

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

**ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ**

На правах рукописи

УДК 629.113:012.5

Соатов Музаффар Муроталиевич

**Повышение поворотливости машины с колесной формулой 4x4**

**Специальность: 5А521101-  
«Автомобили»**

**Диссертация**

на соискание академической степени магистра

Научный руководитель

доц. Расулов Г.Г.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2011 г

Ташкент-2011 год

## Содержание

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>6</b>
<b>ГЛАВА I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ</b>	
1.1 Способы поворота колесных машин. Требования, предъявляемые к рулевому управлению .....	13
1.2 Исследования по повышению статической и динамической поворотливости колесных машин .....	21
1.3 Критерии статической поворотливости колесных машин .....	27
Выводы по первой главе .....	28
<b>ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ СТАТИЧЕСКОЙ ПОВОРОТЛИВОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН</b>	
2.1 Уравнения кинематики рулевого привода .....	29
2.2 Выбор критериев оптимизации параметров рулевой трапеции ....	38
2.3 Построение математической модели рулевого привода методами многофакторного планированного эксперимента.....	41
2.4 Поворотливость сочлененного шасси. Определение момента сопротивления складыванию.....	45
2.5 Расчет исполнительных механизмов складывания .....	48
2.6 Влияние различных способов создания поворачивающих моментов на радиус поворота двухсекционной колесной машины	50
2.7 Поворотливость двухосных колесных машин с неповоротными колесами.....	52
2.8 Выводы по второй главе.....	64

## **ГЛАВА 3. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН С РАЗЛИЧНЫМИ СХЕМАМИ ПОВОРОТА**

3.1	Устойчивость движения колесных машин с различными схемами поворота.....	65
3.2	Устойчивость движения шасси с задними самоустанавливающимися колесами .....	68
	Заключение .....	78
	Список использованной литературы.....	81

## Введение

Автомобильный транспорт является массовым и удобным средством перевозок пассажиров и грузов, обладающим большой мобильностью, хорошей проходимостью и маневренностью, приспособленностью для работ в различных эксплуатационных условиях.

С первых лет независимости, Правительство Республики Узбекистан выбрало путь развития транспортной промышленности, в том числе автомобильной.

Отсутствие в Республике морских портов, экономическая неэффективность воздушных перевозок и ряд других обстоятельств, поставило на первый план развитие собственного автомобилестроения, возрождения транспортного коридора шёлкового пути.

Наглядным примером этого является открытие заводов по производству автомобилей в городах Асака и Самарканде и целого ряда предприятий по производству комплектующих изделий для легковых и грузовых автомобилей, а также автобусов. На рис.1.1 показана динамика выпуска автомобилей УзДЭУ авто за последние годы.

Сейчас можно с уверенностью сказать, что Узбекистан является производителем автомобилей достаточно с хорошей репутацией не только внутри нашей страны, но и далеко за её пределами.

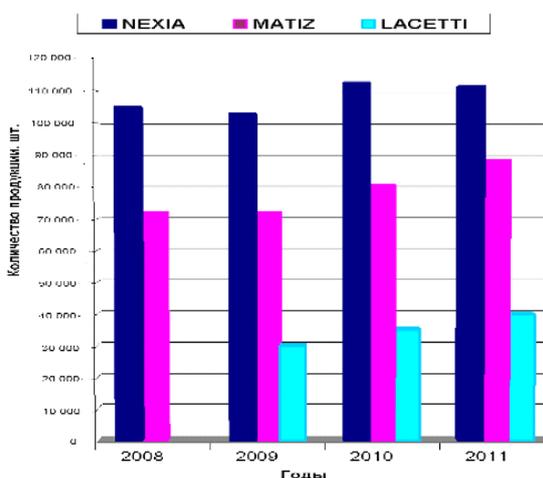


Рис 1.1 Производство на 2008-2011 годы

В своих научных трудах «Мировой экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана» и других опубликованных трудах, Президент И.А. Каримов поставил конкретные задачи перед автомобилистами по созданию и эксплуатации конкурентно способных автомобилей на мировом рынке [2].

Повышение технического уровня автомобиля, его конкурентоспособности связано с улучшением всех его эксплуатационных свойств, учету при проектировании современных требований активной, пассивной и экологической безопасности автомобиля.

Вопросам повышения поворотливости колесных машин (автомобилей, тракторов и сельхозмашин) уделяется большое внимание. Это связано с тем, что поворотливость машин является важной характеристикой, определяющей способность машины совершать повороты на местности или дороге. Это свойство является весьма важным для армейских машин, так как от этого во многом зависит ее подвижность. Это свойство важно также для обычных автомобилей, эксплуатируемых в городских условиях, так как от этого зависят размеры площадки, отводимые для парковки.

Поэтому поворотливость машины является важным эксплуатационным свойством, улучшение которого является актуальным.

Одной из основных характеристик движения колесной машины является траектория. Колесные машины практически все время движутся по криволинейным траекториям. Это объясняется не только тем, что абсолютно прямолинейных участков дорог очень мало, но, главное, тем, что машине приходится поворачивать с одной дороги или улицы на другую, объезжать препятствия. Движение машины почти всегда происходит под действием внутренних и внешних сил, боковые составляющие которых изменяют или стремятся изменить траекторию движения, а водителю приходится ее корректировать поворотами рулевого колеса.

В теории автомобиля принято выделять условно прямолинейное движение по траектории с кривизной менее  $0,001 \dots 0,002 \text{ м}^{-1}$  (радиусом кривизны более  $1000 \dots 500 \text{ м}$ ), а все остальные движения относить к криволинейным.

По статистическим данным, на грунтовых дорогах от 65 до 75% времени машины движутся по траекториям с радиусами кривизны менее 300-400 м и средними скоростями порядка 15 ... 20 км/ч.

На городских перекрестках, отдельных участках грунтовых дорог и местности скорость машин снижается до 8 ... 10 км/ч и радиусы поворота — до 20 ... 25 м, а в закрытых помещениях и при разворотах на ограниченных площадках скорость снижается до 2 ... 5 км/ч и радиусы поворота — до минимально возможных по конструктивным и компоновочным возможностям, т. е. до единиц метров у двухосных машин с короткой базой и 10 ... 15 м — с тремя и большим числом осей.

Криволинейное движение часто называют поворотом, хотя обычно применяют этот термин в тех случаях, когда траектория движения изменяется по желанию водителя. Свойство машины совершать повороты с максимальной кривизной (минимальным радиусом) на дороге и местности называется поворотливостью. Чем больше кривизна возможной траектории, т. е. чем меньше радиус поворота машины, тем лучше ее поворотливость. Таким образом, основным показателем оценки поворотливости является радиус поворота машины.

Поворот машины характеризуется несколькими радиусами (радиус повороту по переднему наружному колесу, который обычно приводится в технических характеристиках, радиус поворота машины с условно жесткими в боковом направлении колесами и др.). В данной диссертации за расчетный радиус поворота  $R_n$  принимается расстояние от мгновенного центра вращения (поворота) до продольной оси машины. Такое определение находится в соответствии с принятыми в теории автомобиля определениями, так как остальные радиусы можно легко найти зная радиус поворота  $R_n$ . Поскольку траекторию движения машины принято характеризовать

траекторией центра масс, радиусом кривизны траектории считается расстояние от мгновенного центра поворота до центра масс.

Минимальный радиус поворота служит показателем оценки статической поворотливости машины. Этот показатель наиболее важен, но не дает исчерпывающей характеристики поворотливости. В ряде случаев важен не только сам факт поворота машины с определенным радиусом, но и то, за какое время и на какой угол сможет повернуться машина или на сколько снизится ее скорость в процессе поворота в сравнении с прямолинейным движением. Такие данные характеризуют динамическую поворотливость машины.

Исследование криволинейного движения машины ведут в двух направлениях:

- определение и исследование кинематических параметров: траектории, скорости и ускорения движения машины;
- определение силовых параметров: крутящих моментов, продольных, боковых и нормальных реакций колес, а также сил и моментов, возникающих при повороте.

Кинематические параметры дают большую, но не полную информацию о повороте. Полная информация о возможности движения с заданными кинематическими параметрами не может быть получена без определения силовых параметров, характеризующих криволинейное движение машины.

**Цель исследования.** Целью магистерской диссертации является повышение поворотливости двухосной колесной машины со всеми ведущими колесами. Рассмотрены способы поворота колесных машин с передними поворотными (управляемыми) колесами, колесных машин с бортовой системой поворота, а также двухсекционных сочлененных машин с различными способами создания поворачивающих моментов. Кроме этого, рассмотрены условия устойчивости движения колесных машин с различными схемами поворота.

Повышение поворотливости колесной машины с управляемыми колесами осуществляется за счет увеличения максимальных углов поворота управляемых колес, рационального распределения тяговых - тормозных сил на ведущих колесах и их комбинацией.

Повышение поворотливости двухсекционных сочлененных машин осуществляется выбором сочетаний схем создания поворачивающих моментов.

В диссертации используются методы теоретических исследований и расчетного моделирования поворотливости колесной машины.

**Задачи исследований.** Для достижения цели диссертации были сформулированы следующие задачи исследований:

-разработка математической модели кинематики поворота управляемых колес с целью определения минимально возможных радиусов поворота машины;

-численный анализ результатов расчетного моделирования поворота управляемых колес и выбор наиболее рациональных параметров рулевого привода;

-разработка математической модели плоско-параллельного движения сочлененной колесной машины для выбора рационального способа создания поворачивающих моментов;

**Объект исследований.** Объектом исследований является поворотливость колесной машины со всеми ведущими колесами.

**Методика исследований.** Теоретические исследования, включающие в себя аналитические методы и методы расчетного моделирования с использованием многофакторного планирования экспериментов (расчетов). Теоретические исследования включают в себя решение нескольких задач.

Первая из задач посвящена повышению поворотливости за счет соответствующего выбора параметров кинематики рулевого привода, обеспечивающего поворот управляемых колес на максимально возможные углы. Эта задача сводится к анализу кинематики рулевого привода методами

теории механизмов и машин и численным расчетам. При этом решается задача выбора таких параметров рулевого привода, которые обеспечивают максимальные углы поворота колес и необходимое соотношение углов поворота наружного и внутреннего колес. Как известно, соотношение между углами поворота наружного и внутреннего колес должно соответствовать уравнению котангенсов, то есть разница между котангенсами углов поворота наружного и внутреннего колес должна быть равна отношению колеи колес к базе машины (с некоторыми допущениями). Решение задач поворотливости машины проводится с использованием уравнений кинестатики, что учитывая малые скорости движения является допустимым. Такой подход был обоснован Я. Е. Фаробиным в монографии «Теория поворота транспортных машин».

Следует иметь в виду, что обеспечение кинематической поворотливости является необходимым, но не достаточным условием движения машины по траектории с максимальной кривизной в заданных дорожных условиях.

Второй задачей теоретических исследований является исследование поворотливости двухсекционной шарнирно-сочлененной машины при различных способах создания поворачивающих моментов. Рассмотрены пять вариантов создания поворачивающих моментов, позволяющих уменьшить радиус поворота машины.

Следующей задачей теоретических исследований является определение условий устойчивости движения колесных машин с различными схемами поворота (поворот управляемыми колесами, бортовая схема поворота, поворот складыванием секций двухсекционной сочлененной машины).

Решение этой задачи проводится классическими методами анализа характеристического многочлена уравнений движения машины методом Рауса-Гурвица. Как известно, этот метод не требует вычисления корней характеристического уравнения, что при уравнении 4-го порядка уже представляет определенные сложности.

Диссертация состоит из 3-х глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. В первой главе проведен анализ состояния исследований по повышению статической и динамической поворотливости колесных машин.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям, направленных на повышение поворотливости колесной машины за счет увеличения углов поворота управляемых колес. Получены уравнения кинематики рулевого привода, состоящего из семи звеньев. Анализ результатов расчета проводится методами многофакторного планированного эксперимента.

Третья глава диссертации посвящена исследованиям поворота сочлененной двухсекционной машины, и установлению условий, при которых обеспечивается наименьший радиус поворота. Рассмотрены пять различных комбинаций поворачивающих моментов.

В заключении диссертации приводятся рекомендации по выбору параметров рулевого привода и регулирования соотношения касательных сил на колесах, повышающих поворотливость двухсекционной колесной машины.

## Глава I. Состояние вопроса и задачи исследования

### 1.1. Способы поворота колесных машин. Требования, предъявляемые к рулевому управлению

Изменение направления движения колесных машин, в том числе автомобилей, может осуществляться четырьмя способами:

- 1) поворотом управляемых колес (колес передней оси, колес нескольких осей, колес всех осей);
- 2) поворотом управляемых осей или управляемых тележек (передней оси, нескольких осей, всех осей или тележек для многоосных машин);
- 3) складыванием звеньев транспортного средства (так называемый оппозитный способ поворота);
- 4) бортовым способом (по-гусеничному).

Маневрирование поворотом управляемых колес наиболее распространено. Расстановка управляемых колес при этом способе зависит от типа и назначения колесной машины (рис. ....а). Вариант **а-I** с одной передней парой управляемых колес применяется на наиболее распространенных, народнохозяйственных грузовых и легковых моделях машин; вариант **а-II** со всеми управляемыми колесами (с числом ходовых осей две, три и более) в использовании редок и встречается только на специальных автомобилях («Бюссинг—Наг», «Сарацин» и др.), он позволяет существенно сократить радиус поворота автомобилей; вариант **а-III** характерен для трехосных автомобилей со сближенными задними осями (чаще всего в этом случае в качестве ходового агрегата монтируется балансирная тележка). Рулевое управление с поворотными колесами достаточно полно удовлетворяет большинству предъявляемых требований. Во всех случаях, когда это допустимо, число пар управляемых колес стремятся выбрать наименьшим: это упрощает конструкцию рулевого управления, повышает устойчивость движения за счет уменьшения люфтов и высокой жесткости привода. Однако, если число пар управляемых колес

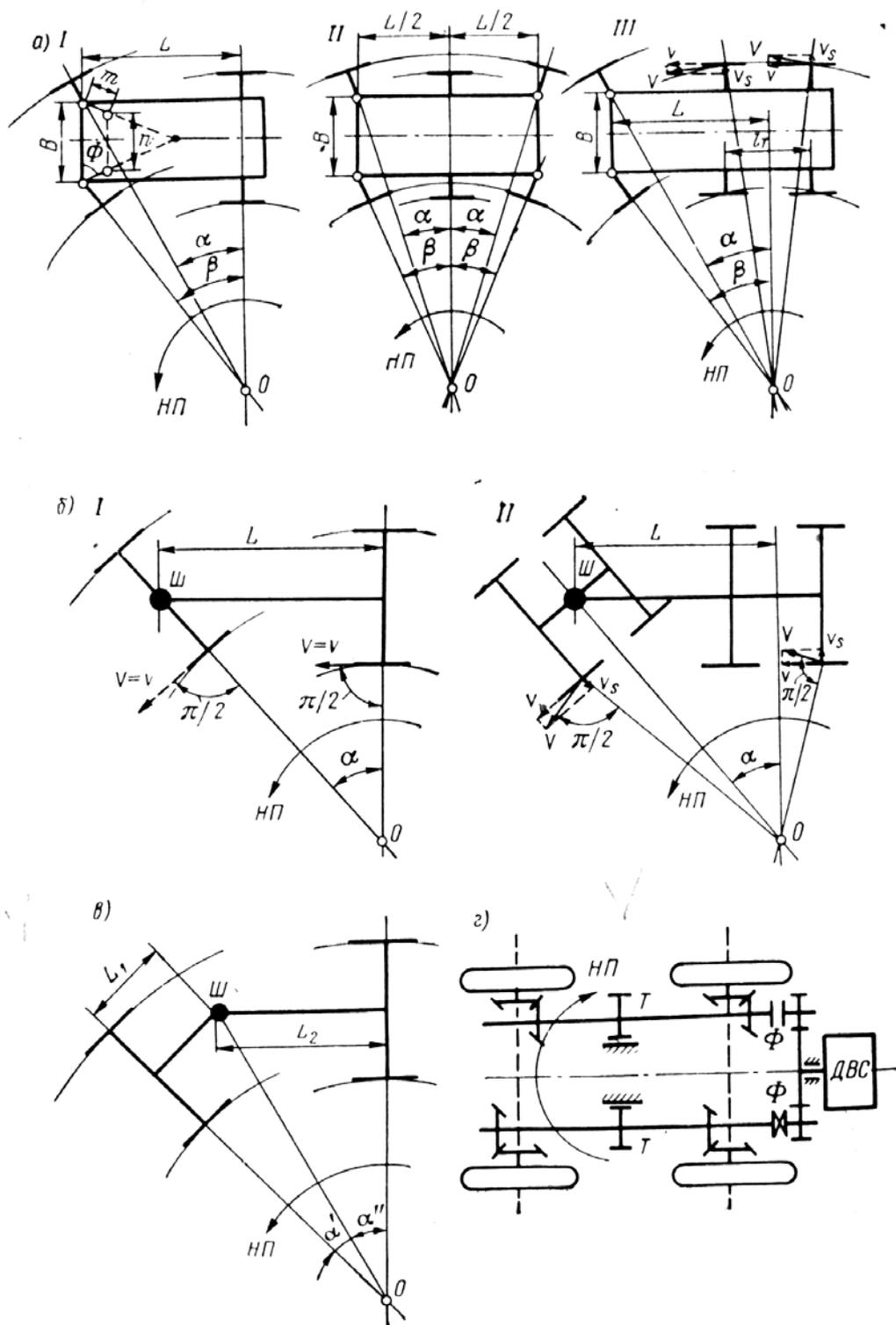


Рис 1.1 Способы поворота колесных машин

На рис. 1.1.а.Ш показаны, для примера, векторы скоростей наружных неуправляемых колес трехосного автомобиля:  $v$  — вектор абсолютной скорости движения колеса  $v$  — скорость движения колеса в плоскости его вращения,  $v_s$  — скорость бокового скольжения колеса.

меньше, чем  $n - 1$ , где  $n$  — общее число ходовых осей, то при повороте неизбежно боковое скольжение неуправляемых колес. Появление скорости  $v_s$  при повороте является нежелательным. С целью снижения бокового скольжения оси неуправляемых колес необходимо максимально приближать друг к другу, уменьшая расстояние  $l_t$ .

Маневрирование при помощи поворота осей (рис. 1.1, б, I) или тележек (рис. 1.1 б,) относительно центрального шкворня Ш применяется на специальных колесных вездеходах, называемых транспортерами (ХМ-401 — США; «Ураган» - Россия и др.). Транспортеры, как было указано ранее, оборудуются широкопрофильными колесными движителями (пневмокатками) и сделать их поворотными из-за компоновочных ограничений не представляется возможным. Как видно из на рис. 1.1 б, II, транспортные средства с поворотными тележками не лишены серьезных недостатков: для них также неизбежно боковое скольжение колес по дороге. Поворот складыванием звеньев целесообразен для специальных длиннобазных транспортных средств, от которых требуется повышенная маневренность (рис. 1.1 в). К таким транспортным средствам относятся сочлененные машины типа МАЗ-529 (Беларуси), ХМ-437 (США) и др. Угол складывания может достигать до  $90^\circ$ .

Маневрирование по-гусеничному (рис. 1.1 г) производится отключением от ДВС при помощи фрикциона  $\Phi$  одного из бортов и его торможением тормозом  $T$  с обязательным подводом мощности к другому борту. Этот способ поворота сопровождается большим расходом мощности ДВС, интенсивным скольжением колесных движителей и с точки зрения требований менее всего рационален. Однако в отдельных случаях для короткобазных транспортеров он оправдывается, поскольку приводит к

значительному упрощению и удешевлению конструкции машины. Круговой стрелкой НП на рис. 1.1 показано направление поворота автомобиля.

Рассмотрим требования, предъявляемые к рулевому управлению.

На рис. 1.2 показана принципиальная схема рулевого управления (без усилителя). Здесь рулевое колесо / посажено на верхнем конце рулевого вала 2, установленного в рулевой колонке 3. Последняя жестко связана с картером 4 рулевого механизма, картер рулевого механизма закреплен на раме, а рулевая колонка — в кронштейнах кабины водителя.

Нижний конец рулевого вала соединен с рулевым редуктором. На выходном валу рулевого редуктора посажена сошка 5 на шлицах, которая через продольную тягу 6 соединена с рычагом 7 поворотной цапфы 8. Поворотная цапфа поворачивается вокруг неподвижного шкворня 9, установленного в проушине передней оси 10. Поворот одного колеса вызывает через поворотную трапецию поворот другого колеса.

Для облегчения поворота, а также для обеспечения безопасности движения автомобиля служит усилитель руля.

Для автомобилей с поворотными колесами привод рулевого управления может быть подведен к колесам одной оси, к колесам двух и более осей, к колесам всех осей.

Схема рулевого управления и число управляемых осей определяются назначением автомобиля и условиями его эксплуатации. На автомобилях многоцелевого назначения с колесной формулой 4X4 и 6x6 и народнохозяйственных образцах автомобилей в качестве управляемых преимущественно используется передняя пара колес. Некоторые тактические автомобили иногда оборудуются передней и задней парами управляемых колес.

На многоосных шасси с колесной формулой 8X8 управляемыми выбираются или колеса двух передних осей (вариант МАЗ и др.), или колеса передней и последней осей (вариант б— ЗИЛ и др.). При одинаковых радиусах поворота вариант а требует больших углов поворота управляемых

колес. Это обуславливает необходимость применения шарниров повышенной гибкости, а также рам с небольшой габаритной шириной. В тех случаях, когда по условиям компоновки требуются рамы с увеличенными габаритами по ширине, удобнее применять вариант б.

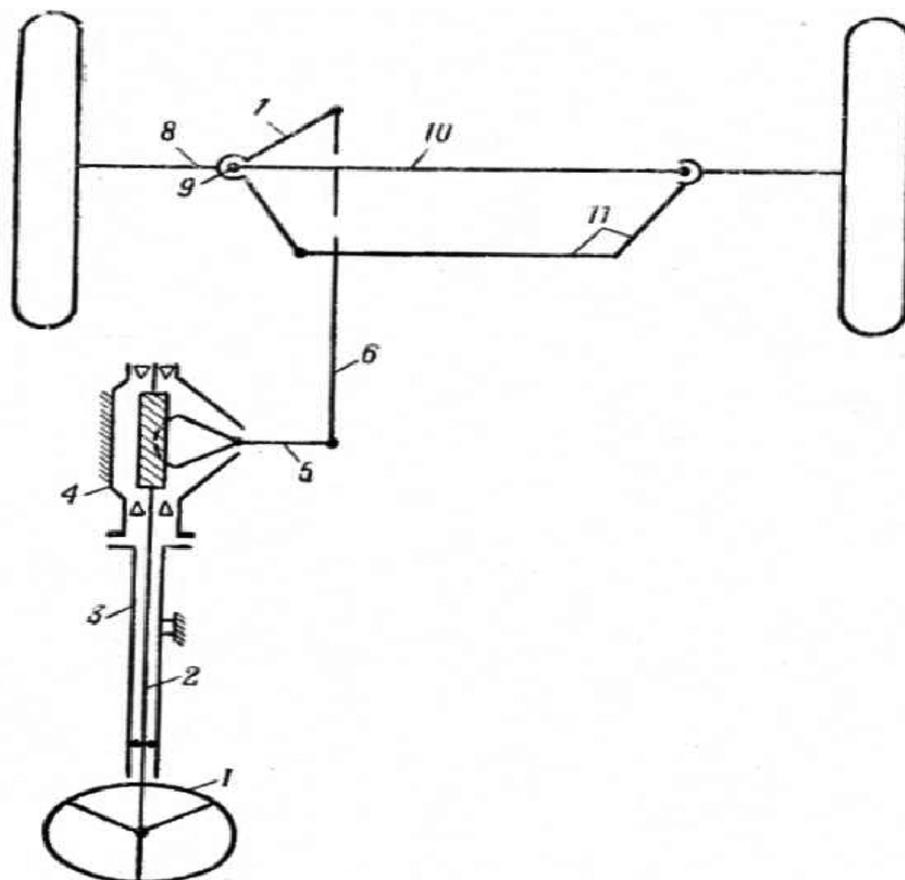


Рис. 1.2 Схема рулевого управления

В чрезвычайно редких случаях на автомобилях с колесной формулой 8X8 в качестве управляемых применяются все колеса (например, бронетранспортер «Бюссинг-Наг» ФРГ).

По месту установки рулевого механизма на раме различают рулевое управление с левым расположением и рулевое управление с правым расположением. Первый тип рулевого управления применяется при правостороннем движении транспорта, второй тип — при левостороннем движении транспорта. Оба типа рулевого управления, отличающиеся друг от друга местом размещения рулевого механизма, с конструктивно-эксплуатационной точки зрения совершенно одинаковы.

К рулевому управлению предъявляются следующие требования:

- Обеспечение высокой маневренности автомобилей, при которой возможны крутые и способность быстро повороты на сравнительно ограниченных площадях;
- Легкость управления автомобилем, оцениваемая величиной усилия, прикладываемого к рулевому колесу ;
- правильная кинематика поворота, при которой колеса все всех осей автомобиля катятся по концентрическим окружностям (не выполнение этого требования приводит к скольжению шин по дороге, быстрому их износу, излишнему расходу мощности двигателя и топлива);
- Умеренное ощущение толчков на рулевом колесе при езде по плохим дорогам (при ощущениях на руле толчков водитель быстрее утомляется и снижает безопасность движения).
- Точность следящего действия, в первую очередь кинематического, при котором любому заданному положению рулевого колеса будет соответствовать вполне определенная заранее рассчитанная крутизна поворота;
- Высокая степень надежности действия, поскольку в отличие от многих других агрегатов и механизмов автомобиля выход рулевого управления из строя в большинстве случаев заканчивается аварией или катастрофой.
- Отсутствие в рулевом управлении больших люфтов, приводящих к плохому держанию автомобилем дороги, к его вилянию, особенно при

движении на больших скоростях или при движении по ухабистым дорогам.

Первое требование обеспечивается максимально допустимыми углами поворота управляемых колес. Эти углы равняются примерно  $35\text{--}45^\circ$ . Причем чем больше угол, тем больше места необходимо для разворота колес и уже будет рама автомобиля (или глубже ниши в корпусе). Высокая маневренность автомобиля зависит также от легкости управления. Последняя зависит от величины передаточного числа рулевого управления (чем больше передаточное число, тем легче управлять автомобилем) или от наличия усилителя руля.

Требуемая кинематика поворота зависит от правильного выбора углов наклона и размеров рычагов поворотной трапеции. При этом все же не всегда возможно обеспечить чистое качение колес автомобиля, это зависит от выбранной схемы расстановки ходовых осей и числа управляемых колес (см. «Армейские автомобили. Теория»).

При движении, особенно на местности вне дорог, автомобиль испытывает толчки вследствие наезда колес на неровности. Эти толчки передаются через привод и рулевой механизм на рулевое колесо. Величина толчков зависит от сопротивления в приводе и в рулевом механизме. Можно так сконструировать рулевое управление, что толчки не будут передаваться на руль, т. е. рулевое управление будет необратимым. Однако при этом снижается к. п. д. рулевого управления и уменьшается срок его службы, так как толчки будут жесткие, не амортизирующиеся усилием рук человека. Кроме того, если механизм будет необратимый, то нельзя использовать стабилизацию управляемых колес, т. е. при случайном отклонении от нейтралу они не будут восстанавливать свое первоначальное положение. Поэтому рулевой механизм конструируют на границе самоторможения (необратимости). В этом случае к. п. д. механизма управления достаточно высок, но трение в механизме все же значительное и оно поглощает большую долю энергии толчков. Так как рулевой механизм не обладает полным самоторможением,

то при значительной величине бокового импульса, приходящегося на управляемые колеса, водитель не в состоянии их удержать в заданном положении (например в нейтральном при прямолинейном движении автомобиля) и колеса развернутся, в результате чего возможна авария. Это особенно опасно при проколе шин управляемых колес. При наличии усилителя руля колеса развернуться не смогут, даже если на них будет действовать значительный боковой импульс. Усилитель руля не только облегчает труд водителя, но и помогает ему удерживать управляемые колеса в заданном положении. Таким образом, усилитель руля повышает безопасность движения автомобиля, особенно на высоких скоростях.

Усилитель рулевого управления должен осуществлять следящее действие, обеспечивающее пропорциональность усилий и углов поворота между рулевым колесом и управляемыми колесами. Водитель должен чувствовать дорогу: с увеличением сопротивления повороту должно возрасть и потребное усилие на рулевое колесо. Это непреложный закон всех видов механизмов полуавтоматизированного управления.

Люфты в соединениях рабочих деталей рулевого управления неизбежны, но они должны быть ограничены, так как при слишком больших люфтах будет большой свободный ход рулевого колеса и неустойчивое движение управляемых колес.

## **1.2. Исследования по повышению статической и динамической поворотливости колесных машин**

Повышению поворотливости колесных машин посвящены работы зарубежных ученых Я.Е. Фаробина, А.С. Литвинова, Д.А. Антонова, М.Г. Беккера и др. У нас в стране вопросам повышения поворотливости тракторов, самоходных шасси и сельхозмашин посвящены работы, которые проводились в УзИМЭ (С. Базаров, Б. Караматов и др.), ТИИМСХ (И. Маруфов, Ю. Хайруллаев и др.), в ТАДИ (Д.И. Хашимов, Б. Тургунбаев), на ТТЗ (В.А. Никитин, А. С. Фролов и др.).

Рассмотрение исследовательских работ и патентной информации показывает, что повышение поворотливости машин с управляемыми колесами ведутся в направлении совершенствования конструкции рулевого управления по увеличению углов поворота управляемых колес, уменьшения размеров ведомых управляемых колес, вплоть до замены их аутригерами, созданием дополнительных поворачивающих моментов за счет притормаживания внутреннего по отношению центра поворота ведущего колеса.

Сказанное выше подтверждается рядом изобретений, к числу которых относятся авторские свидетельства Россия №839814, 292647,757372 и другие. Патенты Caterpillar Tractor (США) 3783966 Daimler Benz (Германия) 3.216.965 и 7916240 Lonsing Beggall Ltd (Британия) 1590335 и другие.

В некоторых работах и изобретениях рекомендуется для уменьшения радиуса поворота осуществлять до поворота забегающего управляемого колеса, например, коррекцией рулевой трапеции. Однако, как показано в работе уменьшение радиуса поворота при до повороте забегающего колеса происходит менее интенсивно, чем при совместном повороте управляемых колес и одновременно резко увеличивается коэффициент использования цепной силы переднего забегающего колеса и задних колес.

Эффективным способом улучшения поворотливости является увеличение угла поворота управляемых колес путем выполнения всех колес

управляемыми. Однако, как правило, ухудшается устойчивость движения машины управляемость, из-за возникающих на задних колесах дестабилизирующих моментов

Для обеспечения удовлетворительной устойчивости движения, в этом случае, обязательно блокирование привода к задним управляемым колесам при прямолинейном движении и включение поворота управляемых колес с некоторым запаздыванием по отношению к началу поворота передних управляемых колес при повороте машины. Это усложняет конструкцию рулевого привода. Конструктивные решения этого вопроса предлагаются в изобретениях лаборатории рулевых управлений НАМИ, Липецкого тракторного завода (АС 380519 и 677977 ) и других.

Другие недостатком при 4-х управляемых колесах и одинаковых размеров шин передних и задних колес, является значительное уменьшение межбазового, пространства для установки различных орудий.

Наиболее эффективным способом уменьшения радиуса поворота является уменьшение базы машины. Однако, база машины выбирается исходя из большего числа факторов и возможность ее уменьшение, в рамках существующих конструкций, является весьма проблематичной задачей.

Вторая схема - шарнирно-сочлененное шасси получает все большее распространение ( является второе по распространенности ). Шарнирно - сочлененные машины обладают рядом достоинств, по сравнению, например, с тракторами. Рама шарнирно-сочлененной машины практически полностью разгружена от скручивания (благодаря горизонтальному шарниру ). Это позволяет значительно уменьшить массу машины и повысить ее надежность и долговечность. Повышается проходимость и производительность машины при работе в тяжелых дорожных условиях за счет более полного, чем на тракторах, использования сцепного веса машины

При расположении шарнира по середине базы снижается и энергетическая затрата на поворот машины на деформирующихся грунтах, так как задние колеса движутся по колею передних колес. Следует также подчеркнуть, что

машина с шарнирно-сочлененной схемой удобна для унификации и агрегатирования. Секционность машины позволяет сочленять одну и ту же базовую секцию машины, например, моторную секцию шасси, с различным навесным оборудованием. Последнее, очень часто используется при составлении строительно-дорожных машин. Другим важным достоинством схемы является возможность получения высокой поворотливости и хороших тягово-сцепных свойств при выполнении колес передней и задней секции ведущими.

Основным недостатком шарнирно - сочлененных машины считают конструктивные трудности размещения грузовой платформы.

Другим недостатком шарнирно - сочлененных машин относится снижение запаса устойчивости по опрокидыванию, что может приводить к потере устойчивости одной секции независимо от другой. Особенно ухудшается устойчивость машин у которых рабочее оборудование значительно вынесено за габариты машины. При складывании машины в плане опорный контур уменьшается, что приводит к ухудшению устойчивости машины на поперечном уклоне дороги.

Одной из первых колесных машин с шарнирной рамой является трактор фирмы "Павеси", ( Италия, 1913 г. ), по конструктивной схеме которой подобные машины выпускались до 30-х годов в Италии, Англии и Швеции.

В России шарнирно-сочлененные машины выпускаются по двум схемам. Белорусским автомобильным заводом, Могилевский заводом подъемно – транспортного оборудования, онежским тракторным заводом созданы сочлененные машины, состоящие из одноосного тягача и полуприцепа. Санкт-Петербургским и Харьковским тракторными заводами выпускаются сочлененные колесные тракторы К-700, Т 125 и Т 150К.

Большое распространение шарнирно - сочлененные схемы получили на землеройно-транспортных, строительно - дорожных и погрузочных машинах (тягач Д—357М6, погрузчики ТО-17, Т0-18 и другие , Россия).

**Комбинирование системы поворота.** С целью дальнейшего повышения поворотливости и маневренности тракторов и других колесных машин предложен целый ряд конструктивных решений, представляющих, в большинстве случаев, комбинированные системы поворота машины.

Большой интерес с конструкторов к комбинированию системам поворота подтверждается наличием большого числа изобретений ( авторские свидетельства Россия № 839014, 1092061, патент США 3827517, патент Франции 2221002 патент Германии 314787, патент Италии 0084687 и другие). В первую очередь к этим решениям следует отнести автоматическое притормаживание одного из ведущих колес тракторе (или колесной машины), имеющей управляемые не ведущие колеса. Подобное решение предложено в авторском свидетельстве № 839В14. Притормаживание внутренних по отношению к центру поворота колес применяется и на шарнирно-сочлененных машинах.

Другой комбинированной системой поворота является применение управляемых колес на шарнирно-сочлененных машинах. Это решение, позволяет весьма эффективно повысить поворотливость и маневренность машины ( макетный образец трактора Липецкого тракторного завода). Известны конструктивные решения, когда машина имеет в качестве основной системы поворота бортовую систему (с притормаживанием колес одного из бортов ) и дополнительно управляемые колеса. При движении близком к прямолинейному изменение направления движения осуществляется поворотом управляемых колес. Более значительные изменения траектории движения и маневрирование осуществляется бортовой системой поворота.

Проведенный краткий анализ показывает, что наиболее эффективным путем повышения поворотливости и маневренности колесных машин является применение бортовой или комбинированной системы поворота. В частности, при шарнирно-сочлененной схеме, когда максимальный угол складывания не превышает  $30...35^{\circ}$ , дальнейшее уменьшение радиуса поворота возможно за

счет притормаживания внутренних по отношению к центру поворота колес. Следует отметить, что отключение одной из полуосей колеса секции сочлененной машины обеспечивается применением межколесной муфты свободного хода, например, как у трактора К 700, не является оптимальным, так как при повороте отключаются разноименные колеса передней и задней секций.

**Колесные машины с неповоротными колесами** (с бортовой системой поворота). Бортовая система поворота позволяет получить минимально возможные радиусы поворота (в пределе - равные половине колеи машины). По этому машины, выполненные по этой схеме обладают наиболее высокой поворотливостью и устойчивостью среди колесных машин.

Известен ряд удачных конструкций колесных тракторов и тягачей с бортовой системой поворота. Английская фирма «Штрауслер» создала компактную конструкцию трактора - тягача с арочными шинами. В России серийно выпускается колесный тягач Д 566, предназначенный для работы с бульдозерным и другим оборудованием. В ВНР выпускается компактный садово-огородный трактор «Мургаш» с бортовой системой поворота.

Анализ патентной литературы показывает, что интерес конструкторов к машинам с этой схемой поворота увеличивается. Так за последнее десятилетие были запатентованы изобретения в США, Германии, Англии, России на колесные машины с бортовой системой поворота

Анализ применяемости различных схем компоновки энергетических средств (самоходных шасси и колесных машин) в сельскохозяйственном производстве, а также в других отраслях производства и строительства, показал, что по способам поворота наиболее распространенными схемами являются следующие:

- 1) Колесные машины управляемыми колесами (передними или задними).
- 2) Сочлененные двухсекционные машины (поворот за счет складывания секций).

3) Машины с комбинированной системой поворота.

4) Машины с неповоротными колесами (поворот за счет принудительного изменения соотношения скоростей вращения колес разных бортов).

## Критерии статической поворотливости колесных машин

На основе анализа работ, посвященных исследованию поворотливости колесных машин, приняты следующие критерии статической поворотливости.

Минимальный радиус поворота	$R_m$	
Приращение удельной силы тяги, потребной при повороте		$\Delta f$
Коэффициент использования сцепной силы при повороте		$K_\varphi$
Поворотная ширина	$b_L$	

Приращение удельной силы тяги, потребной при повороте, определяется как отношение дополнительной силы тяги, развиваемой ведущими колесами к весу машины.

$$\Delta f = \frac{\Delta P}{G} \quad (1.1)$$

Коэффициент использования сцепной силы тяги, потребной для поворота машины, к коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью

$$K_\varphi = \frac{f_n}{\varphi} \quad (1.2)$$

Где  $\varphi$  - коэффициент сцепления

Поворотная ширина определяется как разность максимального и минимального радиусов поворота машины:  $b_L = R_{\max} - R_{\min}$  (1.3)

## **Выводы по первой главе**

1. Повышению поворотливости колесных машин уделялось и постоянно уделяется повышенное внимание исследователей и конструкторов машин, о чем свидетельствуют публикации и результаты патентного поиска.
2. Наиболее распространенным схемами поворота колесных машин являются следующие:
  - поворот машины управляемыми колесами (передними или задними).
  - сочлененные двухсекционные машины (поворот за счет складывания секций).
  - машины с комбинированной системой поворота.
  - машины с неповоротными колесами (поворот за счет принудительного изменения соотношения скоростей вращения колес разных бортов).
3. Обеспечение кинематической поворотливости (увеличение максимальных углов поворота колес) является необходимым, но не достаточным условием повышения поворотливости колесной машины. Для обеспечения достаточных условий необходимо, чтобы выполнялись условия достаточности сцепления колес с дорогой и достаточность тяговых сил на ведущих колесах.
4. Поворотливость колесных машин целесообразно оценивать комплексом измерителей.

## **Глава II. Теоретические исследования по повышению статической поворотливости колесных машин**

В качестве объекта исследований выбран макетный образец колесной машины многоцелевого назначения, предназначенный для движения как по дорогам с искусственным покрытием, так и по бездорожью. Колесная машина из компоновочных соображений имеет сложную конструкцию рулевого привода, состоящего из семи звеньев. Ввиду того, что рулевой привод на макетном образце заимствован с другой колесной машины, имеющей другую колесную базу и колею колес, необходимо расчетным путем определить параметры рулевого привода, обеспечивающие заданный в техническом задании радиус поворота. Кроме этого, необходимо проверить соответствие кинематики рулевого привода кинематике подвески колес.

Эта задача имеет самостоятельное значение и не входит в задачи исследований данной диссертации.

### **2.1 Уравнения кинематики рулевого привода**

Расчетная схема рулевого привода макетного образца колесной машины показана на рис. 2.1. Ведущим звеном рулевого привода является звено 3, связанное через продольную тягу (на схеме не показано) с сошкой рулевого механизма. Ведущее звено 3 связано поперечной тягой 4 с «ведущим» звеном правой части рулевого привода.

Уравнения кинематики рулевого привода можно получить методом замкнутых контуров. Однако при этом получаются чрезмерно громоздкие выражения, представляющие некоторые сложности для численного анализа.

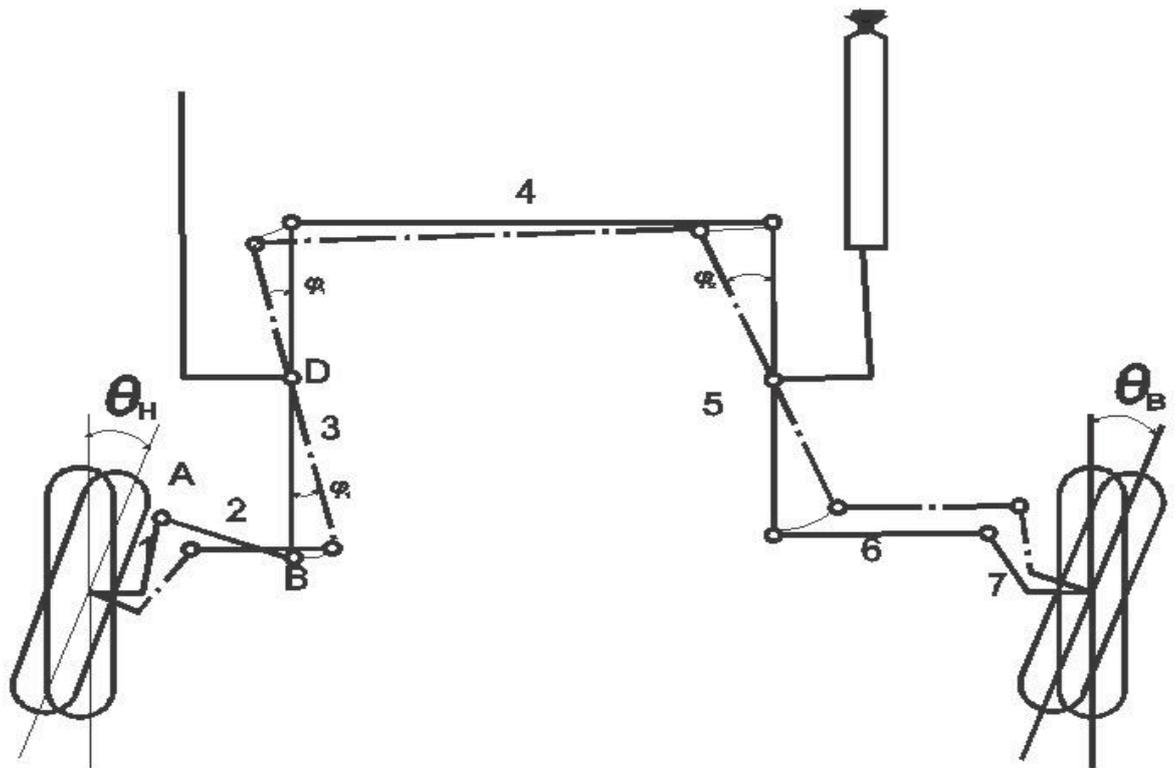


Рис. 2.1 Схема рулевой трапеции

Кинематический анализ такой схемы в общем виде представляй значительные сложности. Поэтому учитывая симметричность привода относительно оси “У” можно задачу кинематическое анализа разбить на три задачи. При решение первой задачи отыскиваться решение (составляются уравнения) для угла поворота наружного колеса (поворот управляемых колес по часовой стрелке) в виде  $\Theta_H = \Theta_H(\varphi_1)$ , где  $\varphi_1$  – угол поворота ведущего звена рулевого привода.

Вторая задача сводится к нахождению зависимости между углом поворота ведущего звене и углом поворота  $\varphi_2$  (“ведущего звено правой части рулевого привода”) в виде  $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$

Третья задача состоит в нахождение зависимости между углом поворота  $\varphi_2$  и углом поворота  $\Theta_B$  внутреннего управляемого колеса;  $\Theta_H = \Theta_H(\varphi_2)$ ; Таким образом, при заданном входном угле поворота ведущего

звена  $\varphi_1$  находятся углы поворота наружного  $\Theta_n$  и внутреннего  $\Theta_b$  управляемых колес.

Получение соотношения, легко программируются в программе Excel и не содержат каких либо сложностей.

Дане задача сводится к отысканию таких параметров рулевого привода при которых обеспечивается максимум  $(\Theta_n + \Theta_b)1/2$  и максимум кинематического рассогласования углов поворота  $\Theta_n$  и  $\Theta_b$  котрый должны удовлетворять уравнению.

VD-ведущие звено привода, поэтому входной величиной является угол  $\varphi_1$ . Необходимо найти зависимость между углом поворота  $\varphi_1$  и углом поворота  $\Theta_n$ .

Ось "X" направим по линии OB. Для удобства повернем ось "X" на угол  $90-\Theta_0$  где  $\Theta_0$  угол наклона бакового рычага рулевого привода при нейтральном положении управляемых колес. В результате получим схему, показанию на рис

Аналитическое исследование механизма легче всего провести по методу векторных контуров В.А.Зиновьева. Для этого замкнутый контур OADB разобьем два три угольника OAB и ABD, проведя вектор "S", соединявший точки A и B.

Составим векторные равенства для три угольников OAB и ABD

$$l_1 + s - d = 0$$

$$l_2 + s - l_3 = 0$$

Найдем проекции векторных равенств (1) на оси X и Y

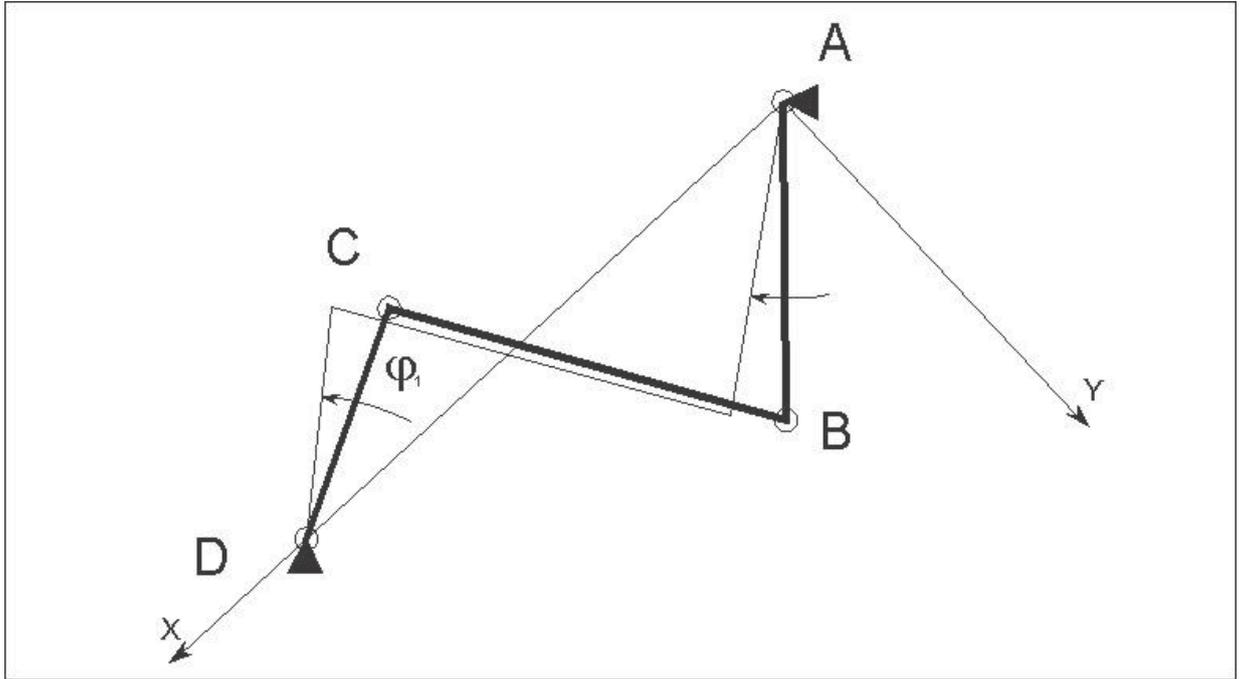


Рис. 2.2 Исходная расчетная схема для нахождения угла поворота наружного колеса (поворот управляемых колес по часовой стрелке) в виде  $\Theta_n = \Theta_n(\varphi_1)$ ;

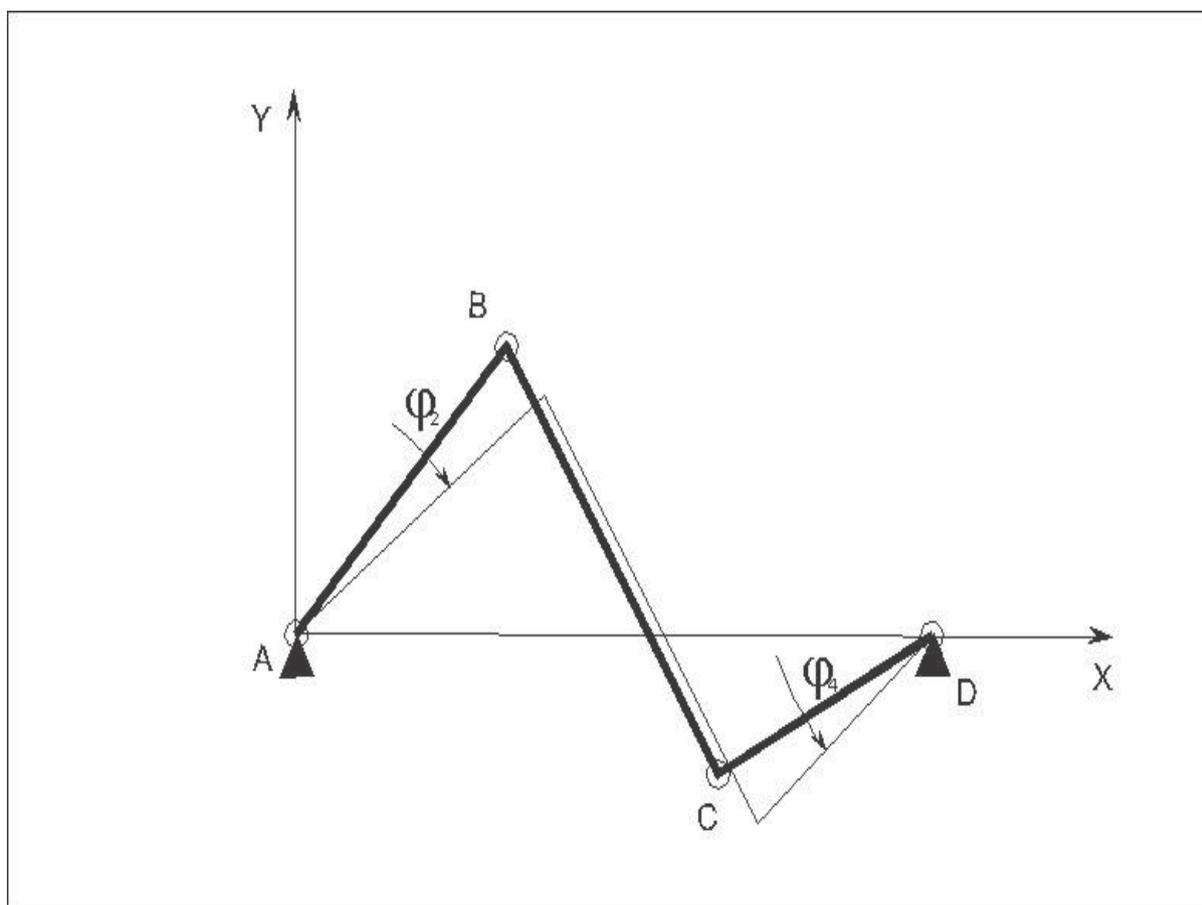


Рис. 2.3 Расчетная схема для нахождения угла поворота наружного колеса (поворот управляемых колес по часовой стрелке) в виде  $\Theta_n = \Theta_n(\varphi_1)$ , при повороте до совмещения с декартовыми осями координат

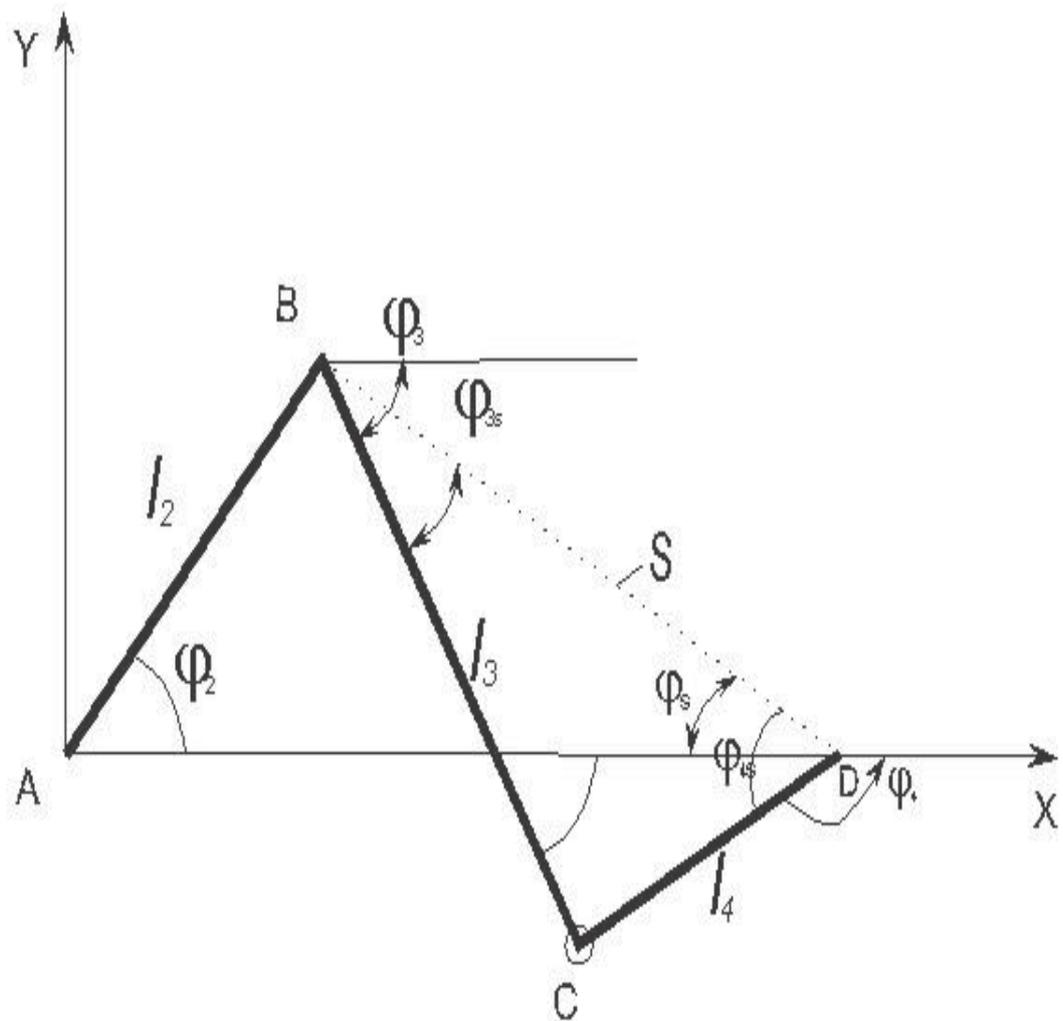


Рис. 2.4 Расчетная схема для нахождения зависимости между углом поворота  $\varphi_2$  и углом поворота  $\Theta_B$  внутреннего управляемого колеса

Из  $\triangle ABD$

$$l_3^2 = l_4^2 + s^2 - 2l_4s \cos \varphi_{4s} \quad (2.1)$$

$$l_4^2 = l_3^2 + s^2 - 2l_1s \cos \varphi_{3s} \quad (2.2)$$

$$\varphi_{4s} = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 - s^2}{2l_4s} \quad (2.3)$$

$$\varphi_{3s} = \arccos \frac{l_1^2 + s^2 - l_4^2}{2l_4s} \quad (2.4)$$

$$\varphi_{4s} = \varphi_3 - \varphi_4$$

$$\varphi_{3s} = \varphi_3 - \varphi_s$$

Отсюда  $\varphi_{4s} = \varphi_4 + \varphi_3$

$$\varphi_4 = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 - s^2}{2l_4s} + \arctg \frac{-l_2 \sin \varphi_2}{-l_2 \cos \varphi_2 + l_1} \quad (2.5)$$

Найдем значение  $\varphi_s$  из треугольника  $ABD$

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \varphi_2} \quad (2.6)$$

Значение  $S$  подставим в уравнение для определения угла  $\varphi_4$

$$\varphi_4 = \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2 - l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \varphi_2}{2l_4 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \varphi_2}} + \arctg \frac{-l \sin \varphi_2}{-l_2 \cos \varphi_2 + l_1} \quad (2.7)$$

Таким образом, при входном воздействии угла поворота  $\varphi_2$  ведущего звена рулевого звена рулевого привода можно вычислить угол  $\varphi_4$ , по значению по которому определения угол поворота  $\theta_b$

$$\Theta_b = \varphi_2 - \varphi_{20}$$

где  $\varphi_{20}$  – наклон бокового рычага по отношению к продольной оси автомобиля.

Решение второй задачи. Постановка задачи: по известному (задаваемому) углу поворота  $\varphi_4$  ведущего звена рулевого привода найти угол поворота  $\varphi_5$  ведущего звена правой части рулевого привода.

Расчетная схема для этого случая представлена в следующем виде:

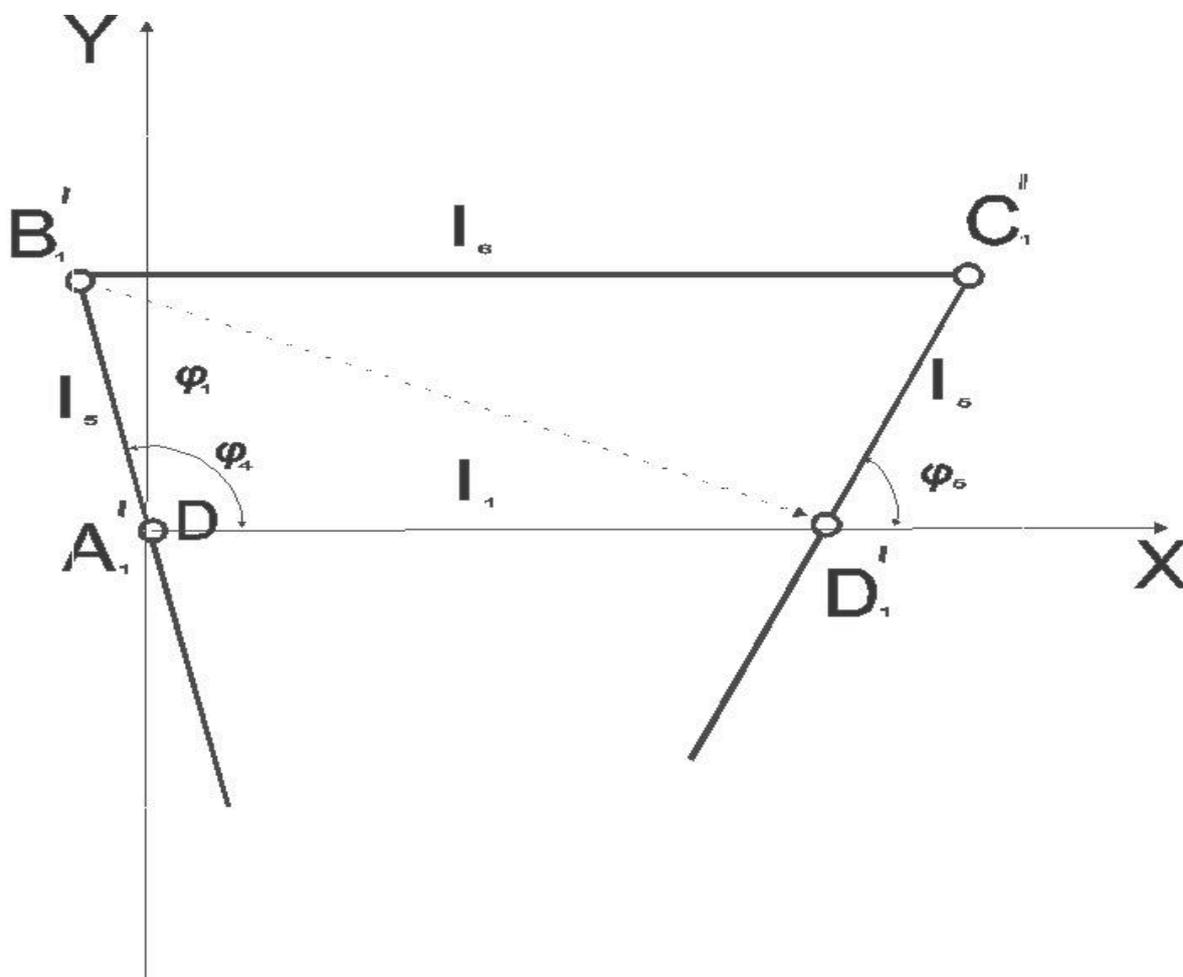


Рис. 2.5 Расчетная схема для определения угла  $\varphi_5$  ведущего звена правой части рулевого привода.

Пользуясь методом векторных контуров В.А. Зинovieва и проводя преобразования, подобные тем, которые были использованы при определении угла  $\varphi_4$ , получим:

$$\varphi_5 = \frac{l_6^2 - l_1^2 + 2l_1l_2 \cos \varphi_4}{2l_5\sqrt{l_1^2 + l_5^2 - 2l_1l_5 \cos \varphi_2}} + \operatorname{arctg} \frac{-l_5 \sin \varphi_2}{-l_5 \cos \varphi_4 + l_1} \quad (2.8)$$

На третьем этапе по заданному значению угла поворота  $\varphi_5$  ведущего звена для правой части рулевого привода необходимо найти угол поворота  $\varphi_6$ . Расчетная схема будет иметь такой же вид, что и для левой части рулевого привода.

Расчетная схема будет иметь такой же вид, что и для левой части рулевого привода.

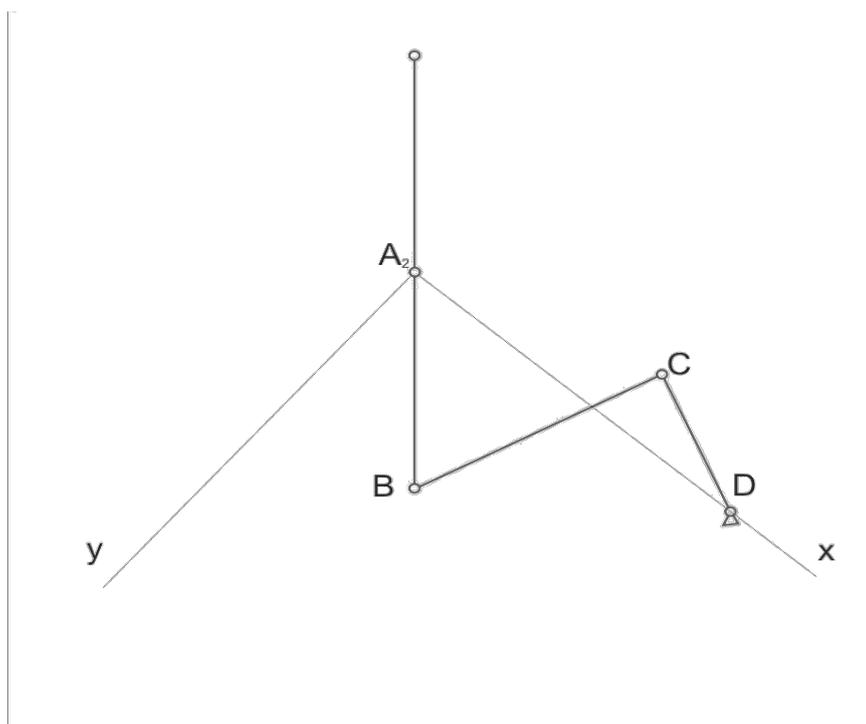


Рис. 2.6 Расчетная схема левой части рулевой трапеции

Поэтому сразу можно записать выражение для угла  $\varphi_6$ , заменив в углу  $\varphi_2$  на угол  $\varphi_6$ .

$$\varphi_5 = \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2 - l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \varphi_4}{2l_4 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \varphi_4}} + \operatorname{arctg} \frac{-l \sin \varphi_4}{-l_2 \cos \varphi_4 + l_1} \quad (2.9)$$

Порядок расчета углов поворота управляемых колес

1. Определяется угол поворота  $\varphi_2$  при заданном угле поворота «ведущего звена»  $\varphi_4$  по уравнению (2.5).
2. По полученному значению угла  $\varphi_4$  рассчитывается угол поворота  $\varphi_5$
3. По полученному значению угла поворота  $\varphi_5$  определяется значение угла поворота  $\varphi_6$ .
4. Углы поворота управляемых колес определяются с учетом начальных значений  $\varphi_2$  и  $\varphi_6$

$$\Theta_s = \varphi_0(\varphi_2) - \varphi_{20} \quad \Theta_n = \varphi_6(\varphi_5) - \varphi_{60}$$

## 2.2. Выбор критериев оптимизации параметров рулевой трапеции

В существующей практике конструирования рулевых трапеций автомобилей и тракторов используют аналитические, графические, или графо - аналитические методы. Применяя первый метод, приходится выполнять громоздкие вычисления с рядом приближений, а графо - аналитические методы расчета при всей своей наглядности обладают малой точностью.

Известно, что наиболее простой метод правильного подбора элементов трапеции заключается в выборе углов наклона поворотных рычагов. Угол наклона поворотных рычагов выбирают так, чтобы в положении, соответствующем прямолинейному движению автомобиля, направления их пересекались в некоторой точке. Так, по рекомендации акад. Е. А. Чудакова (Конструкция и расчет автомобиля, М. Машгиз, 1947) эта точка должна располагаться на расстоянии  $0,7L$  от передней оси для автомобиля с передними управляемыми колесами. Однако Р. Бюссиен

считает, что эта точка должна лежать на задней оси автомобиля (Автомобильный справочник).

Имеется и ряд других методов, например, метод Б.Е. Митина (Литвтов А.С., Ротенберг Р.В., Фрумкин А.К. Шасси автомобиля, 1965 г.). По методу, предложенному Г.Е. Митиным, определяется угол наклона поворотного рычага для максимальных теоретических углов поворота управляемых колес  $\theta_{н\max}$  и  $\theta_{в\max}$  по формуле:

$$ctg\alpha = \frac{\sin\theta_{в\max} - \sin\theta_{н\max}}{\alpha - (\cos\theta_{н\max} - \cos\theta_{в\max})} \quad (2.10)$$

Далее, точность кинематики рулевой трапеции проверяют графическим или аналитическим способами.

При определении параметров трапеции, обеспечивающей минимальный радиус поворота машины без скольжения колес, приходится варьировать размерами звеньев трапеции и тем самым многократно преодолевать трудности упомянутых методов расчета. Кроме того, рулевая трапеция автомобиля, имеющего шкворни поворотных кулаков которые не расположены в вертикальной плоскости, будет представлять собой не плоский, а пространственный четырехзвенный механизм. Учет пространственного движения звеньев трапеции еще более усложняет методы расчета.

Н.И. Алексиашвили предложил табличный метод определения размеров звеньев трапеции, который лишен некоторых упомянутых трудностей. В основу табличных данных легло следующее уравнение кинематики поворота управляемых колес с учетом пространственного движения звеньев рулевой трапеции автомобиля, имеющей цельную переднюю ось:

$$\bar{\theta}_н = \theta_0 - \arcsin \frac{AC - B\sqrt{B^2 + C^2 - A^2}}{B^2 + C^2} \quad (2.11)$$

где

$$\theta_0 = \arcsin \frac{\bar{d} - \bar{s}}{2 \cos \beta}, \quad \bar{d} = \frac{d}{R}, \quad \bar{S} = \frac{S}{R} \quad (2.12)$$

Особенностью рассматриваемой в работе рулевой трапеции является наличие семи звеньев в ней (вместо четырех), что исключают возможность использования имеющихся рекомендаций. Поэтому выбор параметров рулевой трапеции проводился на основе методики, предложенной в работе [16]. Сущность этой методики заключается в следующем: расчетным путем варьируя параметры трапеции определяются параметры некоторой реальной трапеции таким образом, чтобы на всем диапазоне изменения углов поворота управляемых колес разности между теоретическим необходимыми и углами поворота колес рассчитываемой трапеции была минимальной.

Тогда, критерием выбора параметров рулевой трапеции может служить разность  $Y_k$  между теоретическим необходимыми углами поворота колес и углами поворота колес при действительной трапеции:

$$ctg \theta_{\text{н}} - ctg \theta_{\text{в}} - \frac{M}{L} = Y_k \quad (2.13)$$

т.е. соответствие углов поворота управляемых колес реальной трапеции /рассчитываемой/ теоретическим соотношениям углов поворота. За критерий оптимальности расчетных вариантов трапеции можно принять величину  $\sum_{i=1}^{k=5} Y_k^2 / k$ . При равенстве нулю этой величины рассчитываемая трапеция обеспечивает теоретически необходимое соотношение между углами поворота управляемых колес.

Для определения оптимальных параметров рулевой трапеции были использованы методы теории планирования экспериментов. Для чего составлены уравнения кинематики трапеции и определены исходные данные для расчета ее.

### 2.3. Построение математической модели рулевого привода методами многофакторного планированного эксперимента

Для определения оптимальных параметров рулевой трапеции использованы методы факторного планирования, позволяющие получать комплексное математическое описание статики исследуемых объектов.

Связь между выходной функцией  $Y_k$  и входными независимыми управляемыми факторами  $X_1 \div X_n$  представляется в виде полинома отрезка ряда Тейлора:

$$\hat{Y}\{Y\} = f(X_1, X_2, \dots, X_n) = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i X_i + \sum_{i,f=1}^n b_{if} X_i X_f + \dots \quad (2.14)$$

В качестве входных независимых факторов приняты величины:

$X_1$  - длина поворотного рычага -  $i$  в мм;

$X_2$  - длина крайнего бокового рычага  $l$ , мм;

$X_3$  - длина верхней тяги -  $r$ , в мм;

$X_4$  - угол наклона крайнего бокового рычага -  $\alpha$ , в град.

$X_5$  - угол наклона поворотного рычага -  $\gamma$ , в град;

$X_6$  - длина основания трапеции -  $a$ , в мм.

Предельные значения факторов и их диапазон изменений определены графо-аналитическим методом.

Принятые значения нулевого уровня, интервала варьирования верхнего и нижнего уровнем факторов приведены в таблице 1.

Для облегчения исследования влияния отдельных факторов на параметр оптимизации используем кодированные значения факторов. Верхний уровень фактора соответствует  $+I$ , нижний -  $-I$ , а основное нулю.

Кодированное значение фактора определяется формулой

$$X_i = \frac{X_j - X_{j0}}{J_j} \quad (2.15)$$

Таблица 1

Значения уровней и интервалов варьирования переменных

Уровни и интервалы варьирования факторов	Факторы					
	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	X <sub>5</sub>	X <sub>6</sub>
	мм	мм	мм	град	град	мм
Интервал варьирования	25	55	50	6	2	1
Нижний уровень -I	200	900	412	78	0	1655
Нулевой основной уровень	255	955	462	84	2	1656
Верхний уровень +I	250	1010	512	90	4	1657

где X<sub>j</sub>- кодированное значение фактора;

X<sub>j</sub>- натуральное значение фактора;

X<sub>jo</sub>- натуральное значение основного уровня;

J<sub>j</sub> - интервал варьирования;

j - номер фактора.

Интервал варьирования - это некоторое число, своё для каждого фактора, прибавление которого к основному уровню дает верхний, а вычитание - нижний уровень фактора.

Кодирование факторов соответствует переходу к новой безразмерной системе координат с началом в центре исследуемой области.

Переход, от натуральных значений к кодированным, производится согласно следующим выражениям:

$$X_1 = \frac{i-225}{25} \quad X_2 = \frac{l-955}{5} \quad X_3 = \frac{r-462}{50} \quad X_4 = \frac{\alpha_0-84}{6} \quad X_5 = \frac{\gamma-2}{2} \quad X_6 = \frac{d-1156}{1} \quad (2.16)$$

Для определения рациональных параметров рулевого привода в работе используется полно-факторный эксперимент, матрица которого для шести Факторов приведена в таблице № 1.

Пользуясь таблицей 1, производят расчет коэффициентов уравнения регрессии по формуле

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad b_i = \frac{\sum_{i=1}^n x_{ij} y_i}{n} \quad b_{nj} = \frac{\sum_{i=1}^n x_{ni} x_{jn} y_i}{n} \quad (2.17)$$

$b_i$  коэффициент  $i$ -того фактора;

Где:  $b_0$  - свободный член уравнения;

$b_{nj}$  - коэффициент при эффектах взаимодействия. Интерполяционная формула аналитического описания связи выходной функции и исследуемых входных факторов  $X_1 \div X_6$ , варьируемых на двух уровнях, имеет вид:

$$\begin{aligned} y = & 0,123096 + 0,00320746X_1 + 0,057473X_2 + 0,0133192X_3 + 0,0508804X_4 + 0,00847069X_5 + \\ & + 0,00667063X_6 + 0,00226476X_1X_2 + 0,0133654X_1X_3 - 0,011076X_1X_4 - 0,0085471X_1X_5 + \\ & + 0,00755393 X_1X_6 - 0,023289X_2X_3 - 0,0168879X_2X_4 - 0,00102704 X_2X_5 + 0,0107585 X_2X_6 \\ & + 0,0112966X_3X_4 + 0,00251461X_3X_5 - 0,00161466X_3X_6 - 0,00099777X_4X_5 + \\ & + 0,00542853X_4X_6 + 0,00152187X_5X_6 - 0,0093892X_1X_2X_6 - 0,000984126X_1X_3X_4 - \\ & + 0,0106647X_1X_2X_4 - 0,000984126X_1X_3X_4 + 0,00317763X_1X_3X_5 - 0,00194076X_1X_3X_6 - \\ & - 0,00753X_6X_1X_4X_5 + 0,00576276X_1X_4X_6 - 0,00173863X_1X_5X_6 - 0,0136973X_2X_3X_4 - \\ & - 0,00469801X_2X_3X_5 + 0,00138438X_2X_3X_6 - 0,0106352X_2X_4X_5 + 0,0132346X_2X_4X_6 + \\ & + 0,0092832X_2X_5X_6 - 0,00232539X_3X_4X_5 + 0,00131746X_3X_4X_6 - 0,00783784X_3X_5X_6 + \\ & + 0,0083072X_4X_5X_6 - 0,0069217X_1X_2X_3X_4 + 0,00227117X_1X_2X_3X_5 + 0,00141339X_1X_2X_3X_6 - \\ & - 0,0111028X_1X_2X_4X_5 + 0,0132472X_1X_2X_4X_6 + 0,00933507X_1X_2X_5X_6 + 0,00124266X_1X_3X_4X_6 - \\ & - 0,00799542X_1X_3X_5X_6 + 0,0044485X_1X_4X_5X_6 - 0,0114807X_2X_3X_4X_5 + 0,00874800X_2X_3X_4X_6 + \\ & + 0,000262349X_2X_3X_5X_6 + 0,0114704X_2X_4X_5X_6 - 0,00390482X_3X_4X_5X_6 - 0,00737968X_1X_2X_3X_4X_5 + \\ & + 0,00896126X_1X_2X_3X_4X_6 + 0,0113418X_1X_2X_4X_5X_6 + 0,00395701X_1X_3X_4X_5X_6 + \\ & + 0,00693544X_2X_3X_4X_5X_6 + 0,00697652X_1X_2X_3X_4X_5X_6 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Для проверки адекватности представленных результатов опыта с полученной математической моделью использован шаговый метод.

$$F = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \leq F_{табл} \quad (2.19)$$

где :  $F$  - критерии Фишера;

Для первого шага:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 \quad (2.20)$$

$$\bar{y} = b_0$$

$y_i$  - значение параметра оптимизации»

Для второго шага:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 \quad (2.21)$$

$$\bar{y} = b_0 + b_1 x_1 \quad \text{и т.д.}$$

Значение  $F$  табл. получим по статистическим таблицам при соответствующих значениях степеней свободы. Если рассчитанное значение  $F$ - критерия не превышает табличного, то с соответствующей доверительной вероятностью модель считаем адекватной.

В таблице также приведены значения параметра оптимизации, полученные расчетным путем. Минимальная сумма квадратов отклонений между предсказанными и расчетными значениями  $\Delta_i^2$  показывает наилучшую аппроксимацию опытных данных.

Полученная математическая модель позволяет определить координаты экстремальной точки, в которой параметр оптимизации будет иметь наименьшее значение, а также даёт количественную оценку степени влияния основных факторов на кинематическую точность трапеции. По величине линейных коэффициентов можно судить о степени влияния отдельных факторов на величину критерия оптимизации. Чем больше величина  $b_i$  для соответствующего фактора, тем сильнее его влияние. Важно учитывать

также знак этих коэффициентов: если коэффициент имеет положительный знак, то увеличение соответствующего фактора должно способствовать росту значения критерия оптимизации; наоборот, при отрицательном знаке линейного коэффициента увеличение значения соответствующего фактора будет снижать значение критерия оптимизации.

#### **2.4. Поворотливость сочлененного шасси. Определение момента сопротивления складыванию.**

Для определения момента сопротивления складыванию воспользуемся следующей схемой, рис 2,1

Момент сопротивления повороту при складывании сочлененной колесной машины определяется выражением:

$$M_{\Pi} = M_{s2} + (F_{22} + F_{21})b + l_2 \frac{M_{s1} - M_{s2} + F_{11} 2b[b(1 + \cos \theta) - l \sin \theta] - F_{22}[b(1 - \cos \theta) + l_1 \sin \theta]}{l_1 \cos \theta + b \sin \theta + l_2} \quad (2.22)$$

Момент сопротивления повороту при выпрямлении сочлененной колесной машины равен:

$$M_{\Pi} = -M_{s1} - (F_{22} + F_{21})b + l_2 \frac{-M_{s1} + M_{s2} - F_{11} 2b + F_{11} 2b[b(1 + \cos \theta) - l \sin \theta] - F_{22}[b(1 - \cos \theta) + l_1 \sin \theta]}{l_1 \cos \theta + b \sin \theta + l_2} \quad (2.23)$$

Момент сопротивления повороту колес сочлененной колесной машины на месте соответственно для переднее ( $M_{s1}$ ) и задней ( $M_{s2}$ ) секций определяется по формулам:

$$M_{s1} = M_{1\Pi} + M_{2\Pi} \quad (2.25)$$

$$M_{s2} = M_{13} + M_{23}$$

где,  $M_1$  - момент сопротивления, возникающий в результате трения между опорными поверхностями колес и почвы;

$M_2$  - момент сопротивления, возникающий за счет сдвига почвы боковыми поверхностями колес грунтозацепами.

$$M_1 = \mu q \frac{\pi}{12} \sqrt{\left(\frac{G}{qb}\right)^2 + b^2} \quad (2.26)$$

где,  $\mu$  - коэффициент трения шины

$q$  - давление в зоне контакта шины с опорной поверхностью.

Среднее давление в зоне контакта

$$q = p_{ш}^2 A^z \quad (2.27)$$

где»  $p_{ш}$  - давление в шине колеса;

$z$  - показатель степени ( $z=0,8$ );

$A$  - показатель жесткости ( $A=1,1$ ).

Момент  $M_2$  определяется по эмпирической формуле:

$$M_2 = Kr_k h^2 (0,32 + 0,5h^{0,35}) \quad (2.28)$$

где,  $r_k$  - свободный радиус колеса;

$h$  - глубина колеи;

$K$  - коэффициент, зависящий от эластичности шины

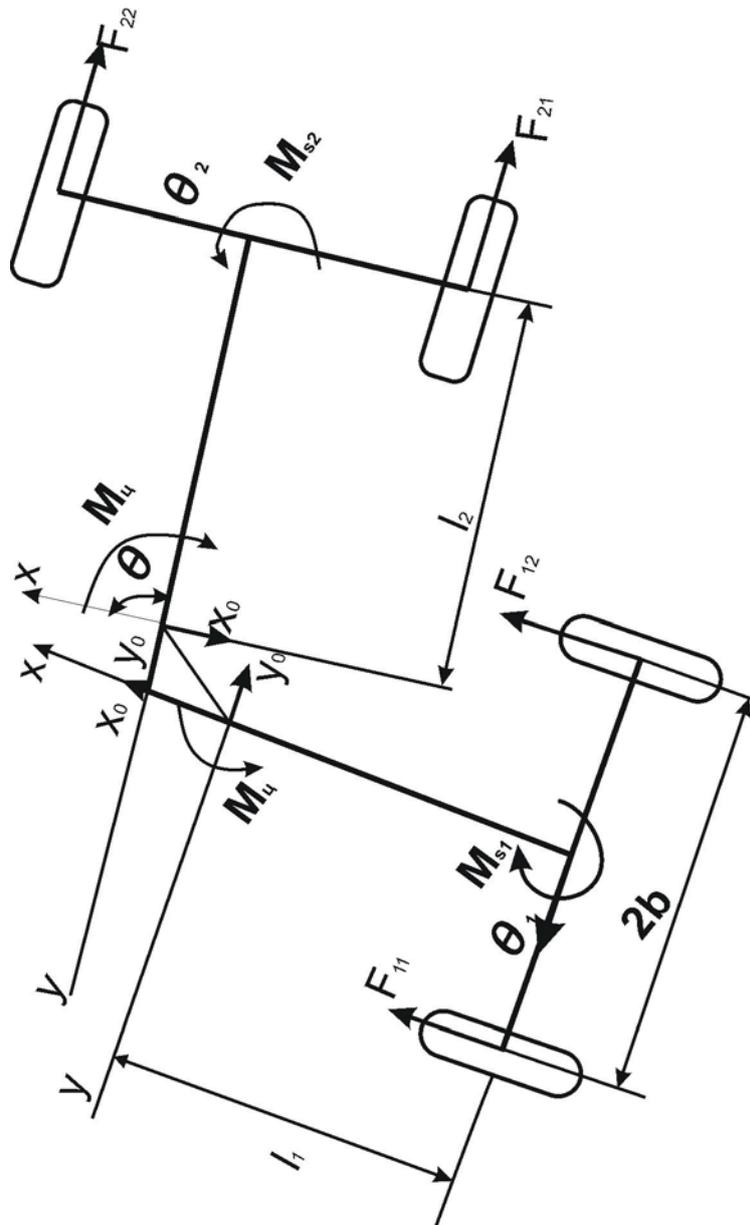


Рис 2.7 Расчетная схема сил и моментов устойчивости на машины при его складывание

## 2.5 Расчет исполнительных механизмов складывания

Давление в исполнительных цилиндрах поворота определим для двух видов поворотных устройств:

1) поворотное устройство содержит два исполнительных цилиндра (конструкция опорно-поворотного устройства ТТЗ по авторскому свидетельству);

2) поворотное устройство содержит редуктор червяк-сектор и исполнительный цилиндр Ц-90 (поворотное устройство управляемого колеса трактора Т28Х4М).

В начале рассмотрим случай 1.

Схема поворотного устройства показана на рис. 2.2,

где, буквами А и В обозначены точки крепления штоков гидроцилиндров к передней полураме, а буквами С и Д - к задней.

Поворачивающий момент, создаваемый обоими гидроцилиндрами равен:

$$M_{\psi} = P_{\psi} [S_n (h_1 + h_2) - S_{ш} h_2], \quad (2.29)$$

где,  $h_1$  и  $h_2$  - плечи приложения сил;

$S_n$  - площадь поршня ;

$S_{ш}$  - площадь штока;

$P_{\psi}$  - давление жидкости в цилиндре.

Плечи  $h_1$  и  $h_2$  определяется по формулам:

$$h_1 = \frac{ab \sin(180^\circ - \alpha - \beta + \theta)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(180^\circ - \alpha - \beta + \theta)}}$$

$$h_2 = \frac{ab \sin(180^\circ - \alpha - \beta - \theta)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(180^\circ - \alpha - \beta - \theta)}} \quad (2.30)$$

При фиксированных значениях  $a, b, \theta$  и в соответствующих поворотному кругу ТТЗ, определяем давления в гидроцилиндрах складывание и выпрямлении трактора

$$P_{ц} = \frac{M_{ц}}{S_n (h_1 + h_2) - S_{и} h_2} \quad (2.31)$$

Изменение давления при складывании-выпрямлении шасси в исполнительном механизме, аналогичном исполнительному механизму трактора Т28Х4М ( цилиндр рейка - зубчатый сектор радиусом 0,045м ).

При расчетах принималось, что коэффициент сопротивления качению  $f=0,05$  и  $f=0,1$  ( При  $f=0,05$  давление составляет 8 МПа ( 80 кг/см<sup>2</sup> ), а при  $f= 0,1$  ( что может иметь место на сильно деформируемой поверхности, или когда колеса обеих мостов при повороте должны переезжать через неровности, высотой 6...10 см ) давление в цилиндре поворота составляет около 16 МПа, что превышает допустимое значение.

Тех же случаев ( $f=0,05$  и  $f =0,1$ ) показаны изменение давления при использовании поворотного круга ТТЗ. В этом случае характер изменения давления более благоприятен по сравнению с серийным исполнительным механизмом, а величина давления в момент начала складывания на 20% меньше.

## **2.6. Влияние различных способов создания поворачивающих моментов на радиус поворота двухсекционной колесной машины**

Расчетное моделирование поворота двухсекционной шарнирно-сочлененной машины проводилось по уравнениям (2.31). Определение радиуса поворота машины определялось для пять различных вариантов создания поворачивающих моментов, которые показаны на рис.2.8

1. Все колеса шасси ведущие;
2. Колеса задней секции ведущие, колеса передней секции ведомые;
3. Колеса задней секции и забегающее колесо передней секции ведущие;
4. Колеса задней секции ведущие, внутренне колесо передней секции заторможено, наружное колесо передней секции – ведомое;
5. Колеса задней секции ведущие, внутренне колесо передней секции заторможено, а наружное колесо передней секции является ведущем.

Расчетное моделирование показало, что наибольший радиус поворота имеет место при втором способе создания поворачивающих моментов, а наименьший радиус поворота имеет место при пятой схеме создания поворачивающих моментов, т.е. когда внутреннее колесо передней секции заторможено, а все остальные колеса находятся в ведущем режиме. При этой схеме поворота радиус поворота на 15-17 % получается меньше по сравнению с традиционной схемой, когда ведущими являются только колеса задней секции, а колеса передней секции катятся в ведомом режиме. С увеличением коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью радиус поворота при пятой схеме уменьшается по сравнению с первой схемой на 16,9%. При других схемах создания поворачивающих моментов уменьшение радиуса поворота по сравнению с первой схемой составляет 8-11%.

Таким образом, наиболее рациональным способом создания поворачивающих моментов является способ, когда внутренне (по отношению к центру поворота) колесо заторможено, а все остальные колеса являются ведущими.

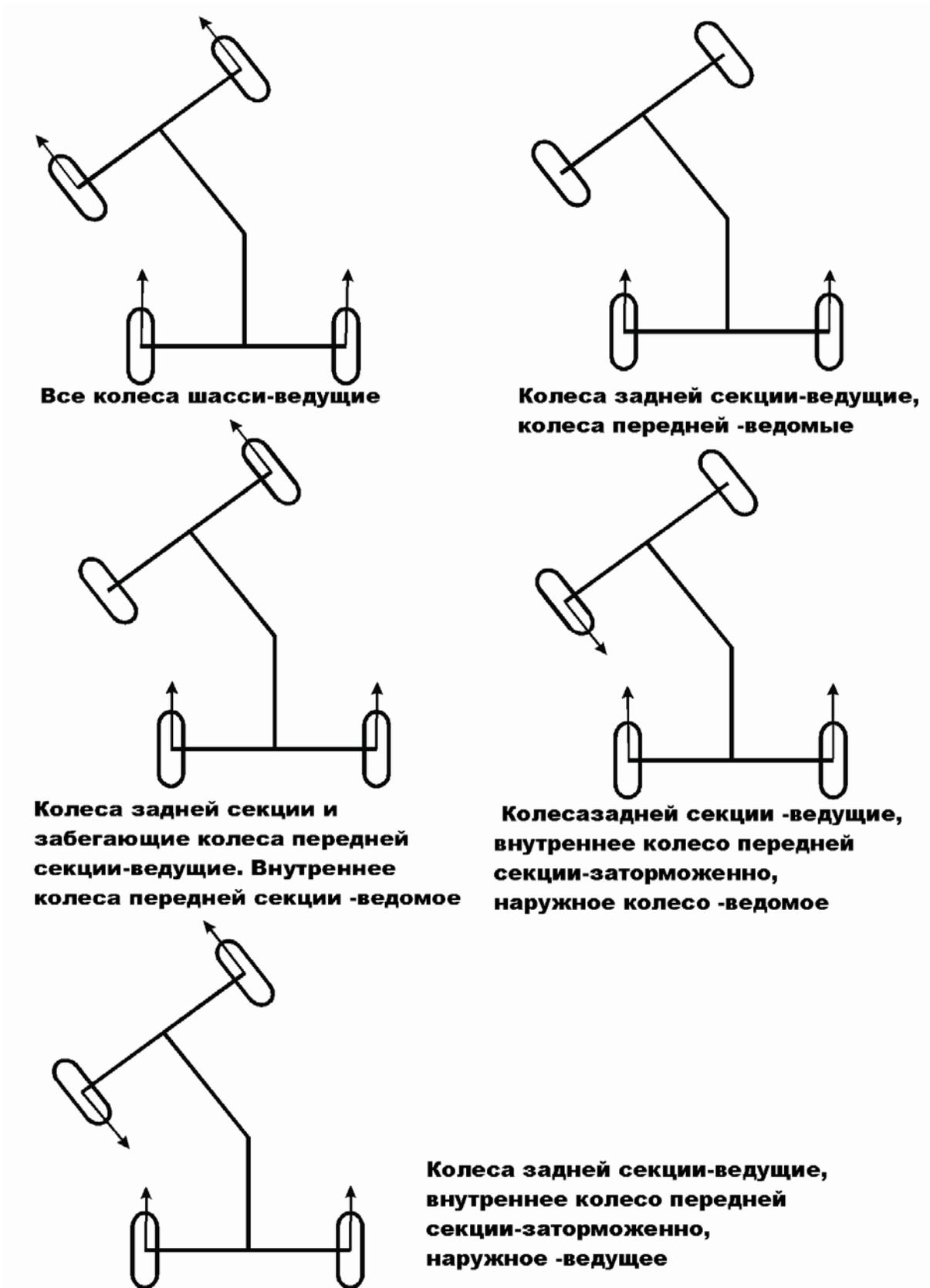


Рис. 2.8 Способы создания поворачивающих моментов двухсекционной шарнирно-сочлененной машины

## **2.7 Поворотливость двухосных колесных машин с неповоротными колесами**

Недостатками способа поворота колесных машин с управляемыми колесами являются:

- трудность обеспечения малого радиуса поворота;
- относительная сложность привода рулевого управления при числе управляемых колес более двух;
- уменьшение полезного объема машины из-за наличия в корпусе машины ниш, необходимых для размещения управляемых колес при их повороте.

Эти недостатки становятся особенно существенными при колесах большого размера, т. е. для машин высокой проходимости.

Одним из практических путей устранения перечисленных недостатков является использование способа поворота с принудительным изменением соотношения скоростей вращения неповоротных колес разных бортов. Например, использование неповоротных колес дало возможность английской фирме «Штраусслер» создать компактную конструкцию трактора-тягача, несмотря на компоновочное неудобство применения арочных шин [14]. Целесообразность анализируемого способа поворота вполне очевидна для машин типа «Сноу-Багги» с гигантскими шинами, диаметром 3050 мм. Отсутствие управляемых колес значительно упрощает конструкцию машины и увеличивает полезный объем корпуса, что особенно важно для плавающей машины. По-видимому, эти качества были учтены при проектировании английского автомобиля-амфибии «Террапин» фирмы Торникрофт.

При разработке колесных машин на базе выпускаемых гусеничных применение неповоротных колес и сохранение спосо-

ба поворота их прообразов обеспечивает максимальное использование готовых агрегатов[13]. На вооружении британской армии имеется тягач ТУ-1000, разработанный на базе танка путем замены гусеничного движителя шестью пневматическими колесами с независимой подвеской, приводимыми в движение цепными передачами. Описываемый способ поворота широко применяется на выпускаемых иностранными фирмами колесных тракторах и тягачах, предназначенных для бульдозерного и другого навесного оборудования. В России серийно выпускает колесный тягач

Д-456 с неповоротными колесами и гидростатической трансмиссией, обеспечивающей поворот тягача вокруг точки, лежащей внутри опорного прямоугольника машины.

Колесные машины с неповоротными колесами так же, как и двухгусеничные машины, имеют механизмы поворота самых различных конструкций. Поэтому все основные вопросы, связанные с оценкой механизмов поворота и выбором оптимальных схем для колесных машин с неповоротными колесами столь же актуальны, как и для двухгусеничных машин.

Однако если для двухгусеничных машин теория равномерного поворота разработана достаточно глубоко, то для колесных машин с неповоротными колесами имеются лишь отдельные ее элементы, а неустановившийся поворот таких машин совершенно не исследован, вследствие чего объективная оценка применяемого способа поворота и

выявление связей параметров поворотливости с техническими данными подобных машин невозможны.



Статическая поворотливость. На рис. 2.9 показана расчетная схема равномерного поворота машины с обозначениями геометрических, кинематических и динамических параметров. Все колеса находятся в режиме полного скольжения, причем колеса забегающего борта буксуют, а отстающего имеют юз. Блокированная связь колес каждого борта обеспечивает равенство угловых скоростей соответствующих колес, а следовательно, и окружных скоростей при условии равенства динамических радиусов колес:

$$V_{кпо} = V_{кво} = V_{ко} ; V_{кпз} = V_{квз} = V_{кз}$$

Соотношение угловых и окружных скоростей колес разных бортов определяется передаточным числом механизма поворота

$$i = \frac{\omega_o}{\omega_3}$$

Проекции действительных скоростей колес на оси координат  $XOY$  соответственно равны:

$$V_{хпо} = V_{хво} = V_{хо} ; V_{упо} = V_{уво} = V_{уо}$$

$$V_{хпз} = V_{хвз} = V_{хз} ; V_{уво} = V_{увз} = V_{ув}$$

С учетом приведенных выражений и равенства скоростей буксования и юза колес выводятся уравнения связи окружных скоростей с действительными скоростями и скоростями скольжения колес в плоскости их вращения

$$\left. \begin{aligned} v_{x0} &= v_{k0} + v_{\bar{b}0} \\ v_{x3} &= v_{k3} - v_{\bar{b}3} \end{aligned} \right\} \quad (2.32)$$

Соотношения скоростей скольжения колес в продольных и поперечных плоскостях определяются функциями соответствующих углов. В целях упрощения принимается

$$\beta_{n0} = \beta_{n3} = \beta_n; \quad \beta_{v0} = \beta_{v3} = \beta_v$$

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{v_{yn}}{v_{\bar{b}0}} = \frac{v_{yn}}{v_{\bar{b}3}}; \quad \operatorname{tg} \beta_v = \frac{v_{y^e}}{v_{\bar{b}0}} = \frac{v_{y^e}}{v_{\bar{b}3}} \quad (2.33)$$

Кинематические и геометрические параметры связаны следующими зависимостями (рис. 2.9):

$$\frac{v_{yn}}{v_{y^e}} = \frac{L - X}{X}; \quad \frac{v_{x3}}{v_{x0}} = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B} \quad (2.34)$$

Совместное решение выражений (2.30) — (2.34) дает формулы, определяющие положение мгновенного центра поворота:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{L}{1 + \frac{\operatorname{tg} \beta_n}{\operatorname{tg} \beta_v}} \\ R &= 0,5B \frac{1+i}{1-i} + \frac{L}{\operatorname{tg} \beta_n + \operatorname{tg} \beta_v} \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

Значения углов  $\beta_i$  определяются силовыми соотношениями возникающими при повороте. Для машины с симметричной развесовкой относительно продольной оси и без учета действия

поперечных сил на перераспределение веса совместное решение уравнений статики при  $m_c = 0$  дает биквадратное уравнение, один из корней которого определяет  $\beta_n$

$$\left. \begin{aligned} \sin \beta &= 0,5 \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{K_G^2} + \sqrt{\frac{4}{K_G^2} - \frac{1}{K_L^2} \left(1 - \frac{1}{K_G^2}\right)}}{1 + K_L^2}} \\ \sin \beta_B &= K_G \sin \beta_n \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

Из формулы (2.33) действительного радиуса равномерного поворота машины замечаем, что первое слагаемое совпадает с известным выражением зависимости теоретического радиуса поворота от передаточного числа, а второе слагаемое отражает влияние продольного скольжения колес на величину действительного радиуса поворота. Выражения кинематических параметров равномерного поворота справедливы при соблюдении неравенства

$$K_G = \frac{G_{II}}{G_3} \quad K_L \geq \pm \frac{K_G^2 - 1}{2K_G}$$

полученного преобразованием второго слагаемого в подкоренном выражении формулы (2.35). Если неравенство (2.36) нарушается, то смещения полюса поворота либо вовсе не будет

( $X = 0$ ), либо оно будет равно базе машины ( $X = L$ ).

Суммарная сила тяги колес забегающего борта равна сумме тормозных сил колес отстающего борта:

$$P_{n3} + P_{B3} = P_{no} + P_{Bo} = 0,5 \varphi G \frac{K_G \cos \beta_n + \cos \beta_B}{1 + K_G} \quad (2.37)$$

$$K_L = \frac{L}{B}$$

Удельная сила тяги, необходимая при повороте, определяется параметром  $q_d$ , а также параметрами механизма поворота  $q_k, \rho_{k \min}$

$$q_d = \frac{P'_3 + P'_0}{2(P'_3 - P'_0)} = 0,5 \frac{\varphi}{f} \frac{K_G \cos \beta_n + \cos \beta_B}{1 + K_G}, \quad (2.38)$$

где

$$P'_3 = 0,5G \left( \varphi \frac{K_G \cos \beta_n + \cos \beta_B}{1 + K_G} + f \right) \quad (2.39)$$

- приведенная сила тяги колес забегающего борта;

$$P'_0 = 0,5G \left( \varphi \frac{K_G \cos \beta_n + \cos \beta_B}{1 + K_G} - f \right)$$

(2.40)

приведенная тормозная сила колес отстающего борта

Мощность внешних сопротивлений повороту

$$N_0 = N_{np} \left( 1 + \frac{q_d}{\rho_K} \right) \quad (2.41)$$

Где  $N_{np}$  - мощность, затрачиваемая на прямолинейное движение

Благодаря противоположности направлений и равенству скоростей скольжения в плоскости вращения колес разных бортов потери скорости в центре тяжести машины при повороте из-за скольжения колес нет, т. е.  $v_x = v_K$

Коэффициент буксования (юза) колес

$$\delta = \frac{v_{\bar{\sigma}}}{v_{\kappa}} = \frac{1-i}{1+i} \frac{K_L}{0,5(\operatorname{tg}\beta_n + \operatorname{tg}\beta_B) + K_L} \quad (2.42)$$

Достоверность выведенных уравнений статической поворотливости подтверждается сопоставлением расчетных и экспериментальных данных. На рис. 2.10 приведены зависимости основных кинематических параметров  $X$  и  $R$  от передаточного числа механизма поворота тягача Д-456 при повороте последнего на асфальте. Экспериментальные зависимости в виде точек нанесены по исследованиям Ю. А. Брянского. Расчетные кривые получены при коэффициентах  $K_L = 0,772$  и  $K_G = 0,716$ , соответствующих эксперименту.

Выведенные формулы статической поворотливости показывают, что величина минимального радиуса поворота зависит от передаточного числа коробки передач и ограничена удельной мощностью машины:

$$\rho_{\min} = K_L \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_n + \operatorname{tg}\beta_B} + \frac{q_d f v_i}{0,27 \frac{N}{G} - f v_i} \quad (2.43)$$

Где  $N/G$ - удельная мощность в л.с./т  $v_i$ — максимальная скорость на  $i$ - й передаче в км/ч

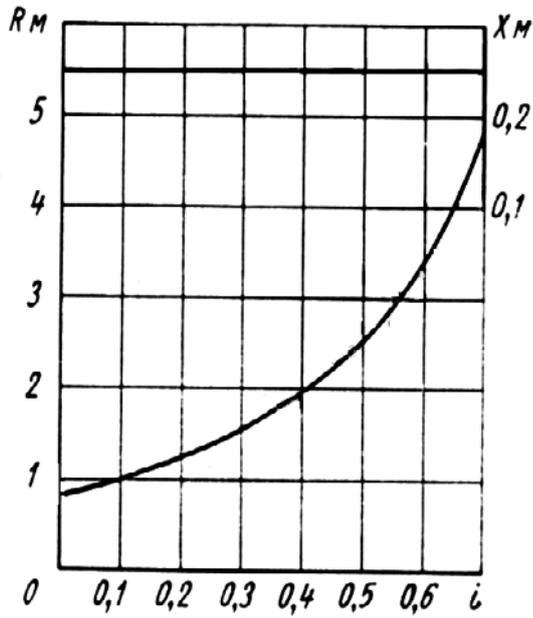


Рис 2.10 Зависимости кинематических параметров  $X$  и  $R$  от передаточного числа механизма поворота для тягача при поворота на асфальте.

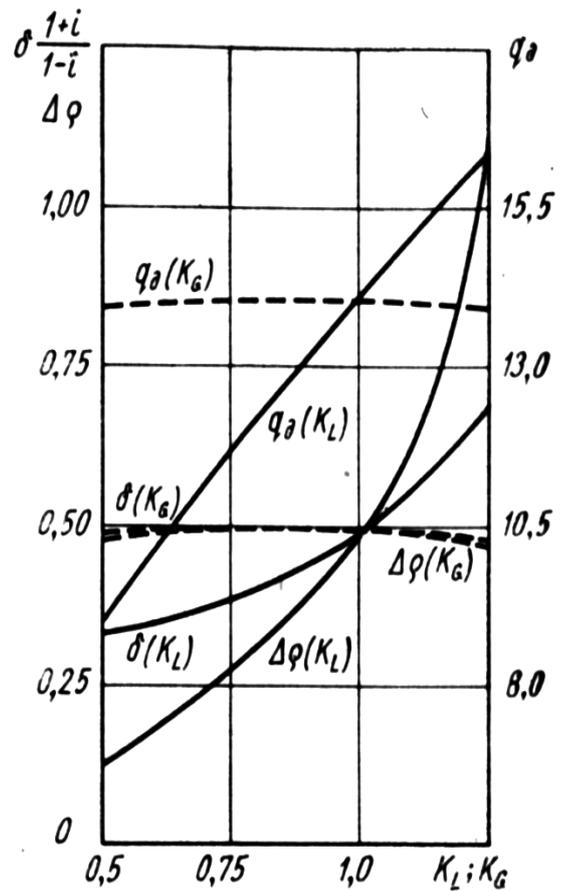


Рис 2.11 Зависимость параметров статической поворотливости от коэффициентов базы  $K_G$  и развесовки  $K_L$

Помимо этого на параметры статической поворотливости оказывают влияние геометрические и весовые соотношения машины, выражаемые коэффициентами  $K_L$  и  $K_G$  (рис. 2.11). Из кривых следует, что уменьшение коэффициента базы машины и увеличение весовой асимметрии благоприятно влияют на статическую поворотливость, причем последнее в значительно меньшей степени.

Для оценки разбираемого способа поворота колесных машин представляется целесообразным сравнение в равных условиях определяющих параметров статической поворотливости машины с неповоротными колесами с соответствующими параметрами двухгусеничной машины. Для упрощения принимается, что колесная машина имеет  $K_G = 1$  и  $\varphi = \mu_{\max}$ . Тогда у колесной машины с неповоротными колесами относительный действительный радиус поворота

$$\rho = 0,5(1 + K_L^2) \frac{1 + i}{1 - i} \quad (2.44)$$

динамический параметр

$$q_d = 0,5K_L \frac{\varphi}{f} \sqrt{\frac{1}{1 + K_L^2}} \quad (2.45)$$

двухгусеничной машины

$$\left. \begin{aligned} \rho &= 0,5K_L \frac{1 + i}{1 - i} \\ q_d &= 0,25K_L \frac{\mu}{f} \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

Из сопоставления формул (2.45) и (2.44) можно заметить, что в реальном диапазоне ( $K_L = 1 \div 1,8$ ) возможного изменения коэффициента базы двухгусеничная машина имеет более высокие параметры статической поворотливости, чем колесная машина с неповоротными колесами:

— при равных передаточных числах механизмов поворота действительный радиус поворота колесной машины значительно больше соответствующего радиуса двухгусеничной машины;

— при равных действительных радиусах поворота динамический параметр, а следовательно, и удельная сила тяги, потребная при повороте, у колесной машины больше, чем у двухгусеничной.

Первый недостаток колесной машины может быть скомпенсирован расширением диапазона передаточного числа механизма поворота. Влияние второго недостатка — увеличенную нагрузку на двигатель при повороте можно снизить путем уменьшения коэффициента базы. Приравнивая соответствующие уравнения, выведем формулу эквивалентной величины коэффициента  $K_{LK}$  для колесной машины

$$K_{LK} = K_{LG} \sqrt{\frac{1}{4 - K_{LG}}} \quad (2.47)$$

Колесная машина с неповоротными колесами и с коэффициентом базы  $K_{LK}$  по своим нагрузкам при статическом повороте эквивалентна двухгусеничной машине с коэффициентом базы  $K_{LG}$ . Это дает возможность считать, что все известные методики исследования статической поворотливости а также выводы по оценке механизмов поворота двухгусеничных машин могут быть

отнесены к колесным машинам с неповоротными колесами и использованы при их проектировании.

Численный анализ выражения (2.47) показывает, что при коэффициенте базы  $K_{LG} \approx 1,5$  характерном для современных двухгусеничных машин, эквивалентная величина для колесных машин равна  $K_{LK} = 1,1$ . Действительно реальные образцы колесных машин с неповоротными колесами имеют величину  $K_L$ , близкую к эквивалентной.

## **Выводы по второй главе**

1. Составлены уравнения для определения рациональных параметров рулевого привода, состоящего из семи звеньев;
2. Выбран критерий рациональности параметров рулевого привода, основанный на сравнении расчетных параметров привода с теоретически необходимыми углами поворота управляемых колес;
3. Методами многофакторного планированного эксперимента определены несколько вариантов конструктивных параметров рулевого привода, обеспечивающих наименьшую кинематическую погрешность в углах поворота управляемых колес;
4. Проведен сравнительный анализ поворотливости колесных машин с различными схемами поворота. Наилучшие параметры поворота колесной машины имеют место для шарнирно-сочлененных двухсекционных колесных машин. Машины с управляемыми колесами имеют некоторое преимущество по сравнению с бортовой системой поворота, имеющей простую схему регулирования касательных сил по бортам;
5. Определены наиболее рациональные схемы регулирования касательных сил на колесах шарнирно-сочлененной машины, обеспечивающей наименьший радиус поворота машины;
6. Для уменьшения радиуса поворота рекомендуется притормаживать внутренне колесо передней секции сочлененной машины при всех остальных колесах, работающих в ведущем режиме.

### ГЛАВА 3. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН С РАЗЛИЧНЫМИ СХЕМАМИ ПОВОРОТА

Рассмотрим условия устойчивости движения колесных машин с различными схемами поворота. Анализ устойчивости проведем с использованием критерия Гурвица, который для уравнения второго порядка требует для устойчивости движения положительности всех коэффициентов характеристического уравнения. Для уравнений более высокого порядка условия устойчивости Гурвица приводятся в тексте главы.

#### 1. Машина с передними управляемыми колесами

Как известно, критическая скорость машины с управляемыми колесами определяется выражением

$$v_{кр}^2 = \frac{L^2 k_1 k_2}{M (a k_1 - b k_2)} \quad , \quad \text{м/с}^2 \quad (3.1)$$

где  $L$  - база машины;

$k_1, k_2$  - коэффициент сопротивления уводу шин передних и задних колес;

$a, b$  - расстояние от центра тяжести до передней и задней осей;

$M$  - масса машины.

Для обеспечения устойчивости прямолинейного движения необходимо обеспечение условия  $a k_1 < b k_2$ , что обеспечивается соответствующим распределением нагрузок по осям и коррекцией коэффициентов сопротивления уводу шин, например, соответствующим выбором сочетания давления воздуха в шинах передних и задних колес. Если  $a k_1 > b k_2$ , то движение машины устойчиво до определенной скорости, определяемой формулой (3.1). Движение устойчиво при:

$$V < \sqrt{\frac{L^2 k_1 k_2}{M (a k_1 - b k_2)}} \quad (3.2)$$

Критическая скорость машины с задними или с передними в задними управляемыми колесами определяется также формулой (3.1). Известная, худшая устойчивость машины с задними управляемыми колесами, по сравнению с машиной с передними управляемыми колесами, объясняется плохой стабилизацией управляемых колес при их заднем расположении. Следует иметь в виду, что формула (3.2) не учитывает влияние рулевого управления и стабилизирующих моментов на управляемых колесах. Наиболее важными характеристиками рулевого управления, влияющими на устойчивость движения, является жесткость рулевого управления и наличие в нём зазоров. Работы, проведенные на кафедре "Автомобили" ТАДИ показали, что при задних управляемых колёсах для обеспечения удовлетворительного устойчивого движения, к рулевому управлению предъявляются более жесткие требования, чем для машины с передними управляемыми колесами. Вследствие наличия на задних управляемых колесах дестабилизирующих моментов для обеспечения устойчивости движение зазоры в рулевом приводе должны быть минимальными, а податливость рулевого привода также должна быть минимальной. Наличие дестабилизирующих моментов показаны в работах Я.М. Певзнера, Я.Е. Фаробина, Л.Л.Гинцбурга и др. Пути уменьшения отрицательного воздействия дестабилизирующих моментов на задних управляемых колесах и повышения устойчивости движения были предложены (применительно к самоходному шасси с задними управляемыми колесами) на кафедре Автомобили ТАДИ Б. Тургунбаевым и Д.И. Хашимовым.

## **2. Двухсекционная шарнирно-сочлененная машина**

Рассмотрим симметричное двухсекционное сочлененное самоходное шасси. Критическая скорость такого шасси с учетом жесткости системы складывания определяется формулой:

$$v_a^2 \leq \frac{K_1 K_2 L^2}{M \left[ K_1 a \left( 1 + \frac{K_2 a}{C_{\Pi}} \right) - K_2 b \left( 1 + \frac{K_1 a}{C_{\Pi}} \right) \right]} \quad (3.3)$$

### 3. Шасси с неповоротными колесами

Как показал Я.Е. Фаробин [13,16] колесные машины с неповоротными колесами обладают свойствами поворачиваемости, которые характерны для автомобилей с управляемыми колесами.

Критическая скорость машины с неповоротными колесами определяется выражением:

$$v_{кр}^2 = \frac{L^2 K_1 K_2 + B^2 \frac{r_0}{2K_x} (K_1 + K_2)}{L(m_1 K_1 - m_2 K_2)} \quad (3.4)$$

Где  $B$  - колея машины;

$r_0$  - свободный радиус колес;

$K_x$  - коэффициент тангенциальной эластичности шин.

Отличие формулы (3.4) от (3.3) для колесной машины с управляемыми колесами заключается во втором (дополнительном) слагаемом числителя.

Поэтому, при одинаковых массово-геометрических параметрах машин, устойчивость машины с неповоротными колесами всегда выше, чем у двухосных машины с управляемыми колесами.

### 3.2. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ШАССИ С ЗАДНИМИ САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМИСЯ КОЛЕСАМИ.

Одним из вариантов изменения направления поворота колесной машины является схема с задние колеса являются самоустанавливающимися. Такая схема заметно упрощает схему трансмиссии и улучшает поворотливость машины, в особенности при невысоких значениях момента сопротивления качению колес. При такой схеме управления при движении по траекториям близким к прямолинейным, задние колеса могут быть заблокированы от поворота, что увеличивает устойчивость движения. При поворотах блокировка от поворота задних колес выключатся и машина поворачивается за счет притормаживания колеса передней ведущей оси. Такая схема поворота применяется на некоторых артиллерийских тягачах, а также сельхозмашинах. Возможным недостатком такой схемы управления траекторным движением машины является недостаточная устойчивость движения машины. Известно, что при задних поворотных колесах устойчивость машины ниже, чем у машин с передними управляемыми колесами. Поэтому представляет большой интерес рассмотрение устойчивости движения колесной машины с задними самоустанавливающимися колесами, а также когда они заблокированы от поворота (самопроизвольного), например, с помощью фрикционных муфт. Рассмотрим условия устойчивости движения двухосной колесной машины с бортовой системой поворота у которой задние колеса являются самоустанавливающимися.

Уравнение движения шасси для этого варианта получим используя уравнения шасси с задними управляемыми колесами.

$$\begin{cases} m(\dot{V}_y - V_a \omega) + k_1 \left( \frac{V_y - a\omega}{V} \right) + k_2 \left( \frac{V_y + b\omega}{V} - \theta \right) \\ J_z \dot{\omega} + k_{20} b \left( \frac{V_y - b\omega}{V} - \theta \right) - k_1 a \left( \frac{V_y - a\omega}{V} \right) - PB = 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

$$\begin{cases} m\dot{V}_y + \frac{k_1 + k_2}{V}V_y + \left(\frac{k_{2b} - k_1a}{V} - V_a m\right)\omega = k_2\theta \\ J_z \dot{\omega} + \frac{A}{V}\omega + \frac{k_2b - k_1a}{V}V_y = bk_2\theta + \frac{Br_0}{K_x}\theta \end{cases} \quad (3.6)$$

Уравнения движения поворотного колеса

Запишем выражения углов увода по Я.М Певанеру [23]

$$\delta = \frac{V_y + b\omega}{V} \quad (3.7)$$

Боковая реакция

$$Y_2 = k_2\delta_2 \quad (3.8)$$

Стабилизирующий момент  $M_c = k_2\delta_2 l$  (3.9)

Где  $L = \frac{1}{6}\xi$ ,  $\xi$ -длина контактной площадки

Движение управляемого колеса относительно оси поворота запишем в виде:

$$J_r \ddot{\theta} + h\dot{\theta} + Y_n + M_c = 0 \quad (3.10)$$

где  $J_k$ - момент инерции стойки колеса относительно вертикальной оси.

$h$ - постоянная вязкого сопротивления.

$$J_r \ddot{\theta} + h\dot{\theta} + k_2 \frac{nV_y}{V} + \frac{k_2cb}{V}\omega - k_2c\theta = 0 \quad (3.11)$$

или

$$J_r \ddot{\theta} + h\dot{\theta} - k_2c\theta + k_2 \frac{nV_y}{V} + \frac{k_2cb}{V}\omega = 0 \quad (3.12)$$

Система уравнений, учитывающая три степени свободы движения

$\{\omega, \theta, V_y\}$  имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} mV_y + \frac{k_1 + k_2}{V} V_y + \left( \frac{k_2 \dot{b} - k_1 a}{V} - V_a m \right) \omega - k_2 \theta = 0 \\ \frac{k_2 b - k_1 a}{V} V_y + J_z \dot{\omega} + \frac{A}{V} \omega - bk_2 \theta = \frac{r_0 B}{K_x} \dot{\theta} \\ k_2 c \frac{V_y}{V} + \frac{k_2 cb}{V} \omega + J_z \ddot{\theta} + h \dot{\theta} - k_2 l \theta = 0 \end{array} \right. \quad (3.13)$$

Введем обозначения:

$$a_{11} = m$$

$$a_{12} = \frac{k_1 + k_2}{V}$$

$$a_{13} = \frac{k_2 b - k_1 a}{V} - V_a m$$

$$a_{14} = k_2$$

$$a_{21} = \frac{k_2 b - k_1 a}{V}$$

$$a_{22} = J_z$$

$$a_{2.3} = \frac{A}{V} = \frac{a^2 k_1 + b^2 k_2 + \frac{r_0 B^2}{2K_x}}{V}$$

$$a_{24} = bk_2$$

$$a_{25} = \frac{r_0 B}{K_x}$$

$$\begin{aligned}
a_3 &= \frac{k_2 c}{V} \\
a_{32} &= \frac{k_2 b}{V} \\
a_{33} &= J_z \\
a_{34} &= h \\
a_{35} &= k_2 c
\end{aligned}$$

С принятыми обозначениями

$$\begin{cases}
a_{11} \dot{V} + a_{12} V_y + a_{13} \omega - a_{14} \theta = 0 \\
a_{21} V_y + a_{22} \dot{\omega} + a_{23} \omega - a_{24} \theta = a_{25} \theta \\
a_{31} V_y + a_{32} \omega + a_{33} \ddot{\theta} + a_{34} \dot{\theta} - a_{35} \theta = 0
\end{cases} \quad (3.14)$$

Найдем характеристическое уравнение

$$\begin{vmatrix}
(a_{11}p + a_{12}) & (a_{13}) & (-a_{14}) \\
(a_{21}) & (a_{22}p + a_{23}) & (-a_{24}) \\
(a_{31}) & (a_{32}) & (a_{33}p^2 + a_{34}p - a_{35})
\end{vmatrix}
\begin{vmatrix}
V_y \\
\omega \\
\theta
\end{vmatrix}
=
\begin{vmatrix}
0 \\
\theta^* \\
0
\end{vmatrix} \quad (3.15)$$

$$D_{(p)} = N_0 p^4 + N_1 p^3 + N_2 p^2 + N_3 p + N_4$$

$$N_0 = a_{11} a_{22} a_{33}$$

$$N_1 = a_{11} a_{23} a_{34} + (a_{11} a_{23} + a_{12} a_{22}) a_{33}$$

$$N_2 = (a_{11} a_{23} + a_{12} a_{22}) a_{34} + a_{12} a_{23} a_{33} - a_{11} a_{22} a_{35} - a_{13} a_{21} a_{33}$$

$$N_3 = (a_{12} a_{24} - a_{35} a_{11}) a_{23} - a_{35} a_{12} a_{22} + a_{31} a_{14} a_{22} + a_{32} a_{24} a_{11} - a_{13} a_{21} a_{34}$$

$$N_4 = (-a_{31} a_{24} + a_{35} a_{21}) a_{13} - a_{23} (-a_{31} a_{14} + a_{35} a_{12}) + a_{32} (a_{24} a_{12} - a_{14} a_{21})$$

$$N_0 = m J_z J_k$$

$$N_1 = mJ_z h + J_k \left[ \frac{m}{V} (a^2 k_1 + b k_2 + \frac{r_0 B}{2K_x}) + \frac{k_1 + k_2}{V} \right] \quad (3.16)$$

$$N_2 = (\frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z) h + (\frac{k_1 + k_2}{V} A - A_1 \frac{k_2 b - k_1 a}{V}) J_k - mJ_z c k_2 \quad (3.17)$$

$$N_3 = (\frac{k_1 + k_2}{V} h - k_2 c m) \frac{A}{V} + \frac{k_2 c}{V} (b^2 k_2 m - k_1 J_z) - A_1 \frac{h}{V} (k_2 b - k_1 a) \quad (3.18)$$

$$N_4 = \frac{k_2 c}{V} (\frac{k_1 k_2 b L}{V} - \frac{A}{V} k_2 - A_1 k_1 a) \quad (3.19)$$

$$A = a^2 k_1 + b^2 k_2 + \frac{r_0 B^2}{2k_x} \quad (3.20)$$

$$A_1 = \frac{k_2 b - k_1 a}{V} - V_m \quad (3.21)$$

$$c = n - l$$

Условия устойчивости движения для систем.

$$N_0 > 0, \quad N_1 > 0, \quad N_3, N_4 > 0$$

$$N_3(N_1 N_2 - N_0 N_3) - N_1^2 N_4 > 0 \quad (3.22)$$

1. Заднее опорное колесо неповоротное. Стабилизирующим моментом шины пренебрегаем. ( $h=c=0$ )

Для этого случая

$$N_0 = mJ_z J_k$$

$$N_1 = J_k (\frac{Am}{V} + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z)$$

$$N_2 = (A \frac{k_1 + k_2}{V} - A_1 \frac{k_2 b - k_1 a}{V}) J_k$$

$$N_3 = -\frac{A}{V} k_2 c m - \frac{k_2 c}{V} J_z (k_1 + k_2) + \frac{k_2^2 c}{V} (b^2 m - J_z) \omega = 0$$

$N_4$  не зависит от  $L$ , но зависит от  $C$

В силу принятых допущений ( $h=c=0$ )

$$N_3=N_4=0$$

Характеристический многочлен

$$D_{(p)} = p^2 (N_0 p^2 + N_1 p + N_2) \quad (3.23)$$

Отсутствие члена содержащего «Р» в первой степени и свободного члена означает, что полностью определены только  $\dot{\omega}, \omega, \ddot{\theta}, \dot{\theta}$

После деления  $D_{(p)}$  на  $P_z$  условие устойчивости;

$$N_0 > 0, \quad N_1 > 0, \quad N_2 > 0$$

Из условия  $N_2=0$  получим

$$A \frac{k_1 + k_2}{V} = A_1 \frac{k_2 b - k_1 a}{V} \quad (3.24)$$

$$\frac{a^2 k_1 + b^2 k_2 + \frac{r_0 B^2}{2K_x}}{V^2} (k_1 + k_2) = \frac{(k_2 b - k_1 a)^2}{V^2} - \left( \frac{k_2 b - k_1 a}{V} V_m \right) \quad (3.25)$$

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{k_1 k_1 L^2 + \frac{r_0 B^2}{2k_x}}{(k_1 a - k_2 b) m}} \quad \text{м/с,} \quad (3.26)$$

т.е. получим тоже значение критической скорости, что и для машины с бортовой системой поворота.

Рассмотрим следующие случаи:

П. Демпфирование и вынос равны нулю, т.е.  $h$  и  $n=0$ ;

$$c = -b = \frac{1}{6} \xi$$

$$N_0 = m J_z J_k ; \quad N_1 = J_z \left[ \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right]$$

$$N_2 = \left( \frac{k_1 + k_2}{V} A - A_1 \frac{k_2 b - k_1 a}{V} \right) J_z + m J_z k_2 l$$

$$N_3 = k_2 l_m \frac{A}{V} - \frac{k_2 l}{V} (b^2 k_2 m - k_1 J_z)$$

$$N_4 = \frac{-k_2 l}{V} \left( \frac{k_1 k_2 b L}{V} - \frac{A}{V} k_2 - A_1 k_1 a \right)$$

Введем обозначения:

$$K_1 + k_2 = k \quad k_2 b - k_1 a = q$$

Условия устойчивости

$$N_i > 0, \quad R = N_3(N_1 N_2 - N_0 N_3) - N_4 N_1^2 \quad (3.27)$$

$N_0, N_1$  всегда больше нуля

$$N_2 = \frac{k_1 + k_2}{V^2} \left( a^2 k_1 + b^2 k_2 + \frac{B_0^2 r_0}{2k_x} - \frac{k_2 b - k_1 a}{V} - V_m \right) \left( \frac{k_2 b - k_1 a}{V} \right) + m J_z k_2 l \quad (3.28)$$

Коэффициент  $N_2$  также всегда больше нуля ( $N_2 > 0$ )

$N_3 > 0$ , так как второй член выражения близок к нулю

$$N_4 = \frac{k_1 a^2 + k_2 b^2 + \frac{B_0^2 r}{2k_z}}{V^2} k_2^2 l + \frac{k_1 k_2 a l}{V} \left( \frac{k_2 b - k_1 a}{V} - V_m \right) - \frac{k_1 k_2^2 l b L}{V^2} \quad (3.29)$$

Из условия  $N = 0$  получаем:

$$V_{кр} \sqrt{\frac{(k_1 - k_2)(k_1 a^2 + k_2 b^2) + \frac{r_0 B_0^2}{2k_x}}{k_1 a m}} \quad (3.30)$$

Ориентировочно  $V_{кр} \approx 100 - 120 \text{ м/с}$

при  $k_1 = k_2$

из условия  $R = N_3 N_1 N_2 - N_2^2 N_0 - N_4 N_1^2 \geq 0$

имеем

$$\begin{aligned}
R = & \left[ k_2 l_m \frac{A}{V} - \frac{k_2 l}{V} (b^2 k_2 m - k_1 J_z) \right] \times J_k \left( \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right) \left[ \left( \frac{k_1 + k_2}{V} \frac{A}{V} - A_1 \frac{k_2 b - k_1 a}{V} \right) J_k + m J_z k_2 L \right] - \\
& - \left[ k_2 l_m \frac{A}{V} - \frac{k_2 l}{V} (b^2 k_2 m - k_1 J_z) \right]^2 \times m J_z J_k + \frac{k_2 l}{V} \left( \frac{k_1 k_2 b L}{V} - \frac{A}{V} k_2 - A k_1 a \right) \left[ J_k \left( \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right) \right]^2 = \\
& \frac{k_2 l}{V} \left\{ (m a - b^2 k_2 m + k_1 J_z) J_k \times \left( \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right) \left[ \left( \frac{k_1 + k_2}{V} \frac{A}{V} - A_1 \frac{k_2 b - k_1 a}{V} \right) J_k + m J_z k_2 L \right] - \right. \\
& \left. - \frac{k_2 l}{V} (m a - b^2 k_2 m + k_1 J_z)^2 m J_z J_k + \left( \frac{k_1 k_2 b L}{V} - \frac{A}{V} k_2 - A_1 k_1 a \right) \left[ J_k \left( \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right) \right]^2 \right\}
\end{aligned} \tag{3.31}$$

введем обозначения

$$R = \frac{k_2 l}{V} \left\{ D_1 D_2 D_3 - \frac{k_2 l}{V} D_1^2 m J_z J_k + \left( \frac{k_1 k_2 b L}{V} - \frac{A}{V} k_2 - A_1 k_1 a \right) \left[ J_k \left( \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right) \right]^2 \right\} \tag{3.32}$$

$$D_1 = (k_1 a^2 + \theta^*) m + k_1 J_z$$

$$D_2 = \frac{J_k}{V} (m A + \sum k J_z)$$

$$D_3 = \frac{J_z}{V} \left( \frac{k_1 k_1 L^2}{V} + V_m (k_2 b - k_1 a) \right) + m J_z k_2 l$$

$$D_4 = J_k \left( \frac{m}{V} A + \frac{k_1 + k_2}{V} J_z \right)$$

Критическая скорость будет иметь место при  $R=0$  т.е. при

$$D_1 D_2 D_3 + \frac{k_1 k_2 b L}{V} D_1^2 = \frac{k_2 l}{V} D_1^2 m J_z J_k + D_4^2 \left( \frac{A}{V} k_2 + A_1 k_1 a \right) : \tag{3.33}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{J_k^2}{V^2} [(k_1 a^2 + \theta^*) m + k_1 J_z] (m A + \sum k_1 J_z) \left( \frac{k_1 k_2 L^2}{V} + V_m (k_2 b - k_1 a) \right) + \frac{J_k^2}{V} \frac{k_1 k_2 b L}{V} (m A - \sum k J_z)^2 = \\
& = [(k_1 a^2 + \theta^*) m + k_1 J_z]^2 \frac{k_2 l}{V} m J_z J_k + \left( \frac{J_k}{V} \right)^2 (m A + \sum k J_z)^2 \left( \frac{A}{V} k_2 + A k_1 a \right)
\end{aligned} \tag{3.34}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{J_k^2}{V^3} [(k_1 a^2 + \theta^*) m + k_1 J_z] (m A + \sum k J_z) [k_1 k_2 L^2 + V^2 m (k_2 b - k_1 a)] + \frac{J_k^2}{V^3} k_1 k_2 b L (m A + \sum k J_z)^2 = \\
& = [(k_1 a^2 + \theta^*) + k_1 J_z]^2 \frac{k_2 l}{V} m J_z J_k + \frac{J_k^2}{V^3} (m A + \sum k J_z)^2 (k_1 k_1 a b - k_1^2 a^2 + k_1 k_2 a^2 + k_2^2 b^2 + k_2 \theta^* - k_1 a m V^2) \\
& [(k_1 a^2 + \theta^*) m + k_1 J_z] (m A + \sum k J_z)
\end{aligned} \tag{3.35}$$

$$\begin{aligned}
& [k_1 k_2 L^2 + V^2 m (k_2 b - k_1 a)] + k_1 k_2 b L (m A + \sum k J_z)^2 = \frac{V^2}{J_k} J_z m l k_2 [(k_1 a^2 + \theta^*) + k_1 J_z]^2 + \\
& + (m A + \sum k J_z)^2 [k_1 k_2 a L + k_2^2 b^2 - k_1^2 a^2 + k_2 \theta^* - k_1 a m V^2]
\end{aligned} \tag{3.36}$$

$$\begin{aligned}
V^2 & \left\{ \frac{J_z}{J_k} mlk_2 [(k_1 a^2 + \theta^*) + k_1 J_z]^2 - k_1 am(mA + \sum k_1 J_z)^2 - m(k_2 b - k_1 a)[(k_1 a^2 + \theta^*)m + k_1 J_z](mA + \sum k_1 J_z) \right\} = \\
& = (mA + \sum kJ_z)k_1 k_2 L^2 + k_1 k_2 bL(mA + \sum kJ_z)^2 - (mA + \sum kJ_z)^2 (k_1 k_2 aL) + k_2^2 b^2 - k_1^2 a^2 + k_2 \theta^* \quad (3.37)
\end{aligned}$$

Введем обозначения:

$$\chi_1 = (mA + \sum kJ_z)$$

$$\chi_2 = (k_1 a^2 + \theta^*) + k_1 J_z$$

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{\chi_1 [\chi_2 k_1 k_2 L^2 + k_1 k_2 bL\chi_1 - \chi_1 (k_1 k_2 aL + k_2^2 b^2 - k_1^2 a^2 + k_2 \theta^*)]}{\frac{J_z}{J_k} mlk_2 \chi_2^2 - k_1 am\chi_1^2 - m(k_2 b - k_1 a)\chi_2 \chi_1}} \quad (3.38)$$

или

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{\chi_1 [k_1 k_2 L(\chi_2 L + b\chi_1 - \chi_{1a})] - \chi_1 (k_2^2 b^2 - k_1 a^2 + k_2 \theta^*)}{mk_1 a\chi_1 (\chi_2 - \chi_1) + \chi_{2m} \left( \frac{J_z}{J_k} l_k \chi_2 - k_2 b\chi_1 \right)}} \quad \text{м/с} \quad (3.39)$$

Для случая  $a = b = \rho \quad k_1 = k_2 = k$

$$V_{кр2} = \sqrt{\frac{\chi_1 \chi_2 k^2 L^2 + k^2 bL\chi_1^2 - \chi_1^2 (k^2 \rho L + k_2 \theta^*)}{\frac{J_z}{J_k} ml_k \chi_2^2 - kam\chi_1^2}} \quad (3.40)$$

Или

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{\chi_1 \chi_2 k_1 k_2 L^2 - \chi_1^2 k_2 \theta^*}{\frac{J_z}{J_k} mlk\chi_2^2 - kam\chi_1^2}} = \sqrt{\frac{\chi_2 kL^2 - \chi_1 \theta^*}{\frac{J_z}{J_k} ml \frac{\chi_2^2}{\chi_1} - am\chi_1}} \quad (3.41)$$

Полученные выражения для  $V_{кр}$  можно распространить и на случай наличия

выноса оси колес «h». В этом случае в уравнениях вместо значения «с» надо подставить значение  $-с$  ( $с=n-l$ ).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ работ по исследованию поворотливости и устойчивости движения, патентной информации и работ, проведенных на кафедре "Автомобили" ТАДИ по повышению устойчивости движения и поворотливости колесных машин позволяет сделать следующие выводы:

1. Возможности улучшения поворотливости двухосной машины с управляемыми колесами ограничены. Наиболее эффективным способом улучшения поворотливости являются увеличение угла поворота управляемых колес и в особенности, уменьшение базы машины. Желаемые характеристики поворотливости можно обеспечить при применении бортовой системы поворота или сочлененной схемы шасси. Расчеты показывают, что близкие к характеристикам поворотливости колесной машины с неповоротными колесами для машины с управляемыми колесами можно получить (при углах поворота управляемых колес не менее  $58...62^\circ$ ). Выполнение ведущих колес шасси поворотными представляет определенные технические трудности.

Получение таких углов поворота при двух передних (или задних) управляемых колесах не представляет принципиальных сложностей. Принципиальную сложность представляет обеспечение сцепления управляемых колес с опорной поверхностью на деформируемых грунтах. Применение одного управляемого колеса значительно снижает момент сопротивления повороту из-за уменьшения кинематического увода колес и углов поворота наружного и внутреннего колес, вызываемого особенностями рулевой трапеции при четырех колесной схеме.

2. Колесные машины с неповоротными колесами обладают свойством поворачиваемости признаки которого близки к признакам поворачиваемости колесной машины с управляемыми колесами. Однако, машина с неповоротными колесами обладает более высокими показателями устойчивости прямолинейного движения.

3. Колесная машина с неповоротными колесами имеет значительно более высокие показатели статической поворотливости, чем машина со всеми управляемыми колесами или сочлененные машины.

4. Сочлененная колесная машина имеет меньшие радиусы поворота, чем машина с управляемыми колесами. Наиболее благоприятные характеристики поворотливости имеет симметричная сочлененная машина. Однако, симметричная сочлененная машина имеет лучшие характеристики управляемости и устойчивости при действии возмущений, чем машина, у которой шарнир расположен над передней осью или машина с передними управляемыми колесами;

5. По нагрузке на двигатель наиболее неблагоприятной является шасси с бортовой системой поворота, ввиду большего момента сопротивления повороту. У машин с сочлененной рамой и поворотными колесами нагрузки на двигатель равноценны;

6. Для обеспечения процесса складывания сочлененной машины на месте обязательна дифференциальная связь осей.

7. Составлены уравнения для определения рациональных параметров рулевого привода, состоящего из семи звеньев;

8. Выбран критерий рациональности параметров рулевого привода, основанный на сравнении расчетных параметров привода с теоретически необходимыми углами поворота управляемых колес;

9. Методами многофакторного планированного эксперимента определены несколько вариантов конструктивных параметров рулевого привода, обеспечивающих наименьшую кинематическую погрешность в углах поворота управляемых колес;

10. Проведен сравнительный анализ поворотливости колесных машин с различными схемами поворота. Наилучшие параметры поворота колесной машины имеют место для шарнирно-сочлененных двухсекционных колесных машин. Машины с управляемыми колесами имеют некоторое преимущество по сравнению с бортовой системой

поворота, имеющей простую схему регулирования касательных сил по бортам;

11. Определены наиболее рациональные схемы регулирования касательных сил на колесах шарнирно-сочлененной машины, обеспечивающей наименьший радиус поворота машины;

12. Для уменьшения радиуса поворота рекомендуется притормаживать внутренне колесо передней секции сочлененной машины при всех остальных колесах, работающих в ведущем режиме.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов И.А. Узбекистан на пороге XXI века. 1997г., -137 с.
2. Каримов И.А. «Мировой экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана». Узбекистан . Ташкент 2009г -56с
3. Каримов И.А. Наша цель: свободная и процветающая Родина. Ташкент – «Узбекистан» . 1996 г., - 360с.
4. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию. Государственный стандарт Узбекистана. O'z DSt 1057: 2004.
5. Стандарт России ГОСТ Р 52302-2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. М, ИПК Издательство стандартов, 2005.
6. Отраслевой стандарт ОН 025 197 - 87 («Пальцы с шаровыми головками для рулевых тяг». Размеры и технические требования).
7. Отраслевой стандарт ОН 37. 001. 013 - 80 («Рулевые механизмы». Основные размеры).
8. Антонов Д.А. Теория устойчивости многоосных автомобилей. –М.: Машиностроение, 1988. 216 с.
9. Балабин И.В., Балабин О.И. Работа шин в режиме поворота автомобиля // Автомобильная промышленность 1991. - №6. – с 12-14.
10. Бахмутский М.М., Каплин В.И. Тенденции развития автомобильных рулевых механизмов с гидравлическими усилителями: Обзор и анализ конструкций // НИИН-автопром. - М., 1986. - 44 с.
11. Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. М., Машиностроение, 1983. - 176 с.
12. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1972.- 120 с.
13. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М. Машиностроение 1970.-173с

14. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – Машиностроение, 1989 – 240 с.: ил.
15. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машиностроение, 1971, - 416 с.
16. Литвинов А.С., Немцов Ю.М., Тимофеев С.А. Исследование кинематики рулевого управления с учетом передней подвески // Автомобильная промышленность. -1980. - № 1. С. 18-20.
17. Лукин П.П. и др. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы»/ П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов.- М.: Машиностроение, 1984. - 376 с.
18. Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1972. - 344 с.
19. Носенков М.А., Бахмутский М.М., Гинзбург Л.Л. Управляемость и устойчивость автомобилей. Испытания и расчет: Обзорная информация/ НИИНавтопром. М., 1981. 48 с.
20. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М.: Машиностроение, 1989.- 304с.: ил.
21. Раймпель И. Шасси автомобиля /Пер. с нем. А.Л. Карпухина; – Москва.: Машиностроение, 1983.- 356 с.: ил.
22. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Элементы подвески /Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г, Г. Гридасова. – Москва.: Машиностроение, 1987.-с.: ил.
23. Раймпель Й.. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н.Пальянова; Под ред. А.А. Гальбрейха Москва.: Машиностроение, 1987.- 232 с.: ил.

24. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок/Пер. с нем. В.П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989.- с.: ил.
25. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
26. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобилей и автопоезда / Хачатуров А.А., Кольцов В.И. и др. – М.: Транспорт, 1982. – 264 с.
27. Щупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М., Транспорт, 1974 г. - 328 с
28. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1987 г. - 176с.
29. Хашимов А.Д. Формирование нагруженности рулевых управлений переднепереводных легковых автомобилей малого класса. Дисс. канд. тех. наук, Ташкент, 2006
30. Хашимов Д.И. Шерматов Ш.Х., Соатов М.М. Определение весового стабилизирующего момента управляемых колес автомобиля трехмерным моделированием на ЭВМ. В сб «Роль молодых кадров в модернизации автомобильно –дорожного комплекса Республики Узбекистан», Ташкент 2010г -183 с
31. [www.disserat.ru](http://www.disserat.ru)
32. [www.dissertatus.ru](http://www.dissertatus.ru)
34. [www.dissertacia.ru](http://www.dissertacia.ru)
35. [www.vipdisser.ru](http://www.vipdisser.ru)
36. [www.diplomer.ru](http://www.diplomer.ru)
37. [www.dissforall.com](http://www.dissforall.com)