

На правах рукописи

УДК 629.3.017

Рязанцев Виктор Иванович

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С
АКТИВНО УПРАВЛЯЕМЫМ СХОЖДЕНИЕМ КОЛЕС**

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Москва 2008

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук,

профессор В.Н. Наумов

Доктор технических наук,

профессор Р.П. Кушвид

Доктор технических наук,

профессор Галевский Е.А.

Ведущая организация:

Волжский автомобильный завод

Защита диссертации состоится "22" декабря 2008 г. в 14³⁰ на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан 7 декабря 2008 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

доктор технических наук, профессор



Гладов Г.И.

1488

Общая характеристика работы

Актуальность темы

Анализируя развитие конструкции автомобиля в последние десятилетия, можно отметить значительные достижения научной мысли в плане совершенствования существующих и создания новых систем активной безопасности автомобиля. Такие системы активной безопасности, как антиблокировочная система (АБС), противобуксовочная система (ПБС), система электронной стабилизации (ESP) автомобиля, система подруливания задними колесами и другие, существенно повысили уровень устойчивости колесных транспортных средств. Эти системы постоянно находятся в поле зрения многочисленных исследователей, которые не прекращают работы по улучшению алгоритмов их управления. Каждая из таких систем вносит свою лепту в повышение активной безопасности автомобиля. Дальнейшие достижения в направлении совершенствования систем активной безопасности даются все с большим трудом. Одним из резервов повышения активной безопасности автомобиля является применение активного управления схождение колес. Анализ развития систем активной безопасности показывает все более возрастающее применение так называемого пассивного регулирования схождения колес автомобиля как переднего, так и заднего мостов. Регулирование схождения обусловлено характером кинематических связей в подвеске и в приводе рулевого управления и является функцией вертикальных перемещений колес автомобиля и положения рулевого колеса. Использование такого метода регулирования текущих углов схождения при движении автомобиля ставит перед конструкторами задачи создания необходимых кинематических связей, обеспечивающих необходимые законы регулирования углов схождения с одной стороны, и с другой стороны требует решения вопросов рациональной компоновки элементов подвески и рулевого привода, обеспечения их прочности и надежности. Однако, исследования показали, что пассивное регулирование недостаточно. Таким образом, применение непрерывного активного управления сходом колес в процессе движения автомобиля является следующим шагом в повышении уровня безопасности и развития систем активной безопасности автомобиля. Отсюда вытекает актуальность теоретического и экспериментального решения данного вопроса.

Цель и задачи работы

Цель работы – повышение активной безопасности автомобиля, более конкретно, устойчивости и управляемости автомобиля, путем применения активной системы управления сходом колес.



1853831
Рязанцев В.И. Прогнозировала

832 1

И Г Т У
ИВ.Н.Э БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА

Задачи исследования

1. Обобщение результатов теоретических и экспериментальных исследований по вариациям текущих углов схождения в различных условиях движения, по влиянию изменения углов схождения на такие свойства автомобиля как его устойчивость, управляемость, по применяемым системам коррекции угла схождения управляемых колес автомобиля при обслуживании в стационарных условиях и в движении.
2. Обоснование основных принципов улучшения управляемости и устойчивости в рамках применения системы непрерывного активного регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля.
3. Разработка математической модели криволинейного движения автомобиля с системой активного регулирования схождения (CAPC) управляемых колес.
4. Создание алгоритмов работы системы непрерывного активного регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля.
5. Исследование влияния основных параметров системы непрерывного активного регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля и параметров собственно конструкции автомобиля на параметры движения автомобиля с системой непрерывного активного регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля.

Научная новизна

Научная новизна диссертации может быть представлена следующими положениями:

1. Разработана математическая модель движения автомобиля, включающая пространственную модель системы поддрессоривания и модель управления схождением всех колес автомобиля, позволяющая исследовать устойчивость движения автомобиля в наиболее характерных условиях движения (движение по прямой с боковой нагрузкой, движение по кругу, движение в переставке и змейкой).
2. Разработаны оригинальные математические модели системы непрерывного активного регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля: имитационная модель и статистическая модель, теоретические основы метода непрерывного активного регулирования текущего угла схождения управляемых колес автомобиля в движении.
3. Разработан метод оценки эффективности системы управления схождением колес, основанный на использовании таких критериев как энергетический критерий, критерий повышения устойчивости и критерий минимального износа.

4. Разработан метод непрерывного активного регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля в условиях экстремальных ситуаций в плане связи колеса с дорогой.

5. На основе теоретических исследований выработан новый подход к прогнозированию показателей управляемости и устойчивости.

6. Разработан метод создания еще одного резерва тормозной системы.

7. Разработаны алгоритмы регулирования схождения при движении по прямой, при движении на вираже, а также алгоритм, позволяющий регулирование в общем случае движения.

На защиту выносятся основные положения нового научного подхода к решению проблемы активной безопасности автомобиля, более конкретно, к решению проблемы устойчивости и управляемости. В качестве базы эти положения рассматривают идею непрерывного активного регулирования схождения колес автомобиля в движении с целью повышения его устойчивости и управляемости.

Достоверность результатов обеспечена корректностью выполненных расчетов и преобразований. Результаты расчетов, выполненных на базе разработанных моделей, согласуются с результатами, полученными в эксперименте.

Практическая ценность и реализация заключаются в том, что:

1. Разработан метод проектирования автомобилей с САРС, позволяющий увеличить устойчивость и улучшить управляемость автомобиля на большинстве реализуемых режимов.

2. Предложен алгоритм регулирования, обеспечивающий эффективную работу системы регулирования схождения на большинстве реальных режимов. В одной схеме обеспечивается управление схождением как при прямолинейном движении без боковой нагрузки, так и в движении с боковой нагрузкой. Разработаны и смоделированы в современных программных пакетах расчетные схемы, обеспечивающие выполнение заданных алгоритмов управления схождением колес автомобиля.

3. Предложены алгоритмы комбинированного управления схождением на основе применения регулирования по двум переменным.

4. Разработаны аналитическая, статико-динамическая и имитационная модели САРС. На их базе были выполнены широкие исследования работы этой системы.

5. Разработанная имитационная модель выполнена на базе пространственной модели системы поддрессирования с применением рулевого привода, дополненной системой регулирования схождения колес в процессе движения автомобиля.

6. Разработан метод организации резервного торможения на базе CAPC.

7. Разработан метод оптимизации управления схождением на базе таких критериев как максимум устойчивости автомобиля, минимальные энергозатраты на управление, минимальный износ трущихся элементов (частей) рулевого привода.

8. Разработан метод оптимизации диапазона регулирования угла схождения.

Апробация работы

Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались:

1. на VIII научно-технической конференции ВЗМИ, Москва, 1980.
2. на XXII научно-технической конференции ААИ "Активная безопасность автотранспортных средств". г. Дмитров. 1998 .
3. на международном научном симпозиуме "60 лет воссоздания МАМИ", МАМИ, М.,1999
4. на научно-технической конференции с международным участием «Современные тенденции развития автомобилестроения в России», г. Тольтти, 26-28 мая, 2004 г.
5. на международном симпозиуме «Проектирование колесных машин», посвященном 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, 21-22 марта 2005 г.
6. на 53-ей международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров. г. Ижевск 2006.
7. на собрании специалистов Управления проектирования шасси Дирекции по техническому развитию ВАЗа 17 июля 2007 года.

Публикации

Основное содержание работы опубликовано в 23 научных работах.

Структура и объём диссертации

Диссертация состоит из введения, девяти глав, выводов, списка литературы и приложения. Работа представлена на 359 листах машинописного текста, содержит 168 рисунков, 11 таблиц. Библиография работы содержит 164 наименования.

Содержание работы

В введении рассматриваются вопросы общей характеристики работы, среди которых такие параметры как актуальность темы, цель и задачи исследования, научная новизна работы, ее практическая ценность, приводятся данные по апробации работы.

В главе 1 представлены результаты анализа исследований в области устойчивости и управляемости автомобиля. Рассмотрены вопросы влияния изменения установочных углов колес на эксплуатационные свойства автомобиля, в первую очередь, на его устойчивость. Теоретические вопросы устойчивости и управляемости автомобиля разрабатывались многими исследователями. Среди них такие ученые как Антонов Д.А., Бахмутов С.В., Гаспарянц Г.А., Гинцбург Л.Л., Дик А.Б., Добрин А.С., Дульцев В.С., Задворнов В.Н., Кушвид Р.П., Литвинов А.С., Певзнер Я.М., Смирнов Г.А., Стефанович Ю.Г., Фаробин Я.Е., Ходес И.В., Чудаков Е.А., Эллис Д.Р. и др. Выполненные исследования показали, что значения установленных углов схождения и определяемых ими текущих углов схождения управляемого и неуправляемого мостов автомобиля существенно влияют на активную безопасность и другие свойства автомобиля. Отклонение угла схождения в прямолинейном движении автомобиля связано с появлением «паразитных» боковых сил, действующих на шины колес одной оси, равных по величине, направленных навстречу друг другу. Появление таких сил снижает устойчивость автомобиля, ухудшает его управляемость, приводит к более интенсивному износу шин. Утверждается, что схождением возможно компенсировать негативное влияние угла развала. Кислицын Н.М. отмечает, что боковая сила минимальна, если принять величину угла схождения, равной 0,15 от угла развала. В этих условиях возникает приращение износа шины (по сравнению с $\beta=0$ и $\gamma=0$) около 20%. Задорнов В.Н. указывает, что следует стремиться к тому, чтобы при прямолинейном движении (подразумевается без боковой внешней силы) автомобиля колеса имели углы схождения, близкие к нулевым значениям.

Кушвид Р.П. сделал оценку кинематических параметров рулевого управления с точки зрения их приемлемости для всех режимов движения. Им отмечено, что кинематические параметры рулевого привода желательно менять в зависимости от режимов движения. Даны некоторые рекомендации для изменения параметров кинематики в процессе движения. Критерием рациональности параметров кинематики рулевого привода принят минимальный износ шин. Вопросам изучения износа шин посвящены работы Кнороза В.И. и Кленникова В.Е..

Различные исследователи приходили к противоречивым результатам в отношении направления изменения углов трапеции для достижения более высокой устойчивости автомобиля. Стефанович Ю.Г. видел решение вопроса повышения устойчивости автомобиля в применении более тупых углов рулевой трапеции. Автор ссылается на работы, выполненные под руководством академика Чудакова Е.А.

Антонов Д.А. оценивает устойчивость автомобиля по угловой скорости вращения автомобиля относительно центральной вертикальной оси, по скорости бокового смещения автомобиля и по углу бокового крена. Им представлена разработка теории нелинейного увода автомобильной

шины. Движение автомобиля рассматривается как управляемое, но не корректируемое водителем. Это означает, что применяемый закон управления обозначен предварительно и в процессе моделирования движения этот закон не корректируется. Автор считает, что при решении задач устойчивости движения автомобиля такой подход вполне обоснован.

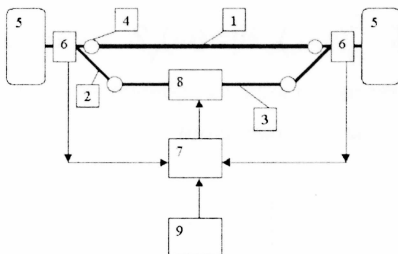
Принимая во внимание то, что в процессе эксплуатации текущий угол непрерывно меняется из-за износов, деформаций элементов, в последнее время предпринимаются попытки создания устройств, непрерывно регулирующих угол схождения в процессе движения. Начиная с 80-х годов, конструкторы разрабатывают кинематику подвески для создания благоприятных углов поворота колес автомобиля на некоторых режимах движения.

Для улучшения управляемости на поворотах и снижения износа шин увеличивают углы поворота наружного колеса по сравнению со значениями, рассчитанными по формуле котангенсов. Утверждается, что это улучшает распределение боковых сил по наружному и внутреннему колесам.

На автомобиле СААБ-99 для улучшения устойчивости при прохождении поворотов с высокими скоростями наружное колесо поворачивается даже на больший угол, чем внутреннее. Таким образом, на многих современных автомобилях уже осуществлено регулирование пассивными методами текущего угла схождения колес. Попытки создать системы с активным регулированием схождения в процессе движения автомобиля начались в 60-ые годы прошлого века. Первым предложением в этом направлении было предложение использовать систему активного регулирования с датчиками положения колес. Обычно схождение колес регулируют изменением длины поперечной тяги. Применение активного регулирования схождения посредством изменения параметров подвески, например, положения опоры рычага на кузове с помощью того или иного привода, является еще одним методом регулирования угла схождения колес. Такое решение недавно реализовано на южнокорейском автомобиле Hyundai Sonata 6.

Во главе 2 рассматриваются основы регулирования углов схождения в прямолинейном движении без боковых внешних нагрузок по горизонтальной поверхности. Автомобиль совершает движение по прямой, выполняя один из трех режимов: 1) движение накатом; 2) движение с тяговым усилием (тяговый режим); 3) движение с торможением (тормозной режим). Управление текущими углами схождения в этих режимах может быть осуществлено с использованием одного из двух критериев регулирования: 1) по положению колеса; 2) по боковой силе. Применение боковой силы обеспечивает возможность более качественного регулирования схождения, позволяет избежать ошибок, возможных в системе, работающей по положению колеса в качестве критерия регулирования. При прямолинейном движении необходимость регулирования схождения колес может возникать: 1) из-за нарушений регулировки установочного угла

вследствие, например, ударных перегрузок, вызывающих деформации структурных элементов подвески и рулевого привода; 2) из-за действия продольных сил, тяговых и тормозных, вызывающих деформации элементов подвески и рулевого привода. Максимальная тормозная сила, определяемая максимальным коэффициентом сцепления и коэффициентом перераспределения вертикальных сил при торможении, примерно в 100 раз превышает силу сопротивления качения автомобильного колеса. Как следствие, имеет место деформация упругих связей в подвеске и рулевом приводе с соответствующими перемещениями колес, в том числе и угловыми перемещениями по курсу (по литературным данным угловое перемещение колеса при этом может достигать примерно 1 градуса). Возникающие при этом боковые силы снижают устойчивость соответствующей оси и автомобиля в целом.



Основные элементы системы регулирования угла схождения управляемых колес: датчики (6) боковой силы, действующей на каждое из управляемых колес; исполнительный механизм (8), позволяющий регулировать длину поперечной тяги; блок управления (7), принимающий сигналы от датчиков и вырабатывающий команду на исполнительный механизм, а также источник энергии (9), потребной для регулирования и ряд других атрибутов, роль которых не рассматривается.

функции колебаний поперечного профиля дороги. Показаны схемы нелинейных САРС, приведено решение задачи об определении коэффициентов статистической линеаризации нелинейных систем управления сходимением колес автомобиля.

В главе 3 выполнен анализ работы САРС методами статистической динамики и рассмотрен вопрос об оптимизации некоторых параметров системы регулирования. В целях решения этой задачи с использованием методов статистической динамики и современных программных средств полученную в результате эксперимента спектральную плотность $S^*(\omega)$ силы, действующей на поворотный рычаг, заменяем приближенной к ней кривой

$$S(\omega) = \frac{\alpha}{(\omega^2 - \beta^2)^2 + \gamma^2 \cdot \omega^2}.$$

Спектральная плотность $S_y(\omega)$ интересующей нас переменной $y(t)$ представляется как $S_y(\omega) = |W_y(j \cdot \omega)|^2 \cdot S(\omega)$.

Дальнейшие преобразования приводят выражение для $S_y(\omega)$ к виду

$$S_y(\omega) = \frac{b_{41} \cdot (j \cdot \omega)^2 + b_{51}}{\left| a_{01} \cdot (j \cdot \omega)^5 + a_{11} \cdot (j \cdot \omega)^4 + a_{21} \cdot (j \cdot \omega)^3 + a_{31} \cdot (j \cdot \omega)^2 + a_{41} \cdot (j \cdot \omega) + a_{51} \right|^2}$$

Дисперсия D_y случайного стационарного процесса $y(t)$

$$D_y = \frac{(-1)^6 \cdot |H_{51}|}{2 \cdot a_{01} \cdot |G_{51}|},$$

где $|G_{51}|$ - определитель Гурвица, для полинома

$$g(j \cdot \omega) = a_{01} \cdot (j \cdot \omega)^5 + a_{11} \cdot (j \cdot \omega)^4 + a_{21} \cdot (j \cdot \omega)^3 + a_{31} \cdot (j \cdot \omega)^2 + a_{41} \cdot (j \cdot \omega) + a_{51}$$

Оптимизация параметров системы выполнена с использованием таких критериев как: 1) минимальная мощность, затрачиваемая на управление системы активного регулирования; 2) минимальные значения модуля боковых сил, определяющих наибольший запас поперечной устойчивости (непрогнозируемые броски машины влево и вправо) и минимальное снижение тяговых и тормозных качеств за счет минимизации боковых сил при прямолинейном движении, а также минимальный износ шин автомобильных колес; 3) минимум мощности, передаваемой через шарнирные соединения рулевого привода, что определяет минимальный износ шарниров привода управления управляемыми колесами.

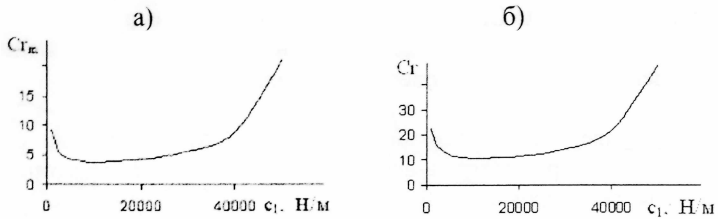


Рис.3. Обобщенный критерий: а) по математическому ожиданию; б) интегральный критерий (по математическому ожиданию и по среднему квадратичному)

Для выполнения оптимизации по указанным выше трем критериям работы активной системы регулирования схождения колес упомянутые ранее три критерия заменяются их обобщенным выражением - обобщенным критерием $Cr_m = V_{k1} \cdot P_{упр} + V_{k2} \cdot X_k + V_{k3} \cdot P_{изн}$ (рис.3,а)

Значения весовых коэффициентов V_{k1} , V_{k2} , V_{k3} выбираются по критерию предпочтительности его свойств: снижение энергетических затрат на управление, повышение поперечной устойчивости движения автомобиля и т.д. Выполнены расчеты для оценки влияния весовых коэффициентов на значения обобщенного критерия.

На базе первого и второго обобщенных критериев, т.е. критериев, рассчитанных, соответственно, по математическим ожиданиям и по дисперсии, можно образовать интегральный обобщенный критерий со своими весовыми коэффициентами V_m и V_σ (рис.3,б)

$$Cr = V_m \cdot Cr_m + V_\sigma \cdot Cr_\sigma$$

При конструировании системы активного регулирования схождения неизбежно встает вопрос о выборе рационального значения диапазона регулирования угла схождения. Заниженный диапазон регулирования делает работу САРС неэффективной, обеспечивая ее работу в узких пределах изменения параметров, характеризующих движение автомобиля, например, скорости движения на вираже, радиуса поворота автомобиля и др. С другой стороны, слишком большой диапазон регулирования вызывает ряд неудобств. Задачу о диапазоне регулирования угла схождения задних колес надо рассматривать под углом его связи с диапазоном подруливания задними колесами. Как известно этот диапазон существенно меньше диапазона угла поворота передних управляемых колес и составляет примерно 14 градусов (от -7 до $+7$ градусов). Значения диапазонов изменения углов поворота колес при подруливании и при регулирования схождения очень близки. Таким образом, возникает задача оптимизации диапазона регулирования угла схождения. В качестве следующего шага необходимо определить критерий или критерии оптимизации. Этим критерием оптимизации может быть

частоту использования того или иного значения угла отклонения от номинального положения. Ее характеризует плотность распределения вероятности отклонений угла схождения в эксплуатации. В детерминистском аспекте диапазон регулирования может быть установлен из соображения полной компенсации поворота ступицы, вызванной наиболее характерными режимами в эксплуатации.

Оптимизация может быть произведена в вариантах: на базе использования статистических данных о коэффициенте сопротивления дороги; на базе использования статистических данных о микропрофиле дороги; на базе измерений усилия на поворотном рычаге рулевого привода (для машин с номинальным, установочным, значением плеча обкатки, отличным от нуля); на базе измерений продольного усилия на колесе.

В главе 4 изложены принципы регулирования углов схождения при движении автомобиля под действием боковой силы и методика решения этой задачи. При движении автомобиля накатом в вираже на плоской, расположенной строго горизонтально дороге, при отсутствии бокового ветра и равенстве коэффициентов сцепления под левым и правым колесами, для обеспечения наивысшей боковой устойчивости оси основным требованием к регулированию боковых сил является обеспечение пропорциональности между нормальными реакциями, действующими на колеса, и приложенными к ним боковыми силами.

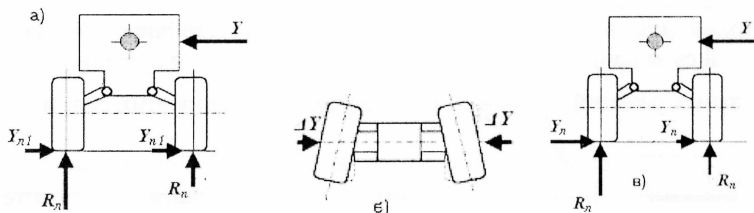


Рис.4. Регулирование боковых реакций за счет введения корректирующего угла схождения

При движении накатом по прямолинейной траектории под действием боковой (например, ветровой) нагрузки на автомобиль значения нормальных реакций дороги под левым и правым колесами управляемого моста определяются выражениями $R_{n,n} = \frac{m \cdot g}{2} \pm Y \cdot \frac{h_Y}{B}$. Для ведомого моста, пренебрегая силами R_{fl} и R_{fr} (силами сопротивления качению), которые на улучшенной дороге существенно меньше сил сцепления между дорогой и колесами, условием оптимальной устойчивости будет обеспечение

$\frac{Y_n}{Y_p} := \frac{R_n}{R_p}$. На рис.4 представлены схемы, поясняющие процесс формирования боковых сил на колесах с участием корректирующей силы, созданной введением корректирующего угла схождения.

Введение угла схождения $\Delta\Theta$, отличного от нуля, создает дополнительные составляющие ΔY_n и ΔY_p . Последние, складываясь с реакциями $Y_{п1}$ и $Y_{п1}$, дают новые значения полных боковых реакций, что обеспечивает новое, требуемое соотношение этих реакций Y_n / Y_p . Значения корректирующей силы ΔY и соответствующего ей угла $\Delta\Theta$, которые определяют упомянутое соотношение боковых сил, что позволяет получить

наилучшую устойчивость моста, получаем в виде $\Delta Y = \frac{Y^2 \cdot h}{m \cdot g \cdot B}$. Принимаем также во внимание, что $\Delta Y = k_y \cdot \delta$, где k_y – коэффициент сопротивления уводу; δ – угол увода, равный половине угла схождения $\delta = \Delta\Theta/2$. В результате получаем значение искомого угла $\Delta\Theta = \frac{2 \cdot Y^2 \cdot h}{m \cdot g \cdot B \cdot k_y}$.

При движении автомобиля на вираже суммарные силы, действующие на левое и правое колеса в плоскости дороги в ведущем или тормозном режиме, определяются выражениями

$$P_{\Sigma l} = \sqrt{(0.5 \cdot Y + \Delta Y^2) + P_T^2} \quad P_{\Sigma m} = \sqrt{(0.5 \cdot Y - \Delta Y^2) - P_T^2}$$

Принимаем в качестве условия наилучшей устойчивости равенство отношений суммарных сил в плоскости контакта левого и правого колес и их вертикальных реакций $\frac{P_{\Sigma l}}{P_{\Sigma m}} = \frac{R_l}{R_n}$. Подставляя выражения этих сил, получаем

$$\frac{\sqrt{(0.5 \cdot Y + \Delta Y)^2 + P_T^2}}{\sqrt{(0.5 \cdot Y - \Delta Y)^2 + P_T^2}} = \frac{\frac{G}{2} + \frac{Y \cdot h}{B}}{\frac{G}{2} - \frac{Y \cdot h}{B}}. \quad \text{Разрешая это равенство относительно}$$

переменной ΔY , вводим обозначения $A = \left(\frac{G}{2} - \frac{Y \cdot h}{B} \right)$ $B = \left(\frac{G}{2} + \frac{Y \cdot h}{B} \right)^2$

$$C = A - B \quad D = Y \cdot (A + B) \quad \text{и} \quad E = (0.25 \cdot Y^2 + P_T^2) \cdot (A - B) \quad \text{Получаем}$$

квадратное уравнение $\Delta Y^2 \cdot C + \Delta Y \cdot D + E = 0$ Решение квадратного уравнения

$$\Delta Y = \frac{-D \pm \sqrt{D^2 - 4 \cdot C \cdot E}}{2 \cdot C} \text{ определяет необходимое значение дополнительных сил,}$$

реализуемых вводимым корректирующим углом схождения. Результаты расчетов по полученной формуле показывают, что из двух решений квадратного уравнения одно подходит, а второе решение нас не интересует. Оно также является теоретически возможным, но маловероятным в реальной ситуации. Это определяется тем, что для его реализации нужно создавать корректирующую силу очень большого значения, много превосходящую

суммарную боковую силу. Тем самым создаются направленные навстречу друг другу «паразитные» силы большого значения. На рис.5 приводится диаграмма с кривыми корректирующего усилия и боковых сил на левом и правом колесах.

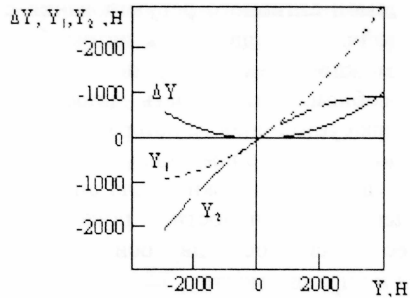


Рис.5. Изменение корректирующей поперечной силы на колесах и собственно поперечных сил на них в функции внешней поперечной силы

Алгоритм управления схождением колес на вираже, также может применяться для регулирования на режиме прямолинейного движения. В своем первоначальном виде система готова к регулированию по упомянутым законам на вираже, а также к регулированию углов схождения в прямолинейном движении. Сведение к нулю разницы произведений $F_{Y1} \cdot F_{Z2}$ и $F_{Y2} \cdot F_{Z1}$ при одинаковых знаках вертикальных реакций и одинаковых знаках боковых реакций (т.е. направленных в одну сторону) позволяет в процессе движения автомобиля обеспечить равенство отношений $\frac{F_{z1}}{F_{z2}} = \frac{F_{y1}}{F_{y2}}$. В случае

движения на прямой без боковой нагрузки та же разница произведений обеспечивает регулирование в целях минимизации противофазных боковых сил.

В процессе движения возможен отрыв колеса от дороги. В этом случае в произвольный момент времени может реализовываться один из нескольких вариантов сочетаний вертикальных сил с нулевыми значениями для левого и правого колес. При нулевых значениях вертикальной реакции любого из колес, автоматически обнуляется боковая реакция на этом же колесе, и таким образом, оба слагаемых в правой части выражения $\Delta = F_{Y1} \cdot F_{Z2} + F_{Y2} \cdot F_{Z1}$ обнуляются и разность произведений $\Delta=0$. Управляющая сила в этом режиме равна нулю. Движение элементов механической части может иметь место под действием внешних сил, если в приводе не использованы самотормозящие механизмы. Это может приводить к неконтролируемому и неблагоприятному изменению углов схождения, т.е. может приводить к некорректной работе САПС. Избежать этого возможно при использовании блокировки работы САПС, т.е. остановки процесса изменения длины

поперечной тяги. Возможна постановка задачи об оптимизации значения порога при приближении вертикальной реакции колеса к нулю.

В главе 5 представляется разработка модели автомобиля с пространственной системой поддрессирования и рулевым приводом, снабженным системой активного регулирования схождения. Очевидно, что исследование устойчивости движения автомобиля с системой управления схождением возможно только при использовании математической модели автомобиля, способной имитировать пространственное движение, т.к. необходима проверка устойчивости при различных маневрах автомобиля.

Расчеты, выполненные с помощью динамической модели, включающей в себя системы, существенно важные для анализа процессов регулирования схождения и оценки устойчивости, показали важную роль управления схождением колес заднего моста двухосного автомобиля в целях повышения его устойчивости и управляемости.

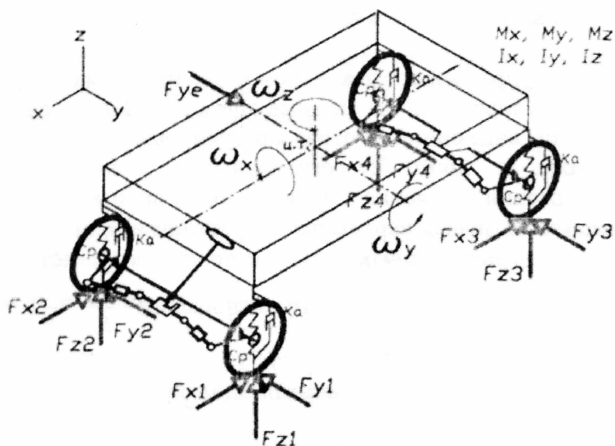


Рис. 6. Схема динамической модели автомобиля с системой управления схождением колес

Динамическая модель автомобиля, оборудованного системой активного регулирования схождения, построена на базе пространственной модели системы поддрессирования. Схема динамической модели приведена на рис.6. С целью исключения влияния особенностей кинематики разнообразных направляющих аппаратов на процессы регулирования схождения при исследовании вопроса на первых этапах был выбран направляющий аппарат в виде подвески свечного типа.

В основе математической модели рассматриваемой системы лежат:
а) шесть обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка,

описывающих поступательные и вращательные движения поддрессоренной массы системы поддрессирования; б) два уравнения, описывающие поступательные движения приведенных масс привода управления схождением управляемых колес переднего и заднего мостов в предположении симметричности приводов левых и правых колес; в) четыре (по количеству колес) обыкновенных дифференциальных уравнения первого порядка, описывающие скорость поперечной деформации упругого колеса (скорость перемещения пятна контакта по отношению к главной плоскости колеса) и учитывающие связь колеса с дорогой с точки зрения реализации свойств увода и жесткостных свойств колеса в поперечном направлении.

$$\begin{aligned}
 m_x \cdot (x''_a + \omega_{ya} \cdot z'_a - \omega_{za} \cdot y'_a) &= \Sigma F_{xa} \\
 m_y \cdot (y''_a + \omega_{za} \cdot x'_a - \omega_{xa} \cdot z'_a) &= \Sigma F_{ya} \\
 m_z \cdot (z''_a + \omega_{xa} \cdot y'_a - \omega_{ya} \cdot x'_a) &= \Sigma F_{za} \\
 I_x \cdot \omega'_{xa} + (I_z - I_y) \cdot \omega_{za} \cdot \omega_{ya} &= M_{xa} \\
 I_y \cdot \omega'_{ya} + (I_x - I_z) \cdot \omega_{xa} \cdot \omega_{za} &= M_{ya} \\
 I_z \cdot \omega'_{za} + (I_y - I_x) \cdot \omega_{xa} \cdot \omega_{ya} &= M_{za} \\
 m_{12} \cdot x''_{12} = -c_{12} \cdot e_1 - k_{12} \cdot e'_1 - k_{11} \cdot x'_{12} & \quad e_1 = (F_{z1} \cdot F_{y2} - F_{z2} \cdot F_{y1}) \\
 m_{34} \cdot x''_{34} = -c_{34} \cdot e_2 - k_{34} \cdot e'_2 - k_{22} \cdot x'_{34} & \quad e_2 = (F_{z3} \cdot F_{y4} - F_{z4} \cdot F_{y3}) \\
 x'_{ki} = V_a \cdot (c_2 \cdot x_i - c_3 \cdot x_{ki}) & \quad \text{для } i=1, 2, 3, 4
 \end{aligned}$$

Представленная система дифференциальных уравнений дополняется выражениями, представляющими собой описание сцепных свойств колеса, описание высоты поверхности дороги под колесами, управляющие воздействия виртуального водителя на органы управления автомобилем, такие как рулевое управление, тормозную систему, а также управляющее воздействие на трансмиссию.

В главе 6 рассмотрен вопрос о применении систем регулирования схождения колес по двум переменным. Недостатки системы регулирования, выполненной на базе датчиков угловых перемещений, в значительной мере могут быть устранены применением дополнительных датчиков и процессоров для обработки их сигналов. Для режимов движения с боковой нагрузкой в качестве дополнительных датчиков могут быть применены датчики угла поворота рулевого колеса, вертикальных и продольных сил, действующих на колеса, датчик скорости автомобиля. Скорость может быть

использована как сигнал для расчета коррекции угла схождения на режиме движения в вираже, с одной стороны, и как сигнал к блокировке механизма регулирования длины поперечной полутяги при падении скорости ниже определенного минимума. Процессором с учетом геометрических параметров рулевой трапеции вырабатываются сигналы коррекции углов схождения. Возможны несколько вариантов алгоритмов управления схождением в этом случае. На рис.7 представлена блок-схема одного из вариантов управления.

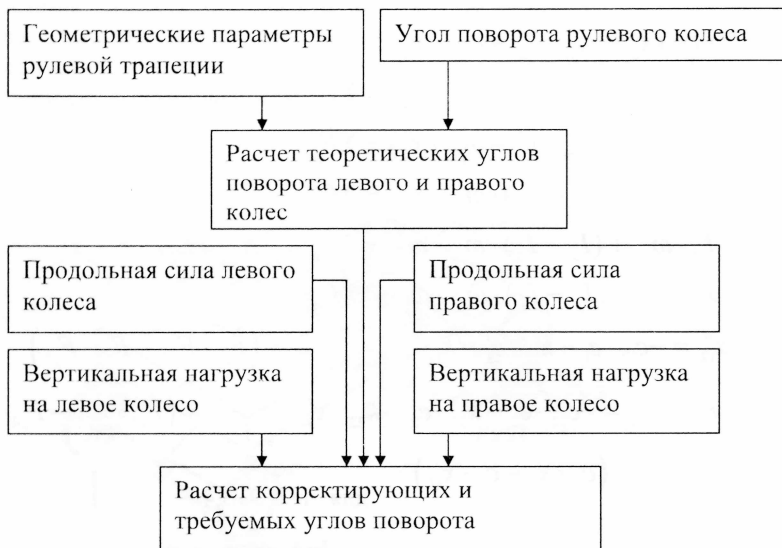


Рис. 7. Блок-схема управления схождением на базе датчиков угловых перемещений колес с дополнительными датчиками и процессором

Система с регулированием по двум переменным для всережимного регулирования включает в себя систему регулирования по боковым силам и систему регулирования по перемещению. Некоторые датчики могут использоваться обеими системами. Усложняется только работа процессора, с помощью которого можно обеспечить режимы с разными алгоритмами управления. Режимы управления можно представить следующим образом:

1. Параллельная работа указанных выше систем в постоянном режиме. В этом случае при различии значений вырабатываемых корректирующих значений углов схождения принимается некое среднее значение, определяемое принятыми весовыми коэффициентами. Отследив нарастающее различие в вычислении корректирующих углов, система дает

сигнал о необходимости производства настройки канала измерения перемещений. При отказе одной системы в работе остается другая с выдачей сигнала о необходимости ремонта.

2. Постоянная работа системы регулирования по перемещению с периодическим контролем его работы системой регулирования по боковой силе.

Продольная сила в этом случае используется не только для вычисления возможной к реализации боковой силы, но и для вычисления угла, корректирующего упругую деформацию за счет несущей конструкции моста и привода рулевого управления.

Сравнение работы САРС для прямолинейного движения по алгоритмам с регулированием по перемещению и по боковым силам показывает, что при просто параллельном применении указанных критериев, работа САРС не становится более эффективной по сравнению с САРС, работающей по боковым силам.

Применяя управление весовыми коэффициентами критериев, т.е. комбинируя интенсивностью управлений по перемещениям и по боковым силам, используя, таким образом, преимущества каждого из упомянутых алгоритмов, приходим к более эффективной работе такой системы.

В главе 7 рассмотрены вопросы измерения боковых сил, действующих на колеса. Измерение этого параметра необходимо для создания эффективно работающей системы управления сходимением. Датчики боковых сил для САРС можно классифицировать: по расположению чувствительного элемента (в подшипниковом узле, в шарнирах рычажной системы подвески, в узлах крепления рычагов к кузову автомобиля, на стойке подвески); по характеру сигнала, воспринимаемого датчиком, он может быть с разделенным (чистым) сигналом (например, реакция опоры по оси x автомобиля) или смешанным, когда сигнал пропорционален некоторой комбинации реакций, например, по x и по y . В подобных случаях применяется система таких датчиков с неразделенными сигналами. С помощью процессора происходит расчет основных сигналов, реакций по x , по y и по z . В работе представлен ряд разработок по конструкциям опор рычагов с разделением сигналов реакций, конструкции шарниров, которые могут быть применены для решения задачи разделения сигнала. Перспективным методом измерения боковой силы можно считать метод ее измерения на стойке подвески с применением комбинации тензометрических датчиков. Выполненный анализ напряжено-деформированного состояния стойки подвески под действием системы сил, действующих со стороны дороги на колесо, показал возможность использования сигналов датчиков тензометрического типа, располагаемых на ней для получения сигнала, пропорционального боковой силе. Такая измерительная система подобна силовым измерительным устройствам на роботах. Точность измерения устройства достаточна для применения этого сигнала в работе САРС.

В главе 8 предметом рассмотрения являются перспективы применения САРС и взаимодействие с другими системами, здесь обсуждается место САРС в совокупности автоматических и автоматизированных устройств, применяемых на автомобиле. Важно отметить, что предлагаемое решение того или иного типа САРС на автомобиле в настоящее время эффективно дополняет работу систем АБС и ПБС, а также электронную систему стабилизации. В упомянутых системах регулируемым параметром в процессе обеспечения стабилизации автомобиля является относительная скорость вращения колес, косвенным результатом регулирования становится значение продольной силы на колесе, что и позволяет повысить устойчивость автомобиля. Неблагоприятные вариации текущего угла схождения (вследствие характера дороги, деформаций под действием значительных текущих нагрузок или нарушений в результате кратковременных перегрузок) снижают максимально возможные значения продольных сил (в прямолинейном движении) или делают соотношения максимальных продольных сил неблагоприятными с точки зрения устойчивости движения автомобиля. При движении автомобиля в режиме интенсивного торможения, точнее, на предельном режиме (экстренное торможение) в связи с работой активной системы управляющей процессами в АБС возникают курсовые колебания отдельных колес или колес одного моста в целом, в зависимости от применяемой системы АБС. Таким образом, может колебаться как каждое колесо независимо, в том числе и одно колесо, или могут быть противофазные колебания при симметричном управлении двух колес. Эти колебания происходят с частотой порядка до 0,5 гц, что близко к частоте подвески массы и существенно ниже частоты второго резонанса, определяемого колебаниями неподвески масс колес. Амплитуды колебаний достигают 3-5 градусов, что приводит к возникновению боковых сил больших значений на шине. Такие колебания могут снизить устойчивость автомобиля и даже вызвать потерю устойчивости. САРС позволяет практически устранить подобные колебания, существенно уменьшить значения боковых сил. Это один аспект, рассматриваемый при совместной работе САРС и АБС. Второй аспект- это гармоничное сочетание упомянутых систем при работе. Каждая система выполняет свои функции, не мешая работе другой системы. При торможении автомобиля в прямолинейном движении САРС устраняет боковые силы, которые являются в этом случае паразитными, снижая боковую устойчивость автомобиля. При торможении на вираже САРС поддерживает распределение боковых сил с учетом распределения вертикальных сил и распределения продольных сил.

Управление схождением позволяет получить ещё одно немаловажное приобретение в плане улучшения эксплуатационных свойств автомобиля. Применение управляемого схождения дает еще одну резервную систему торможения. Механика торможения этим способом подобна торможению конькобежца, ставящего коньки под углом к направлению движения. При

прямолинейном движении применение существенных углов схождения вплоть до значений, вызывающих предельные боковые горизонтальные реакции колеса, приводит одновременно к созданию продольной тормозной составляющей. На рис. 8,а представлена экспериментальная зависимость боковой силы от угла увода при некоторой постоянной вертикальной силе. Эта зависимость, аппроксимированная некоторой функцией, $F_{y(\beta)} = [(A - B \cdot e^{c \cdot \beta}) - D] \cdot E$ использована для расчета тормозной силы, создаваемой введением угла схождения колес одной оси автомобиля. Для расчета тормозной силы используем формулу

$$F_{y(\beta)} = \left[(A - B \cdot e^{c \cdot \beta}) - D \right] \cdot E \cdot \sin\left(\frac{\beta}{57.4}\right). \quad \text{В пределах реального}$$

регулирования схождения график тормозной силой выглядит так, как представлено на рис.8,б.

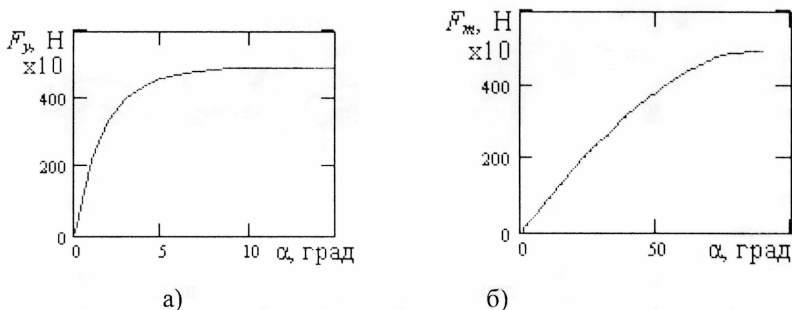


Рис 8. Процессы нарастания боковой (а) и тормозной (б) сил в функции угла схождения

При угле поворота каждого колеса оси на 5 градусов создается тормозная сила 40...50 даН, что составляет 8...10% от предельного значения силы на колесе, при повороте колес на 10 градусов эта сила тоже увеличивается до, примерно, 90 даН. Дальнейшее увеличение угла приводит к увеличению тормозной силы до предельного по сцеплению значения. Наиболее важное значение имеет участок изменения боковой силы, соответствующий углам увода до 5-10 градусов. Это тот диапазон, в котором реально может происходить регулирования угла схождения в рамках функционирования предлагаемой САРС.

Глава 9 посвящена экспериментальной проверке теоретических предположений по поводу результатов применения САРС на автомобиле. В условиях натурального эксперимента выполнена проверка идеи регулирования схождения в движении по прямой на горизонтальной поверхности. Для этого был создан ходовой стенд, по сути представляющий собой передний мост автомобиля с управляемыми колесами, оборудованный системой активного

регулирования схождения колес (рис. 9) с использованием гидравлического привода регулирования длины поперечной тяги.

Испытания, проведенные на ходовом стенде, позволили убедиться в возможности реализации регулирования угла схождения по боковым силам на колесах.

Увеличение нагрузки на мост уменьшает амплитуду колебаний угла в процессе регулирования. Это определяется повышением коэффициента сопротивления уводу и боковой жесткости шины.

Изменение углов развала от 0,45 до 2,0 градусов существенного влияния на процесс регулирования не оказывает. Процессы изменения углов поворота ступиц колес в тих случаях протекают идентично.

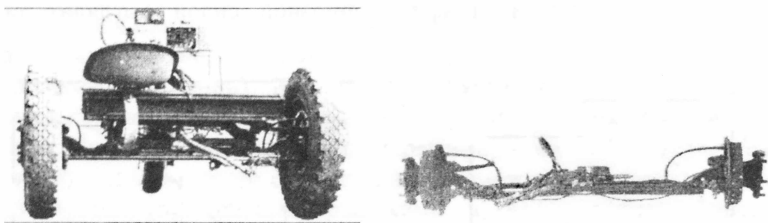


Рис. 9. Ходовой стенд для исследования работы системы управления схождением

Изменение давления в цилиндре ($d=50$ мм) гидропривода показало, что наиболее благоприятное давление для эффективной работы системы $p=0,9...1,0$ МПа. При меньшем давлении система начинает работать недостаточно быстро, процесс регулирования неэффективен. При большем давлении развиваются колебания в системе (нарушается устойчивость).

Математическое ожидание процесса изменения угла ступицы колеса несколько смещается от нуля, что полностью соответствует результатам анализа теоретических моделей и является следствием нагружения поперечной тяги рулевой трапеции в направлении ее оси продольными силами, действующими на колеса автомобиля при наличии ненулевого плеча обкатки колеса.

В компьютерном эксперименте было исследовано несколько характерных режимов движения. Это движение по прямой под действием внешних боковых сил (например, бокового ветра), движение по кругу, движение на переставке. Моделировались режимы: 1) движение автомобиля без управления рулем (рис.10,а). Передние управляемые колеса в этом случае постоянно ориентированы в направлении продольной оси автомобиля, т.е. курсовой угол переднего моста $\alpha_{1,2cp} = 0,5 \cdot (\alpha_1 + \alpha_2) = 0$. Задние колеса также предполагаются с нулевым курсовым углом $\alpha_{3,4cp} = 0,5 \cdot (\alpha_3 + \alpha_4) = 0$ по

отношению к собственным координатам автомобиля; 2) движение автомобиля с управлением рулем для поддержания прямолинейной траектории. Рассматривается режим движения автомобиля с постоянной скоростью 25 м/с и монотонно увеличивающейся боковой силой F_y . На этих режимах проанализировано движение автомобиля в условиях нейтральной, недостаточной и избыточной поворачиваемости. Рассмотрены варианты применения САРС по осям двухосного автомобиля: 1) с регулированием схождения колес всех осей; 2) с регулированием схождения колес передней оси; 3) с регулированием схождения колес задней оси; 4) с неуправляемым схождением. На рис.10 представлены графики отклонения траектории под действием возрастающей боковой силы. Анализ влияния применения САРС на характер траектории движения автомобиля показывает, что для автомобиля с нейтральной поворачиваемостью наименьшее отклонение траектории получается при управлении схождением колес передней оси. Наибольшее отклонение оказалось при управлении схождением колес задней оси. В одном из сечений графика соответствующие отклонения траектории составляют 4,76 м и 8,09 м. Разность отклонений составляет 3,33 м или $3.33/4.76 \cdot 100\% = 69,96\%$, по отношению к минимальному отклонению. Применение управления схождением колес на всех осях, а также полное отсутствие такого управления дают похожие, средние по значению результаты.

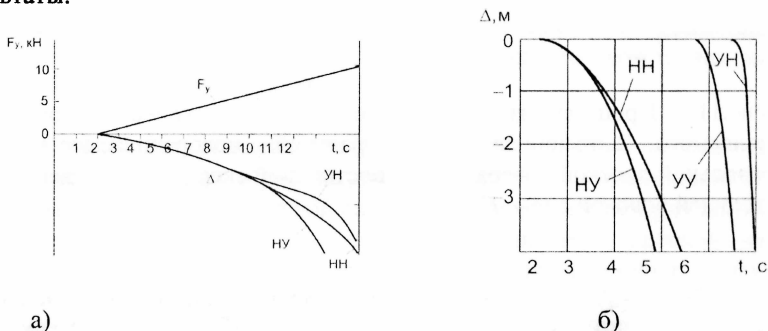


Рис. 10. Отклонения траектории автомобиля, управляемого виртуальным водителем, при движении по прямой на горизонтальной плоской поверхности с постоянной скоростью под действием боковой возрастающей силы F_y : а) без управления рулем; б) с управлением рулем с целью сохранения траектории прямолинейного движения

На рис.11 представлены графики изменения углов поворота на режиме движения автомобиля по прямой под действием боковой силы без управления рулем при различных схемах управления схождением колес. Для

такого режима, упомянутые углы являются, фактически, абсолютными углами увода колес.

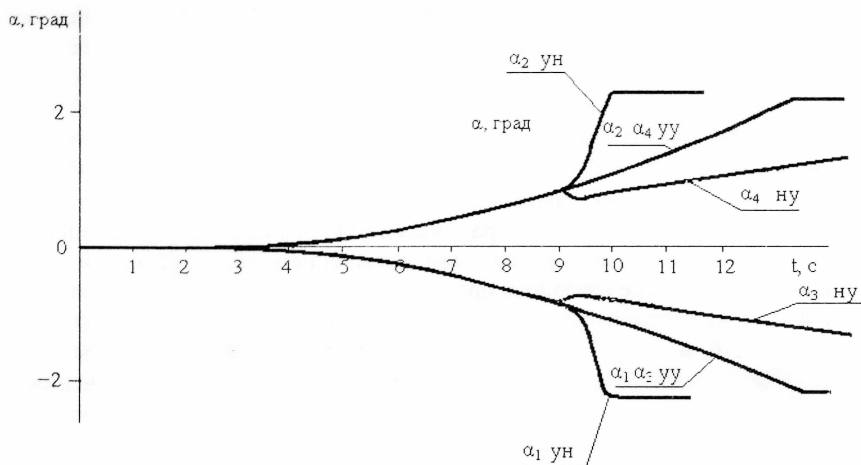


Рис.11. Процессы изменения углов поворота колес при движении неуправляемого автомобиля с нейтральной поворачиваемостью по горизонтальной плоской поверхности с постоянной скоростью под действием возрастающей боковой силы F_y .

Сравнение результатов расчетов на режимах без управления рулем с результатами расчета траектории при условии управления рулевым колесом (рис.10,а и б) с целью поддержания желаемой траектории показывает более существенную эффективность применения управления сходимением на этом режиме.

При нейтральной поворачиваемости автомобиля значение боковой внешней силы, соответствующее наименее эффективной комбинации управления сходимением, составляет 6061 Н. В случае наиболее эффективного управления это значение составляет 9527 Н. Разность этих значений равна 3466 Н. В процентном выражении это составляет $(3466 / 6061 \cdot 100 = 57\%)$ по отношению к худшему из всех вариантов управления.

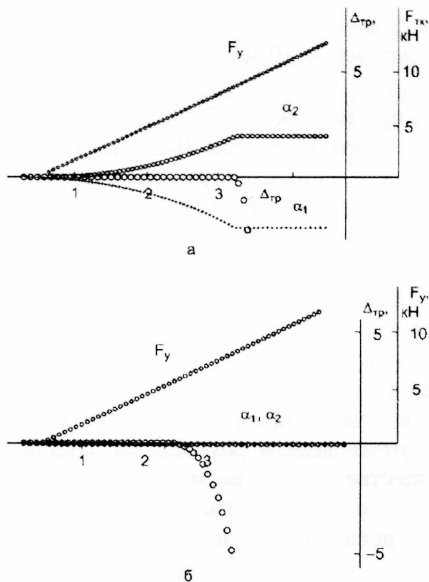


Рис.12. Процессы изменения боковой силы, углов поворота передних колес и отклонения от прямой линии траектории автомобиля, управляемого виртуальным водителем, в режиме прямолинейного движения под действием внешней боковой силы F_y : а) управление сходимением на всех осях; б) без управления сходимением

На рис.12 представлены графики изменения углов поворота левого и правого передних колес в рассматриваемом режиме с управлением рулем, а также график изменения боковой силы и отклонения траектории автомобиля от прямой линии. Выполнены расчеты, связанные с оценкой влияния управления сходимением на траектории движения автомобиля в функции продольной координаты центра давления ветровой нагрузки. Наилучший результат в этих режимах дает применение управления сходимением на передней оси, что позволяет выдерживать боковую силу до 9300 Н, против предельно выдерживаемой силы в 4580 Н при неуправляемом сходимением на всех осях. Таким образом, в процентном отношении увеличение выдерживаемой без потери устойчивости боковой силы составляет 102%. Наихудший результат получается при управлении сходимением только на одной задней оси.

Графики, представляющие собой результаты расчета режима движения автомобиля по кругу накатом (т.е. при отсутствии продольных сил на колесе), представлены на рис.13.

За базу для сравнения результатов расчетов принято движение по кругу радиуса 40 м с постоянной скоростью 10 м/с и последующим ее увеличением в некотором темпе.

Для оценки влияния применения CAPS на устойчивость движения автомобиля особенно важен третий участок В-Г. На этом участке видно преимущество применения управления сходимением всех осей по сравнению с режимом без управления сходимением. В последнем случае распределение боковых сил, определяемое параметрами рулевой трапеции, приводит к тому, что боковая сила на внутреннем колесе может иметь значение, большее, чем значение боковой силы внешнего колеса. Это при том, что вертикальные реакции на внешних колесах больше, приблизительно, в 2,5 раза. В рассмотренном примере расчета, в котором применено управление сходимением всех осей, движение автомобиля продолжается без бокового скольжения всех колес еще в течение примерно 3,3 сек. Отклонение наружу траектории автомобиля с неуправляемым сходимением составляет до 1,52 м, что нельзя считать несущественным. Рассматривая результаты расчета движения автомобиля на участке В– Г и далее, следует принять во внимание особенности работы виртуального водителя и управления сходимением.

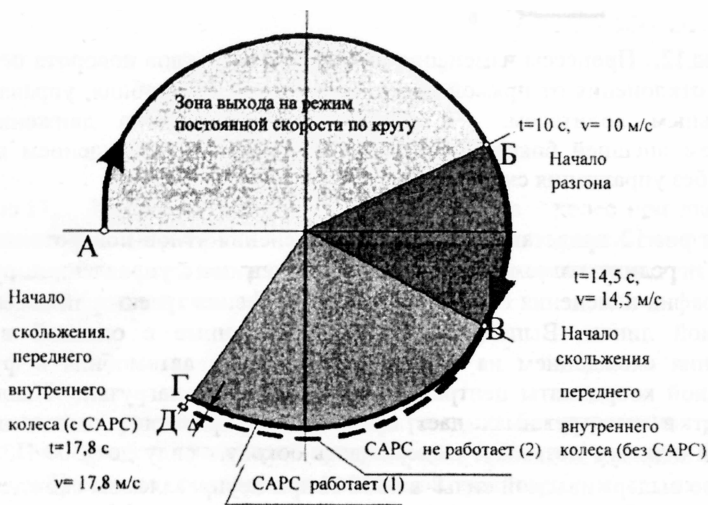


Рис.13. Траектории движения накатом по кругу в режиме с регулированием сходимения на всех осях и без регулирования

При моделировании движения автомобиля на переставке последняя производится с параллельным перемещением автомобиля на расстояние 2.5 м. За заданную траекторию движения автомобиля принята синусоидальная

кривая. Движение автомобиля по траектории переставки происходит с некоторым ускорением (0.5 м/с). В этих условиях движение автомобиля без достижения пределов сцепления на каком-либо колесе, его выхода на боковое скольжение, происходит до скорости $24,6 \text{ м/с}$ (рис.14,а).

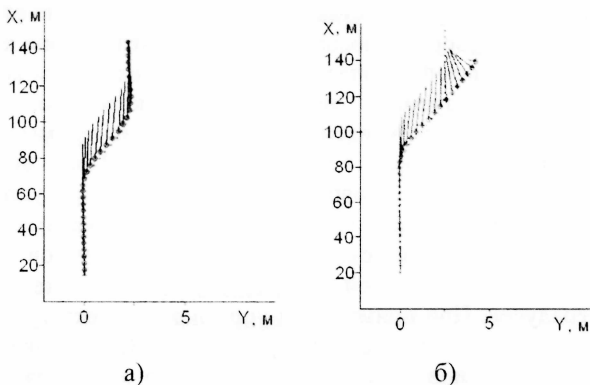


Рис.14 Траектории при движении на переставке со скоростями $24,9 \text{ м/с}$ (а) и 25 м/с (б)

В режиме движения без применения САРС автомобиль выполняет этот маневр с максимальной скоростью на входе $24,9 \text{ м/с}$. На этой скорости в процессе выполнения переставки происходит достижение предела сцепления на 4-ом колесе, выход его на боковое скольжение. Несколько увеличивается ширина коридора, в котором автомобиль выполняет этот маневр (рис.14,а), т.к. автомобиль заносит. Ширина коридора переставки в этом случае увеличивается на 5 процентов. На скорости входа $25,0 \text{ м/с}$, при выполнении переставки, автомобиль, на котором не применена система активного регулирования схождения, сходит с траектории (рис.14,б). В режиме движения с управляемым схождением на этой же скорости автомобиль выполняет переставку без потери устойчивости. Автомобиль, оборудованный САРС на всех осях, в состоянии выполнить этот же маневр при максимальной скорости входа в переставку $30,9 \text{ м/с}$.

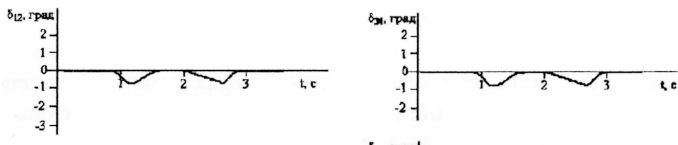


Рис.15. Текущая разность углов поворота левых и правых колес при выполнении переставки: на скорости входа 20 м/с

При скорости входа 30,94 м/с автомобиль сходит с траектории. Таким образом, увеличение скорости безопасного проезда при выполнении переставки автомобилем с САРС составляет в абсолютных величинах 5,94 м/с. По отношению к скорости безопасного проезда на автомобиле с нерегулируемым схождением это составляет примерно 23,8% (по отношению к скорости проезда с некоторым заносом), и 24,1% по отношению к скорости 24,6 м/с проезда с наибольшей безопасностью и с минимальным коридором. На режимах, характеризующихся повышенной скоростью, значения корректирующих углов, обеспечиваемых САРС, соизмеримы с углами поворота левого и правого колес (рис.15). При выполнении рассматриваемого маневра углы поворота левого и правого управляемых колес достаточно малы, порядка 2 градусов, поэтому, в режиме движения без использования управления схождением разность углов поворота, обеспечиваемая механизмом рулевой трапеции, тоже очень невелика и не превышает 0,05 градусов. При применении управления схождением картина изменения углов схождения существенно меняется. На графике (рис.16а) представлено изменение углов поворота левого и правого управляемых колес передней оси на разных скоростных режимах выполнения переставки. Здесь разность углов поворота колес увеличивается на один-два порядка. Эта разность меняется и в знаковом отношении. Корректирующие углы схождения, вводимые активной системой регулирования, растут с ростом скорости автомобиля и становятся соизмеримы с углами поворота колес на этом режиме.

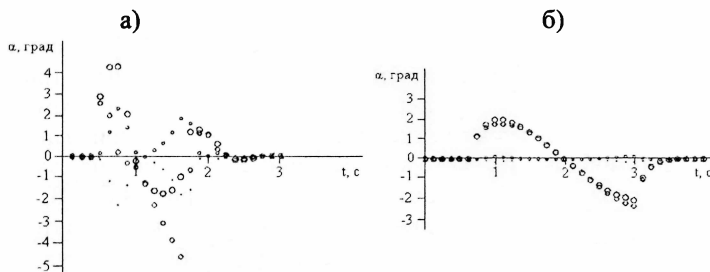


Рис.16. Изменения углов поворота колес автомобиля при выполнении переставки с разными скоростями с управлением схождением на всех осях: скорость входа в переставку а) $v=30$ м/с; б) $v=15$ м/с

В таблице №1 приведена сравнительная эффективность различных комбинаций управления схождением по осям при движении автомобиля на различных режимах. Основной вывод, который можно сделать рассматривая данную таблицу заключается в том, что управление схождением предпочтительно организовывать в функции режима движения, что возможно с применением ряда датчиков и компьютерной обработки информации этих датчиков о режимах движения.

Таблица №1

Режим движения автомобиля	Характеристика поворачиваемости автомобиля	Эффективность режимов управления схождением по возрастанию			
		1	2	3	4
Движение автомобиля по прямой, под действием боковой силы, с управлением рулем	Недостаточная	НУ	НН	УУ	УН
	Нейтральная	НУ	НН	УУ	УН
	Избыточная	НУ	НН	УУ	УН
Движение автомобиля на переставке	Недостаточная	НН	УН	НУ	УУ
	Нейтральная	НУ	НН	УН	УУ
	Избыточная	НН	УН	НУ	УУ

Выводы

1. На автомобилях, не оборудованных САРС, при движении по прямой на горизонтальной поверхности, на выраже боковые силы, действующие на колеса, являются следствием конструктивных параметров, состояния конструкции и режима движения. Их значения отличаются существенно от значений, обеспечивающих наилучшую устойчивость и управляемость автомобиля. На режимах движения автомобиля, характеризующихся отсутствием продольного усилия на шине, в прямолинейном движении, и, главное, на режиме криволинейного движения, одним из немногих способов повышения активной безопасности движения, более конкретно, устойчивости и управляемости автомобиля, остается метод управления схождением.

2. САРС дает возможность повысить устойчивость и улучшить управляемость автомобиля путем регулирования текущих боковых сил, действующих на колеса. Кроме того, САРС позволяет избежать последствий нарушения схождения колес из-за воздействия опасных значений продольных сил, тяговых и тормозных, на различных стадиях эксплуатации автомобиля. Применение САРС позволяет минимизировать боковую силу, вызываемую ненулевым развалом колеса.

3. САРС позволяет повысить устойчивость автомобиля при прямолинейном и криволинейном движении автомобиля по горизонтальной

поверхности, на косогоре, под действием бокового ветра, при движении накатом и торможении или тяге.

4. На базе САРС может быть создана дополнительная резервная тормозная система ограниченной эффективности. Её реальная ожидаемая эффективность определяется реальными максимальными углами поворота колес автомобиля и составляет примерно 10%. Теоретически увеличение этого угла увеличивает эффективность торможения вплоть до максимально возможного на колесе. На колесах, поворот которых возможен на максимальные углы порядка 45-45 градусов, подобный способ обеспечивает эффективность торможения 50-60% от максимально возможного.

5. САРС может быть применена как для передних, так и для задних управляемых колес автомобиля, как в отдельности для каждой оси, так и для двух осей одновременно, как для двухосных автомобилей, так и для многоосных. Наибольший эффект эта система дает на автомобилях со всеми «управляемыми» колесами. Применение САРС снижает требования к кинематическим характеристикам привода рулевого управления и подвески. САРС индифферентна к расположению поперечной тяги перед осью или за ней.

6. Разработан метод оптимизации параметров системы управления сходимением для снижения энергозатрат на управление, уменьшения износа подвижных частей регулируемого рулевого привода и повышения устойчивости автомобиля.

7. Эффективность работы САРС подтверждается и для режимов движения с применением АБС. САРС органично дополняет многочисленные системы активного регулирования, примененные на автомобиле (АБС, ПБС, ПЭС..). С некоторыми из них работа системы управления сходимением должна быть связана алгоритмически.

8. Разработан метод управления сходимением в режимах условно прямолинейного движения и движения на вираже, а также по косогору, под действием боковой внешней нагрузки (ветра). Предложен алгоритм регулирования на основе использования в качестве критерия регулирования боковой силы. Этот алгоритм обеспечивает эффективную работу системы регулирования схождения на большинстве реальных режимов. Разработаны аналитическая, статико-динамическая и имитационная модели САРС. Разработанная имитационная модель выполнена на базе пространственной модели системы поддрессирования с применением рулевого привода, дополненного системой регулирования схождения колес в процессе движения автомобиля. Предложено понятие текущего угла схождения в криволинейном движении.

9. Проведенные испытания на ходовом стенде показали реализуемость САРС. Результаты компьютерного эксперимента подтвердили, что САРС эффективна на большинстве эксплуатационных режимов автомобиля, повышая устойчивость и управляемость автомобиля на

разных режимах от 10 до 50 процентов, скорость прохождения автомобиля по кривой заданного радиуса увеличивается на 20- 25%, скорость прохождения при выполнении маневра типа переставка увеличивается на 20%.

10. Влияние регулирования на передней и задней осях автомобиля различно на различных режимах и поэтому желательно реализовать алгоритм управления схождение в функции параметров режима движения автомобиля, т.е. система управления сходом должна быть адаптивной. Управление сходом должно осуществляться с использованием современных процессоров, способных с большой скоростью обрабатывать необходимое количество данных.

Основные положения диссертации опубликованы в 23-х работах, из них по списку, рекомендованному ВАКом, 10:

1. Рязанцев В.И. Автоматическое регулирование угла схождения колес при движении автомобиля // Автомобильная промышленность. – 2003. №10. – С.38-40

2. Рязанцев В.И. Активная система регулирования схождения колес// Автомобильная промышленность. – 1998. №10. – С.35-36

3. Рязанцев В.И. Активное управление сходом колес автомобиля. – М.: Изд-во. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 212 с.

4. Рязанцев В.И. Анализ результатов моделирования движения автомобиля с управляемым сходом // Проектирование колесных машин: Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 70-летию кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2006. – С.25-35.

5. Рязанцев В.И. К вопросу о применении системы автоматического регулирования схождения управляемых колес автомобиля: Сборник трудов кафедры колесных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 36 с.:ил.

6. Рязанцев В.И. О моделировании системы непрерывного автоматического регулирования схождения колес автомобиля // 60 лет воссоздания МАМИ: Материалы международного научного симпозиума – М., 1999, – С. 33-35.

7. Рязанцев В.И. Эффективность применения активно управляемого схождения колес автомобиля // Изв. вузов. Машиностроение. – 2006. №10. – С. 42-52.

8. Рязанцев В.И. О результатах исследования по применению автоматического управления сходом колес автомобиля // Проблемы и перспективы автомобилестроения в России: Материалы 53-ей

международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров. – Ижевск, 2006. – 248 с.

9. Рязанцев В.И. Повышение активной безопасности автомобиля введением автоматически управляемого схождения // Мехатроника, автоматизация, управление. – (М.). – 2004. №9. – С. 40–47.

10. Рязанцев В.И. Об одном аспекте решения проблемы повышения устойчивости автомобиля // Современные тенденции развития автомобилестроения в России: Сборник трудов Всероссийской научно-технической конференции. – Тольятти, 2004. – Т.2. – С. 22-27.

11. Рязанцев В.И. Повышение устойчивости и улучшение управляемости автомобиля за счет применения системы непрерывного автоматического регулирования углов схождения колес автомобиля //Образование через науку. – М., 2005. – С. 633-634.

12. Рязанцев В.И., Шагинян С.М., Жуков А.М. Расчет на ЭВМ процесса автоматического регулирования схождения управляемых колес автомобиля. ЭВМ в исследованиях работы АТС // Сборник трудов, МИП. - М., 1988. – С. 79-83.

13. Рязанцев В.И. Система непрерывного автоматического регулирования углов схождения колес автомобиля в движении. //Проектирование колесных машин международного симпозиума посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана: Доклады. – М., 2005. – С. 29-38.

14. А.с. 1107028 (СССР). Способ установки оптимального угла схождения управляемых колес транспортного средства / В.И. Рязанцев, А.М. Жуков // Б.И. – 1984. – №29.

15. А.с. 905692 (СССР). Устройство для автоматического регулирования схождения управляемых колес транспортного средства / В.И. Рязанцев, А.М. Жуков // Б.И. – 1982. – №6.

16. Рязанцев В.И., Копасев А.В. Математическая модель системы автоматического регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля // Вестник машиностроения. – 2001. №7. – С. 14-18.

17. Рязанцев В.И., Федотов И.В. Алгоритмы решения частной задачи в моделях рулевых управлений автомобиля // Известия вузов. Машиностроение. – 1998. №10-12, – С.42-46.

18. Рязанцев В.И. Системы автоматического управления схождением колес автомобиля с регулированием по двум переменным // Оборонная техника: Ежемесячный научно-технический сборник (М.). – 2008. №1-2. –С. 72-80.

19. Рязанцев В.И., Парфенов Д.Е. О некоторых применениях системы управления схождением // Проблемы и перспективы автомобилестроения в России: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. – Ижевск, 2007, – С. 174-180.

20. Рязанцев В.И., Жуков А.М. О регулировании угла схождения управляемых колес транспортного средства // Экономия нефтяных топлив на автомобильном транспорте: Сб.трудов ВЗМИ, – М., 1986. – С19-21.

21. Рязанцев В.И., Пузанов В.И. Система автоматического регулирования углов схождения колес автомобиля // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2002. №1(46), – С. 22-30.

22. Рязанцев В.И., Пузанов В.И. К определению оптимальных параметров системы автоматического регулирования углов схождения управляемых колес автомобиля // Известия вузов. Машиностроение. – 2003. №2. – С. 27-40.

23. Копаев А.В., Рязанцев В.И. Математическое моделирование системы автоматического регулирования угла схождения колес автомобиля //Вестник МГТУ им.Н.Э. Баумана. Естествознание. – 2004. №3(14). – С. 10-19.