

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

УДК 629.113.075

ХАШИМОВ АЗИЗ ДАВРАНОВИЧ

**ФОРМИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ
ПЕРЕДНЕПРИВОДНЫХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ МАЛОГО КЛАССА**

05.05.03 – Автомобили и тракторы

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ташкент - 2006

Работа выполнена в лаборатории Динамики и надежности систем приводов Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз и на кафедре «Автомобилестроение и новые технологии» Ташкентского автомобильно-дорожного института (ТАДИ)

Научный руководитель: д.т.н., проф., акад. АН РУз Лебедев О.В.

Официальные оппоненты: академик Международной инженерной академии, д.т.н. проф. Нусупов Э.С.

к.т.н., доцент Топалиди В.А.

Ведущее предприятие: АК «УЗАВТОСАНОАТ»

Защита состоится _____ 2006 г. в _____ часов на заседании объединенного специализированного совета К 067.33.01 при Ташкентском автомобильно-дорожном институте по адресу: 700060, г. Ташкент, ул. Мовароуннахр 20, зал заседаний.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ТАДИ.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим направлять в специализированный совет института.

Факс: (99871) 132-14-80

Автореферат разослан «___» _____ 2006г.

Ученый секретарь
Специализированного совета,
Кандидат технических наук, доцент

Файзуллаев Э.З.

Общая характеристика работы

Актуальность работы. В современной зарубежной литературе широко исследуются проблемы повышения прочности и долговечности автомобиля, его систем и агрегатов. Однако к настоящему времени в практике конструирования автомобилей расчет рулевых управлений сводится к определению напряжений в его деталях, возникающих при поворотах колес на месте, а также напряжений в деталях рулевого привода, имеющих место при торможении с максимальной эффективностью и переезде единичной неровности. Получаемые при этом напряжения часто сравнивают с аналогичными для рулевых управлений автомобилей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации. Такой подход не позволяет судить о влиянии на долговечность деталей рулевого управления постояннодействующих, вызываемых неровностями дороги нагрузок и обуславливающих ресурс наиболее нагруженных деталей рулевого привода. Недостаточно исследованы нагрузки, возникающие в элементах рулевого управления при быстропеременных режимах движения автомобиля, таких как обгон, вход в поворот, аварийное торможение при выходе из строя одного из контуров тормозного привода, выполненного по диагональной схеме. Следует также отметить, что влияние тяговой силы на ведущих управляемых колесах на нагрузки в рулевом управлении мало изучены. Несмотря на то, что вопросы эффективности рулевых управлений автомобилей изучены достаточно подробно, до сих пор проведено мало исследований, посвященных нагрузочным режимам рулевых управлений.

Степень изученности проблемы. В современной зарубежной литературе широко исследуются проблемы повышения прочности и долговечности автомобилей, его систем, агрегатов и механизмов в процессе их проектирования и эксплуатации. Однако большинство этих исследований посвящены автомобилям классической компоновки с задними ведущими колесами. Вопросы формирования постояннодействующих нагрузок, переменных во времени, в рулевом управлении автомобиля с приводом на передние колеса до сих пор не изучены.

Связь диссертационной работы с тематическими планами НИР

Данная работа выполнялась в соответствии с планами НИР лаборатории «Динамика и надежность систем приводов» института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз и кафедры «Автомобилестроение. Новые технологии» ТАДИ по программам «Создание научных основ проектирования и конструирования систем приводов колесных машин» (Шифр программы 1.11.1.4. ГР № 01.200009230), «Динамика тормозных систем и повышение их надежности в условиях сухого, жаркого климата и повышенной запыленности»

(Шифр программы 2.7.5.3. ГР № 01.200009227) и «Динамика и надежность конструкции рулевого управления тягачей, тракторов, автомобилей в условиях аридной среды ЦАР» (Шифр программы 4.1.16.), Совершенствование конструкции макетного образца легкового автомобиля малого класса (ГНТП 19.30) в 2000-2005 годах.

Целью работы является исследование процессов формирования нагрузок в рулевом управлении переднеприводных легковых автомобилей в различных режимах эксплуатации и выдача рекомендаций для решения задач прогнозирования прочности и долговечности рулевого управления на стадии его проектирования. Объектом исследования является рулевое управление переднеприводных легковых автомобилей малого класса.

Задачи исследования. В соответствии с поставленной целью была сформулирована следующая программа исследований:

- разработать математическую модель управляемого движения автомобиля, учитывающую конструктивные параметры рулевого управления и подвески колес, наличие привода на передние управляемые колеса, особенности качения шин с боковым уводом;
- выбрать методы решения уравнений движения для моделирования различных режимов движения и выполнения маневров;
- определить значения коэффициентов динамического нагружения рулевого управления при резкопеременных режимах движения и постояннодействующих переменных нагрузках, вызываемых взаимодействием колес с дорогой;
- обосновать коэффициенты динамичности для расчетов рулевого управления на прочность;
- исследовать процессы формирования нагрузок в рулевом управлении, обуславливаемые технологическими допусками на изготовление и сборку колесного узла и подвески передних колес;
- уточнить формулу для определения момента сопротивления повороту колес на месте при комбинированном наклоне оси поворота колес (стойки подвески);

В основу проведенных исследований положен анализ отечественной и зарубежной информации, а также опыт, накопленный при решении проблемы конструирования рулевых управлений колесных машин.

Методы исследования: в диссертационной работе использованы методы математического моделирования, аналитической и статистической динамики, программирования и экспериментальные методы.

Научная новизна работы заключается в том, что:

- разработана математическая модель автомобиля для расчетного анализа нагрузок в рулевом управлении при условиях рядовой эксплуатации автомобиля, включая такие режимы движения как вход в поворот, обгон, торможение при отказе одного из контуров тормозного привода, движение по дороге с заданной спектральной плотностью микропрофиля;
- обоснованы коэффициенты динамичности для расчетов рулевого управления на прочность;
- раскрыты процессы формирования нагрузок в рулевом управлении, обуславливаемые технологическими допусками на изготовление и сборку колесного узла и подвески передних колес;
- уточнены формулы для определения момента сопротивления повороту колес на месте при комбинированном наклоне оси поворота колес.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Разработанная математическая модель автомобиля, алгоритмы и программы для ее реализации на ЭВМ позволяют на стадии проектирования прогнозировать и устанавливать рациональные характеристики прочности и долговечности рулевого управления. В диссертации обоснованы коэффициенты динамического нагружения рулевого управления на примере легкового автомобиля малого класса; уточнены формулы для определения момента сопротивления повороту колес, обусловленных комбинированным наклоном оси поворота управляемых колес.

Реализация результатов.

Результаты работы приняты Ассоциацией производителей автомобилей Узбекистана для практического использования при проведении опытно-конструкторских работ по модернизации и разработке новых моделей легковых автомобилей, а также используются в учебном процессе при подготовке магистров по специальности «Автомобили» в Ташкентском автомобильно-дорожном институте.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на научно-технических конференциях «Машиналар, механизмлар назарияси ва машинашуносликнинг хозирги замон муаммолари» в ИМиСС им. М.Т. Уразбаева, 1999 г., Ташкентского автомобильно-дорожного института «Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-азиатском регионе», 2001г., Республиканской научно-практической конференция «Вопросы повышения качества подготовки инженерно-технических кадров.» 2003г., «Перспективы развития автомобильно-дорожного комплекса в Республике Узбекистан» 2005г., Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта «Олий ўқув юртлари аспирантлар ва магистрантлар учун ер усти транспорт тизимлари муаммолари», 2001г, «Ер усти транспорт тизимлари муаммолари», 2002г., «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте», 2005 г.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 15 печатных работ, в том числе два учебных пособия, из которых одно - мультимедийное.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы из 77 наименования. Диссертация изложена на 120 страницах машинописного текста, содержит 42 рисунка и приложения.

Основное содержание диссертации

Во *введении* обоснована актуальность избранной темы, сформулированы цель и задачи исследований, отмечена научная новизна и практическая полезность и реализация результатов исследований. Несмотря на внимание, уделяемое автомобилестроительными компаниями повышению эффективности и надежности рулевых управлений, до сих пор не выработан

единый подход к формированию нагруженности рулевых управлений, без которого невозможно оценить их качество

В *первой главе* рассмотрены исследования в области теории и расчета рулевых управлений, проведенные отечественными и зарубежными учеными. Проведен анализ конструкций рулевых управлений, выпускаемых специализированными предприятиями и устанавливаемые на различные модели легковых автомобилей. В нашей стране автомобилестроение начало развиваться сравнительно недавно, поэтому исследования по данному вопросу отечественными учеными не проводились. Однако исследования, проведенные в нашей стране акад. О.В. Лебедевым по разработке рулевых управлений для тракторов, содержат и общие методологические подходы к построению методов расчета рулевых управлений, и с этой точки зрения, они представляют большой интерес. Вопросы расчета рулевых управлений автомобилей, влияние его характеристик на управляемость и устойчивость движения, легкость управления и безопасность движения широко рассматривались в работах зарубежных ученых Е.А. Чудакова, А.С.Литвинова, Л.Л. Гинцбурга, А.А. Хачатурова, Д. Элліса, Й. Раймпеля, Л. Сиджела, М. Мичке и др. Однако подавляющее большинство этих исследований посвящены вопросам влияния динамики рулевого управления на управляемость и устойчивость движения. Вопросы расчета рулевых управлений на статическую прочность рассмотрены в работах Е.А. Чудакова, М.И.Лысова, П.П. Лукина и др. Наиболее полно вопросы расчетов на статическую прочность и испытаний рулевых механизмов и рулевого управления в целом, изложены в работах М.И. Лысова. Гольд Б.В., а позже Лукин П.П. рекомендуют проводить расчет деталей рулевого управления по нагрузкам, имеющим место при поворотах колес на месте. Бухарин Н.А. указывает на желательность проверочных расчетов на нагрузки при торможении, когда коэффициент сцепления под правыми и левыми колесами имеет большую разницу, и на нагрузки, возникающие при переезде неровностей. Однако величина коэффициента динамичности им не указывается.

Осепчугов В.В. и Фрумкин А.К. рекомендуют детали рулевого привода легковых автомобилей дополнительно проверять на динамические нагрузки и указывают, что коэффициент динамичности для автомобилей может лежать в диапазоне от 1,5...3,0.

Й. Раймпель, экспериментально установил, что в эксплуатационных условиях в рулевых управлениях могут возникать нагрузки в 1,5...2,0 раза превышающие те, которые имеют место при поворотах управляемых колес на месте.

Анализ показал, что вопросы влияния на нагрузочные режимы рулевого управления привода на передние управляемые колеса (тяговой силы) почти не изучены.

Таким образом, основным расчетным случаем до настоящего времени является расчет на статическую прочность по нагрузкам, определяемым при повороте управляемых колес на месте. Проведение расчетов деталей

рулевого управления на надежность и долговечность, выбор режимов стендовых испытаний, а также ускоренных дорожных испытаний, требует накопления достаточного объема информации по нагрузочным режимам рулевого управления в различных условиях эксплуатации. Поэтому важным этапом в решении этой проблемы является изучение формирования нагрузок в рулевом управлении легкового автомобиля с передними ведущими колесами.

Во *второй главе* разработаны математические модели для изучения процесса управляемого движения автомобиля при выполнении различных маневров (смена полосы движения, вход в поворот при резком повороте рулевого колеса, движение по синусоидальной траектории), при движении по дорогам с заданной спектральной плотностью микропрофиля дорожных неровностей и при переезде колеса через единичную неровность.

Для расчетного моделирования управляемого движения автомобиля принята трехмассовая расчетная схема автомобиля с 4-мя степенями свободы (боковое движение, поворот вокруг вертикальной оси, поворот поддрессоренных масс относительно оси крена и поворот управляемых колес вследствие эластичности рулевого управления).

При этом были приняты следующие допущения:

Коэффициенты сопротивления уводу, скорость автомобиля постоянные, положение оси крена не изменяется в процессе движения автомобиля.

Не учитывается трение в подвеске и в рулевом управлении.

Центр тяжести автомобиля находится в плоскости дороги и движется по принятому закону движения.

Расчетная схема автомобиля показана на рис 1.

В рассматриваемых условиях движение автомобиля выразится системой дифференциальных уравнений (обозначения см. рис.1).

$$M_a (\omega + \dot{\beta}) V_a - m_p h_n \ddot{\beta} = \Sigma Y_1 + \Sigma Y_2$$

$$I_z \ddot{\alpha} + (I_{xz} - I_z \xi) \ddot{\beta} = \Sigma Y_1 a - \Sigma Y_2 b - \Sigma M_{cш} - \Sigma M_{cy} - \Sigma M_f - \Sigma M_g ,$$

$$I_{xn} \ddot{\beta} + I_{xz} (\ddot{\alpha} - \ddot{\beta} \xi) = m_n h_n (\omega + \dot{\beta} \alpha) - \Sigma M_{cn} - \Sigma M_{\lambda} , \quad (1)$$

$$2I_k (\ddot{\beta} + \ddot{\alpha}) = M_{cp} - \Sigma M_{cш} - \Sigma M_{cy} - \Sigma M_f - \Sigma M_g - M_{p\lambda} ,$$

где I_X, I_Z, I_{XZ} - моменты инерции автомобиля относительно соответствующих осей;

m_n и m_a - поддрессоренная масса и масса автомобиля;

J_K - момент инерции управляемых колес относительно оси поворота;

β - поперечный крен кузова;

ξ - угол между осью крена и плоскостью дороги.

$\Sigma M_{cш}$ - суммарный упругий стабилизирующий момент шин;

- ΣM_{cy} - стабилизирующий момент, обусловленный наклоном оси поворота управляемых колес;
- ΣM_f - момент от разности касательных реакций правых и левых колес;
- ΣM_g - гироскопические моменты, возникающие при изменении угла развала колес и плоскости поворота колес;
- M_{cp} - момент на рулевом колесе, приведенный к оси стойки колеса;
- ΣM_{cn} - момент сопротивления крену кузова сил упругости подвесок;
- ΣM_λ - момент от сил сопротивления амортизаторов крену кузова
- $M_{p\lambda}$ - момент оси сил вязкого сопротивления в рулевом управлении.

Боковые реакции Y_1 и Y_2 определяются по формулам:

$$Y_1 = K_1 \delta_1; \quad Y_2 = K_2 \delta_2, \quad (2)$$

где K_1, K_2 – коэффициенты сопротивления уводу шин передней и задней осей.

ε - поворот геометрической оси колес при крене.

β - угол крена кузова.

Углы увода осей автомобиля определяются соотношениями

$$\delta_1 = \Theta \delta_a - \frac{a \dot{\psi}}{V} - \eta_1 \beta \quad (3)$$

$$\delta_2 = \frac{b \dot{\psi}}{V} - \delta_a - (\eta_2 + \varepsilon) \beta \quad (4),$$

где η_1 и η_2 - коэффициенты приведения боковой силы при наклоне колеса к эквивалентному уводу.

Систему уравнений можно решать как задавая угол поворота рулевого колеса (или управляемых колес), так и задавая траекторию движения. В первом случае определяются переходные реакции автомобиля на ступенчатый (резкий) поворот рулевого колеса, а также определяются нагрузки в рулевом управлении. Второй случай (решение обратной задачи) удобен для моделирования движения по заданной траектории. При этом рассмотрение любых конструктивных изменений автомобиля будет осуществляться в строго одинаковых условиях, т.е. при одинаковых боковых ускорениях, а следовательно, и боковых силах. Для этого необходимо от уравнений, записанных в подвижной системе координат, перейти к неподвижной системе координат.

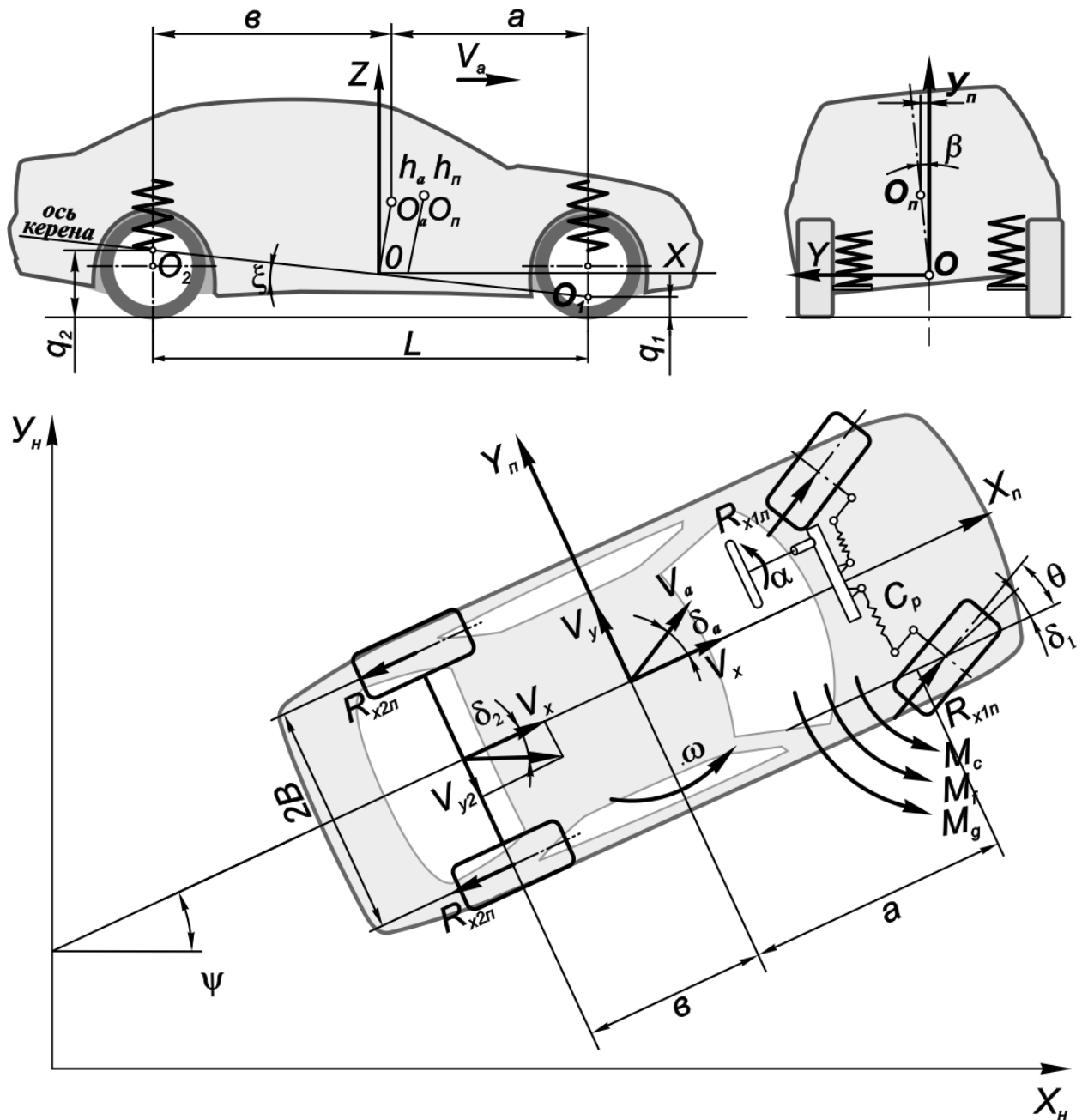


Рис. 1 Расчетная схема трехмассовой пространственной модели.

Принимая, что вектор скорости центра масс автомобиля совпадает с касательной к траектории движения $d\gamma/ds$, можно записать следующие зависимости:

$$\gamma = \psi + \delta_a, \quad (5)$$

$$v \gamma = \dot{\psi} + b \dot{\psi}, \quad (6)$$

δ_a - угол увода проекции центра масс автомобиля на плоскость дороги;

ψ - угол между осью “ X_H ” неподвижной системы координат и траекторией движения.

Подставляя уравнения для углов увода (3 и 4) и связей (5,6) в систему уравнений получим уравнения движения автомобиля в неподвижной системе координат.

Уравнения вертикальных колебаний автомобиля записаны для двухмассовой линейной расчетной схемы. При исследовании движения автомобиля по линейной расчетной схеме уравнения вертикальных колебаний, описывающие вертикальное перемещение центра масс кузова и его продольный крен, решаются независимо от остальных уравнений.

Формирование нагрузок на ведущих колесах изучалось на примере переезда колеса единичной индивидуальной неровности.

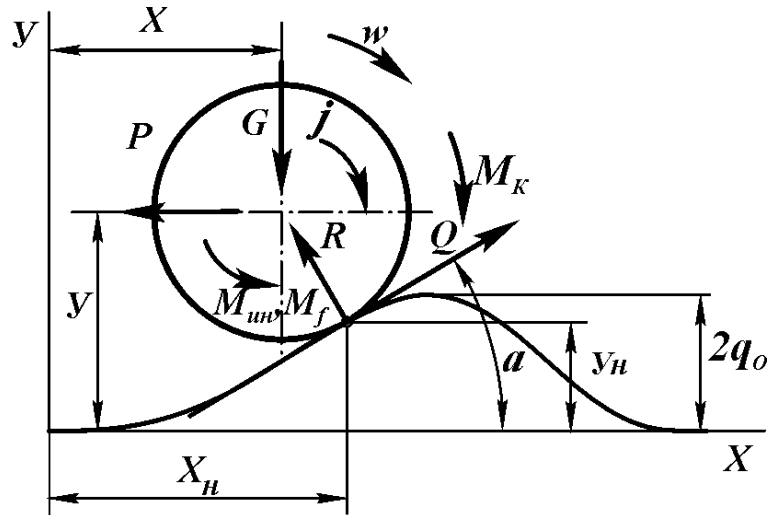


Рис.2 Расчетная схема переезда колеса через единичную неровность.

Расчетная схема переезда колеса через единичную неровность показана на рис. 2, где x , y и φ - текущие линейные и угловые координаты колеса; Q , R - тангенциальная и нормальная реакции в контакте колеса с дорогой; G и P - вертикальная и горизонтальная силы, действующие на колесо со стороны автомобиля; M_K - момент, подведенный к колесу со стороны трансмиссии.

При этом принималось, что автомобиль движется с постоянной скоростью V_a , угловые скорости коленчатого вала двигателя и угловые скорости колес, движущихся по ровной части дороги, остаются постоянными. Кроме того, принималось, что в процессе переезда единичной неровности отсутствуют проскальзывание, пробуксовывание и отрыв колеса от дороги. С учетом принятых допущений движение колеса описывается следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} R \sin \alpha - Q \cos \alpha + P &= 0 \\ M_y + G - Q \sin \alpha &= 0 \\ I \dot{\varphi} + R f r + Q r - M_K &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Используя известную из теории автомобиля зависимость радиуса качения от подводимого к колесу крутящего момента запишем:

$$r_K = r_o - \eta C_\varepsilon \varepsilon, \quad (8)$$

η - коэффициент тангенциальной эластичности шины;

C_ε и ε , - крутильная жесткость и угловая деформация шины.

Условие отсутствия проскальзывания колеса можно представить следующим уравнением связи, полученным из условия, что скорость контактной площадки колеса при отсутствии скольжения равна нулю:

$$\omega_k = V_a / r_o + [\varepsilon + (\omega_k - \varepsilon) \eta c_\varepsilon \varepsilon] / r_o \quad (9)$$

Единичная неровность синусоидального профиля описывается уравнением:

$$y = q_o \left(1 - \cos 2\pi \frac{x_H L}{V} \right),$$

где $2q_o$ – амплитуда неровности;

x, y – текущие координаты; L – длина неровности.

Используя частотную характеристику преобразования микропрофиля по сглаживающей способности шины для синусоидального микропрофиля получим:

$$q_c = q_o \frac{\sin \frac{\pi a}{L}}{\frac{\pi a}{L}} = \chi q_o, \quad (10)$$

где χ – постоянная, зависящая от длины волны L и длины отпечатка шины.

Система уравнений (7) с уравнением связи (9) описывает переезд колеса через единичную неровность.

В *третьей главе* диссертации описывается методика и результаты экспериментальных исследований. Основной целью экспериментальных исследований являлось определение характеристик подвесок и шин, жесткости рулевого управления, массово-геометрических характеристик автомобиля (координат центра масс, угловой и вертикальной жесткости подвесок, моментов инерции колес и др), необходимых для расчетного моделирования движения автомобиля, а также получение данных для установления степени соответствия расчетных данных экспериментальным.

Рассмотрены методики стендовых и дорожных испытаний, структурная схема измерительной и регистрирующей аппаратуры для дорожных испытаний.

Стендовыми испытаниями определены зависимости углов развала и схождения колес при вертикальных и угловых колебаниях поддрессоренных масс, вертикальная, поперечная и окружная жесткость шин, моменты инерции рулевого и управляемого колес, передаточные числа рулевого управления.

Радиальное и боковое биение колесного узла определялось на автокомбинате № 2 г. Ташкента и станциях технического обслуживания автомобилей УзДЭУ.

Во время исследований на осциллографной бумаге регистрировались скорость движения, углы поворота рулевого и управляемого колес, курсовой

угол и угловая скорость поворота автомобиля, нагрузки в левой и правой поперечных тягах рулевого управления и момент на рулевом колесе.

Углы поворота рулевого и управляемых колес регистрировались круговыми потенциометрическими датчиками типа ПТП-1-1 и МУ-62. Угловая скорость поворота автомобиля регистрировалось гироскопическим датчиком угловой скорости ДУС-М60, а курсовой угол гиropolукомпасом ГПК-52, оба датчика имели потенциометрический выход.

Усилия в поперечных тягах определялись тензометрическими датчиками, сигналы которых через усилитель постоянного тока подавались на осциллограф. Момент на рулевом колесе измерялся динамометрическим рулевым колесом с встроенным пружинным упругим элементом, деформации которого фиксируются потенциометрическим датчиком.

Поперечные и вертикальные ускорения регистрировались датчиками перегрузок МП-95 с диапазоном измерений $\pm 1,0g$ и $7,0g$ соответственно. Время фиксировалось электрическими часами, подключенными к осциллографу, и дающими отметки времени через 0,1 сек. Скорость движения автомобиля измерялась тахогенератором постоянного тока, который устанавливался на ступицу заднего колеса.

Питание измерительной аппаратуры осуществлялось двумя аккумуляторами общим напряжением 24 в, питание гироскопических датчиков осуществлялось с помощью преобразователя переменного тока, который вырабатывал напряжение 36 в при частоте 400 Гц.

Погрешность считывания осциллограмм составила 1,5-2,0%, погрешность потенциометрических датчиков не превышала 1,0%. Приведенная погрешность измерения усилий в поперечных тягах не превышала 5-6%.

Дорожные испытания проводились на автомобиле «Нексия» при моделировании смены полосы движения, входа в поворот при резком повороте рулевого колеса, а также при переезде колесом единичной синусоидальной неровности. Результаты испытаний использовались для определения полноты и достоверности полученных математических моделей и результатов расчетов.

На рис.3 приведены некоторые результаты стендовых испытаний и измерений по определению углов развала и поперечной силы, возникающей при ходах сжатия-отбоя передней подвески.

В *четвертой главе* диссертации приводится анализ результатов теоретических исследований движения автомобиля на различных режимах. Процесс формирования сопротивления движению ведущего, ведомого и тормозящего колес при переезде через единичную неровность изучался на примере переезда автомобилем единичной неровности синусоидального профиля. Наличие силы тяги на передних ведущих колесах существенно изменяет условия динамического нагружения колеса моментом сопротивления движению в отличие от ведомого колеса.

Приведены материалы анализа воздействия на момент сопротивления движению ведущего и ведомого управляемых колес: - длины и высоты

единичной синусоидальной неровности; - сглаживающего эффекта шины и ее упругих характеристик; - вертикальной нагрузки, массы и момента инерции колеса.

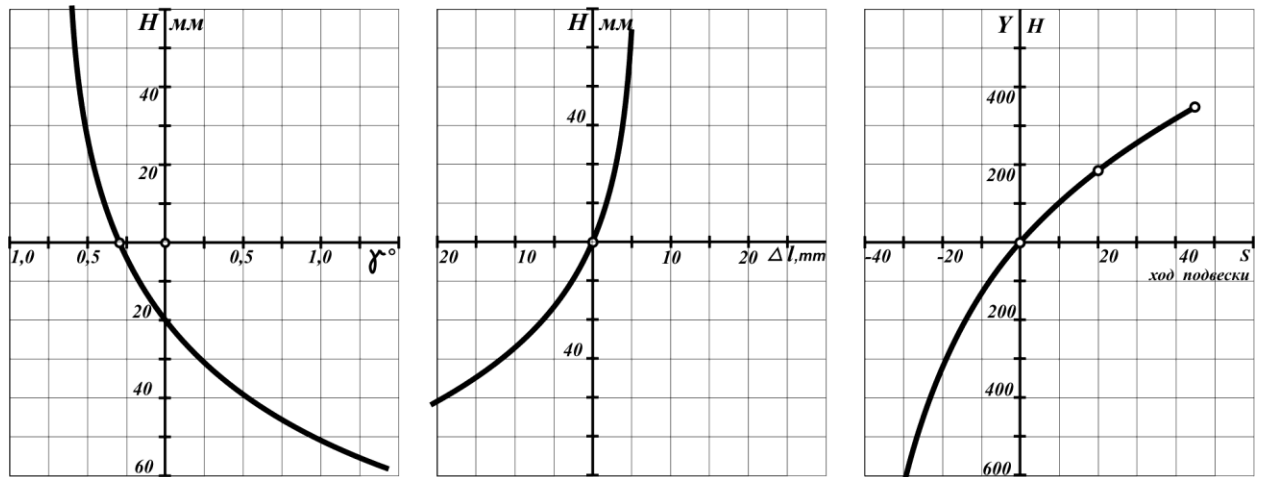


Рис. 3 Результаты стендовых испытаний: зависимость угла развала колеса (а), изменения колеи (б) и боковой силы (в) от хода сжатия-отбоя подвески.

Формирование пиковых нагрузок изучалось в режимах переезда через короткую неровность высотой 110 мм и длиной 250 мм в ведущем и тормозном режимах.

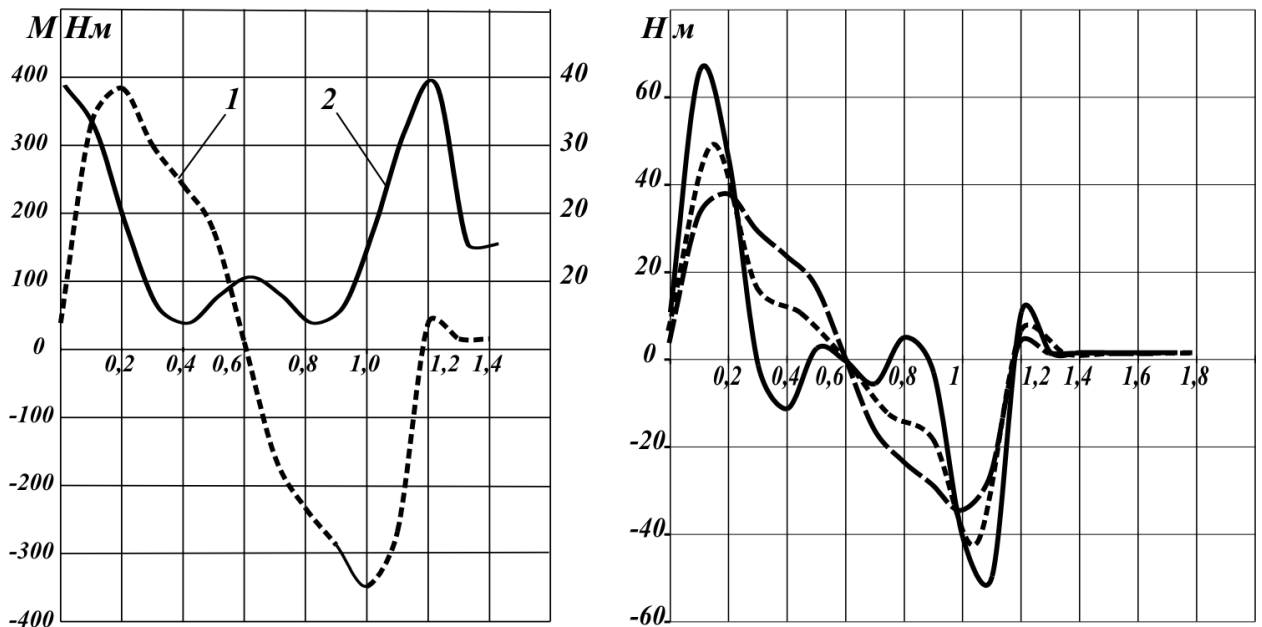


Рис. 4. Изменение момента сопротивления движению колеса при переезде единичной синусоидальной неровности с амплитудой 0,09м и длиной волны 1,2м; скорость движения 36 км/ час. 1-ведущее колесо; 2-ведомое колесо.

Рис.5. Изменение момента сопротивления движению ведущего колеса при переезде единичной синусоидальной неровности с амплитудой 0,09м и длиной волны 1,2м; скорость движения 1-36 км/ час; 2- 54 км/ час; 3-72км/ час.

Наибольшие пиковые нагрузки в поперечной тяге рулевого привода имели место при переезде неровности заторможенным колесом. Пиковые нагрузки в этом режиме можно выразить через вертикальную нагрузку: $Q_t = 2,45 G_k$.

Нагрузки в рулевом управлении при резком (скачкообразном) повороте рулевого колеса определялись в соответствии со стандартом ГОСТ Р 52302-2004. Поперечное ускорение центра масс автомобиля принималось равным 4 м/с^2 , а максимальный угол поворота рулевого колеса (для автомобиля «Нексия») принимался равным 80 град. Угловая скорость поворота рулевого колеса при рывке рулевого колеса (скачкообразном повороте) принимался равным 470 град/с. Это значение скорости поворота рулевого колеса на 10% меньше максимальной, определяемой исходя из физических возможностей человека.

Для предварительных расчетов на долговечность нагрузку в рулевой тяге можно принять равной $0,12 \dots 0,135 G_k$

Динамические нагрузки в рулевом управлении при быстропеременных режимах движения (вход в поворот, смена полосы движения) в большинстве случаев не превышают максимальной нагрузки, подсчитанной для случая поворота колес на месте на дороге с коэффициентом сцепления равным 1,0.

При торможении с начальной скоростью 10-15 км/час, когда коэффициент сцепления достигает величины 1,2-1,3, и при резком (скачкообразном) повороте рулевого колеса на скоростях движения 60-70 км/час коэффициент динамичности составляет 1,3-1,5.

Результаты расчетов показали, что в этом режиме движения создаются наибольшие динамические нагрузки среди рассмотренных быстропеременных режимов движения. Угловое ускорение при повороте колес достигает величин $7,4-8,4 \text{ с}^{-2}$, а инерционный момент, действующий в плоскости поворота управляемых колес, достигает значений 430-490 Нм. Силы, возникающие в поперечной тяге рулевого управления составляют 3185 – 3630 Н при скорости движения 60-70 км/час. Изменение силы, действующей в поперечной тяге рулевого управления при скачкообразном повороте рулевого колеса показаны на рис. 6

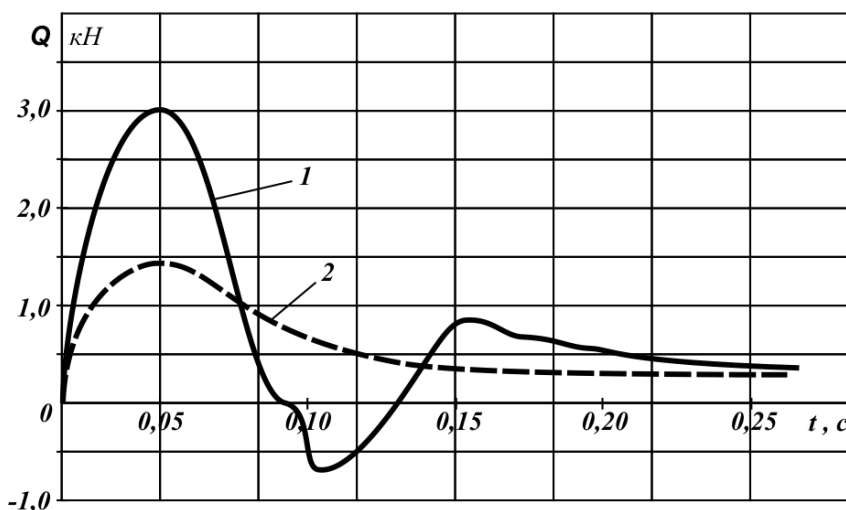


Рис.6. Силы, действующие в поперечной тяге при скачкообразном повороте рулевого колеса: 1 - 72км/час, 2 - 40 км/час.

В диссертации дается уточнение формулы для определения момента сопротивления повороту колес на месте при комбинированном наклоне и выносе оси поворота управляемых колес.

Для этой цели рекомендуется следующая формула:

$$M_{CT} = G_K \left(1 - \sin \beta \frac{n}{\cos \gamma}\right) [l_{II} - (r_K - r_{III}) \operatorname{tg} \gamma'_{III}] * \\ * [\cos(a_{III} + \gamma_{III}) \sin a_{III} \sin a \pm \cos(\beta_{III} + \gamma_{III}) \sin \beta_{III} \cos \alpha]$$

где α , γ и β – углы поворота управляемых колес, продольного и поперечного наклона оси поворота колес;

n – плечо выноса оси колеса.

l_{II} – длина поворотной цапфы;

r_K и r_{III} – свободный и статический радиусы колеса.

При расчетах нагрузок, действующих на управляемые колеса при движении по неровной дороге, спектральная плотность возмущения с учетом сглаживающей способности шины (вариант исследований) принималась следующем виде:

$$S_{\varphi} = \frac{2D_0 v}{B^2} \frac{\omega^2 + 4v^2}{(\omega^2 + 16v^2)[\omega^2 + (4,5vB^{-1})^2]}$$

Среднеквадратичные отклонения нагрузки в поперечной тяге рулевого управления при различной эффективности амортизаторов показаны на рис. 7.

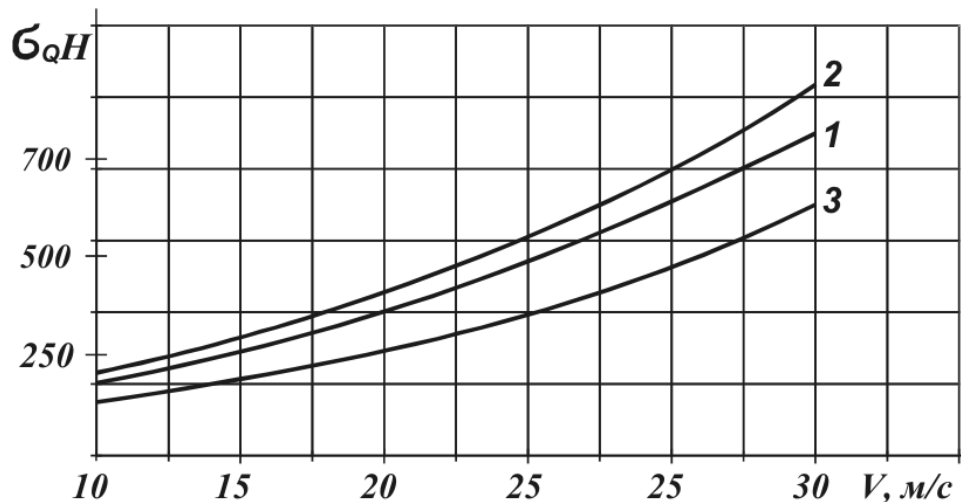


Рис. 7 Среднеквадратичные отклонения силы в поперечной тяге при различных сопротивлениях амортизаторов: 1 - номинальном 1050 Нмс/м; 2 - увеличенным на 25 %; 3 - уменьшенном на 25 %.

Выводы

1. Привод на передние колеса обуславливает как качественное, так и количественное отличие процессов формирования нагрузок в деталях рулевого управления и подвески, по сравнению с автомобилем с задними ведущими колесами.
2. Установлен характер влияния технологических допусков и эксплуатационных факторов на постояннодействующие и переменные во времени нагрузки в рулевом управлении.
3. Для повышения долговечности деталей рулевого привода необходимо допуск на установочный угол продольного наклона оси поворота управляемых колес принять равным не более $\pm 0,5$ град, а на угол развала колеса 0 ± 30 град.
4. Определены кинематические характеристики передней подвески для решения задач нагруженности подвесок и рулевых управлений.
5. Получены уравнения движения для расчетов динамических нагрузок в рулевом управлении, позволяющие прогнозировать характеристики нагруженности рулевых управлений на стадии проектирования автомобилей.
6. Установлено, что при торможении с начальной скоростью, не превышающей 10-15 км/час, а также при резком повороте рулевого колеса при движении со скоростями 60-70 км/час коэффициент динамичности лежит в пределах 1,3-1,5.
7. При переменных режимах движения, таких как обгон, вход в поворот тяговая сила на передних колесах оказывает заметное влияние на курсовое движение автомобиля и мало оказывает влияние на динамические составляющие нагрузок в рулевом управлении. При движении по неровным дорогам тяговая сила на передних колесах увеличивает нагрузки в рулевом управлении 1,15-1,2 раза по сравнению с заднеприводным автомобилем.
8. Наибольшие динамические нагрузки возникают при переезде короткой единичной неровности с торможением. Коэффициент динамичности в диапазоне скоростей 50-70 км/ час имеет значения от 2,42 до 3,3. Нагрузки в поперечной тяге рулевого привода можно выразить через статическую вертикальную нагрузку, действующую на колесо: для максимальных пиковых нагрузок $2,4-2,5G_k$, для постояннодействующих переменных во времени нагрузок $0,135 G_k$.
9. Получено аналитическое выражение для весового стабилизирующего момента при комбинированном наклоне и выносе оси поворота колес, дающее хорошее совпадение с экспериментом.
10. Годовой экономический эффект от внедрения результатов исследований, обусловленный расширением знаний, воплощенных в новой научно-технической информации, повышением производительности работ при проектировании автомобиля за счет использования разработанных моделей и программных средств, и сокращения сроков проектирования, составляет 36 млн. сум. на один проектируемый автомобиль.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Хашимов А.Д. Расчет на прочность деталей рулевого управления на примере легкового автомобиля малого класса.
Труды научно-технической конференции «Машиналар, механизмлар назарияси ва машинашеносликнинг хозирги замон муаммолари», ИМиСС АН РУз, 17-19 ноябр, Тошкент, 1999 й., стр. 158-159
2. Лебедев О.В., Моисеенко Ю.Ю., Мухитдинов А.А., Хашимов А.Д., Методы решения задач устойчивости колесной машины.
Сборник научных трудов Республиканской научно-технической конференции «Перспективы развития автомобильно-дорожного комплекса в Республике Узбекистан», ТАДИ, Ташкент, 21-24 октября 2004 г., стр. 97-108
3. Хашимов А.Д., Дадамухамедов Х.Р., Хван Н.В. Методика определения характеристик медленного маятника для регистрации микропрофиля.
Сборник научных трудов научно-технической конференции «Ер усти транспорт тизимлари муаммолари», ТИИЖТ, ТАДИ, 14-18 май, 2002 г., стр. 30-31.
4. Хашимов А.Д. Расчет амплитудно-частотных характеристик рулевого управления автомобиля при переменных режимах движения.
Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-азиатском регионе», ТАДИ, Ташкент, 2000 г., стр. 130-133
5. Хашимов Д.И., Хашимов А.Д., Махмудов Г.Н., Дадамухамедов Х.Р. Влияние жесткости механизма управления движения шарнирно-сочлененной машины.
Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-азиатском регионе», ТАДИ, Ташкент, 2000 г., стр. 134-136
6. Хашимов Д.И., Хашимов А.Д., Махмудов Г.Н. Расчет поворотливости двухсекционной шарнирно-сочлененной машины при различных сочетаниях режимов движения.
Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-азиатском регионе», ТАДИ, Ташкент, 2000 г., стр. 137-138
7. Хашимов А.Д. Расчет нагрузок в рулевом управлении автомобиля при движении по дороге со случайным микропрофилем.
Сборник научных трудов Республиканской научно-практической конференции «Вопросы повышения качества подготовки инженерно-технических кадров.», ТАДИ, 24-28 декабря 2003 г., стр. 147-149
8. Хашимов А.Д. Определение постояннодействующих нагрузок на детали колесного узла и рулевого управления
Материалы Республиканской научно-технической конференции с участием зарубежных ученых «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте», ТИИЖТ, 6-7 декабря 2005 г., стр. 157-159

9. Хашимов А.Д., Турсунов И.С., Хашимов Д.И. Математическая модель управляемости автомобиля при маневрах типа «переставка» «Автомобильная промышленность», №8, 2003, Москва, стр. 18-20
10. Дадамухамедов Х.Р., Хашимов А.Д. Выбор скорости движения автомобиля при испытаниях систем управления на дорогах с повышенным уровнем неровностей.
«Олий ўқув юртлариаро аспирантлар ва магистрантлар учун ер усти транспорт тизимлари муаммолари» конференцияси материаллари. ТТЙТМИ, ТАДИ, 22-25 май 2001 й., , стр. 24-25
11. Хашимов А.Д., Дадамухамедов Х.Р. Выбор длины реализации и шага дискретизации случайных функций нагруженности рулевого управления.
«Олий укув юртлариаро аспирантлар ва магистрантлар учун ер усти транспорт тизимлари муаммолари» конференцияси материаллари. ТТЙТМИ, ТАДИ, 22-25 май 2001 й., стр. 78-80
12. Lebedev O., Khakimzyanov R., Ponomareva O., Khashimov A. Application of the finite element method to design car body.
Republican research conference with collaboration of the foreign scientists “Resource-saving technologies on the railway transport”. TARCI, December 6-7, Tashkent, 2005, стр. 342-346
13. Хашимов А.Д. Определение момента сопротивления ведущего колеса при переезде через единичную неровность.
«Вестник ТГТУ», № 4, 2005 г., стр. 104-106
14. Кадыров С.М., Хашимов Д.И., Махмудов Г.Н., Хашимов А.Д. ТИСО Тузилиши, носозликларни аниклаш, тамирлаш. Тошкент, Укитувчи, 2001, 128 б.
15. Автомобиллар. Мультимедияли укув кулланма. Тошкент, «Автомсан» 2004 й., 865 МГб.

СОИСКАТЕЛЬ _____

РЕЗЮМЕ

диссертации Хашимова А.Д. на тему «Формирование нагруженности рулевых управлений переднеприводных легковых автомобилей малого класса» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Автомобили и тракторы.

Ключевые слова: переднеприводный легковой автомобиль, рулевое управление, расчетные схемы, уравнения движения, быстропеременные режимы движения, моделирование маневров, сопротивление качению, переезд через неровность, формирование нагрузок, коэффициенты динамического нагружения

Объекты исследования: рулевое управление автомобиля малого класса с приводом на передние колеса.

Цель работы: исследование процессов формирования нагрузок в рулевом управлении переднеприводных легковых автомобилей в различных режимах эксплуатации и выдача рекомендаций для решения задач прогнозирования прочности и долговечности рулевого управления на стадии его проектирования.

Методы исследования: В работе использовались методы математического моделирования, статистической динамики, программирования и экспериментальные методы.

Полученные результаты и их новизна: - разработана математическая модель автомобиля для расчетного анализа нагрузок в рулевом управлении при условиях рядовой эксплуатации автомобиля, включая такие режимы движения как вход в поворот, обгон, торможение при отказе одного из контуров тормозного привода, движение по дороге с заданной спектральной плотностью микропрофиля;

- обоснованы коэффициенты динамичности для расчетов рулевого управления на прочность;

- исследованы процессы формирования нагрузок в рулевом управлении, обуславливаемые технологическими допусками на изготовление и сборку колесного узла и подвески передних колес;

- уточнены формулы для определения момента сопротивления повороту колес на мест при комбинированном наклоне оси поворота колес (стойки подвески);

Практическая значимость: Разработанная математическая модель автомобиля, алгоритмы и программы для ее реализации на ЭВМ позволяют на стадии проектирования прогнозировать и устанавливать рациональные характеристики прочности и долговечности рулевого управления. Обоснованы коэффициенты динамического нагружения рулевого управления на примере легкового автомобиля малого класса;

Уточнены формулы для определения момента сопротивления повороту колес, обусловленных комбинированным наклоном оси поворота (стойки подвески) управляемых колес.

Степень внедрения: Результаты работы переданы Ассоциации производителей автомобилей Узбекистана для практического использования при проведении опытно-конструкторских работ по модернизации и разработке новых моделей легковых автомобилей, а также для использования в учебном процессе при подготовке магистров по специальности «Автомобилестроение» в Ташкентском автомобильно-дорожном институте.

Область применения: Автомобилестроение и автомобильный транспорт.

Хошимов А.Д нинг 05.05.03 «Автомобиллар ва тракторлар» мутахассислиги бўйича техника фанлари номзодлигини олиш учун «Кичик синфдаги олди етакчи енгил автомобилларнинг рул бошқармасини юкланишини шакллантириш» мавзусида тайёрланган диссертациясининг

ҚИСҚАЧА МАЗМУНИ (РЕЗЮМЕСИ)

Таянч сўзлар: олди етакчи енгил автомобиль, рул бошқармаси, ҳисоблаш схемалари, ҳаракат тенгламаси, тез ўзгарувчи ҳаракат режимлари, маневрларни моделлаш, нотекисликдан ўтиш, юкламаларни шаклланиши, динамик юкланиш коэффициентлари.

Ишнинг мақсади: Турли эксплуатация режимларида автомобилларининг рул бошқармасида юкламаларни шаклланиш жараёнларини тадқиқ қилиш ва рул бошқармасини лойиҳалаш босқичида уни мустаҳкамлиги ва ишлаш муддатини башорат қилиш масалаларини ечиш учун тавсиялар бериш.

Тадқиқот услублари: Ишни бажаришда математик моделлаш ва статик динамика, дастурлаш ва тажриба услубларидан фойдаланилди.

Олинган натижалар ва уларнинг янгилиги: - автомобилни оддий режимларда ишлатишда, шу жумладан бурилишга кириш, қувиб ўтиш, тормоз юритмасини контурларининг бири ишламай қолганда тормозлаш, микропрофили маълум спектрал зичликка эга бўлгач йўлдан ҳаракатланиш режимларида рул бошқармасида юзага келадиган юкламаларни ҳисобий таҳлил қилиш имконини берувчи математик модел ишлаб чиқилди:

- рул бошқармасини мустаҳкамликка ҳисоблашда ишлатиладиган динамиклик коэффициентлари асосланди;

- олдинги ғилдираклар осмаси, ғилдирак жамламасини яшаш ва йиғиш учун берилган технологик қўйимлар билан боғлиқ рул бошқармасида юзага келадиган юкламаларни шаклланиш жараёнлари тадқиқ қилинди:

- ғилдиракнинг бурилиш ўқи (осма устуни) комбинацияланган ҳолда эгилганда, ғилдиракни жойида бурилишига қаршилик моментини ҳисоблаш формуласига аниқлик киритилди.

Амалий аҳамияти: Ишлаб чиқилган автомобилнинг математик модели, ЭХМда амалага ошириш учун яратилган алгоритм ва дастурлар рул бошқармасининг мустаҳкамлиги ва ишлаш муддатини энг рационал тавсифномаларини лойиҳалаш босқичида башорат қилиш ва белгилаш имкониятини беради. Кичик синфли енгил автомобил мисолида рул бошқармасини динамик юкланиш коэффициентлари асосланди. ғилдиракни бурилиш ўқи (осма устуни) комбинацияланган ҳолда эгилганда, ғилдиракни бурилишига қаршилик моментини ҳисоблаш формуласига аниқлик киритилди.

Жорий қилиш даражаси: иш натижалари енгил автомобилларни такомиллаштириш ва янги моделларини ишлаб чиқишда ўтказиладиган тажриба-конструкторлик ишларда амалий фойдаланиш учун Ўзбекистон автомобил ишлаб чиқарувчилар Ассоциациясига топширилди, ҳамда Тошкент автомобил-йўллар институтининг «Автомобилсозлик» мутахассислиги бўйича магистрларни тайёрлаш жараёнида ишлатилади.

Татбиқ қилиш соҳаси: Автомобилсозлик ва автомобил транспорти.

RESUME

Thesis of Khashimov Aziz Davranovich on the academic degree competition of the candidate of technical science, specialty 05.05.03 – Automobiles' and Tractors', subject "The Formation of the Steering System's Loadings of the Front Wheel Drive Passenger Cars of B-Class"

Key words: front wheel drive passenger car, steering system, motion control, calculated schemes, equation of the motion, fast alternating regimes of the motion, modeling of the maneuvers, resistance to rolling motion, crossing over the roughness, formation of the load, coefficient of the dynamic loading.

Subject of the inquiry: Steering system of the front wheel drive passenger car.

Aim of the inquiry: The research of the load formation process in the steering system of the front wheel drive passenger car during the different exploitation rates and the issue of the recommendations for the problem solving of the steering system's strength and durability forecasting on the stage of its designing.

Methods of inquiry: The methods of mathematic modelling, static dynamic, programming and experiment methods were used.

The results achieved and their novelty: The mathematic model was elaborated for vehicle exploitation, including such motion regimes as entrance into the turn, overtaking, braking while one of the brake system contours is failure, motion on the road with given spectral density of the micro profile;

- the coefficient of the dynamics for the steering system computation for durability is proved;
- the load formation processes in the steering system, which occasioned (caused) by the tolerances for making and assembling of the wheel unit (assemble) and front wheel suspension are researched;
- the formulas for the definition of the resistant moment to wheel turning on its place in combined tilt of pivot shaft (suspension strut) are précised.

Practical value: the elaborated mathematic model of the vehicle, the algorithms and the programs for its realization on IBM allow to forecast on the design stage and to determine rational (efficient) strength and durability characteristics of the steering system. The coefficients of the steering system's dynamic load are proved on the example of B-class passenger car.

The formulas for the definition of the resistant moment to wheels turning are précised which are caused by combine tilt of pivot shaft (suspension strut).

Degree of embed and economic effectiveness: The results of work are given to the Vehicle Production Association of the Uzbekistan for practical using while development work on new model modernization of passenger car is carried out, also the results of work are given to use during the training process when preparing of masters of degree on specialty "Automobile construction" in Tashkent automobile Road Institute.

Sphere of usage: Automobile construction and auto transport.