

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО - ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

УДК 629.113.075

МУХИТДИНОВ Аббос Акмалович

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРИВОЛИНЕЙНОГО  
ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С РАЗРАБОТКОЙ  
СХЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

05.05.03 – Автомобили и тракторы

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Ташкент – 2006

## 1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИССЕРТАЦИИ

**Актуальность работы** Автомобильная промышленность Узбекистана работает в условиях ужесточающихся требований автомобильного рынка к потребностям, эстетическим, техническим и экологическим параметрам автомобильной продукции. Вводимые правила ЕЭК ООН по пассивной безопасности автомобилей и стандарты по эмиссии Евро II и Евро III заставляют все автомобильные компании мира инвестировать в разработку и внедрение в производство новых и технически более совершенных образцов продукции, для того чтобы преуспеть в конкурентной борьбе за покупательский спрос. Перед автомобилестроителями стоят главенствующие задачи совершенствование конструкции автомобиля, его узлов и агрегатов с целью улучшения эксплуатационных свойств, активной безопасности и комфорта управления им.

Эксплуатационные свойства автомобиля определяются его конструктивными параметрами, а также особенностями их сочетаний. Например, управляемость автомобиля в значительной степени определяется параметрами рулевого управления и зависит также от характеристик шин, упругих и кинематических особенностей подвески колес, массово геометрических характеристик автомобиля и т.д. Оптимизация конструкции автомобиля, проводимая по какому-либо одному свойству, как правило, неэффективна и поэтому целесообразно. Конструктор вынужден принимать компромиссные решения с целью получения наиболее рациональных значений показателей по комплексу эксплуатационных свойств автомобиля.

Обзор современной зарубежной литературы показывает, что основными параметрами рулевого управления являются такие, как его жесткость и передаточное число. В этих исследованиях основное внимание уделялось влиянию жесткости рулевого управления на изменение передаточного числа и в конечном итоге на характеристики управляемого движения автомобиля. Передаточное число рулевого управления автомобиля лежит в узком диапазоне - от 17 до 20, причем этот диапазон, сложившийся к середине 60-х годов прошлого столетия, не претерпел изменений. В ряде публикаций выдвигались идеи о целесообразности использования рулевых управлений с переменным передаточным числом, регулируемым в зависимости от скорости движения автомобиля. Частично эти идеи были реализованы на некоторых автомобилях высокого класса путем изменения коэффициента усиления усилителя рулевого управления. Однако вопросы выбора закона изменения передаточного числа в зависимости от скорости движения автомобиля с точки зрения улучшения управляемости автомобиля на высоких скоростях движения и сохранения легкости и удобства управления им на малых и средних скоростях движения остаются неизученными, что и определяет актуальность данного исследования.

**Степень изученности проблемы.** Изучению влияния конструкции рулевого механизма на жесткость и передаточное число рулевого управления, а в конечном итоге на управляемость автомобиля посвящено значительное число исследований. Между тем все они ограничиваются поперечными уско-

Работа выполнена в Ташкентском автомобильно - дорожном институте.

Научный руководитель

академик АН РУз,

доктор технических наук,

профессор О.В. Лебедев

Официальные оппоненты:

академик международной инженерной

академии, доктор технических наук

профессор Э.С. Нурупов

кандидат технических наук,

профессор Д.И. Хашимов

Ведущая организация

Ташкентский государственный

технический университет

им. Абу Райхана Бериуни

Защита диссертации состоится «16» мая 2006г. в 10.00 часов на заседании Специализированного совета К 067.33.01 при Ташкентском автомобильно - дорожном институте по адресу: 700060, г. Ташкент, улица Мовароунахр, 20

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Ташкентского автомобильно-дорожного института.

Автореферат разослан «16» апреля 2006г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью организации, просим направлять в адрес Специализированного совета института  
Факс (99871) 132-14-80

Ученый секретарь

Специализированного совета

кандидат технических

наук, доцент

Э.З. Файзуллаев



рениями, не превышающими 03-04g. Кроме того, вопросы рационального регулирования изменения величины кинематического и силового передаточных чисел рулевого управления практически изучены в недостаточной степени, что и обусловило выбор темы настоящего исследования.

**Связь диссертационной работы с тематическими планами НИР.** В ходе работы над диссертацией принималось участие в научно-исследовательских работах в соответствии с планами НИР ТАДИ «Определение нормативного пробега шин 11.00 Форд Карго 1827 и автоцистерны FRUENAUFG 385x65R22.5, эксплуатируемых для перевозок нефтепродуктов в условиях Камчатского перевала». Результаты диссертационного исследования включены в отчет НИР Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз по ГНП-19 «Создать хлопководческий полноприводный трактор повышенной маневренности для работы с широкозахватными машинами».

**Целью диссертационной работы** является улучшение управляемости автомобиля за счет рационального выбора передаточного числа рулевого управления.

**Задачи исследования.** Реализация поставленной цели предопределила следующие задачи.

- разработать методику расчета критической скорости автомобиля по условиям сцепления с опорной поверхностью при круговом движении;
- разработать методику расчета, значения передаточного числа рулевого управления в зависимости от параметров криволинейного движения;
- разработать экспериментальную имитационную модель рулевого управления с автоматически изменяемым передаточным числом в зависимости от параметров движения.

**Научная новизна** исследования заключается в разработке:

- методики расчета параметров движения автомобиля в условиях, близких и равных критическим по сцеплению с опорной поверхностью;
- методики расчета значения передаточного числа рулевого управления в зависимости от параметров движения автомобиля при поперечных ускорениях, близких к максимальным;
- экспериментальной аналогово-цифровой физической модели рулевого управления с регулируемым изменением передаточного числа.

**Научная и практическая значимость** результатов исследования, заключается в применении разработанных диссертантом методик для решения задач по выбору параметров рулевого управления с учетом различных параметров движения, в том числе скорости движения, угла и угловой скорости поворота управляемых колес, ускорения движения, угла и угловой скорости поворота рулевого колеса легковых автомобилей по условиям сцепления колес с опорной поверхностью;

теоретических и экспериментальных исследований по анализу влияния характеристик рулевого управления на управляемость автомобиля, разработки конструкции рулевого управления с автоматически регулируемым передаточным числом, улучшающим управляемость и повышающим

устойчивость движения в условиях, близких к критическим по сцеплению колес с дорогой.

**Реализация результатов.** Разработанные в рамках диссертационной работы методики расчета передаточного числа внедрены в учебный процесс ТАДИ при подготовке магистров по специальности «Автомобили», результаты исследований приняты СП «УзДЭУ Авто» для использования при разработке перспективных моделей легковых автомобилей.

**Апробация работы.** Основные результаты исследований доложены и обсуждены на республиканских научно-практических конференциях ТАДИ «Интеграция образования, науки и производства в автомобильно-дорожный комплекс» (Ташкент, 27 ноября 2005г.), «Перспективы развития автомобильно-дорожного комплекса в республике Узбекистан» (Ташкент, 21 октября 2004г.), «Вопросы повышения качества подготовки инженерно-технических кадров» (Ташкент, 24 декабря 2003г.), научном семинаре Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз (Ташкент, 14 марта 2006г.), научном семинаре ТАДИ (Ташкент 15 октября 2005г.).

**Опубликованность результатов.** По материалам диссертационной работы опубликовано 9 научных статей, из которых 2-журнальные, получено одно авторское свидетельство на изобретение, и издано одно учебное пособие.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, общих выводов, списка использованной литературы состоящего из 78 источников и приложения. Работа изложена на 112 страницах машинописного текста, содержит 1 таблицу, 38 рисунков и приложения.

## 2 ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

**Во введении** обосновывается актуальность темы диссертационного исследования, определяются его цель и задачи, раскрываются научная и практическая значимость, формулируются положения, выносимые на защиту, дается обоснование практического внедрения полученных результатов исследования.

**В первой главе** – «Анализ состояние вопроса и постановка задач исследования»- на основе анализа литературных источников показано, что вопросам повышения устойчивости движения и управляемости автомобиля постоянно уделяется большое внимание. Их исследованиям посвящены работы Е.А.Чудакова, Я.М.Певзнера, Д.Р.Эллис, А.С.Литвинов, Д.А.Антонова, Г.А.Смирнова, Л.Сиджела, М.Мичке, О.В.Лебедева и др. Вопросы управляемости автомобиля с учетом характеристик водителя рассмотрены в работах А.А.Хачатурова, Б.И.Морозова, В.Яковлева и др. Влияние характеристик рулевого управления на управляемость и устойчивость движения изучались Л.Л.Гинцбургом, Б.М.Долоновым и др. Между тем, как показали результаты анализа исследований, для оценки управляемости автомобилей авторами используются разные измерители, что значительно усложняет систематизацию материалов и проведение сравнительной оценки влияния на управляемость



Расчет производится в несколько этапов. На первом этапе принимается, что мгновенный центр скоростей лежит на продолжении задней оси, увод шин не учитывается.

В соответствии с расчетной схемой, определяются радиусы поворота центра передней и задней осей, и далее рассчитываются значения центрострейных сил инерции отдельно для каждой оси.

$$R_1 = \frac{L}{\sin \theta}; \quad R_2 = R_0 = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta}; \quad P_{\text{вс1}} = \frac{m_1 V^2}{R_1}; \quad P_{\text{вс2}} = \frac{m_2 V^2}{R_2} \quad (5)$$

Поперечные составляющие  $P_{y1}, P_{y2}$  всех сил, действующих на переднюю и заднюю оси автомобиля, рассчитываются по формулам

$$P_{y1} = \frac{m_1 V^2}{R_1} + m_1 g \operatorname{tg} \theta; \quad P_{y2} = \frac{m_2 V^2}{R_2} \quad (6)$$

Углы увода передней и задней осей  $\delta_1, \delta_2$ , возникающие под действием сил  $P_{y1}, P_{y2}$ , рассчитаны по следующим формулам:

$$\delta_1 = \frac{P_{y1}}{k_{y1}}; \quad \delta_2 = \frac{P_{y2}}{k_{y2}} \quad (7)$$

На втором этапе расчета принимаем, что мгновенный центр поворота автомобиля находится в точке  $O_n$ , т.е. учитывается движение автомобиля с уводом шин. Радиусы поворота и центрострейные силы определяются по формулам:

$$R'_n = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}; \quad R'_1 = \frac{R'_n}{\cos(\theta - \delta_1)}; \quad R'_2 = \frac{R'_n}{\cos \delta_2}; \quad P'_{\text{вс1}} = \frac{m_1 V^2}{R'_1}; \quad P'_{\text{вс2}} = \frac{m_2 V^2}{R'_2} \quad (8)$$

Поперечные составляющие  $P'_{y1}, P'_{y2}$  от всех сил, действующих на переднюю и заднюю оси при движении с углами увода  $\delta_1, \delta_2$ , рассчитываются по следующим формулам:

$$P'_{y1} = \left( \frac{m_1 V^2}{R'_1} + m_1 g \operatorname{tg}(\theta - \delta_1) \right) \cos \delta_1; \quad P'_{y2} = \frac{m_2 V^2}{R'_2} \cos \delta_2 \quad (9)$$

Новые значения углов увода  $\delta'_1$  и  $\delta'_2$ , возникающие под действием поперечных сил  $P'_{y1}, P'_{y2}$ , определяются по формуле (7).

Расчет ведется для каждого заданного угла поворота управляемых колес и скорости движения до тех пор, пока модуль разности между углами увода передней и задней осей последнего этапа и соответственно углами

Критическая скорость движения по условиям сцепления  $V_{\text{крит}}$  определена при круговом движении.  $V_{\text{крит}}$  является предельной скоростью устойчивого движения, при котором суммарная сила всех сил, действующих на автомобиль в продольном и поперечном направлениях, равна силе сцепления колес машины с дорогой.

Для расчета взята плоская модель двухосного, заднеприводного автомобиля с передними управляемыми колесами (рис.1).

Устойчивое круговое движение автомобиля будет иметь место при соблюдении следующих условий:

$$P_{\text{вс}} \geq \sqrt{P_{y1}^2 + P_{z1}^2}; \quad P_{\text{вс}} \geq \sqrt{P_{y2}^2 + P_{z2}^2} \quad (1)$$

где  $P_{\text{вс}}, P_{\text{вс}}$  - силы сцепления передней и задней осей,  $P_{z1}, P_{z2}$  - силы, действующие на колеса передней и задней осей автомобиля, по оси X колеса;

$P_{y1}, P_{y2}$  - силы, действующие на колеса передней и задней осей автомобиля, по оси Y колеса.

В работе рассматривается предельный случай, когда силы, действующие на переднюю и заднюю оси, достигают сил сцепления,

$$P_{\text{вс}} = \sqrt{P_{y1}^2 + P_{z1}^2}; \quad P_{\text{вс}} = \sqrt{P_{y2}^2 + P_{z2}^2} \quad (2)$$

На колеса передней оси действует толкающая сила  $P_x$ . Составляющие толкающей со стороны автомобиля силы  $P_x$ , действующих на передние колеса, равны

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{вс1}} &= P_x = m_1 g f \\ P_{\text{вс2}} &= m_1 g f \cdot \operatorname{tg} \theta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

К колесам задней оси приложена тяговая сила  $P_x$ , которая лежит в плоскости вращения колес.

$$P_x = P_y + P_{\text{вс}} \quad (4)$$

где  $P_y$  - сила сопротивления качению колес автомобиля,

$P_{\text{вс}}$  - сила сопротивления воздуха.

Все эти силы определяются по известным зависимостям, исходя из данных технических характеристик колесной машины. Углы увода  $\delta_1, \delta_2$  передней и задней осей рассчитываются с использованием коэффициентов сцепления уводу  $k_{y1}, k_{y2}$ , полученных экспериментально.

увода передней и задней осей предыдущего этапа не будет удовлетворять условие  $|\delta_1^* - \delta_1| \leq 0.1^\circ$  или  $|\delta_2^* - \delta_2| \leq 0.1^\circ$ .

Силы  $P_{y1}$ ,  $P_{y2}$ ,  $P_{x1}$  и  $P_{x2}$ , действующие на колеса передней и задней осей при установленном угле поворота управляемых колес  $\theta = \cos \alpha$  и скорости  $V = \cos \alpha$  с учетом полученных в последнем этапе расчета значений  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  и  $R_x$ , определяются по следующим формулам:

$$P_{y1} = P_{x1} + P_{\varphi 01} \sin \delta_1; \quad P_{x2} = (P_{x2} + P_x) + P_{\varphi 02} \sin \delta_2; \quad (10)$$

$$P_{y2} = (P_{y01} + P_{x1} \operatorname{tg}(\theta - \delta_1)) \cos \delta_1; \quad P_{x1} = P_{\varphi 01} \cos \delta_1. \quad (11)$$

Задаваясь значениями  $\theta$  и приравняв одну из сил  $\Sigma P_1$ ,  $\Sigma P_2$  к значению соответствующей силы сцепления  $P_{s1}$ ,  $P_{s2}$  и изменяя значения скорости, можно определить критические скорости для каждого угла управляемых колес во всем диапазоне его изменения.

Принятая методика расчета и использование экспериментальных значений коэффициентов сопротивления уволу позволяют с необходимой точностью определить все нужные параметры движения автомобиля, в том числе критическую скорость крутового движения, оценить статическую траекторную управляемость, а так же влияние на управляемость и устойчивость конструктивных и эксплуатационных параметров.

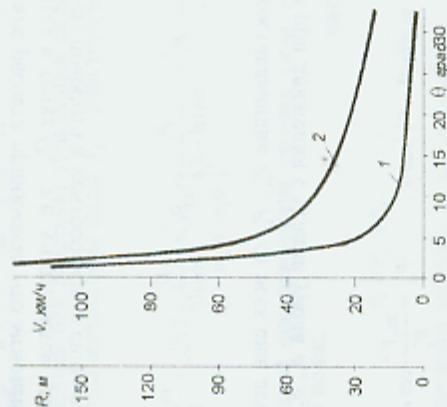


Рис. 2 Зависимости радиуса поворота и критической скорости движения автомобиля от угла поворота управляемых колес:  $1 - R = f(\theta)$ ;  $2 - V = f(\theta)$

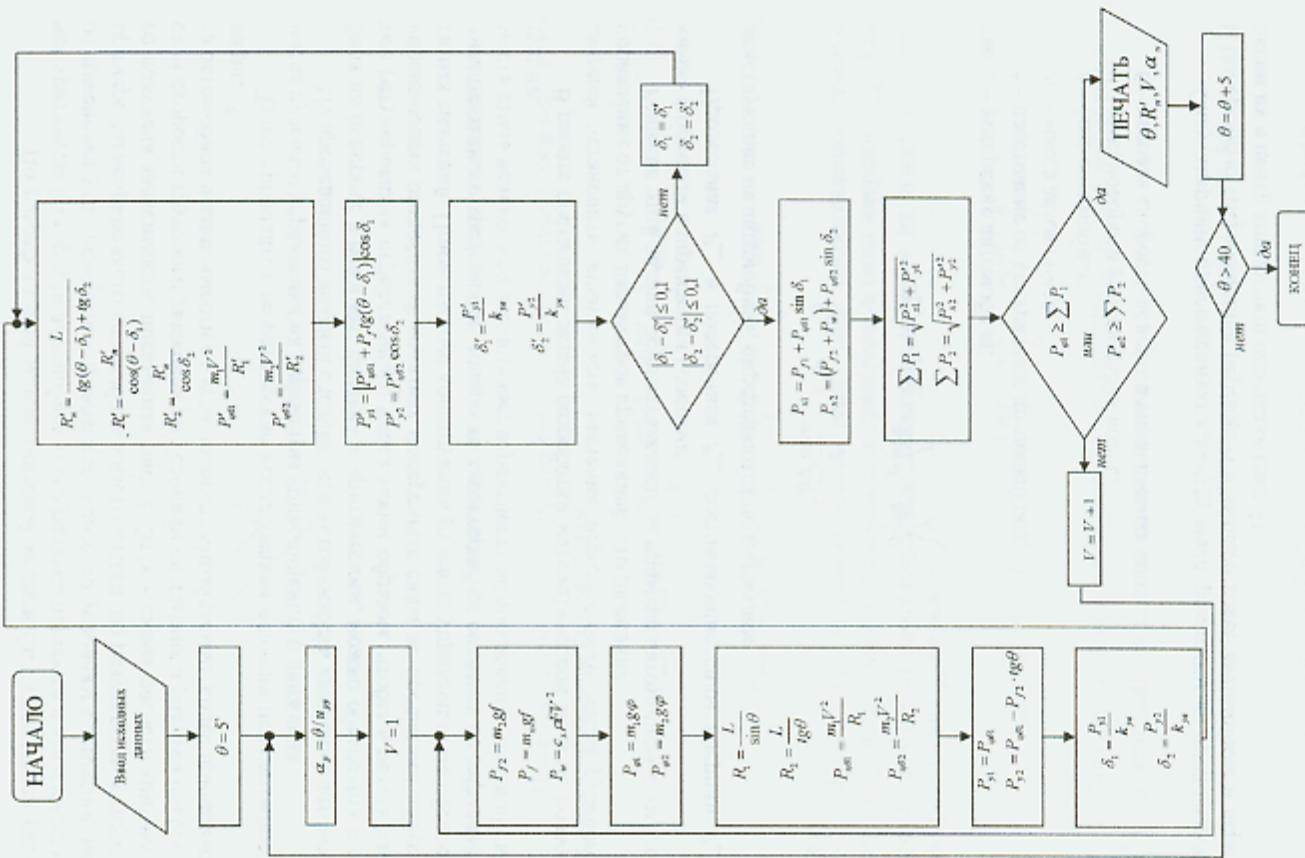


Рис. 3 Блок-схема расчета критической скорости крутового движения

По разработанной математической модели был произведен расчет критической скорости автомобиля и его радиуса поворота в зависимости от изменения угла поворота управляемых колес по условиям сцепления, на примере заднеприводного автомобиля малого класса, по результатам которого получена зависимость, показанная рис. 2. Блок - схема расчета критической скорости кругового движения по условиям сцепления и радиуса поворота автомобиля в зависимости от угла поворота управляемых колес приведена на рис. 3.

Далее проводятся теоретические исследования влияния передаточного числа рулевого управления на параметры криволинейного движения.

Из проведенного анализа следует, что устойчивость движения автомобиля на повороте в режимах, близких к критическим, можно обеспечить путем регулирования передаточного числа таким образом, чтобы в результате управляющих воздействий водителя поперечные силы не превысили допустимых значений. Применяемые конструкции рулевых управлений не обеспечивают данного требования, а влияние характеристик водителя на управляемость столь велико, что увеличивает вероятность возникновения опасной ситуации.

В работе поставлена задача разработки математической модели, позволяющей установить зависимость значения передаточного числа рулевого управления от других параметров криволинейного движения.

Решение этой задачи осуществлялось на примере автомобиля с «жесткими» в боковом направлении колесами.

Продольная  $P_{ax}$  и поперечная  $P_{ay}$  составляющие силы инерции  $P_{ax}$ , действующие на автомобиль, определяются по формулам

$$P_{ax} = m_a j - \frac{mv \omega_a b \theta}{L}; \quad (12)$$

$$P_{ay} = m_a v \omega_a + \frac{mv b \dot{\theta}}{L} + \frac{m j b \theta}{L}. \quad (13)$$

где  $j$  - ускорение автомобиля;

$b$  - расстояние от центра масс до задней оси;

$m_a$  - масса автомобиля;

$L$  - база автомобиля;

$\theta$  - угол поворота управляемых колес;

$\dot{\theta}$  - угловая скорость поворота управляемых колес.

Силу инерции, приложенную к центру масс, разложим на продольную и поперечную составляющие переднего и заднего колес автомобиля и перенесем их в центр контактной площадки (рис.4).

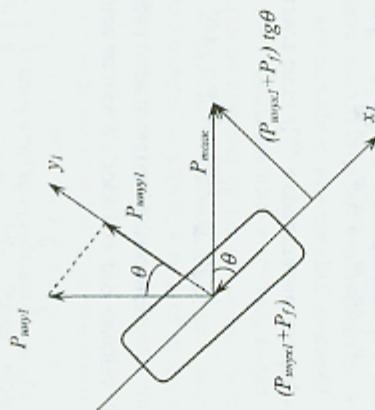


Рис.4 Схема сил, действующих на переднее колесо колесной машины

Проекции силы  $P_{ay}$  на продольную  $X_1$  и поперечную  $Y_1$  оси переднего колеса определяем по формулам

$$P_{ay \cos} = P_{ay} \cos \theta = \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv \dot{\theta}}{L} + \frac{m j b \theta}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \sin \theta; \quad (14)$$

$$P_{ay \sin} = P_{ay} \sin \theta = \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv \dot{\theta}}{L} + \frac{m j b \theta}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \theta. \quad (15)$$

В плоскости вращения колеса лежат сила сопротивления качению  $P_{f1} = m_i g f$  и продольная составляющая приведенной силы инерции  $P_{ay \cos}$ . Обе силы направлены противоположно движению колеса и их сумма дает силу сопротивления  $P_{s1}$  по оси  $x_1$ :

$$P_{s1} = P_{f1} + P_{ay \cos} = m_i g f + \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv \dot{\theta}}{L} + \frac{m j b \theta}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \sin \theta. \quad (16)$$

Зная необходимое для качения в направлении  $x_1$  колеса значение силы  $P_{s1}$ , можно найти ее составляющую на ось  $y_1$ :

$$P_{s1 \sin} = (P_{s1} + P_{f1}) \cdot \sin \theta = \left( m_i g f + \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv \dot{\theta}}{L} + \frac{m j b \theta}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \sin \theta \right) \cdot \sin \theta. \quad (17)$$

Суммируя силы, найденные по формулам (14) и (17), получим

$$P_{y1} = \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \theta + \left( m_1 g f + \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \sin \theta \right) \cdot \frac{a}{L} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta. \quad (18)$$

На ведущее заднее колесо в плоскости его качения  $X_2$  действует касательная реакция, которая определяется уравнением

$$P_{x2} = c_x \rho k V^2 + m_a g f + (m_a j - \frac{mv\omega_a b \dot{\theta}}{L}). \quad (19)$$

По оси  $y_2$  действует сила  $P_{y2}$ , определяемая по формуле

$$P_{y2} = P_{y1} = \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{a}{L}. \quad (20)$$

Условие устойчивого движения автомобиля по сцеплению с дорогой передней и задней осей автомобиля примет вид

$$P_{y1} = m_1 g \varphi \geq \sqrt{\left( m_1 g f + \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \sin \theta \right)^2 + \left( \left( m_1 g f + \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \sin \theta \right) \cdot \frac{a}{L} \cdot \sin \theta \right)^2 + \left( \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{b}{L} \cdot \cos \theta \right)^2 }; \quad (21)$$

$$P_{y2} = m_2 g \varphi \geq \sqrt{\left( c_x \rho k V^2 + m_a g f + (m_a j - \frac{mv\omega_a b \dot{\theta}}{L}) \right)^2 + \left( \left( \frac{mv^2}{R} + \frac{mbv\dot{\theta}}{L} + \frac{mj\dot{\theta}^2}{L} \right) \cdot \frac{a}{L} \right)^2 }. \quad (22)$$

Выполнение этих условий обеспечит устойчивость движения по сцеплению. Как видно из уравнений (21), (22), величина угла поворота колес и его угловая скорость являются составляющими сил инерции. Это позволило сделать вывод о том, что при движении на высоких скоростях за счет регулирования передаточного числа рулевого управления, изменяя угол и угловую скорость поворота колес, можно снизить инерционные силы и обеспечить устойчивость по сцеплению.

**Третья глава.** «Разработка схемы рулевого управления с автоматической регулируемым передаточным числом в зависимости от параметров движения и ожидаемый экономический эффект от его применения» посвящена исследованиям по разработке схемы рулевого управления, созданию его

имитационной экспериментальной модели и расчету экономической эффективности от ее внедрения на автомобили малого класса.

На основе теоретических исследований было выявлена зависимость значения передаточного числа от параметров криволинейного движения по условиям сцепления колес с дорогой. В нашем случае, как это видно из главы 2, основными из них являются скорость движения автомобиля, его линейное ускорение, угол и угловая скорость поворота управляемых колес.

Угол и угловая скорость поворота управляемых колес зависят от управляющего воздействия водителя на рулевое колесо (угол и угловая скорость поворота рулевого колеса) и передаточного числа рулевого управления.

Конструкция рулевых управлений современных автомобилей обеспечивает однозначную зависимость (при отсутствии зазоров в рулевом механизме и рулевом приводе) между углами поворота рулевого и управляемых колес. Как было показано выше, чем ближе параметры движения автомобиля к критическим по устойчивости движения, тем в большей степени должно изменяться (увеличиваться) передаточное число рулевого управления. Это снижает вероятность движения автомобиля с поперечными ускорениями, близкими к критическим. В некоторых автомобилях высокого класса чувствительность их, к моменту, прикладываемому водителем к рулевому колесу, начинается с определенной скорости движения снижаться за счет изменения коэффициента усиления гидросилителя рулевого управления, т.е. за счет уменьшения силового передаточного числа. Связанное с этим увеличение момента, необходимого для поворотов рулевого колеса, на наш взгляд играет лишь роль предупреждения водителя, что скорость движения достигает опасных значений. Активное вмешательство в параметры движения автомобиля со стороны рулевого управления в этих конструкциях не предусматривается.

Для улучшения управляемости автомобиля и повышения безопасности его движения в рамках данной работы была поставлена задача разработки рулевого управления, которое должно, во-первых, выполнить роль его усилителя, а во-вторых, автоматически уменьшать угол поворота управляемых колес в ситуациях, близких к критическим по условиям сцепления колес с дорогой.

Постановка данной задачи требовала обоснования типа управляющего и исполнительного устройств. Изменение передаточного числа осуществляется устройством электромеханического типа, которое имеет ряд преимуществ по сравнению с гидравлическим приводом рулевого управления, в том числе лучшее быстродействие и уменьшение затрат мощности на его привод.

Для решения задач диссертации разработана масштабная физическая модель автомобиля с электромеханическим рулевым управлением, выполняющем роль усилителя и автоматического изменения передаточного числа рулевого управления в соответствии с командами, вырабатываемыми электронным блоком управления.

Изменение передаточного числа рулевого управления осуществляется изменением положения шарнира рулевого привода, имеющего возможность перемещения его по пазу, выполненному на маятниковом рычаге. Величина и направление перемещения шарнира по рычагу управляется шаговым двигателем, от направления вращения вала которого зависит увеличение или уменьшение передаточного числа рулевого управления.

Имитационное моделирование основано на воспроизведении с помощью ЭВМ развернутого во времени процесса функционирования системы с учетом взаимодействия с внешней средой.

Имитационная модель рулевого управления с автоматическим управлением передаточным числом состоит из: рулевого колеса, педали с датчиком для выработки сигнала об изменении скорости движения автомобиля, датчика угла поворота рулевого колеса, микроконтроллера (МС), шаговых двигателей, служащего для поворота рычага рулевого механизма и перемещения шарнира рулевой тяги, а также персонального компьютера для регистрации процессов и их анализа.

Через педаль изменяются скорость автомобиля, и ускорение (замедление), значения, которых измеряются датчиком и передаются в микроконтроллер, куда поступают и измеренные значения угла поворота и скорости поворота рулевого колеса.

Управление шаговым двигателем осуществляется микроконтроллером, основной задачей которого является опрос входных значений с датчиков угла поворота руля и скорости и передача этих значений на персональный компьютер (P.C.), а также прием от него команд от персонального компьютера для управления шаговыми двигателями.

В период времени  $t_1$  происходит передача значений датчиков угла поворота руля и угла поворота педали скорости автомобиля от МС в РС. В период времени  $t_2$  происходит передача команд управления шаговыми двигателями и управления имитатором скорости акустическим. В момент времени  $t_3$  происходит расчет и оформление графики на РС по данным, полученным от МС в момент времени  $t_1$ . Полный цикл обмена данными между МС и РС занимает 5 мс.

Микроконтроллер через последовательный интерфейс передает данные на персональный компьютер. В компьютер заложена программа расчета сил действующих на автомобиль, по разработанной математической модели. Рассчитанные значения сил сопоставляются с силами сцепления колес с дорогой. В случае, если значения углов поворота и угловой скорости поворота колес превышают критические, компьютер через микроконтроллер подает команду шаговому двигателю на изменение плеча рычага и тем самым без изменения углового положения рулевого колеса изменяет положение управляемых колес (рис.5).

Экономический эффект от использования электромеханического рулевого управления с регулируемым передаточным числом складывается из облегчения управления автомобилем в различных режимах, улучшения управляемости и повышения безопасности движения, снижения расхода топлива.

Ожидаемый экономический эффект от применения данной схемы на легковом автомобиле при среднем годовом пробеге 20 тыс. км составит 553 тыс. сум в год на один легковой автомобиль малого класса.



Рис. 5 Схема имитационной модели рулевого управления с автоматическим регулируемым передаточным числом

В заключении диссертации подведены итоги исследования и сформулированы основные выводы.

## ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель и методика расчета кругового движения автомобиля, позволяющая с достаточной точностью определять критическую скорость движения, проводить оценку статической траекторной управляемости, чувствительности автомобиля к управлению.
2. Разработаны методики расчета и оценки влияния на параметры криволинейного движения значения передаточного числа рулевого управления в режимах движения, близких к критическим.
3. Установлено, что изменением передаточного числа рулевого управления можно вносить коррекцию в характеристики управляемости и устойчивости движения автомобиля.
4. Установлено, что при движении с высокими поперечными ускорениями регулированием передаточного числа рулевого управления можно уменьшить составляющую силы инерции, обусловленную угловой скоростью поворота управляемых колес.
5. Обоснована необходимость изменения передаточного числа рулевого управления с 15 до 28 от значения текущих параметров криволинейного движения автомобиля для улучшения управляемости и повышения безопасности движения при поперечных ускорениях, близких к критическим.

6. Разработана имитационная модель автомобиля с автоматически изменяемых передаточным числом рулевого управления, включающая в себя физическую модель автомобиля, электромеханическое рулевое управление, электронный блок управления, а также ЭВМ для регистрации анализа результатов моделирования.
7. Для обеспечения необходимой полноты и точности воспроизведения реальных процессов имитационная модель включает в себя расширенную систему уравнений движения автомобиля и рулевого управления, в которой широко используются экспериментальные данные.
8. Установлен рациональный диапазон изменения передаточного числа рулевого управления, обеспечивающий высокую маневренность на малых скоростях движения и хорошую управляемость, и устойчивость движения на высоких скоростях.
9. Применение электромеханического рулевого управления обеспечивает снижение расхода топлива на 1.4-1.5 % по сравнению с рулевым управлением с гидросилителем за счет снижения мощности, затрачиваемой на привод;
10. Экономический эффект от использования электромеханического рулевого управления с регулируемым передаточным числом складывается из облегчения управления автомобилем в различных режимах, улучшения управляемости и повышения безопасности движения и снижения расхода топлива.
11. Ожидаемый экономический эффект от применения данной схемы на легковом автомобиле при среднем годовом пробеге 20 тыс. км составит 553 тыс. сум в год на один легковой автомобиль малого класса.

## СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Мухитдинов А.А. Авторское удостоверение №1521 от 25.12.2000г. на изобретение №IDP 04596, Рулевое управление. // Расмий ахборотнома. 2001г. №1. С.56.
2. Лебедев О.В., Мухитдинов А.А. Модель четырехколесного управления автомобилем // «Олий уқув юртиялари аспирантлар ва магистрантлар учун ер усти транспорт тизимлари муаммолари» конференцияси материаллари. ТТИПМИ, ТАЙИ. 2001 й. 22-23 май 3-5-бетлар.
3. Лебедев О.В., Мухитдинов А.А., Шермухамедов А.А. Методика определения критической скорости движения колесной машины по сцеплению при повороте // Проблемы механики 2002. №2. Ташкент: «ФАН» С. 23-28
4. Мухитдинов А.А., Лебедев О.В. Вход автомобиля в поворот при резком воздействии на рулевое колесо // «Олий уқув юртиялари аспирантлар ва магистрантлар учун ер усти транспорт тизимлари муаммолари» Дастур. ТТИПМИ, ТАЙИ. 2002 й. 14-18 май 5-бет.
5. Мухитдинов А.А. Сервоусилители рулевого управления автомобилей, «Техника ва технологиянинг замонавий муаммолари» Республика илмий-амалий конференция материаллари. ФПИ, 2002 й. 21-22-бетлар.
6. Мухитдинов А.А. Совершенствование рулевого управления легковых автомобилей // Сборник научных трудов Республиканской научно-практической конференции «Вопросы повышения качества подготовки инженерно-технических кадров» ТАДИ. 2004 г. 24-25 декабря С. 81-82.
7. Лебедев О.В., Моисеенко Ю.Ю., Мухитдинов А.А., Хашимов А.Д. Методы решения задач устойчивости колесной машины // Сборник научных трудов Республиканской научно-практической конференции «Перспективы развития автомобильно-дорожного комплекса в Республике Узбекистан» ТАДИ. 2004 г. 21-24 октября С. 97-108.
8. Лебедев О.В., Мухитдинов А.А. «Теория движения колесной машины». Учебное пособие. Ташкент: ТАДИ, 2004 г., 100 с.
9. Лебедев О.В., Мухитдинов А.А. Результаты экспериментальных исследований, макета рулевого управления автомобиля малого класса. // Сборник научных трудов Республиканской научно-практической конференции «Интеграция образования, науки и производства в автомобильно-дорожный комплекс». ТАДИ. 2005г 27-28 ноября,
10. Мухитдинов А.А. Теоретическое обоснование необходимости регулирования значения передаточного числа рулевого управления автомобилем в зависимости от режима его движения. // Илмий-техник журналы 2005. №4.

СОИСКАТЕЛЬ: \_\_\_\_\_

Техника фанлар номзоди илмий даражасига талабгор Мухитдинов Аббос Акмаловичнинг 05.05.03 – Автомобиллар ва тракторлар ихтисослиги бўйича «Гилдиракли машинанинг эгри чизик харакат параметрларини асослаш ва рул бошқармасининг схемасини яратиш» мавзусидаги диссертациясининг

## РЕЗЮМЕСИ

**Таянч энг мухим сўзлар:** рул бошқармаси, узатиш сони, критик тезлик, имитацион моделлаш, рул юритмаси.

**Тадқиқот объектлари:** кичик синфдаги автомобилларни рул бошқармаси.

**Ишнинг максали:** рул бошқармасининг узатишлар сони киймагини эгри чизик харакат параметрлари билан боғлиқлигини назарий асослаш.

**Тадқиқот усули:** математик моделлаш ва компьютер программалаштириш усулларига асосланган.

**Олинган натижалар ва уларнинг янгиллиги:** Автомобилнинг айланма харакат пайтидаги илашиш буйича критик тезлик Яратилган хисоблаш усули гилдиракларни ёнаки увод натижасида автомобилни бурилиш радиусини ўзгаришини инobatга олганлиги. Рул бошқармасининг узатиш сонини эгри чизик харакат параметрларини ўзгариши билан боғлиқ ўзгариш қонуниятли олинган.

**Амалий ахамияти:** Автомобилни айланма харакати пайтидаги илашиш шартлари бўйича критик тезлигини аниқловчи яратилган назарий услуб, рул бошқармасининг узатишлар сонининг киймати автомобил эгри чизик параметрлари билан боғлиқлигини асословчи яратилган математик модел автомобилнинг бошқарувчилик ва турғунлик хусусиятларини баҳолашда фойдаланилади. Узатиш сони автоматик равишда эгри чизик харакат параметрлари асосида ўзгарадиган рул бошқармасининг имитацион модели асосида рул бошқармасининг янги конструктив ечимини топишда ишлатилиши мумкин.

**Тадбиқ этиш даражаси ва иктисодий самарадорлиги:** Илмий изланишлар натижалари бўйича тузилган укув кўлланима «Автомобиллар» йўналиши бўйича таълим олаётган ТАЙИ магистрантлар укув жараёнига тадбиқ этилган, ва «УзДЭУ Авто» кўшма корхонасида тадбиқ қилинган. Кичик синфдаги енгил автомобилда, яратилган рул бошқармасининг схемасини ўрнатилса, бир автомобил учун йиллик иктисодий самарадорлик 553 минг сўмини ташкил қилади.

**Кўлланиш (фойдаланиш) сохаси:** Автомобилсозликда ва гилдиракли машинанинг харакат назарияси фани бўйича укув жараёнида

## РЕЗЮМЕ

диссертации Мухитдинова Аббос Акмаловича на тему «Обоснование параметров криволинейного движения колесной машины с разработкой схемы рулевого управления» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Автомобили и тракторы

**Ключевые слова:** рулевое управление, передаточное число, круговое движение, критическая скорость, имитационное моделирование, рулевой привод.

**Объекты исследования:** рулевое управление автомобиля малого класса.  
**Цель работы:** Улучшить управляемость автомобиля за счет рационального выбора передаточного числа рулевого управления.

**Метод исследования:** Методы математического моделирования, компьютерного программирования.

**Полученные результаты и их новизна:** Получены результаты расчета значения критической скорости движения по сцеплению при круговом движении, выявлена зависимость изменения передаточного числа рулевого управления от скорости автомобиля, угла поворота управляемых колес. Научная новизна заключается в разработке методики расчета параметров движения автомобиля в условиях, близких и равных критическим по сцеплению с опорной поверхностью; методики расчета значения передаточного числа рулевого управления в зависимости от параметров движения автомобиля при поперечных ускорениях, близких к максимальным; экспериментальной аналогово-цифровой физической модели рулевого управления с регулируемым изменением передаточного числа.

**Практическая значимость:** Разработанные методики легли в основу: решения задач по выбору параметров рулевого управления с учетом различных параметров движения, в том числе скорости движения, угла и угловой скорости поворота управляемых колес, ускорения движения, угла и угловой скорости поворота рулевого колеса легковых автомобилей по условиям сцепления колес с опорной поверхностью;

методики теоретических и экспериментальных исследований по анализу влияния характеристик рулевого управления на управляемость автомобиля;

разработки конструкции рулевого управления с автоматически регулируемым передаточным числом, улучшающим управляемость и повышающим устойчивость движения в условиях близких к критическим по сцеплению колес с дорогой.

**Степень внедрения и экономическая эффективность:** Разработанные в рамках диссертационной работы методики расчета передаточного числа внедрены в учебный процесс ТАИИ для магистров по специальности «Автомобили», результаты исследований внедрены на СП «УзДЭУ Авто». Экономический эффект от применения разработанной схемы рулевого управления применительно к одному автомобилю малого класса, составит 553 тыс. сум. в год.

**Область применения:** Результаты проведенного исследования могут использоваться в автомобилестроении, в учебном процессе по теории движения колесных машин.

Thesis of Mukhiddinov Abbos on the scientific degree competition of the candidate of technical sciences, speciality 05.05.03 – "Automobiles and tractors" of the theme "Substantiation of the curvilinear motion parameter with scheme designing of steering control system"

**Key words:** steering system, gear ratio, circular motion, critical speed, simulation and steering drive.

**Subjects of the inquiry:** is steering of small class automobile.

**Aim of the inquiry:** is theoretic substantiation of value dependence of steering gear ratio from circular motion parameters of automobile.

**Method of inquiry:** are base on methods of mathematic simulation and computer programming.

**The results achieved and their novelty:** Results of researches is results of calculation of value of critical speed of motion on coupling at circular movement. Novelty consists that calculation was spent on new developed techniques considering change of radius of turn of the car due to lateral withdrawal of wheels of the car that enables a theoretical estimation of controllability and stability of the car. Dependence of change of gear ratio of steering on speed of the car of the angle of turn of operated wheels. Novelty in substantiation of change of changing of gear ratio motion parameters.

**Practical value:** of work consists in application of the developed techniques for:

researches of dependence of parameters of steering management from speed of movement, a angle of turn of operated wheels, accelerations of movement, a angle of turn of a steering wheel of cars on conditions of coupling of wheels with a basic surface and estimations of controllability and stability of the car; development of a design of steering with automatically regulate, gear ratio on the basis of developed imitating model.

**Degree of embed and economic effectivity:** the design procedures of transfer number Developed within the limits of dissertational work are introduced in educational process TARC1 for masters on a speciality "Cars", results of researches are introduced at auto enterprise " UzDaewoo Auto" factory. Economic benefit of application of the developed scheme of steering management with reference to one car of a small class, will make 553 th. sum. in a year.

**Sphere of usage:** automobile industry, teaching theory of automobile motion.

Отпечатано: ЧП «Ризаев М.Х.»  
12.04. 2006 г.

Тираж: 100 экз. Формат: 21x30<sup>1</sup>/<sub>2</sub>.  
Ташкент, ул. Мовароуннахр-20.  
Тел: 133-13-07, 156-67-96.