$

$$y_B = \frac{1}{2S_{\text{деф}}} \int_{x_1}^{x_2} [q^2(x) - y_{\text{ш}}^2(x)] dx.$$

Вертикальная составляющая полной реакции определяется по формуле

$$N_B = N \cos \alpha,$$

где

$$\alpha = \arctg [(x_B - x_A)/(y_A - y_B)].$$

Если $N_B < Q_0 - \Delta Q_0$ или $N_B > Q_0 + \Delta Q_0$, где ΔQ_0 — заданная точность, то меняя величину $q_{ст}$, повторяем расчеты до соблюдения условия

$$Q_0 - \Delta Q_0 \leq N_B \leq Q_0 + \Delta Q_0.$$

Для второго режима взаимодействия шины с неровностью расчеты оканчиваются определением силы N_B , которая и равна вертикальной силе на оси колеса.

По предложенной методике разработан алгоритм и программа расчета на ЭЦВМ параметров взаимодействия пневматической шины с единичной косинусоидальной неровностью. Программа предусматривает расчет траектории оси колеса при медленном обкатывании единичной неровности, а также расчет вертикальной силы, действующей на ось зафиксированного в пространстве колеса при протягивании под ним единичной неровности. Расчеты проводились для шины 12.00-18 К-12А, данные для которой и экспериментальные результаты по взаимодействию автомобильного колеса с единичными неровностями взяты из работы П.И.Митянина [1]. На рис. 2 и 3 сравниваются экспериментальные данные с результатами расчетов по методике, описанной в работе [5], и по методике, предложенной в настоящей работе. Если совпа-

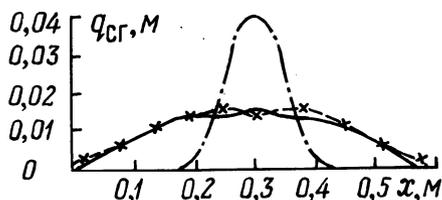


Рис. 2. Траектория оси колеса при переезде косинусоидальной неровности $q =$

$= 0,02(1 - \cos \frac{\pi}{0,12} x)$ м. Статическая нагрузка $Q_0 = 15$ кН, радиус шины, $R_{ш} = 0,53$ м. — · — — точечный контакт; — — — эксперимент [1];

----- расчет по методике [5];
-x-x- расчет по предложенной методике.

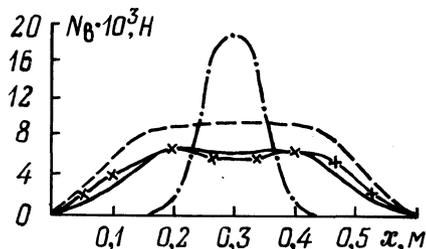


Рис. 3. Изменение вертикальной силы на оси неподвижного колеса при протягивании под ним единичной неровности (данные и обозначения те же, что и на рис. 2).

дение траектории оси колеса при переезде неровности для обеих методик хорошее, то с точки зрения силового взаимодействия пневматической шины с неровностью разработанная в данной работе методика значительно лучше отражает реальные процессы в шине.

Предложенная методика позволяет рассчитать кинематические и силовые параметры взаимодействия эластичного автомобильного колеса с единичной неровностью.

Литература

1. М и т я н и н П.И. Исследование поглощающей и сглаживающей способностей шины при колебаниях грузовых автомобилей: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — М., 1975. — 26 с.
2. К н я з ь к о в В.Н. Исследование жесткостных и кинематических пара-

метров автомобильной шины: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — М., 1979. — 19 с. 3. Дмитриев А.А., Шупляков В.С., Яценко Н.Н. Особенности взаимодействия пневматической шины с микропрофилем дороги. — Автомобильная промышленность, 1973, № 5, с. 27–29. 4. Васильев В.С., Жигарев В.П., Хачатуров А.А. Расчет параметров колебаний бесподвесочной машины при случайных возмущениях от дороги. — В кн.: Устойчивость управляемого движения автомобиля: Труды МАДИ. М., 1971, вып. 41, с. 88–97. 5. Степанов Ю.В., Соловьев В.С., Фролов К.В. Оценка нивелирующей способности эластичных колес. — Автомобильная промышленность, 1975, № 9, с. 18–21.

УДК 629.113

М.П.Дубровский, ст.преп.,
Л.А.Молибошко, канд.техн.наук
(БПИ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ НА ЕЕ НАГРУЖЕННОСТЬ

Расчет эксплуатационной долговечности деталей автомобильной трансмиссии предполагает знание нагрузочного режима, который зависит, во-первых, от внешних источников возмущения и, во-вторых, от параметров автомобиля и его трансмиссии как колебательной системы. Экспериментальное определение нагрузочного режима связано с проведением длительных дорожных испытаний. В связи с этим перспективными являются расчетные методы определения нагрузочного режима, основанные на моделировании реального процесса нагружения трансмиссии как элемента динамической системы "автомобиль—водитель—дорога" [1].

На стадии проектирования трансмиссии важно выбрать ее параметры такими, чтобы обеспечить формирование наиболее благоприятного нагрузочного режима.

Практика экспериментального определения длительно действующих нагрузок в трансмиссии автомобиля показывает, что процесс нагружения можно характеризовать двумя составляющими. Первая зависит от величины преодолеваемого дорожного сопротивления, скорости движения, загрузки автомобиля, а вторая обусловлена воздействием микропрофиля дороги и колебательными свойствами трансмиссии. Снизить нагруженность можно практически только за счет оптимального выбора параметров колебательной системы. Несмотря на обилие экспериментальных данных по определению нагруженности трансмиссии (например [2, 3]), в литературе практически отсутствуют сведения о степени влияния ее параметров на формирование спектра длительно действующих нагрузок.

Для выяснения степени влияния параметров системы на нагруженность деталей трансмиссии проведены экспериментальные исследования автомобиля полной массой 15920 кг (по данным взвешивания в ходе испытаний) с различными значениями жесткостей полуосей и шин.