

На правах рукописи

Комиссаров Александр Игоревич

Прогнозирование динамической нагруженности
трансмиссий полноприводных колесных машин при движении
через единичные неровности

Специальность (05.05.03) Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ
Диссертации на соискание учёной степени
Кандидата технических наук

Ref

Москва 2005 г.

Работа выполнена в Московском Государственном Техническом
Университете им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент
Фоминых А.Б.

Официальные оппоненты – доктор технических наук, профессор
Наумов В.Н.
кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Плиев И.А.

Ведущая организация – ФГУП НИЦИАМТ

Защита диссертации состоится "30" мая 2005 г. в 14³⁰ на заседании
специализированного совета Д 212.141.07 в МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по
указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан "29" апреля 2005 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1715935

Комиссаров А.И. Прогназиро

Котиев Г.О.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Полноприводные колёсные машины значительную часть времени эксплуатируются в условиях грунтовых дорог и бездорожья. Характерными особенностями эксплуатации в таких условиях являются: взаимодействие колёс с единичными неровностями; несимметричное пространственное нагружение конструкции; вывешивание отдельных колёс и осей. При этом на трансмиссию, ходовую часть и несущую систему действуют увеличенные нагрузки.

Для того чтобы обеспечить прочность деталей трансмиссии необходимо при проектировании учитывать максимальные нагрузки, возникающие при преодолении различных препятствий, в том числе и таких типовых единичных неровностей как насыпи, эскарпы, траншеи. В настоящее время для определения максимальных нагрузок в трансмиссии колесных машин повышенной проходимости используется коэффициент динамичности, представляющий собой отношение реальной нагрузки к нагрузке, подсчитанной в статике. Однако величина данного коэффициента не всегда может быть определена для вновь создаваемых машин. В связи с этим возникает потребность в достоверных аналитических методах расчёта максимальных нагрузок в трансмиссии таких машин на стадии проектирования.

Существующие методики не позволяют на этапе проектирования определить максимальные нагрузки в трансмиссии колесной машины при движении через единичные неровности, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса. Основной причиной этого является отсутствие модели взаимодействия упругого колеса с подобными неровностями.

Цель работы: Создание методики аналитического определения максимальных нагрузок в трансмиссии многоосного полноприводного автомобиля для случая преодоления единичных неровностей, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса.

Задачи работы:

- разработка модели взаимодействия колеса с единичными неровностями, размеры которых сопоставимы с его диаметром;
- разработка взаимосвязанной динамической модели полноприводной колёсной машины и ее подсистем трансмиссии и поддрессоривания;
- разработка программы расчета на ЭВМ динамической нагруженности трансмиссии полноприводной колёсной машины при преодолении единичных неровностей, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса.

Методы исследований. В работе применены методы теории колебаний, теории планирования эксперимента, имитационного математического моделирования, численные методы математического анализа.

Объект исследований – полноприводный четырехосный автомобиль полной массой 25 тонн, с независимой подвеской и механической трансмиссией бортовой схемы.

Научная новизна.

1. Разработана оригинальная математическая модель взаимодействия упругого колеса с твердыми единичными неровностями, размеры которых сопоставимы с его диаметром, учитывающая распределенный контакт колеса с дорогой. Модель позволяет определять силы и моменты, действующие на колесо, участвующее в плоском движении, со стороны твердой неровности, представленной набором плоских участков, а также учитывать отрыв колеса от опорной поверхности.

2. Составлена оригинальная математическая модель полноприводной колесной машины, позволяющая определять динамическую нагруженность трансмиссии при въезде на насыпь и движении через прямые холмы.

3. Разработана методика аналитического определения максимальных динамических нагрузок в трансмиссии многоосной полноприводной колесной машины при преодолении единичных неровностей, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса.

Практическая ценность. Компьютерная программа, составленная на основе разработанной методики, позволяет на стадии проектирования определять максимальные нагрузки в трансмиссии полноприводного автомобиля при въезде на насыпь и движении через прямые холмы.

Реализация работы. Результаты работы используются в учебном процессе в курсах лекций Методы расчета и проектирования трансмиссий колесных машин и в отделе СМЗ-2 НИИ СМ при расчете динамической нагруженности трансмиссий полноприводных колесных машин.

Апробация работы. Основные положения работы обсуждались на 61 и 62 международных научно-методических и научно-исследовательских конференциях в МАДИ (2003, 2004 г.г.) и на научных семинарах кафедры Колесные машины МГТУ им. Н.Э. Баумана (2001, 2002, 2003, 2004 г.г.)

Публикации. Основные положения диссертации изложены в двух печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов, библиографического списка (58 наименований) и приложения. Работа содержит 107 страниц машинописного текста, 44 рисунка, 5 таблиц и 1 приложение.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ работ, посвященных вопросам определения динамической нагруженности трансмиссий колесных машин и моделированию взаимодействия колеса с единичными неровностями.

Этим вопросам посвятили свои работы множество учёных как у нас в стране, так и за рубежом: Чудаков Е.А., Смирнов Г.А., Петрушов В.А., Пирковский Ю.В., Полунган А.А., Белобров В.Н., Фрумкин А.К., Фоминых А.Б., Куприянов А.А., Галевский Е.А., Немцов В.В., Рязанцев В.И., Ковальчук А.С., Мондиас В.А., Каболов Т.Х., Дмитриев П.Е., Бухин. Б.Л., Sayers M., Gipser M. и многие другие.

Анализ вышеприведенных работ показывает, что используемые в них математические модели не позволяют решить задачу аналитического определения динамической нагруженности трансмиссии колесной машины при движении через единичные неровности на этапе проектирования. В большинстве работ рассматривается воздействие на трансмиссию микропрофиля дороги или гладких гармонических неровностей. Модели, предлагаемые для расчета нагрузок при взаимодействии с единичными неровностями, также не пригодны для решения этой задачи: в методике Каболова Т.Х. требуется проведение экспериментальных исследований автомобиля; в работе Фрумкина А.К. не учитывается воздействие на нагруженность трансмиссии колебаний системы поддрессоривания; в работе Белоусова Б.Н. система трансмиссии не включена в модель.

Основной проблемой при создании методики аналитического определения максимальных нагрузок в трансмиссии колесных машин при движении через единичные неровности, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса, является отсутствие приемлемой модели взаимодействия эластичного колеса с подобными неровностями. Использование для расчета нагрузок в трансмиссии многоосной машины существующих конечно-элементных моделей взаимодействия шины с единичными неровностями, описанных в работах Левина М. А., Дарнелла И., Фукушимы Т., Гипсера М., Хаяши К., Као Б.Г., Ортела Ч., и Штурта Р. требует больших затрат машинного времени и большого числа исходных экспериментальных данных. Более простые модели Дэвиса Д.Ц., Толстопятенко Э.И., Ненахова А.Б. и Беккера М.Г., предназначенные для определения нагрузок в системе поддрессоривания и аналитические модели Келдыша М.Ф., Хачатурова А.А., Фоминых А.Б., Попова С.Д. и Саэrsa М., разработанные для расчета взаимодействия с плоской опорной поверхностью или поверхностями малой кривизны, не подходят для решения данной задачи.

В связи с вышеизложенным были поставлены цели и задачи, сформулированные выше.

Во второй главе приводится описание 2-х оригинальных моделей взаимодействия колеса с твердыми единичными неровностями, размеры которых сопоставимы с его диаметром: первая предполагает точечный, а вторая –распределенный контакт колеса с дорогой.

При составлении модели с точечным контактом (см рис.1) были приняты следующие допущения: 1) контакт колеса с дорогой осуществляется в одной точке, лежащей на пересечении вертикальной линии, проходящей через центр колеса, с препятствием; 2) опорная поверхность представляет собой набор плоских недеформируемых участков, не имеющих наклона в поперечном направлении; 3) точка на стыке двух участков, считается принадлежащей участку, находящемуся справа; 4) проскальзыванием колеса относительно опорной поверхности пренебрегаем; 5)шина обладает линейным демпфированием в направлении по нормали к каждому плоскому участку контакта;

б) плоскость вращения колеса – вертикальная (угол развала равен нулю); 7) скорость поступательного движения колеса не имеет поперечной составляющей (рассматривается плоское движение колеса);

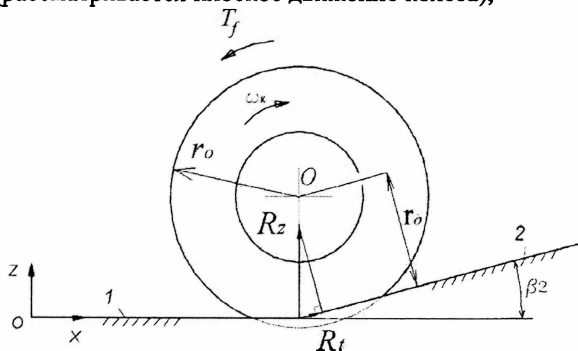


Рис. 1. Схема для расчета взаимодействия упругого колеса с твердой единичной неровностью, размеры которой сопоставимы с его диаметром, с учетом точечного контакта

Для определения вертикальной силы используем следующую формулу:

$$R_z = P_z(hz) + b_{шн} \cdot V_z,$$

где $P_z(hz)$ – вертикальная реакция в функции от вертикального прогиба hz ; $b_{шн}$ – коэффициент линейного демпфирования шины; V_z – проекция поступательной скорости центра колеса на ось Z . Вертикальный прогиб hz вычисляется по формуле:

$$hz = r_0 - (Z_0 - Z_d),$$

где Z_0 – координата центра колеса; Z_d – координата дороги под центром колеса.

Момент, действующий на колесо со стороны дороги:

$$T_k = T_f + R_t \cdot r_d,$$

где T_f – момент сопротивления качению, вызванный несимметричностью эпюры давлений в контакте при качении колеса по плоскости; r_d – расстояние от центра колеса до j -го плоского участка неровности; R_t – проекция вертикальной реакции на плоский участок:

$$R_t = R_z \cdot \sin(\beta_j),$$

где β_j – угол, который образует j -й плоский участок с положительным направлением оси X .

Момент сопротивления качению определяется по формуле:

$$T_f = R_z \cdot f_{0j} \cdot r_{кс},$$

где f_{0j} – коэффициент сопротивления качению, полученный при движении по ровной дороге с покрытием, соответствующем покрытию j -го плоского участка; где $r_{кс}$ – радиус качения в свободном режиме по ровной дороге. Параметр $r_{кс}$ определяется по формуле для радиуса качения в ведомом режиме, предложенной в работе Петрушова В.А.:

$$r_{KC} = r_o \cdot \frac{1 + \alpha_1 \cdot R_z}{1 + \alpha_2 \cdot R_z},$$

где r_o – свободный радиус колеса; α_1 , α_2 – постоянные при заданном давлении воздуха в шине величины.

Вторая модель получена путем добавления элементов взаимодействия в окружном направлении к модели колеса, описанной в работе Беккера М.Г. при следующих допущениях: 1) часть шины, находящаяся в контакте с опорной поверхностью, при деформации повторяет профиль опорной поверхности; 2) массой деформируемой части шины пренебрегаем; 3) опорная поверхность представляет собой набор плоских недеформируемых участков, не имеющих наклона в поперечном направлении и характеризующихся своими фрикционными свойствами; 4) фрикционные свойства материалов шины и плоских участков опорной поверхности стабильны; 5) шина обладает линейным демпфированием в направлении по нормали к каждому плоскому участку контакта; 6) плоскость вращения колеса – вертикальна (угол развала равен нулю); 7) скорость поступательного движения колеса не имеет поперечной составляющей (рассматривается плоское движение колеса); 8) при свешивании шины с плоского участка справедливы зависимости для коэффициента продольного сцепления и радиуса качения колеса, полученные при полном контакте шины с плоской опорной поверхностью.

На рис. 2 показана схема сил и моментов, действующих на колесо при взаимодействии с твердой единичной неровностью, размеры которой сопоставим с его диаметром.

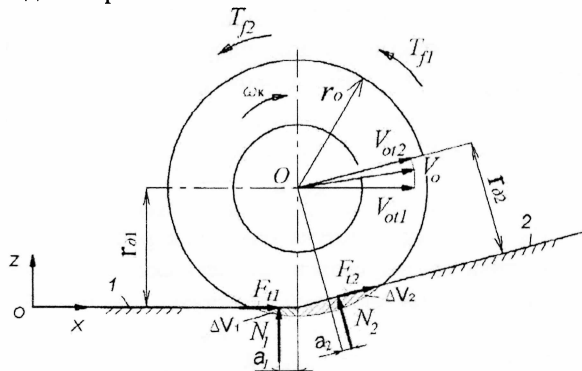


Рис. 2. Схема для расчета взаимодействия упругого колеса с твердой единичной неровностью, размеры которой сопоставимы с его диаметром, с учетом распределенного контакта

Нормальная реакция на j -ом плоском участке:

$$N_j = P_z(\Delta V_j) + b_{шн} \cdot V_{zj},$$

где $P_z(\Delta V_j)$ – сила реакции, определяемая по экспериментально полученной на плоскости упругой характеристике шины, перестроенной в координатах нормальная нагрузка на колесо P_z – условный объем деформации шины ΔV (см рис. 3); $b_{ш}$ – коэффициент линейного демпфирования шины;

Считается, что нормальная реакция проходит через центр масс объема ΔV_j перпендикулярно j -ому плоскому участку.

V_{zj} – проекция поступательной скорости центра колеса на нормаль к j -му плоскому участку.

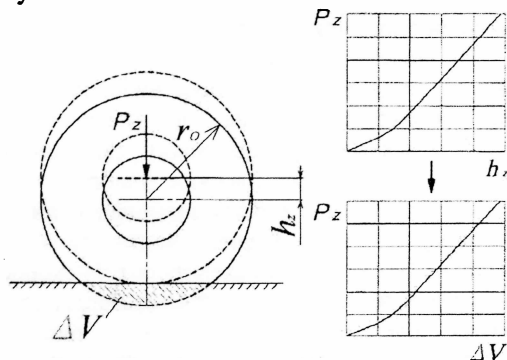


Рис. 3. Перестроение упругой характеристики шины в координаты условный объем деформации - нагрузка на колесо

Касательная реакция на j -ом плоском участке:

$$F_{tj} = N_j \cdot \varphi_{xj}(S_{xj})$$

где $\varphi_{xj}(S_{xj})$ – зависимость коэффициента продольного сцепления от продольного проскальзывания, полученная на ровной дороге с покрытием, соответствующем покрытию j -ого плоского участка; S_{xj} – продольное проскальзывание шины на j -ом плоском участке, которое определяется по формуле:

$$S_{xj} = \frac{\omega_k \cdot r_{kcj} - V_{otj}}{\omega_k \cdot r_{kcj}}$$

где V_{otj} – проекция поступательной скорости V_o центра колеса на j -ый плоский участок; ω_k – угловая скорость колеса; r_{kcj} – радиус качения в свободном режиме по j -му плоскому участку:

$$r_{kcj} = r_o \cdot \frac{1 + \alpha_1 \cdot N_j}{1 + \alpha_2 \cdot N_j}$$

Для задания функции $\varphi_x(S_x)$ используется математическое описание, предложенное в работе Дика А.Б.:

$$\phi_x(S_x) = \phi_{x\max} \cdot \sin(a \cdot \arctg(b \cdot S_x))$$

где $\phi_{x\max}$ — максимальное значение коэффициента сцепления в продольном направлении, в первом приближении, постоянная величина для дороги с данным покрытием.

Коэффициенты a и b этой функции определяются по зависимостям, приведенным в работе Дика А.Б..

Касательная реакция на j -ом плоском участке приложена в точке пересечения этого плоского участка вектором нормальной реакции и направлена перпендикулярно вектору нормальной реакции вдоль вектора скорости V_{otj} .

Момент, действующий на колесо со стороны j -го плоского участка:

$$T_{kj} = F_{tj} \cdot r_{dj} + T_{fcj} + N_j \cdot a_j,$$

где T_{fcj} — момент сопротивления качению на j -ом плоском участке, вызванный несимметричностью эпюры давлений в контакте при качении колеса по плоскости; r_{dj} — расстояние от центра колеса до j -го плоского участка; a_j — снос j -й нормальной реакции относительно центра колеса при неполном контакте с плоским участком за счет того, что центр масс объема деформации и центр колеса не лежат на одной линии.

Момент сопротивления качению на j -ом плоском участке:

$$T_{fcj} = N_j \cdot f_{0j} \cdot r_{kcj},$$

Главный вектор и главный момент сил, действующих на колесо, находящееся в контакте с n плоскими участками препятствия определяется как векторная сумма сил и моментов, определенных на каждом плоском участке.

Результаты расчета вертикальной реакции по двум моделям взаимодействия колеса с твердыми единичными неровностями при обжати шин на пороговых и треугольных неровностях при трех давлениях воздуха в шине сравнивались с экспериментальными данными. Сравнение показало следующее:

- а) Модель с распределенным контактом правильно отражает качественную картину изменения упругой характеристики шины при изменении положения центра колеса относительно края пороговой неровности и угла при вершине треугольной неровности при значениях давления воздуха в шине 3.5 атм и 2.0 атм (см. рис. 4).
- б) При давлении воздуха 0.5 атм при обжати на пороговой неровности модель с распределенным контактом позволяет получить хорошее не только качественное, но и количественное совпадение расчетных и экспериментальных упругих характеристик шины (см. рис. 4).
- в) Модель с точечным контактом не отражает качественную картину изменения упругой характеристики шины при изменении положения центра колеса относительно края пороговой неровности и угла при вершине

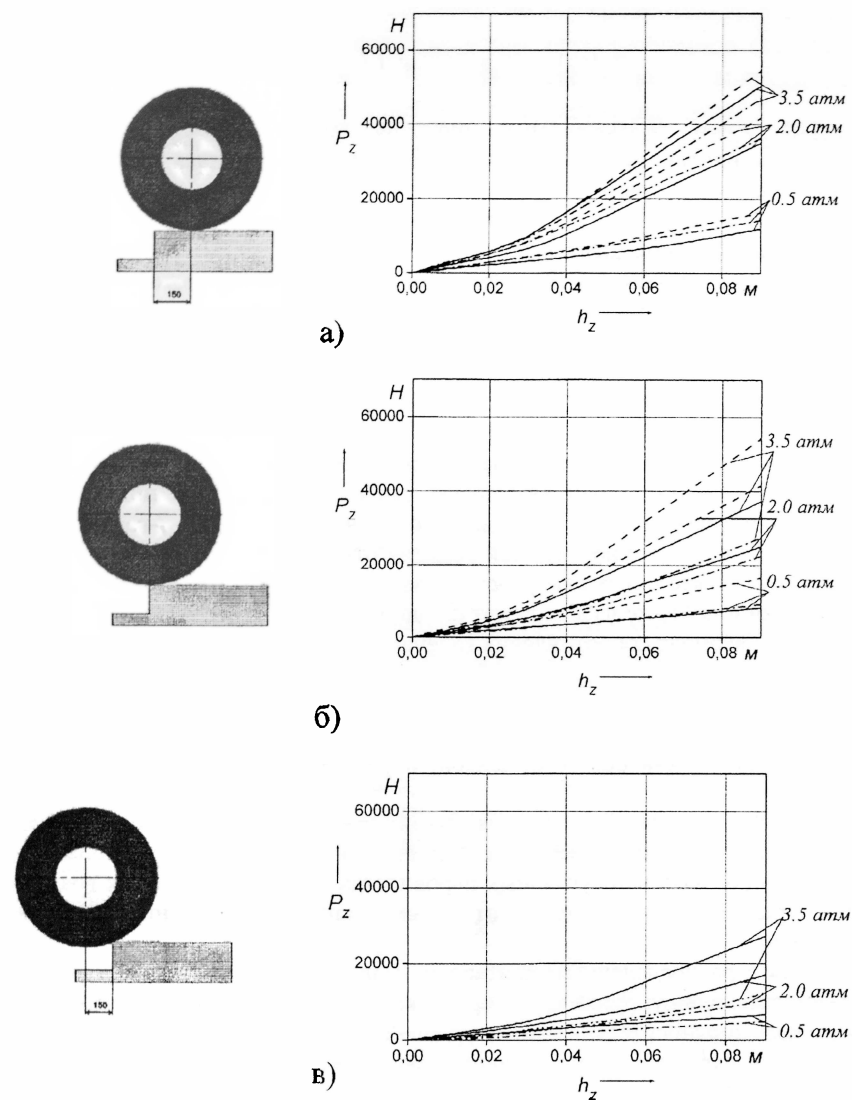


Рис. 4. Схемы установки колеса на пороговой неровности и упругие характеристики, полученные для каждого варианта расположения колеса при обжати в вертикальном направлении при трех значениях давления воздуха в шине. Сплошными линиями показаны экспериментальные характеристики, штрих пунктирными –полученные по модели с распределенным контактом, пунктирными –вычисленные по модели с точечным контактом

треугольной неровности. А для положения колеса, показанного на рис. 4 в, модель с точечным контактом дает нулевую величину нормальной реакции в пределах рассматриваемого прогиба.

На базе экспериментальных данных в формулу вычисления нормальной реакции плоского участка неровности модели с распределенным контактом введен поправочный коэффициент, зависящий от давления воздуха в шине и положения колеса относительно края плоского участка:

$$N_j = K_j \cdot P_z(\Delta V_j) + b_{ш.а} \cdot V_{zj}$$

где K_j – поправочный коэффициент на j -ом плоском участке.

Зависимость поправочного коэффициента от проекции расстояния от центра колеса до края плоского участка неровности на этот плоский участок для трех значений давления воздуха в шине показана на рис. 5.

Введение коэффициента позволило получить хорошее количественное совпадение расчетных упругих характеристик шины с экспериментальными при вертикальном обжатии на пороговых и треугольных неровностях при всех трех значениях давления воздуха в шине (см рис. 6).

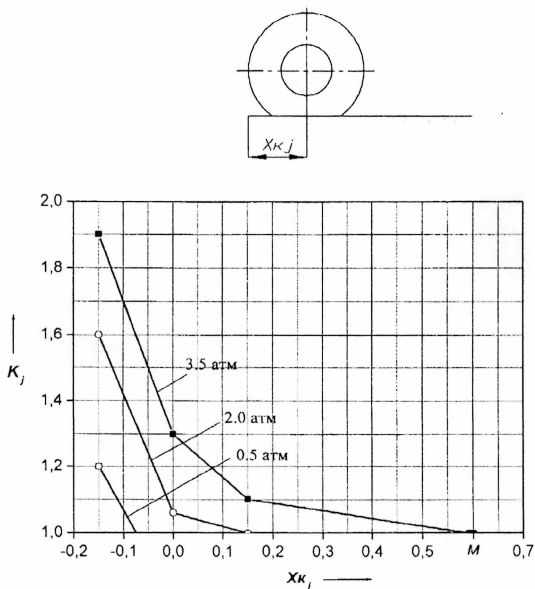


Рис. 5. Зависимость поправочного коэффициента на j -ом плоском участке от расстояния X_{Kj} от центра колеса до края участка при различных значениях давления воздуха

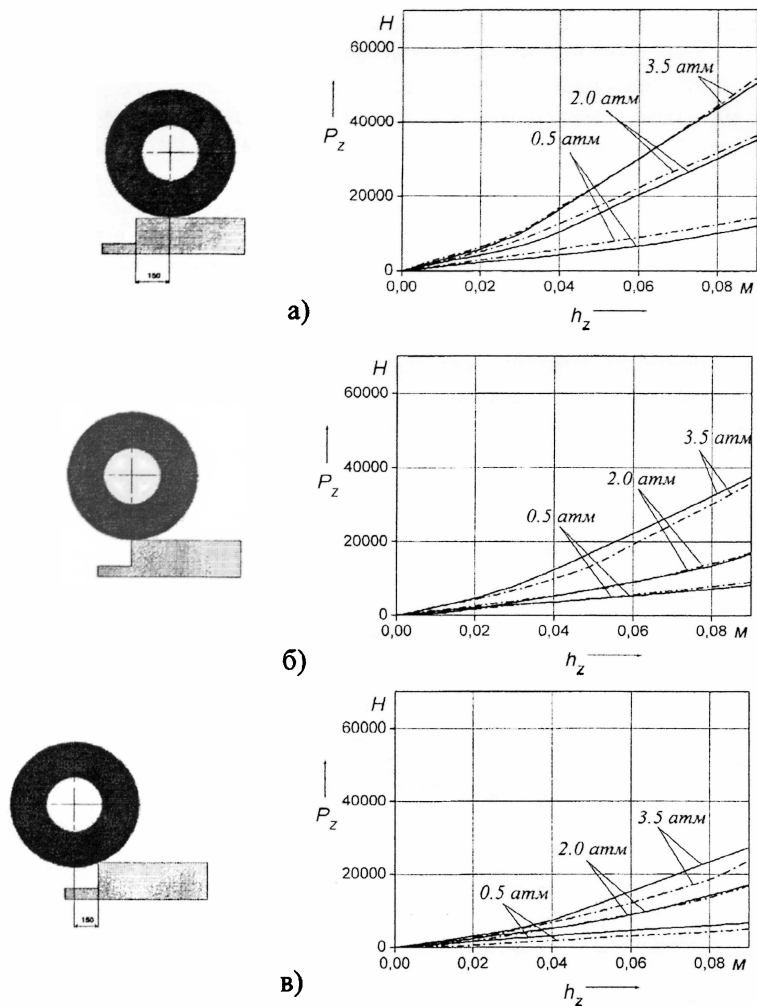


Рис. 6. Схемы установки колеса на пороговой неровности и упругие характеристики, полученные для каждого варианта расположения колеса при обжатии в вертикальном направлении при трех значениях давления воздуха в шине. Сплошными линиями показаны экспериментальные характеристики, штрих пунктирными – полученные по скорректированной модели с распределенным контактом

В третьей главе проводится описание составления математической модели для расчета динамических нагрузок в трансмиссии объекта исследования при движении через единичные неровности.

На рис. 7. приведена схема модели.

Система координат $O1XYZ$ связана с дорогой. Система координат $ЦМХ1Y1Z1$ связана с поддрессоренной массой: ее оси совпадают с осями симметрии, а начало координат — с центром масс поддрессоренной массы.

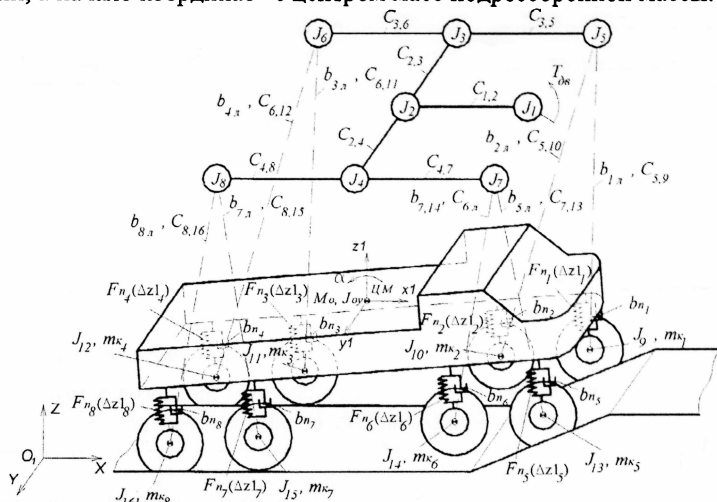


Рис. 7. Схема модели для расчета нагрузок в трансмиссии колесной машины при въезде на насыпь

Поддрессоренная масса в принятой расчетной схеме имеет три степени свободы: вертикальное Z и продольное X перемещения центра масс и продольно-угловое α перемещение поддрессоренной массы относительно поперечной оси, проходящей через центр масс.

Принятые допущения: 1) корпуса агрегатов трансмиссии (кроме колес) жёстко закреплены в корпусе машины; 2) колеса могут совершать поступательные перемещения в вертикальном направлении $Z1$ относительно поддрессоренной массы; 3) демпфирование в трансмиссии не учитывается; 4) сопротивлением воздуха пренебрегаем; 5) податливостью корпуса и рамы (при ее наличии) автомобиля пренебрегаем; 6) все элементы рулевого управления закреплены в нейтральном положении.

Принятая динамическая модель была описана в программном комплексе автоматизированного моделирования динамических систем Эйлер в двух вариантах: в одном варианте в нее была включена модель взаимодействия колеса с дорогой, учитывающая распределенный контакт, во втором варианте — модель, учитывающая точечный контакт.

Результаты по двум вариантам модели сравнивались с результатами экспериментального определения нагрузок в трансмиссии, полученными при переезде прямого холма с бетонным покрытием, показанного на рис. 8 при движении со средней скоростью 0.56 м/с. Сравнение (см. рис. 9) показало, что модель с распределенным контактом дает более

хорошее качественное и количественное совпадение результатов расчета с экспериментом.

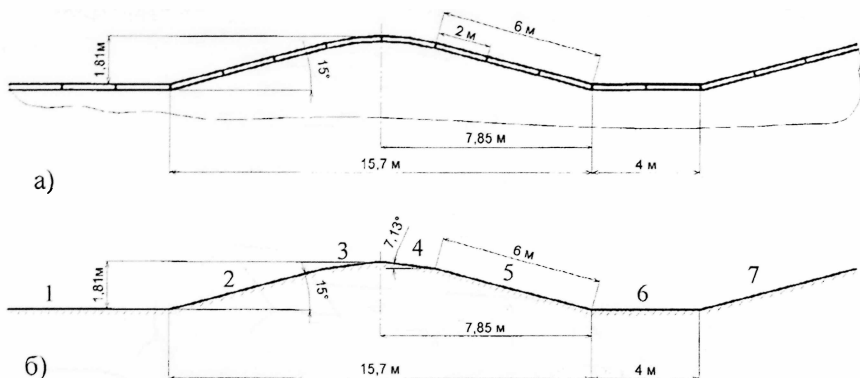


Рис. 8. Геометрические параметры прямых холмов:
а) реальных; б) использовавшихся при расчете

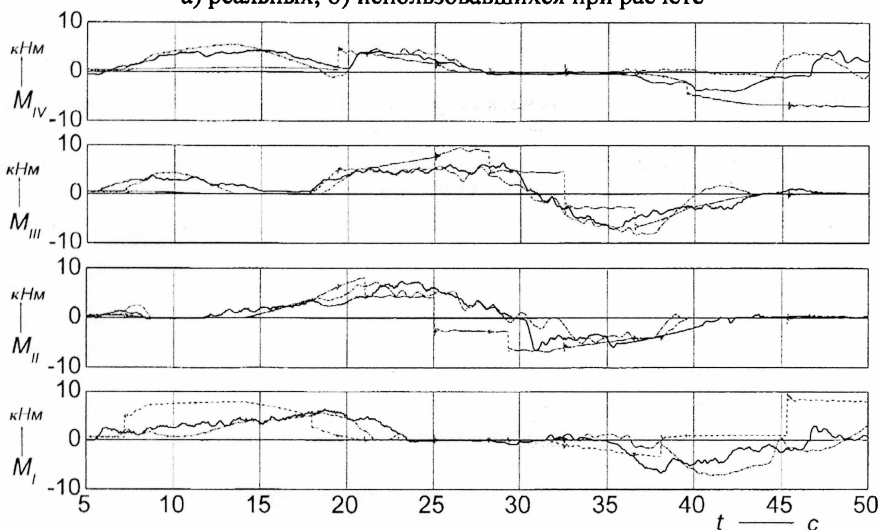
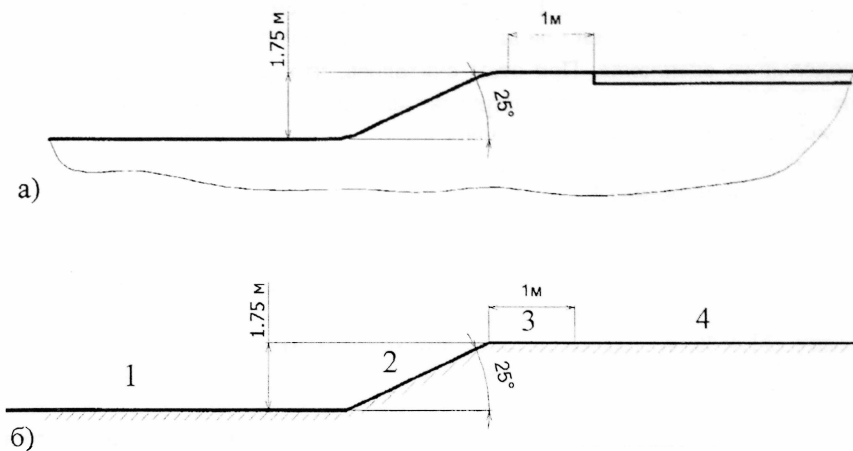


Рис. 9. Графики изменения упругих моментов на колесах левого борта при переезде прямого холма со средней скоростью 0.56 м/с. Сплошными линиями показаны графики, полученные при натурном эксперименте, штрих пунктирными – рассчитанные по модели с распределенным контактом, пунктирными – рассчитанные по модели с точечным контактом

По модели с распределенным контактом был произведен расчет крутящих моментов на колесах при въезде на насыпь, приведенную на рис.10, с двумя средними скоростями: 2.3 м/с и 1.7 м/с.



10. Геометрические параметры насыпи:

а) реальной

б) использовавшейся при расчёте

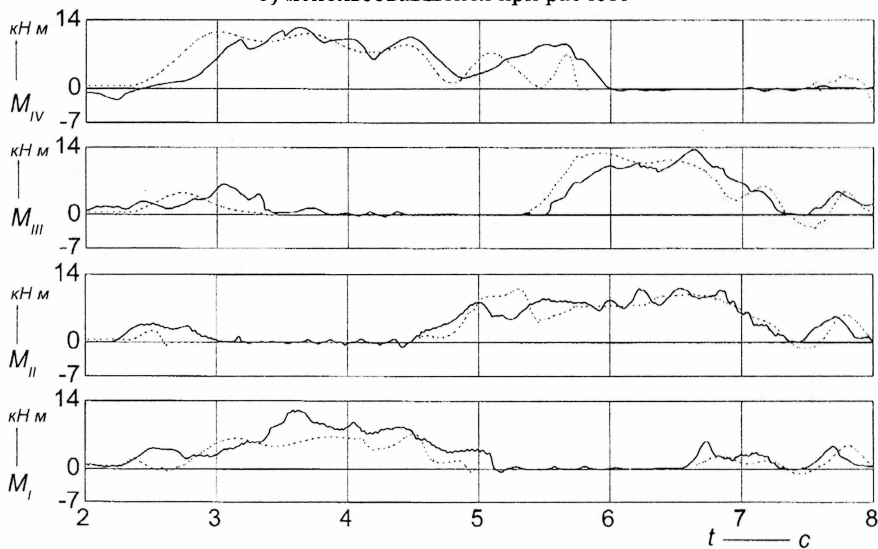


Рис. 11. Графики изменения упругих моментов на колесах левого борта при въезде на насыпь со средней скоростью 1.7 м/с. Сплошными линиями показаны графики, полученные при натурном эксперименте, пунктирными – рассчитанные по модели с распределенным контактом

Для упрощения расчета считалось, что все участки являются твердыми в нормальном направлении. Тот факт, что покрытием большей части насыпи является грунт, был учтен при вычислении текущего значения коэффициента продольного сцепления. При этом считалось, что φ - S диаграмма остается постоянной при изменении нагрузки на колесо и не зависит от числа проходов по нему колес автомобиля.

Результаты расчета и экспериментальные осциллограммы приведены для скорости движения 1.7 м/с на рис. 11.

Модель взаимодействия колеса с единичными неровностями, учитывающая распределенный контакт, $\Gamma_{\text{распр}}$ обеспечила среднее отклонение динамических нагрузок на колесах от экспериментальных значений на всей длине процесса по четырем колесам не более 11.4 %, а среднее по четырем колесам отклонение максимальных значений моментов не более 16.3 %.

В четвертой главе проведено исследование влияния параметров модели, схемы расположения осей и средней скорости движения при въезде на насыпь на величины максимальных нагрузок в трансмиссии полноприводного автомобиля 8х8.

Проводился расчет нагрузок при различных величинах хода и жесткости подвески, а также при различных значениях коэффициентов демпфирования в шинах и амортизаторах.

В пятой главе приводится описание методики аналитического определения динамических нагрузок в трансмиссии полноприводной многоосной колесной машины для случая движения через единичные неровности, размеры которых сопоставимы с диаметрами ее колес. Схема данной методики для расчета нагрузок в трансмиссии при въезде на насыпь приведена на рис. 12.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1) Разработана методика аналитического определения максимальных динамических нагрузок в трансмиссии многоосной полноприводной колесной машины на стадии проектирования при преодолении единичных неровностей, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса.

2) Методика апробирована на неровностях прямые холмы и насыпь. При въезде на насыпь среднее отклонение расчетных динамических нагрузок на колесах от экспериментальных значений на всей длине процесса по четырем колесам не превышает 10.3 %, а среднее отклонение максимальных значений моментов – 16.3 %, соответствующие значения при движении по прямым холмам составили 11.4 % и 10.3 %.

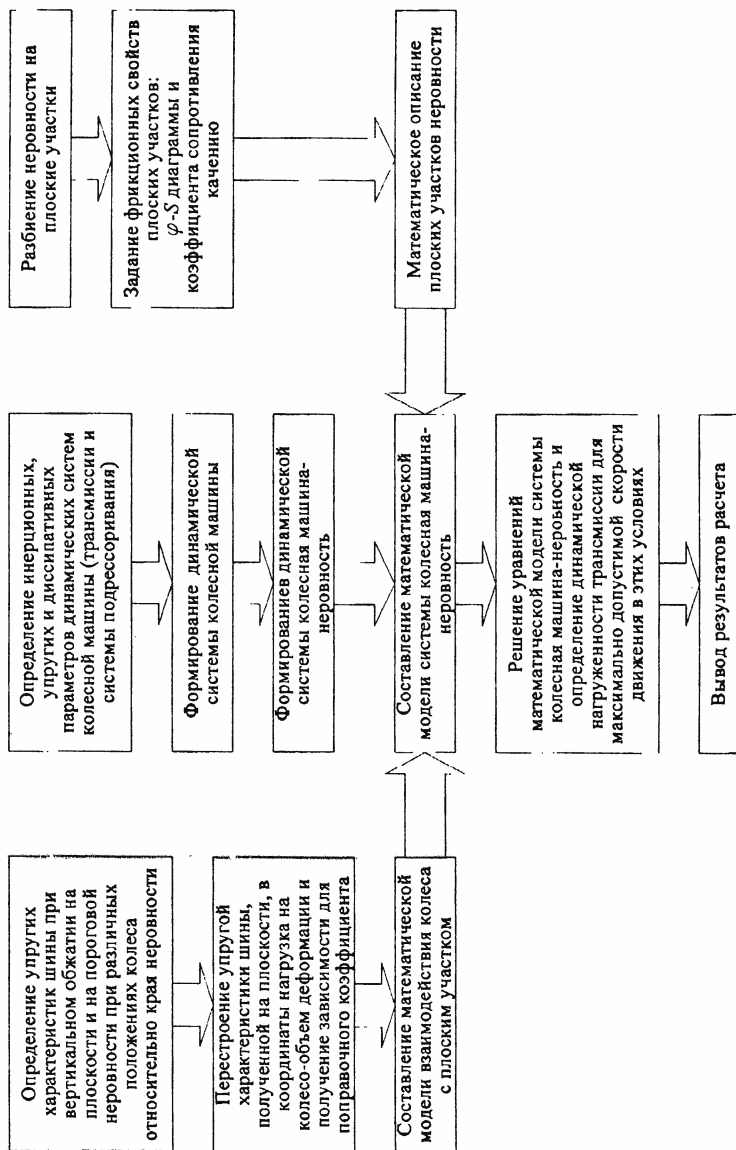


Рис. 12. Методика аналитического определения динамических нагрузок в трансмиссии полноприводной многоосной колесной машины для случая преодоления единичных неровностей, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса

3) Разработана оригинальная модель взаимодействия упругого колеса с твердыми единичными неровностями, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса, учитывающая распределенный контакт.

Модель позволяет определять силы и моменты, действующие на колесо, участвующее в плоском движении, и учитывать отрыв колеса от опорной поверхности.

4) Составлена математическая модель полноприводной колесной машины с бортовой схемой трансмиссии и независимой подвеской всех колес, позволяющая определить динамическую нагруженность трансмиссии при преодолении единичных неровностей, размеры которых сопоставимы с диаметром колеса.

5) Проведено исследование влияния средней скорости движения на величины максимальных нагрузок в трансмиссии автомобиля 8х8 при въезде на насыпь, показавшее, что при въезде на насыпь максимальные моменты увеличиваются при росте средней скорости движения примерно по линейной зависимости: при увеличении скорости движения в 2.3 раза (от 1.2 м/с до 2.8 м/с) величина максимального момента на первой и второй осях увеличилась в 1.3 раза, на третьей – в 1.4 раза, на четвертой – в 1.2 раза.

6) Проведённые исследования показали, что увеличение хода и уменьшение жесткости подвески оказывает незначительное влияние на величины максимальных нагрузок автомобиля 8х8 при въезде на насыпь со средней скоростью 2.3 м/с.

7) При въезде на насыпь наиболее рациональной схемой расположения осей автомобиля 8х8 с точки зрения обеспечения минимальных нагрузок в трансмиссии является схема 2-2. При переходе от схемы 1-2-1 к схеме 2-2 максимальные нагрузки на колесах уменьшились: на первой оси в 1.2 раза, на второй оси в 1.7 раза, третьей оси в 2.2 раза, на четвертой в 1.3 раза.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Фоминых А.Б., Комиссаров А.И. Определение динамической нагруженности трансмиссии полноприводной колесной машины при преодолении единичных неровностей // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2005. – № 1. – С. 54-63.

2. Фоминых А.Б., Комиссаров А.И. Модели взаимодействия колеса с единичными неровностями, предназначенные для определения динамической нагруженности трансмиссии колесной машины // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2005. – № 1. – С. 29-37.



Подписано в печать 19.04.05. Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ № 118.
Типография МГТУ им. Н. Э. Баумана.