

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ПО АВТОМОБИЛЬНЫМ ДОРОГАМ
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ,
СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДОРОГ**

На правах рукописи

УДК 629.113

ЮЛЧИЕВ ФАРОХИДН МАМИРЖАНОВИЧ

**Обоснование параметров рулевого управления
модернизированных мобильных машин**

Диссертация

на соискание степени магистра

**5A310601 Наземные транспортные средства и системы
(автомобильный транспорт)**

Научный руководитель:

к.т.н. И.С. Турсунов

Ташкент 2017

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ПО АВТОМОБИЛЬНЫМ ДОРОГАМ**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ,
СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДОРОГ**

Факультет «Отдел магистратура»	Магистрант Ф.М. Юлчиев
Кафедра «Э и Р ДСМ и О»	Научный руководитель
Учебный год 2015-2017	к.т.н. И.С. Турсунов
	Специальность 5А310601- «Наземные транспортные средства и системы (автомобильные- транспорты)
Тема.	Обоснование параметров рулевого управления модернизированных мобильных машин.

АННОТАЦИЯ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Актуальность. Эксплуатационных свойств мобильных (колесных) машин управляемость является важнейшим показателем качества, определяющим безопасность движения на различных режимах. Эти свойства мобильных машин обеспечивают уверенность водителя в реализации задаваемого режима движения, исключают самопроизвольное возникновение опасного отклонения от него и сохраняет возможность быстрой корректировки с последующей стабилизацией того же режима.

Одним из важных факторов, влияющих на управляемость и устойчивость движения машин, является рулевое управление. А также существенно влияет на устойчивость движения углы установки управляемых колес. В настоящее время преобладающим типом рулевого управления, применяемым на мобильных машинах, строительное-дорожных и сельскохозяйственных машинах является объемное

гидростатическое рулевое управление. Важным резервом улучшения управляемости и устойчивости движения является рациональный выбор величины передаточного числа рулевого механизма и углы установки управляемых колес рулевого управления. Передаточные числа рулевых управлений этих колесных машин лежат в большем диапазоне от 15 до 22. Угол развала для мобильных машин колеблется от $+45'$ до $+1^{\circ}30'$. Статистические данные углы продольного наклона для мобильных машин является диапазон углов от 0° до $+3^{\circ}30'$. Почти 65% машин имеют продольный наклон $+2^{\circ}30'$.

Научная литература располагает достаточными сведениями по проблеме влияния динамики рулевого управления на управляемость колесных машин. Однако практически не изученными продолжают оставаться вопросы о влиянии величины передаточного числа рулевого механизма и углы установки управляемых колес рулевого управления на управляемость и устойчивость движения, что подтверждает актуальность нашего исследования.

Объекты исследования. Модернизированных мобильных машин

Предмет исследования. Параметров рулевого управления модернизированных мобильных машин

Цель исследования. Целью работы является в исследование процессов, обуславливающих влияние величины передаточного числа и установочные параметры управляемых колес на характеристики машины, запаздывание поворота управляемых колес, чувствительность машины к управлению, характер требуемых от водителя управляющих воздействий на рулевое колесо при движении по заданной траектории и выполнении различных маневров и др.

Задачи исследования. В соответствии с поставленной целью были сформулированы следующие задачи исследований:

1. Анализ установочные параметры управляемых колес и рулевого механизма мобильных машин

2. Обоснование расчетной схемы и разработка математического описания мобильных машин с гидрообъемным рулевым управлением;
3. Выбор методики и проведение испытаний для определения упругих характеристик рулевого управления
4. Обоснование рационального значения передаточного числа рулевого управления по критериям управляемости и устойчивости движения.

Анализ литературных источников по исследованию. Вопросам устойчивости и управляемости мобильных (колесных) машин в настоящее время уделяется всё большее внимание. Ряд исследований ученых Антонов Д.А., Высоцкий М.С., Кушвид Р.Н., Литвинов А.С. и т.д. показывают, что строго прямолинейного движения не существует, имеют место «влияние» управляемых колес, вызывающее поперечные колебания машин и изменение направления.

Методы исследования. В диссертационной работе использованы методы математического моделирования, теории систем автоматического регулирования и экспериментальные методы.

Теоритическая и практическая значимость исследования.

Разработаны рекомендации по выбору передаточного числа рулевого управления и углы установки управляемых колес рулевого управления, координат установки исполнительных гидроцилиндров, повышающие устойчивость движения и управляемость мобильных машин. Характеристика упругости рулевого привода определялась по углам поворота управляемых колес под действием прилагаемых к ним моментов относительно осей шкворней при закрепленном рулевом колесе или наоборот. Разработаны математические модели, позволяющие на стадии модернизации осуществлять рациональный выбор параметров рулевого управления.

Содержание работы. Диссертация состоит из введения, 3-х глав. В первой главе рассмотрены состояние вопроса, сформулированы цели и задачи исследования.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям по разработке математических моделей мобильных машин, составлению математического описания рулевого управления, изучены стабилизирующие и дестабилизирующие свойства, расчетному определению параметров гидроцилиндров поворота управляемых колес.

В третьей главе диссертации описывается методика испытаний, измерительная и регистрирующая аппаратура, а также разработке выводов и рекомендаций.

Основные результаты. Передаточное число и углы установки управляемых колес рулевого управления является одним из главных факторов определяющих характеристики управляемости мобильных машин.

Установлено, что наиболее благоприятные характеристики управляемости при движении малых скоростях и выполнении различных манёврах обеспечивается при передаточных числах рулевого управления, лежащих в диапазоне 18..21 приводит к высокому точности и легкости управления машиной при выполнении различных манёврах в транспортном режиме и безопасность движения.

На основе анализа стабилизирующих свойств управляемой оси за счет углов установки управляемых колес использован статистической оценки остаточного дестабилизирующего момента, вызывающего монотонный односторонний увод машины. Установлено преобладающее влияние угла продольного наклона (43%), развала (27%), вертикальной нагрузки (22%).

Научный руководитель _____ к.т.н. И.С. Турсунов

Студент магистратуры _____ Ф.М. Юлчиев

**STATE COMMITTEE OF THE REPUBLIC OF UZBEKISTAN
ON AUTOMATIVE ROADS**

**TASHKENT INSTITUTE FOR DESIGN, CONSTRUCTION AND
MAINTENANCE OF AUTOMATIVE ROADS**

Faculty «Master's department»	Master student Yulchiyev F.M.
Кафедра «O and R of RBM and E»	Scientific director Ph.D. ,Tursunov I.S.
Academic year 2015-2017	Specialty 5A310601-« Land Transport vehicles and systems (Vehicle transport)»

ANNOTATION OF THE MASTER DISSERTATION

Relevance of the work. Operational properties of mobile (wheel) machines controllability is the most important quality indicator, which determines the safety of traffic in various modes. These properties of mobile machines ensure the driver's confidence in the implementation of a given mode of motion, precludes the spontaneous occurrence of a dangerous deviation from it and retains the possibility of rapid adjustment followed by stabilization of the same regime. Operational properties of mobile (wheel) machines controllability is the most important quality indicator, which determines the safety of traffic in various modes. These properties of mobile machines ensure the driver's confidence in the implementation of a given mode of motion, precludes the spontaneous occurrence of a dangerous deviation from it and retains the possibility of rapid adjustment followed by stabilization of the same regime.

One of the important factors affecting the controllability and stability of the movement of cars is the steering. And also significantly affects the stability of the movement of the corners of the installation of controlled wheels. Currently, the prevailing type of steering used on mobile machines, road-building and agricultural machinery is volumetric hydrostatic steering. An important reserve for improving controllability and stability of movement is the rational choice of

the value of the gear ratio of the steering gear and the angles of installation of steerable steering wheels. The gear ratios of the steering controls of these wheeled vehicles lie in a larger range from 15 to 22. The camber angle for mobile cars ranges from $+ 45^\circ$ to $+ 1^\circ 30'$. The statistical data of the angles of longitudinal inclination for mobile machines is the range of angles from 0° to $+ 3^\circ 30'$. Almost 65% of machines have a longitudinal inclination $+ 2^\circ 30'$.

The scientific literature has sufficient information on the problem of the effect of steering dynamics on the controllability of wheeled vehicles. However, questions about the effect of the steering gear ratio and the angles of steering wheel steering on the steer ability and stability of the motion continue to remain practically unexplored, which confirms the relevance of our study.

Objects of research. Modernized mobile machines

Subject of study. Steering parameters of modernized mobile machines

Purpose of the study. The purpose of the work is to study the processes that influence the magnitude of the gear ratio and the steering wheel adjustment parameters on the characteristics of the machine, the delay in turning the steered wheels, the sensitivity of the machine to control, the nature of the steering actions required from the driver for steering along a given trajectory and performing various maneuvers and Other

Objective. In accordance with the goal, the following research objectives were formulated:

1. Analysis of the setting parameters of steerable wheels and steering gear of mobile machines
2. Justification of the design scheme and development of a mathematical description of mobile machines with hydrostatic steering;
3. Choice of methods and tests to determine the elastic characteristics of the steering
4. Rationale for the rational value of the ratio of the steering control by the criteria of controllability and stability of motion.

Analysis of literature on research. The issues of stability and controllability of mobile (wheeled) vehicles are being given increasing attention. A number of studies by scientists Antonov DA, Vysotsky MS, Kushvid RN, Litvinov AS etc. Show that there is no strictly rectilinear motion, there is a "wobble" of the steered wheels, causing transverse vibrations of the machines and a change in direction.

Methods of research. In the thesis the methods of mathematical modeling, the theory of automatic control systems and experimental methods were used.

Theoretical and practical significance of the research. The recommendations on the choice of the steering gear ratio and the angles of the steering wheel steering installation, the coordinates of the installation of the hydraulic cylinders, which increase the stability of movement and controllability of mobile machines are developed. The characteristic of the elasticity of the steering gear was determined from the angles of rotation of the steered wheels under the action of the torque applied to them relative to the pivot axles with the steering wheel fixed or vice versa. Mathematical models have been developed that allow for the rational selection of steering parameters at the modernization stage.

The content of the work. The thesis consists of an introduction, 3 chapters. In the first chapter, the state of the issue is examined, the goals and objectives of the research are formulated.

The second chapter is devoted to theoretical research on the development of mathematical models of mobile machines, the compilation of a mathematical description of steering, the stabilizing and destabilizing properties, the computational determination of the parameters of steering cylinders for steering wheels.

The third chapter of the thesis describes the test procedure, measuring and recording equipment, as well as the development of conclusions and recommendations.

Main results. The gear ratio and steering angle of the steerable steering wheels is one of the main factors determining the handling characteristics of mobile machines.

It is established that the most favorable characteristics of controllability at low speeds and various maneuvers are ensured when the steering gear ratios lying in the range of 18..21 lead to high accuracy and ease of machine control when performing various maneuvers in transport mode and traffic safety.

Based on the analysis of the stabilizing properties of the steered axle, the statistical estimation of the residual destabilizing moment, which causes a monotonous one-sided withdrawal of the machine, was used due to the angles of installation of the steered wheels. The prevailing influence of the angle of longitudinal inclination (43%), camber (27%), vertical load (22%) was established.

Scientific director _____ Ph.D. Tursunov I.S.

Master _____ Yulchiyev F.M.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	12
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.	15
1.1. Определения понятий устойчивость и управляемость мобильных машин.....	15
1.2. Развитие работ по изучению управляемости и устойчивости колесных машин.....	18
1.3. Статистические характеристики параметров установки управляемых колес.....	20
1.4. Выводы по первой главе.....	26
1.5. Цели и задачи исследований.....	27
ГЛАВА 2. ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ.	28
2.1. Математическое описание мобильных машин.....	28
2.2. Уравнения курсового движения.....	29
2.2.1. Выбор математического описания качения колеса с уводом.....	34
2.2.2. Уравнения движения рулевого и управляемого колес.....	36
2.2.3. Уравнения движения колесной машины относительно неподвижной системы координат.....	40
2.3. Переходные характеристики машины при скачкообразном повороте рулевого колеса.....	41
2.4. Максимальная скорость поворота управляемых колес.....	44
2.5. Переходная и установившиеся характеристики угловой скорости поворота машины.....	46
2.6. Стабилизирующие и дестабилизирующие свойства управляемых колес.....	48
2.7. Самоповорот управляемых колес при крене моста.....	53
2.8. Определение оптимальных координат установки гидроцилиндров рулевого управления.....	55

ГЛАВ 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.	67
3.1. Характеристики механизмов управления, влияющие на управляемость и устойчивость мобильных машин.....	67
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	72
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	73

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Одним из важных факторов, влияющих на управляемость и устойчивость движения машин, является рулевое управление. А также существенно влияет на устойчивость движения углы установки управляемых колес. В настоящее время преобладающим типом рулевого управления, применяемым на мобильных машинах, строительной – дорожных и сельскохозяйственных машинах является объемное гидростатическое рулевое управление.

Эксплуатационных свойств мобильных (колесных) машин управляемость является важнейшим показателем качества, определяющим безопасность движения на различных режимах. Эти свойства мобильных машин обеспечивают уверенность водителя в реализации задаваемого режима движения, исключают самопроизвольное возникновение опасного отклонения от него и сохраняет возможность быстрой корректировки с последующей стабилизацией того же режима.

При прочих равных условиях высокая точность и легкость управления машиной при выполнении различных манёврах в транспортном режиме и безопасность движения может быть обеспечена только при хорошей управляемости и высокой устойчивости движения мобильных машин.

Отсутствие механических передач обеспечивает свободу компоновки, снижает металлоёмкость машины. В месте с тем этому типу рулевого управления характерны «скольжение» рулевого колеса, большая податливость, по сравнению с механическими рулевыми управлениями с усилителями.

Объект и предмет исследования. Модернизированных мобильных машин. Параметров рулевого управления модернизированных мобильных машин.

Цель исследования. Целью работы является в исследование процессов, обуславливающих влияние величины передаточного числа и

установочные параметры управляемых колес на характеристики машины, формирующие ее управляемость и устойчивость: запаздывание поворота управляемых колес, чувствительность машины к управлению, характер требуемых от водителя управляющих воздействий на рулевое колесо при движении по заданной траектории и выполнении различных маневров и др. и на этой основе обоснование рационального значения передаточного числа и установочные параметры управляемых колес рулевого управления.

Задачи исследования. В соответствии с поставленной целью были сформулированы следующие задачи исследований:

1. Анализ установочные параметры управляемых колес и рулевого механизма мобильных машин
2. Обоснование расчетной схемы и разработка математического описания мобильных машин с гидрообъемным рулевым управлением;
3. Выбор методики и проведение испытаний для определение упругих характеристик рулевого управления
4. Обоснование рационального значения передаточного числа рулевого управления по критериям управляемости и устойчивости движения.

Анализ литературных источников по исследованию. Вопросам устойчивости и управляемости в настоящее время уделяется всё большее внимание в литературе. Ряд исследований [6,8,20,23], показывают, что строго прямолинейного движения не существует, имеют место «влияние» управляемых колес, вызывающее поперечные колебания машин и изменение направления.

Оценка управляемости осуществляется при прямолинейном движении и в режиме поворота с постоянными и переменными величинами угла поворота управляемых колес и скорости движения. Наиболее глубоко эти вопросы изложены в работах [3,25,31,34,40].

На кафедрах «Эксплуатация и ремонт дорожно-строительных машин и оборудования» Ташкентского института по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог на протяжении ряда

лет ведутся научно-исследовательские работы по модернизацию и улучшению управляемости, устойчивости движения мобильных машин для многоцелевого назначения путем рационального выбора параметров установки управляемых колес машин, в том числе рулевого управления.

Работа посвящена улучшению устойчивости, управляемости и модернизации мобильных машин.

Содержание работы. Диссертация состоит из введения, 3-х глав. В первой главе рассмотрены состояние вопроса, сформулированы цели и задачи исследования.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям по разработке математических моделей мобильных машин, составлению математического описания рулевого управления, расчетному определению параметров гидроцилиндров поворота управляемых колес.

В третьей главе диссертации описывается методика испытаний, измерительная и регистрирующая аппаратура, а также разработке выводов и рекомендаций.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Определения понятий устойчивость и управляемость мобильных машин

В научной литературе приводится большое число формулировок понятий управляемость и устойчивость, часто противоречащих друг другу.

В работе [4] под управляемостью понимают «совокупность свойств, обеспечивающих сохранение прямолинейного движения и соответствие действительного направления движения направлению, заданному управляемых колес». Под устойчивостью автомобиля понимается "его способность двигаться без скольжения и опрокидывания". В изложении рассматриваются параметры стабилизации управляемых колес, колебания колёс и осей автомобиля. Дается выражение критической скорости, практически совпадающей с рекомендацией Е.А.Чудакова, и отмечается, что превышение этой скорости при небольшом силовом поперечном возмущении (боковой порыв ветра, наклон дороги и др.) может вызвать движение по спирали с уменьшающимся радиусом до наступления заноса или опрокидывания.

Б.С.Фалькевич [5], характеризуя устойчивость автомобиля как «совокупность его качеств, обеспечивающих движение в требуемом направлении без заноса или опрокидывания», называет управляемость одним из качеств устойчивости, «обеспечивающее движение в направлении, заданном водителем». В этом суждении следует усмотреть несколько отличные по иерархии понятия, когда управляемость рассматривается не как самостоятельное свойство. Однако в остальном имеют место те же подходы и приводится то же выражение критической скорости движения.

Д.М. Артамонов и др. уделяют достаточно существенное внимание вопросам устойчивости и управляемости, однако формулировок их не приводят. Отсутствует и характеристика показателей управляемости, хотя в

оглавлениях они объявлены, но изложены лишь требования к обеспечению хорошей управляемости. Заслуживает внимания то, что в выражении центробежной силы вводится слагаемое в функции от скорости поворота управляемых колес. Повторяется то же выражение критической скорости, подробно изложен вопрос по расчетному определению параметров стабилизации. Вместе с этим, изложены требования к соотношению углов поворота управляемых колес, которое не остаётся постоянным по их углу поворота. Несоответствие расчётному соотношению приводит к предельному повышению боковых сил на управляемых колес и потере устойчивости движения в режиме поворота особенно с малыми радиусами. В.В.Иванов и др. [6] не дают определений устойчивости и управляемости, перечисляя эти качества через запятую, и ограничиваются формулировкой требований к автомобилю "устойчиво сохранять направление движения, не отклоняясь под действием случайных сил, противостоять опрокидыванию и скольжению шин по дороге" и "быть управляемым, легко изменять направление движения по желанию водителя".

Такие формулировки следует признать чрезмерно общими тем более, что они слабо предполагают количественные оценочные показатели объявленных свойств. Вместе с тем, заслуживают внимание полученные соотношения, определяющие кинематику движения машины с оценкой бокового смещения и пути на фазах входа и выхода из поворота, но без учёта эластичности колёс. Рассматривается требуемое соотношение углов поворота управляемых колес и отмечается несовпадение за счёт эластичности шин углов при низких и больших скоростях.

Л.В. Григоренко и В.С. Колесников [7] называют способность колёсной машины выполнять криволинейное движение "поворачиваемостью", оцениваемой "двумя свойствами: управляемостью и устойчивостью". Оставляя без обсуждения точность приведённого утверждения, следует согласиться с последующими определениями управляемости как "свойства машины сохранять ... заданное направление

движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление". Устойчивость понимается как свойство "сохранять заданное направление при воздействии внешних сил". При этом отмечается возможность экстремальных условий, которые могут "привести к заносу и опрокидыванию". Это определение устойчивости можно упрекнуть в недостаточном раскрытии его свойств и практически совпадающим с понятием управляемости, хотя в последующем даются понятия, достаточные для их различия. При этом наиболее полно излагаются вопросы, связанные с устойчивостью движения. Приводятся известные соотношения по определению критической скорости прямолинейного движения. Вместе с тем, рассматривая динамический поворот двухосного автомобиля не выделяются понятия бокового увода колеса и оси, упрощённо

Антоновым Д.А. [8] были проведены исследования устойчивости движения автомобиля, базирующиеся на математической теории устойчивости А.М. Ляпунова.

Формулировка устойчивости, данная в этой работе, близка к формулировкам М. Mitschke и Я. Таборека: «Устойчивость – свойство автомобиля сохранять заданные водителем параметры движения (или положения) или заданный закон их изменения после прекращения действия возмущающих сил».

А.С. Литвинов [9] выделяет две точки зрения на понятие устойчивости автомобиля. Согласно первой точки зрения, понятие устойчивости автомобиля характеризует движение автомобиля как твердого тела по всем степеням свободы, кроме направления перпендикулярного к опорной поверхности и направления, совпадающего с продольной осью автомобиля. Однако автор отмечает, что формулировка критериев устойчивости движения по каждой из указанных степеней свободы является нечеткой и не соответствует современным понятиям устойчивости.

Со второй точки зрения, устойчивость автомобиля характеризует его поведение только в курсовом движении. Формулировка понятия устойчивости движения по этому параметру дается в полном соответствии с определениями, принятыми в общей теории устойчивости.

Анализ определений понятия устойчивость движения колесной машины позволяет сделать вывод о том, что для изучения процессов влияния рулевого управления на курсовое движение машины наиболее полно подходят понятия технической устойчивости. Такой подход реализовывался в работах Д.А. Антонова, А.А. Хачатурова и др.

Таким образом, будем считать, что исследуемая машина технически устойчива, если параметры ее движения не выходят за определенные, допустимые границы во времени движения.

Поэтому целесообразно остановиться на формулировке управляемости, данной А.С. Литвиновым [10], который отмечает, что свойство управляемости следует рассматривать в совокупности параметров, характеризующих управляемость системы автомобиль – водитель.

Таким образом, в данной работе под устойчивостью колесной машины понимается её техническая устойчивость на конкретном участке движения, а для управляемости машины приняты формулировка А.С. Литвинова [11]

1.2. Развитие работ по изучению управляемости и устойчивости колесных машин

Вопросы управляемости и устойчивости движения колесных машин рассмотрены в работах [12,6,13,14].

Д. Хашимов [15] в монографии «Управляемость и устойчивость движения хлопкоуборочных машин» показал преобладающее влияние на курсовые движения машин в рядках характеристик шин. Им показано, что для описания бокового увода шин при движении на особо малых скоростях движения применение гипотезы бокового увода шины дает не только

количественное, но и качественное ошибки. Поэтому, при математическом моделировании движения колесной машины на особо малых скоростях движения, необходимо учитывать поперечные деформации шины и её инерционность.

Обширные теоретические и экспериментальные исследования по динамике управляемого движения тракторных многозвенных поездов были проведены под руководством Н.Р. Рашидова. В этих работах были исследованы и даны конструктивные решения по обеспечению эффективности торможения, обеспечения устойчивости движения, поворотливости многозвенных тракторных поездов для перевозки хлопка.

Большинство исследователей указывают, что важным конструктивным параметром колесной машины, влияющим на формирование характеристик устойчивости и управляемости является рулевое управление.

Характер восприятия управляемым колесам возмущений от неровностей опорной поверхности оказывается разным при различных типах и параметрах рулевого управления. Это обстоятельство, наряду с запаздыванием поворота управляемых колес относительно поворота рулевого колеса и переменной передаточного числа рулевого управления, обуславливают большое влияние характеристик рулевого управления на управляемость и устойчивость движения.

Гидрообъемными рулевыми управлениями оснащаются мобильных машин транспортного назначения, условия движения которых сильно отличаются от условий работы грузовых автомобилей и тракторов. Эти отличия заключаются в более высоких скоростях движения, которые достигают 30...40 км/час.

Важным резервом улучшения управляемости и устойчивости движения являются рациональный выбор величины передаточного числа рулевого управления. Несмотря на то, что диапазон рабочих скоростей мобильных машин в 1.5...2.0 раза меньше, чем для автомобилей и

автомобильных поездов, передаточное число этих колесных машин практически одинаковы и лежат в узком диапазоне (от 17 до 22). В тоже самое время известно, что на особо малых скоростях движения, характерным для выполнения различных манёврах, наблюдается повышенный уровень курсовых отклонений машин и потребных от водителя управляющих воздействий.

1.3. Статистические характеристики параметров установки управляемых колес

Параметры управляемых колес мобильных машин оказывают существенное влияние на устойчивость движения. Влияние параметров установки управляемых колес на устойчивость движения мобильных машин рассмотрено в многих работах [4.16.17.11]. Параметры установки управляемых колес, такие как развал, схождение, наклон шкворней в продольной и поперечной плоскостях, вынос колес выбирают из условия обеспечения устойчивости прямолинейного движения мобильных машин, качения с минимальной затратой мощности, легкость управления, исключения их угловых колебаний, уменьшения износа шин. Основные параметры управляемых колес мобильных машин приведены в табл.1.

Таблица.1.1.

Мобильная машина	Нагрузка на управляемый мост, кг	Угол наклона шкворня		Угол развала колес
		поперечный	продольный	
DAF 1900 DS	5400	$5^{\circ}30'$	$2^{\circ}30'$	$1^{\circ}30'$
Volvo-1025	6000	5°	$1^{\circ}49'$	$1^{\circ}30'$
КамАЗ-5320	3320	8°	$2^{\circ}40'$	1°
ГАЗ-53 А	1460	8°	$2^{\circ}30'$	1°
International	6000	$5^{\circ}30'$	$2^{\circ}30'$	$0^{\circ}30'$
Зил-433360	3000	8°	$1^{\circ}15'$	1°
МАЗ-500А	4825	8°	$2^{\circ}30'$	1°
МАЗ-5336	6000	8°	$2^{\circ}30'$	1°
МАЗ-64227	4050	8°	$2^{\circ}30'$	1°
КрАЗ-257	5130	8°	$2^{\circ}30'$	1°
КрАЗ-255 Б	6450	$9^{\circ}30'$	5°	$30' - 45'$

БелАЗ-540	-	6°	0°	1°
ПАЗ-672	2200	8°	3°5′	1°
Bussing LUII	6300	3°30′	1°	1°43′
Magirus 232D26L	6000	3°40′	3°	1°30′

Угол развала α_p . 1) Положительный угол развала уменьшает плечо обкатки и, тем самым, снижает усилие со стороны водителя на рулевом колесе для выполнения поворота.

2) При повороте колёс происходит изменение угла развала за счёт продольного и поперечного наклонов шкворня.

3) При положительном развале от нормальных реакций Q_1 со стороны дороги появляется боковая составляющая

$$Z_1 = Q_1 \operatorname{tg} \alpha_p \quad (1.1)$$

4) Уменьшение изгибающего момента на участке цапфы.

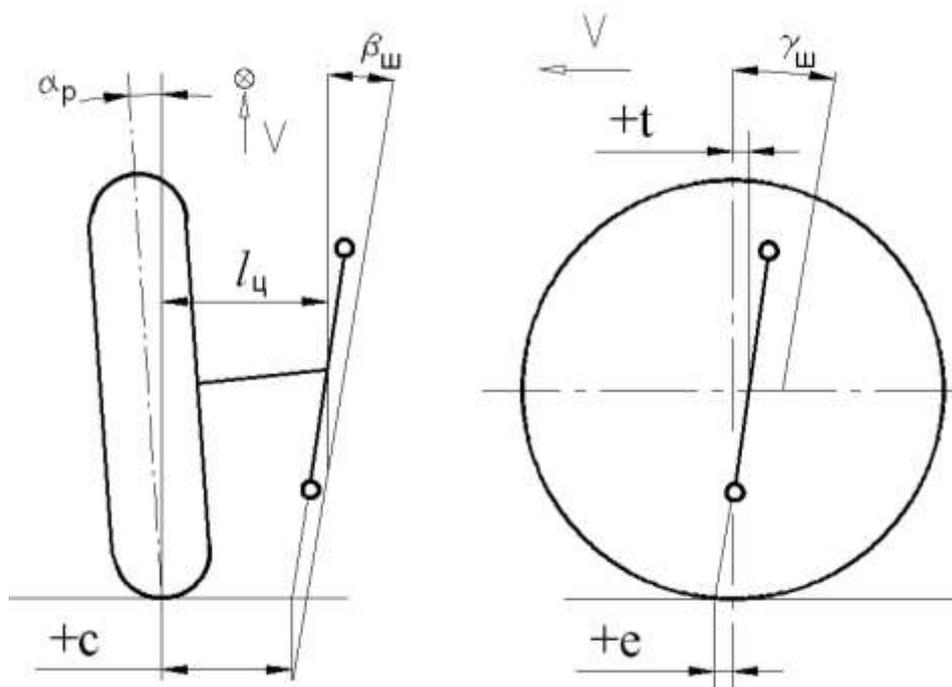


Рис.1.1. Схема установки управляемых колес мобильных машин

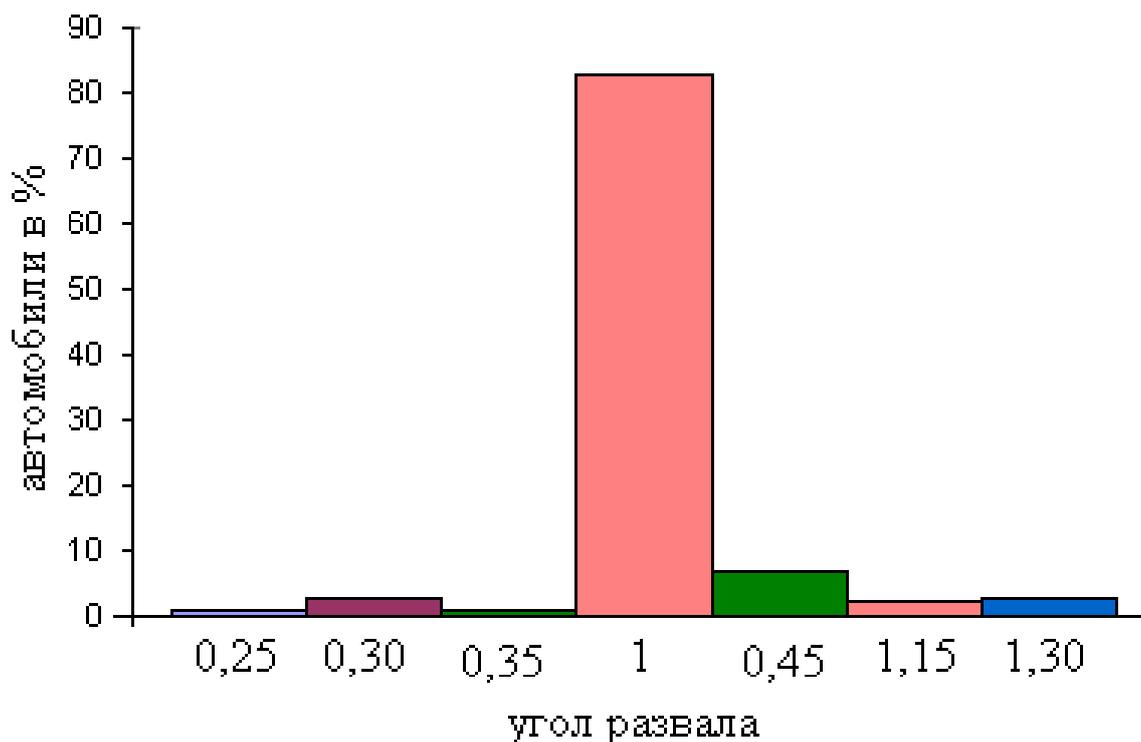


Рис. 1.2. Статистические характеристики угол развала управляемых колес

Для мобильных машин, как полагают некоторые авторы [18.22], рекомендуют $\alpha_p = 0^0$ и 2^0 . Когда равномерный износ шин происходил только при угле развала $+5' \dots +10'$. Угол развала для мобильных машин колеблется от $+45'$ до $+1^030'$ [21.18.22]. Причем 85% имеют $+1^0$.

Угол (γ_u) продольного наклона оси поворота управляемых колес. Основным назначением этого угла является создание достаточного стабилизирующего момента M_γ , обусловленного наличием продольной F и боковой Z сил.

$$M_\gamma = Z_1 r_K \sin \gamma_u \quad (1.2)$$

Величина продольного угла оси поворота тесна связана с понятиями *вылет* (e) и *вынос* (t). Таким образом, по рекомендации [22] возможны шесть основных вариантов установки оси поворота в продольной плоскости:

- 1) угол γ_u положителен, $t=0$ ($e = r_K \sin \gamma_u$);
- 2) угол $\gamma_u = 0$, вылет положителен и равен выносу колеса назад ($e=t$);
- 3) угол γ_u отрицателен, $t=0$ ($e = -r_K \sin \gamma_u$);

- 4) угол $\gamma_u = 0$, вылет отрицателен и равен выносу колеса вперёд ($e = -t$)
- 5) угол γ_u положителен, вынос отрицателен ($e = r_K \sin \gamma_u - t$);
- 6) угол γ_u положителен, вынос положителен ($e = r_K \sin \gamma_u + t$).

По рекомендации [18] приводятся по использованию приведённых вариантов: первый, второй, пятый и шестой варианты используются при любой компоновке; третий и четвёртый обеспечивают наиболее быстрый возврат руля при слишком большом стабилизирующем моменте; пятый обеспечивает наиболее удачное изменение угла развала при повороте без значительного увеличения стабилизирующего момента на колесе при большом продольном наклоне оси поворота. При использовании первого, третьего, пятого и шестого вариантов, в целях упреждения повышенного усилия на рулевом колесе, следует ограничивать значение продольного угла наклона оси поворота. Повышенное значение вылета оси поворота при прямолинейном движении может вызвать колебания колёс при наезде на препятствие или при боковом ветре, тогда как его заниженное значение при повороте может спровоцировать обратный поворот колёс.

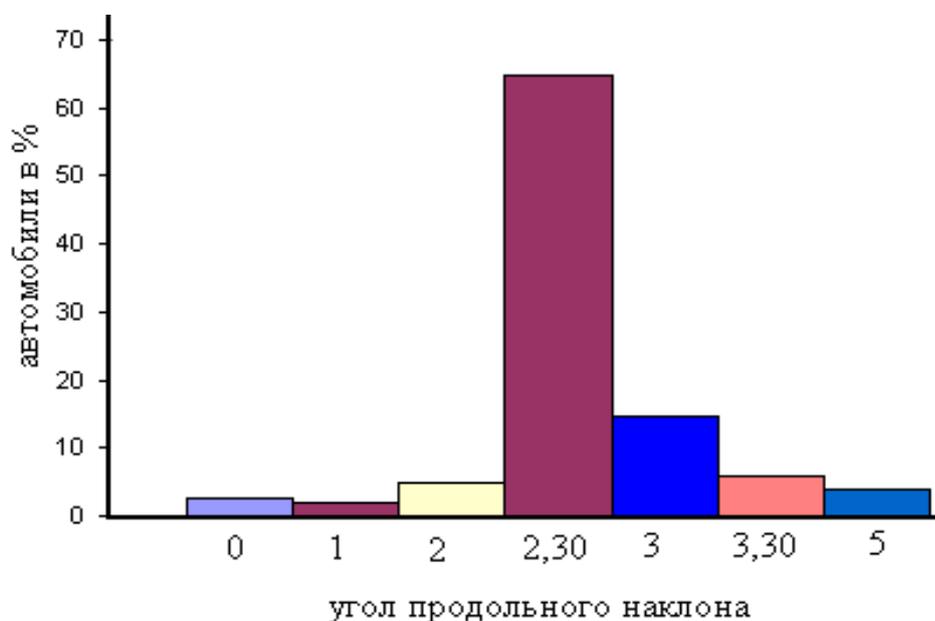


Рис. 1.3. Статистические характеристики продольного наклона управляемых колес

Статистические данные углы продольного наклона для мобильных

машин является диапазон углов от 0° до $+3^{\circ}30'$. Почти 65% машин имеют продольный наклон $+2^{\circ}30'$. Разница углов между сторонами независимо от типа мобильных машин по рекомендацию [19. 20] не должна превышать 1° .

Угол ($\beta_{ш}$) поперечного наклона оси поворота управляемых колес. За счёт него возникает составляющая от вертикальной реакции дороги на колесо, которая при отклонении его от нейтрального положения вызывает крутящий момент, возвращающий колесо в нейтральное положение:

$$M_{\beta} = Q(l_{ц} - r_{к} \sin \beta_{ш}) \sin \beta_{ш} \sin \Theta \quad (1.3)$$

где Q -вертикальная реакция на колесо; $l_{ц}$ – длина поворотной цапфы; $r_{к}$ - радиус колеса; $\beta_{ш}$ – поперечный наклон шкворня; Θ – угол поворота направляющего колеса от нейтрального положения.

Существует мнение [21], что при отрицательном или небольшом положительном значении плеча обкатки величина поперечного наклона оси поворота будет максимальной и выбирается из пределов $+11^{\circ} \dots +18^{\circ}$. Тогда как при "большом" положительном плече обкатки - из пределов $+6^{\circ} \dots +12^{\circ}$. Однако такое распределение следует считать условным, потому как при расчёте для конкретной мобильных машин весовой стабилизирующий момент может оказаться недостаточным и угол наклона оси без каких-либо ограничений может быть увеличен.

Расчёт угла поперечного наклона оси поворота должен вестись в чётком соответствии с так называемым плечом обкатки, наглядную связь между которыми можно показать на простом примере. Так при $\beta_{ш} = 12, 9^{\circ}$ и 6° ($\alpha_p = 1.5^{\circ}$; $l_{ц} = 0.05\text{м}$; $r = 0.27\text{м}$) плечо обкатки будет соответственно примерно -13,0 и 15 мм. Но сложность нахождения оптимальной величины плеча обкатки заключается по поводу его знака для той или иной компоновки или типа подвески мобильных машин.

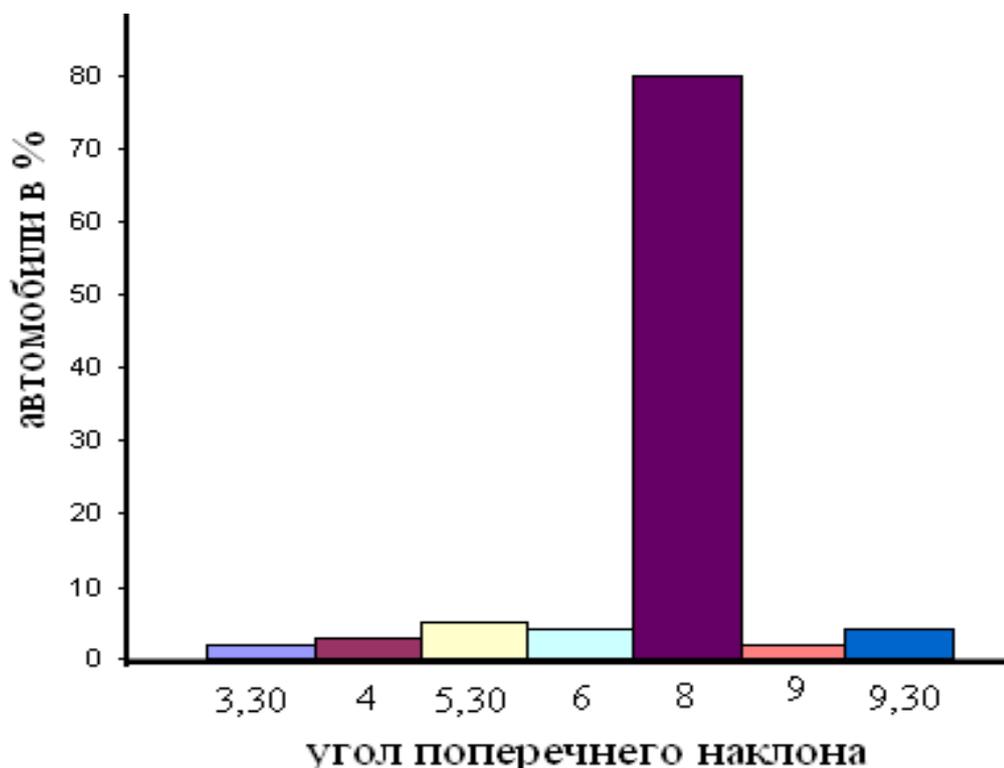


Рис. 1.4. Статистические характеристики углов поперечного развала управляемых колес

Статистических характеристики углов установки больше 100 колесных мобильных машин показывает, что угол ($\beta_{ш}$) поперечного наклона колеблется от $+2^{\circ}$ до $+18^{\circ}$. При диапазоне наиболее употребимых значений от $+5^{\circ}$ до $+8^{\circ}$ почти 80% имеют $+8^{\circ}$.

Плечо обкатки ($\pm c$). Статистические данные плеч обкатки показывают, что для мобильных машин колеблются в пределах примерно от -20 до +100 мм. Машины же с приводом на передние колёса имеют меньший диапазон. Примерно от -20 до +50 мм, что подтверждает теорию подбора плеча обкатки в зависимости от типа привода.

Угол схождения (C_x). Анализ литературы показал отсутствие математического обоснования угла схождения. Единственным эмпирическим заключением [21.18.22] является то, что схождение назначается с целью компенсации увода, вызванного углом развала.

$$C_x = \Delta S / 2\pi r = \pi \alpha_p \quad (1.4)$$

где, ΔS – боковое скольжения вызванному углу развала, r - радиус колеса.

Статистические данные углы схождения показывают, что для мобильных машин колеблются в пределах от +1.5 до 9 мм. При этом отсутствуют ярко выраженных закономерностей. Это подтверждает, что схождения очень индивидуальный для каждой машины, величина которого должна согласоваться с развалом и еще рядом параметры управляемых колес.

Таким образом, анализ значений установочных параметров управляемых колес показал, что применяемые в настоящее время на мобильных машин значения указанных параметров не обеспечивают оптимального по многим показателям соотношения углов поворота и наклона плоскостей управляемых колес, что создает повышенное проскальзывание шин в контакте с дорожной поверхностью и, как следствие, снижение устойчивости автомобиля, повышение уровня нагрузок, воспринимаемых несущими элементами ходовой системы и подвески, увеличение интенсивности износа шин.

1.4. Выводы по первой главе

1. Установлено, что до настоящего времени величину передаточного числа рулевых управлений тракторов и самоходных колесных энергетических средств, принимают в диапазоне 18-22, то есть такими же как и для легковых и грузовых автомобилей.
2. Применяемые в настоящее время на мобильных машин значения указанных параметров не обеспечивают оптимального по многим показателям соотношения углов поворота и наклона плоскостей управляемых колес, что создает повышенное проскальзывание шин в контакте с дорожной поверхностью
4. На основе проведенного анализа сформулированы цели и задачи исследований.

1.5. Цели и задачи исследований

Анализ основных направлений работ, посвященных исследованиям управляемости и устойчивости движения показал, что вопросы влияния рулевого управления, в особенности объемного гидростатического рулевого управления и установочные параметры управляемых колес, на управляемость и устойчивость движения изучены недостаточно. Мало изученным являются вопросы влияния величины передаточного числа рулевого управления на характер движения различных режимах колесных машин, в том числе в различных манёврах движения.

Основной целью работы является исследование процессов, обуславливающих влияние величины передаточного числа и установочные параметры управляемых колес на характеристики машины, формирующие ее управляемость и устойчивость: запаздывание поворота управляемых колес, чувствительность машины к управлению, характер требуемых от водителя управляющих воздействий на рулевое колесо при движении по заданной траектории и выполнении различных маневров и др. и на этой основе обоснование рационального значения передаточного числа и установочные параметры управляемых колес рулевого управления.

В соответствии с поставленной целью были сформулированы следующие задачи исследований:

- анализ установочные параметры управляемых колес и рулевого механизма мобильных машин
- обоснование расчетной схемы и разработка математического описания мобильных машин с гидрообъемным рулевым управлением;
- выбор методики и проведение испытаний для определение упругих характеристик рулевого управления
- обоснование рационального значения передаточного числа рулевого управления по критериям управляемости и устойчивости движения.

ГЛАВА 2. ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

2.1. Математическое описание мобильных машин

В данной работе при составлении математического описания колесной машины обобщены и учтены многочисленные теоретические исследования управляемости и устойчивости движения автомобилей и колесных тракторов, в которых даны рекомендации по учёту числа степеней свободы машины, описания бокового движения колеса и др.

Поскольку полная система дифференциальных уравнений движения колесной машины является достаточно громоздкой, оперирование с ней для решения различных задач, даже в условиях применений современных ЭВМ, представляет достаточно трудоемкую задачу. Кроме этого, использование наиболее подробных расчетных схем, не оправдано и с точки зрения улучшения точности расчетов, особенно в линейных моделях. Поэтому для решения различных задач в данной работе использованы как полная система уравнений, так и ее частные варианты. Например, при анализе движения машины по ровной дороге можно пренебречь вертикальными колебаниями машины и тем самым значительно упростить решаемую задачу.

Поэтому в работе используются несколько вариантов математических моделей машины, которые наиболее приемлемы с точки зрения решения конкретной задачи.

Важными характеристиками машины являются его переходные характеристики при ступенчатом (скачкообразном) повороте рулевого колеса, по которым определяются быстродействие рулевого управления, запаздывание поворота машины и управляемых колес, статическая чувствительность к управлению и др. В месте с этим весьма важными характеристиками являются динамическая чувствительность к управлению и некоторые другие характеристики, которые экспериментально определяются при испытаниях машины при движении по заданной

траектории. Определение этих характеристик расчетным путем требует применения так называемого обратного метода расчета, то есть метода расчета, когда выходным воздействием являются не поворот рулевого или управляемого колес, а траектория движения. Поэтому в работе использовались как прямой, так и обратные методы расчета.

2.2. Уравнения курсового движения

Уравнения курсового движения мобильной машины в проекциях на оси координат, связанные центром масс машины имеют вид, рис. 1.

$$\begin{aligned} m(\dot{v}_y + v_x \omega_z) &= \sum Y_i \\ J_z \omega_z &= \sum M_{zi}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где m – масса машины;

V_x, \dot{V}_y – проекции поступательной скорости и поперечного ускорения центра масс машины на оси X и Y ;

$\sum Y_i$ – проекции главного вектора внешних сил на ось Y .

ω_z – проекция угловой скорости машины на ось Z .

$\sum M_{zi}$ – главный момент внешних сил относительно оси Z .

J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси.

Эти уравнения записаны в предположении, что скорость движения машины является постоянной, а углы поворота и увода колес малы, то есть они не превышают 10° . Это позволяет синусы и тангенсы углов принять равными своим аргументам. Следует считать, что такие допущения справедливы для решения задач устойчивости и управляемости колесных машин. Для решения система уравнений (2.1) должна быть дополнена уравнениями для углов увода колес, которые можно получить из кинематических соотношений.

Средний угол увода шин передних колес определяется по уравнению:

$$\delta_i = \frac{1}{v_x} (v_y + a\omega) - \theta_{cp} \quad (2.2)$$

где θ_{cp} – средний угол поворота управляемых колес;

v_y - поперечная скорость центра масс машины;

a - расстояние от центра масс машины до передней оси.

Средний угол поворота управляемых колес

$$\theta_{cp} = (\theta_{Л} + \theta_{П})/2$$

Учёт дополнительной боковой силы, возникающей при наклоне колеса, вызываемым креном моста или кузова удобнее всего представить в виде дополнительного увода шины, который можно выразить следующим образом

$$\delta_{\varphi} = \varphi_i \cdot \lambda_i \quad (2.3)$$

где φ_i – угол наклона колес, вызванный креном моста или остова машины; λ_i - коэффициент эквивалентности между наклоном колеса и соответствующим ему углом увода.

Тогда средний угол увода шин передних колес будет определяться из выражения

$$\delta_1 = \frac{1}{v_x} (v_y + a\omega) - \theta_{cp} + \lambda_1 \varphi_i \quad (2.4)$$

Средний угол увода шин задних колес, определенный с учётом наклона колес:

$$\delta_2 = \frac{1}{V_x} (V_y + b\omega) + \lambda_2 \varphi_0, \quad (2.5)$$

где φ_0 – угол крена остова машины; λ_2 имеет такой же смысл, что и коэффициент λ_1 .

Углы увода передних и задних колес для машины с задними управляемыми колесами определяются по формулам, рис. 2

$$\delta_1 = \frac{V_y - a \cdot \omega}{V_x} \quad (2.6)$$

$$\delta_2 = \frac{V_y + b \cdot \omega}{V_x} \quad (2.7)$$

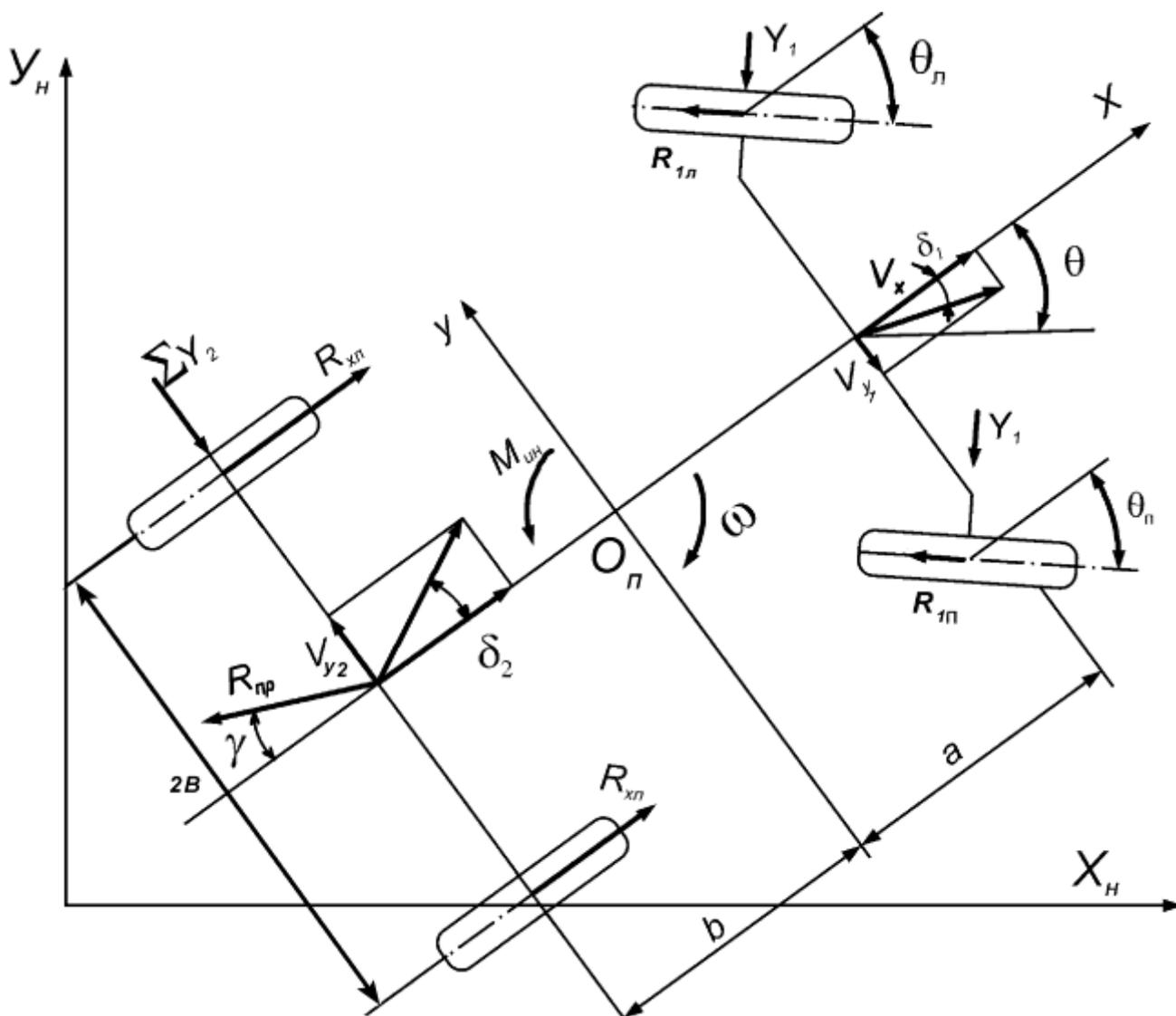


Рис 2.1. Расчетная схема мобильной машины с передним управляющим и колесами.

При решении систем уравнений (2.6) и (2.7) целесообразно учесть влияние на коэффициенты сопротивления уводу изменение вертикальной нагрузки на колесах и тяговой силы на ведущих колесах. Кроме того для случаев моделирования движения машины при движении по деформируемому грунту учесть влияние деформационных свойств грунта в боковом направлении.

А.С. Литвинов [11] и несколько позже Д.Л. Антонов [12] показали возможность учета вышеперечисленных факторов с помощью корректирующих коэффициентов сопротивления уводу.

По результатам их работ эквивалентный коэффициент сопротивления уводу шины можно определить следующим образом:

$$K = q_N \cdot q_T \cdot q_G \quad (2.8)$$

где: q_N – учитывает влияние вертикальной нагрузки на коэффициент сопротивления уводу;

q_T – учитывает влияние тяговой силы;

q_G – учитывает деформационные свойства грунта в боковом направлении.

Эти коэффициенты определяются по следующим формулам [13].

$$q_N = 1 - 0,6 \cdot (\Delta R_Z / R_Z) + 0,4 \cdot (\Delta R_Z / R_Z) \quad (2.9)$$

где $\Delta R_Z = R_z - R_{z0}$;

(R_z – текущее значение вертикальной нагрузки;

R_{z0} – вертикальная нагрузка, соответствующая максимальному значению коэффициента сопротивления уводу.)

Корректирующий коэффициент, учитывающий влияние тяговой силы определяется по формуле [34],

$$q_T = \sqrt{(1 - R_x / \varphi \cdot R_Z)^2} \quad (2.10)$$

где R_x – касательная реакция на ведущем колесе

Корректирующий коэффициент q_G определяется по формуле [13]

$$q_G = 1 + 2K_\delta / C_G \cdot b \cdot l^2 \quad (2.11)$$

где b, l - ширина и длина отпечатка шины;

C_G – жесткость грунта в боковом направлении.

Боковая жесткость шины при качении по деформируемому грунту определяется по формуле

$$C_\ominus = ((C_{III} \cdot C_G) / C_{III} + C_G) \quad (2.12)$$

где C_\ominus – боковая жесткость шины.

Выражения для углов наклона колес φ относительно остова машины можно получить исходя из кинематики подвески. Балка переднего моста 4-колесных тракторов имеет продольно расположенный шарнир, соединяющий передний мост с остовом трактора. В этом случае углы наклона передних колес будут равны углу поперечного крена моста, связанных с мостом свечной подвеской.

При такой подвеске переднего моста углы наклона колес относительно остова машины определяются по формуле:

$$\varphi_K = \lambda_\varphi (\varphi_0 - \varphi_M) \quad (2.13)$$

где φ_0 – угол крена остова

Кроме того, поперечный крен остова может приводить к повороту балки моста в горизонтальной плоскости (кинематический увод колес):

$$\theta_K = \lambda_\theta (\varphi_0 - \varphi), \quad (2.14)$$

где $\lambda_\varphi, \lambda_\theta$ - коэффициенты пропорциональности между углами крена и поворота оси балки моста в плане при крене остова машины.

Для колесной машины, связанной с передним подрессоренным мостом, шарнирно связанным с остовом машины, (схема 4-х колесного трактора) можно записать следующие уравнения для углов поперечного крена, рис 3

$$(J_x - J_{m_1})\ddot{\varphi} + K_{\varphi_1}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{m_1}) + K_{\varphi_2}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{m_1}) + C_{\varphi_1}(\varphi - \varphi_{m_1}) - mgh_c\varphi + h_c(Y_1 + Y_2) + 2C_{ш}d_k^2\varphi_{q^2} = 0 \quad (2.15)$$

$$J_{m_1}\ddot{\varphi}_{m_1} - K_{\varphi_1}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{m_1}) - C_1(\varphi - \varphi_{m_1}) + 2C_{ш}d_k^2(\varphi_{m_1} - \varphi_{q_1}) = 0,$$

где $C_{ш}$ – радиальная жесткость шин;

d_k – колея колес машины;

φ_{q1} и φ_{q2} – средние углы поперечного наклона дороги;

J_x – момент инерции машины относительно оси X;

J_m – момент инерции управляемого моста относительно горизонтальной оси подвеса моста к остову мобильных машин

K_{φ} - коэффициент сопротивлению крену, пропорциональной угловой скорости крена;

h_c - высота центра масс мобильных машин

Для случая движения по ровной горизонтальной дороге уравнения для углов поперечного крена существенно упрощаются, так как можно пренебречь колебаниями моста.

Для этого случая уравнение крена остова машины имеет вид:

$$\dot{J}_x\ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + C_{\varphi}\varphi + h_c(Y_1 + Y_2) = 0, \quad (2.16)$$

где $\dot{J}_x = J_x - J_{m_1}$;

$$C_{\varphi} = \frac{C_{\varphi_1}C_{ш1}}{C_{\varphi_1} + 2C_{ш}d_k^2} - mgh_c. \quad (2.17)$$

2.2.1. Выбор математического описания качения колеса с уводом

Наиболее простой моделью качения эластичного колеса является модель бокового увода. Согласно этой модели боковая реакция Q связана с углом увода δ простой функциональной зависимостью.

$$Y = k_y\delta, \quad (2.18)$$

где k_y – коэффициент сопротивления уводу шины.

Модель бокового увода шины дает хорошие результаты при исследовании движения машины с достаточно большими скоростями. При этом инерционностью шины можно пренебречь. Однако эта формула не учитывает поперечной деформации шины, а следовательно, пренебрегаются и поперечные колебания машины на шинах. Применение этой формулы для анализа движения машины с относительно малыми скоростями движения даже при невысокой частоте поворота колес может дать существенные ошибки. Это связано с тем, что время установления переходного процесса в шине зависит от длины пути, проходимого колесом. При малых скоростях движения запаздывание поперечной реакции по отношению к углу увода может вносить не только количественные, но и качественные ошибки в характер расчетного моделирования.

В теории качения колеса предположены ряд моделей бокового движения колеса и рекомендованы области их применения [24].

На основе результатов этих исследований для задач, поставленных в данной работе, наиболее подходящей моделью качения шины является модель, описываемая следующими уравнениями кинематических связей:

$$\left. \begin{aligned} Y &= C_y \xi \\ \frac{1}{V} \dot{\xi} + \frac{C_y}{K_y} \xi &= -\delta \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

где ξ - поперечная деформация шины;

C_y – поперечная жёсткость шины.

Данная модель учитывает поперечные деформации и инерционность шины, что дает заметное уточнение процесса качения колеса по сравнению с моделью, построенной на гипотезе бокового увода ($Y=k \cdot \delta$), не только при быстро меняющихся углах увода, но и для случаев движения с относительно невысокой скоростью движения. Последние являются весьма важным для решения задач динамики тихоходных колесных машин.

2.2.2. Уравнения движения рулевого и управляемого колес

Основным элементом гидрообъемного рулевого управления является насос – дозатор. В настоящее время конструктивно и технологически насос дозаторы рулевых управлений доведены до высокого совершенства и выпускается несколькими фирмами. Выбор типоразмера насос дозаторов осуществляется в зависимости от нагрузки на управляемые колеса и требуемой скорости поворота управляемых колес. По этому в рамках данной работы рабочие процессы насос – дозаторов не рассматривались. Математические описания насос дозаторов получали экспериментальным путем по переходной характеристики насос – дозатора на единичное скачкообразное управляющие воздействие.

Математическая модель насос – дозатор – исполнительный цилиндр представлялась своей передаточной функцией, где входной величиной являлся угол поворота рулевого колеса, а выходной величиной давление в напорной магистрали рулевого привода или перемещение штока исполнительного гидроцилиндра.

По экспериментальным полученным переходным характеристикам была получена следующая передаточная функция.

$$W(S) = \frac{K_p e^{-ts}}{T^2 S^2 + 2T\varepsilon S + 1}, \quad (2.20)$$

где K_p – коэффициент пропорциональности (передаточное число от рулевого колеса к перемещению штока гидроцилиндра).

T – постоянное времени;

ε – коэффициент демпфирования.

Передаточная функция рулевого управления может быть представлена произведением передаточных функций насос-дозатора и гидропривода механической части рулевого привода.

$$W_{\frac{\alpha}{\theta}}(S) = W_{ГП}(S) \cdot W_{МП}(S), \quad (2.21)$$

где $W_{ГП}(S)$ – передаточная функция гидравлического привода рулевого управления;

$W_{МП}(S)$ – передаточная функция механической части привода, получаемая из уравнения (2.22).

Передаточная функция $W_{МП}(S)$ имеет такой же вид, как и передаточная функция $W_{ГП}(S)$.

Учитывая вышеизложенную расчетную схему рулевого управления, может быть представлено в виде; показанном на рис.3.

Уравнение движения управляемых колес, приведенные к оси поворота управляемых колес можно представить в виде

$$J_k \ddot{\theta} = M_{pk} + M_c + M_{cш} + M_f, \quad (2.22)$$

где M_{pk} – момент упругости рулевого привода;

$M_{cш}$ – упругий стабилизирующий момент шины;

M_c – стабилизирующий момент обусловленный наклоном стойки колес в поперечной и продольной плоскостях.

M_f - момент, обусловленный разностью сил сопротивления качению левого и правого колес. Моментом M_f , вызванным от разности сил сопротивления качению левого и правого колес можно пренебречь из-за его малости по сравнению с другими членами уравнения.

Выше перечисленные моменты определяется по формулам:

$$M_{pk} = C_{pn} \cdot X_{шт} l_p \quad (2.23)$$

где l_p – длина поворотного рычага

C_{pn} – жесткость рулевого привода.

При углах увода шины, не превышающий 4...5°, плечо приложения боковой реакции зависит от длины большого эллипса контактной площадки шины и равно одной шестой ее длины. Упругий стабилизирующий момент

шины при углах увода, не превышающих $4...5^\circ$, можно представить следующей линейной зависимостью:

$$M_{сш} = Y_1 \cdot l_{ш} \quad (2.24)$$

где $l_{ш}$ – плечо приложения боковой реакции.

Стабилизирующий момент, обусловленный продольным наклоном шкворня, можно определить по формуле:

$$M_c = Y \cdot L_C \quad (2.25)$$

$$\text{где} \quad L_C = (l'_\gamma \sin \gamma + r_g \cos \gamma) \sin \beta_{ш};$$

l'_γ - длина поворотной цапфы;

γ - угол поперечного наклона стойки;

$\beta_{ш}$ – угол продольного наклона стойки;

r_g – динамический радиус колеса.

Момент M_f от резкости касательных сил сопротивления качения на правом и левом колесах и можно определить по следующей формуле:

$$M_f = (R_{zправ} - R_{zлев}) f \cdot l, \quad (2.26)$$

где $R_{zправ}$ и $R_{zлев}$ – вертикальные реакции на правом и левом управляемых колесах; f – коэффициент сопротивления качению.

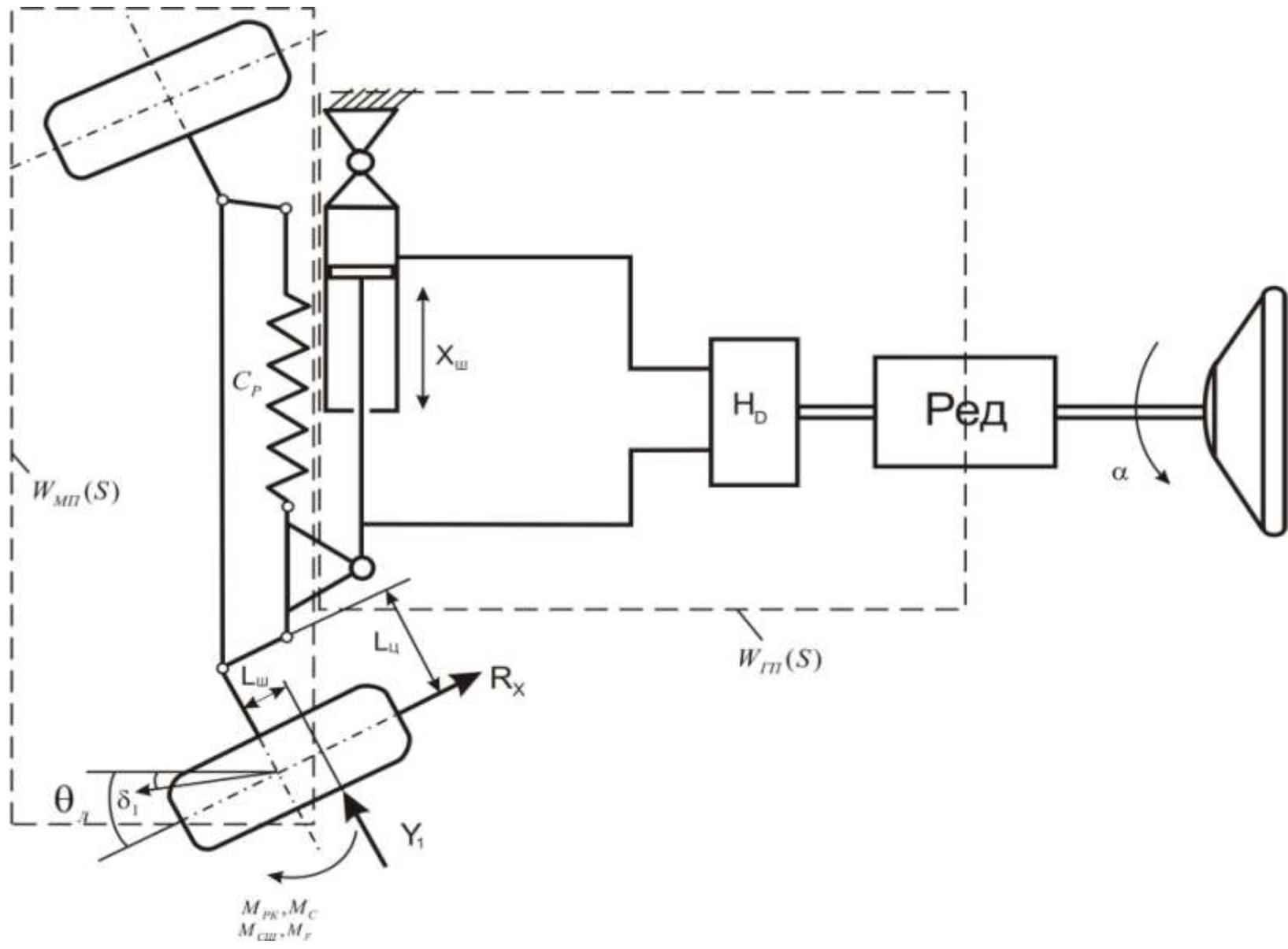


Рис.2.2. Расчетная схема рулевого управления

2.2.3. Уравнения движения колесной машины относительно неподвижной системы координат

Запись уравнений движения в неподвижной системе координат используется для математического моделирования движения колесной машины по заданной траектории, то есть когда входной величиной является не угол поворота рулевого колеса, а траектория движения.

Такая схема расчета позволяет исследовать влияние различных параметров машины в одинаковых условиях, так как при движении машины с одной и той же скоростью, но с различными, например, передаточными числами рулевого управления, силы, действующие на машину будут одинаковыми.

Если для изучения влияния передаточного числа рулевого управления задавать поворот рулевого колеса, то в каждом случае траектории будут разными (прямой метод расчета). Поэтому силы, тоже будут разными.

Поэтому прямой метод расчета удобен для определения реакций машины на управление. Для решения других задач большие возможности дает обратный метод расчета путем задания траектории движения.

Для записи уравнений движения в неподвижной системе координат будем считать, что вектор скорости центра масс машины совпадает с касательной к траектории движения.

Такой подход для решения задач управляемости использовался в работах Гинцбурга Л.Л., Мичке М., Добринина А.С. и др.

Если через S обозначить путь, проходимый машиной, а через γ угол между вектором скорости центра масс машины и касательной к траектории движения, то можно записать следующие уравнения связей:

$$\gamma = \frac{dy}{ds} = \psi + \delta_a, \quad (2.28)$$

$$v\dot{\gamma} = \dot{\gamma}z - v\dot{\psi}. \quad (2.29)$$

Для моделирования движения тракторного поезда, примем, что тягач буксирует один прицеп.

Влияние прицепа на движение тягача будем учитывать силой $P_{кр}$ сопротивления движению прицепа, приложенной в точке стенки. Сила сопротивления $P_{кр}$ определяется из уравнения тягового баланса прицепа, которое для движения с постоянной скоростью и не учета силы аэродинамического сопротивления имеет вид:

$$P_{кр} = G_{пр} \cdot f, \quad (2.30)$$

где $G_{пр}$ - масса прицепа;

f - коэффициент дорожного сопротивления.

Сила $P_{кр}$ приложена в точке сценки под углом γ_n к продольной.

Вводя проекции этих сил на оси подвижной системы координат в правую часть первого уравнения системы [25] и моменты от этих сил в правую часть уравнения (2) получим уравнения движения тракторного поезда.

Решения полученной системы уравнений с уравнениями связей [26] и [27] дают нам уравнения движения тракторного поезда относительно неподвижной системы координат.

2.3. Переходные характеристики машины при скачкообразном повороте рулевого колеса

При расчетном моделировании переходных характеристик варьировались передаточное число рулевого управления, скорость движения машины, коэффициенты сопротивления уводу и поперечная жесткость шин.

Расчеты проводились для 4-х колесной машины с передним расположением управляемого колеса и 4-х колесной схемы машины с задними управляемыми колесами и для транспортного трактора с одним

прицепом.

При расчетах определялись средний угол поворота управляемого колеса, угловая скорость поворота машины, поперечные деформации шин передних и задних колес. Решение уравнений движения проводилось численным интегрированным методом Рунге – Кутта с применением стандартных программ.

При расчетах время, за которое рулевое колесо, поворачивалось на угол 65° , принималось равным 0,265 с. Этим параметрам соответствует угловая скорость поворота рулевого колеса равная 250 град/с (4,4 рад/с).

На рис.2.3 показаны переходные характеристики рулевого управления при разных значениях передаточного числа рулевого управления.

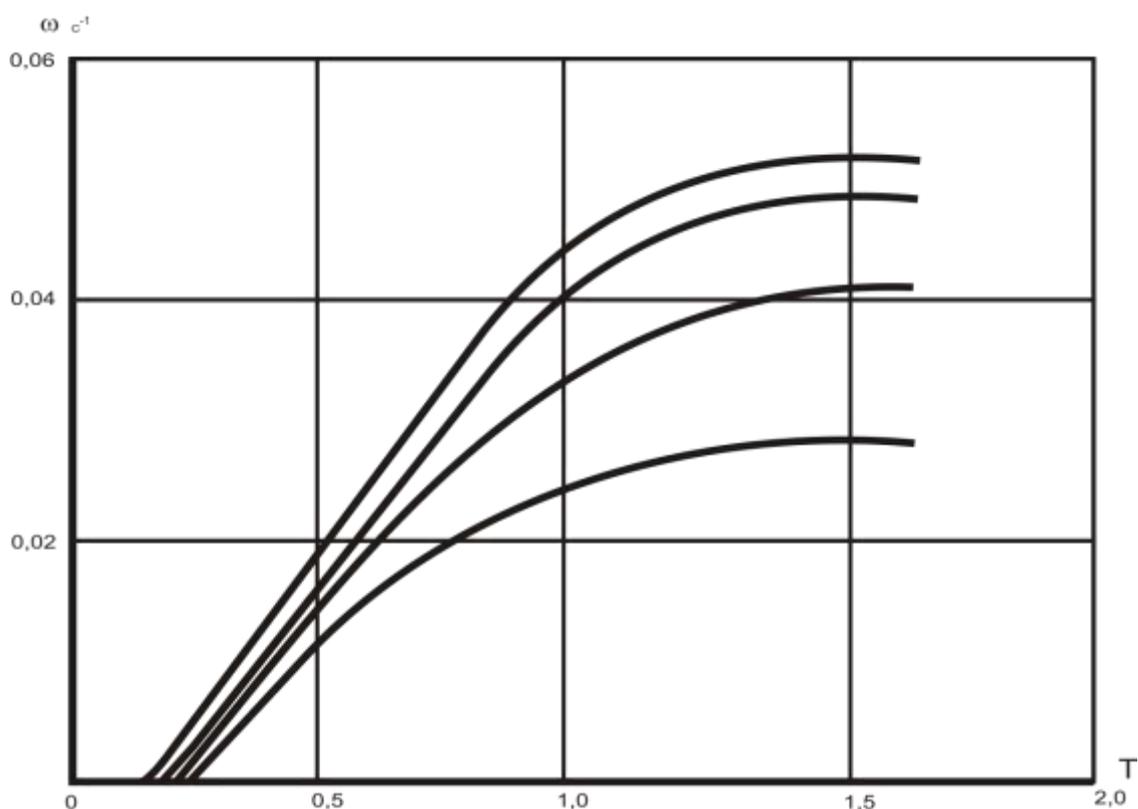


Рис. 2.3. Переходные характеристики рулевого управления.

Переходные характеристики угловой скорости поворота при различных передаточных числах рулевого управления: **1 – 12,8; 2 – 16,2; 3 – 21,4; 4 – 31,0**. Скорость движения 40 км/час

Из рисунка 2.4 видно, что при всех значениях передаточного числа рулевого управления переходная характеристика угла поворота управляемых колес имеет монотонный характер изменения. Анализ этих характеристик показывает, что во-первых, время запаздывания поворота управляемых колес, после поворота рулевого колеса, оказывается различным, при разных значениях передаточного числа рулевого управления.

Наименьшее запаздывание имеет место при передаточном числе рулевого управления, равным 21,4 и составляет 0,09...0,10 с. С увеличением передаточного числа рулевого управления время запаздывания поворота управляемых колес начинает расти и при передаточном числе рулевого управления равным 31,0 составляет 0,20 с., т. е. увеличивается в 2 раза.

Во-вторых, как и ожидалось отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота управляемых колес отличается от его статического значения и всегда больше его. Причем эта величина (динамическое передаточное число) отличается от его статического значения на 5...15%.

Рис 2.4.

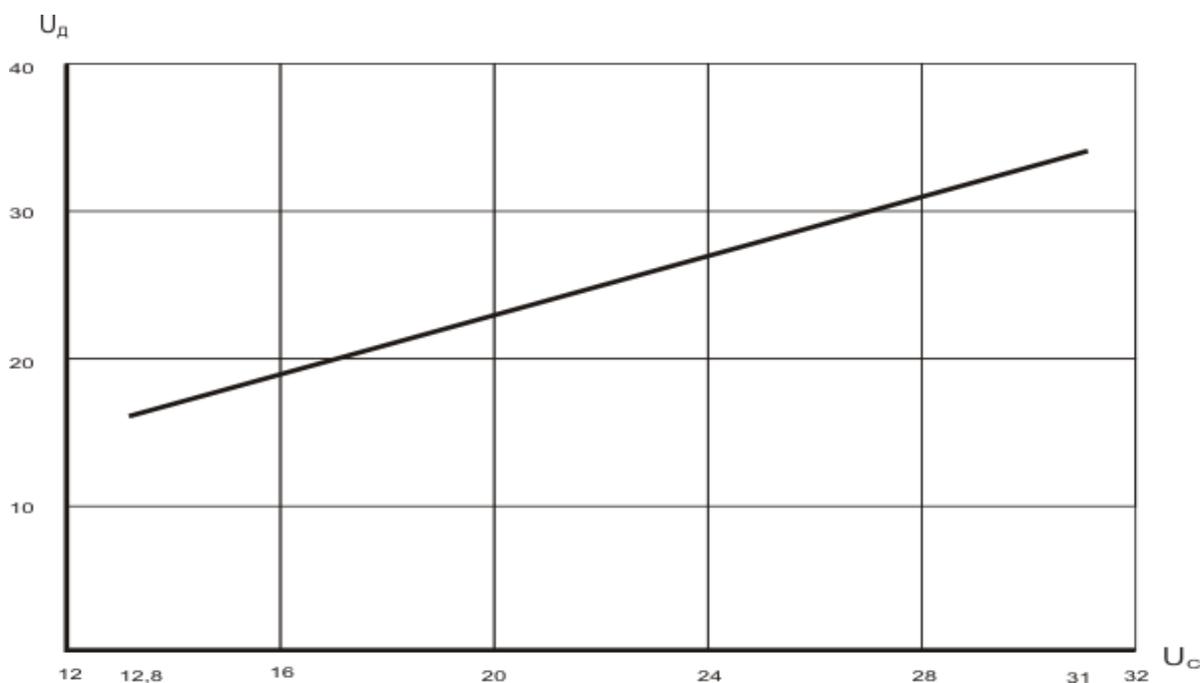


Рис 2.4. Максимальные значения динамических передаточных чисел при скачкообразном повороте рулевого колеса.

Это явление объясняется тем, что фактический угол поворота управляемых колес, при одном и том же значении угла поворота рулевого колеса, уменьшается с увеличением статического передаточного числа рулевого управления. Поэтому силы и моменты от этих сил уменьшаются, что обуславливает меньшее «скольжение» рулевого колеса и меньшие деформации в рулевом приводе.

2.4. Максимальная скорость поворота управляемых колес

Максимальная скорость поворота управляемых колес определялось по переходной характеристики угла поворота управляемых колес путем проведения касательной с максимальным углом по отношению к оси абсцисс, рис 2.5.

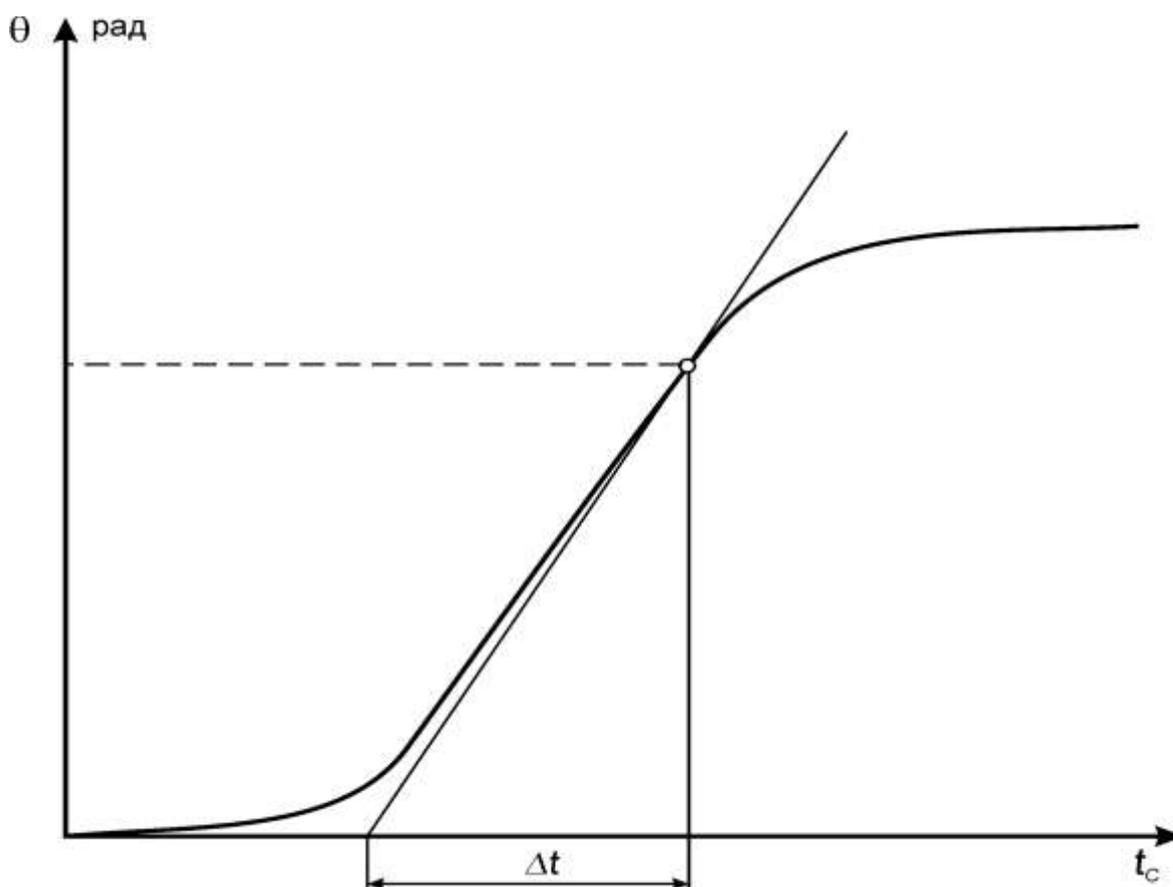


Рис 2.5. Определение максимальной угловой скорости поворота управляемых колес.

На рис 2.6. показана зависимость скорости поворота управляемых колес при скачкообразном повороте рулевого колеса на угол 65° в зависимости от передаточного числа рулевого управления. Из рисунка видно, что зависимость максимальной угловой скорости поворота управляемых колес с увеличением передаточного числа рулевого управления уменьшается по закону, близкому к линейному.

При передаточном числе рулевого управления, равно 21,4 угловая скорость поворота управляемых колес составляет $0,055\text{с}^{-1}$, а при передаточном числе равно 31,0 максимальная угловая скорость составляет $0,033\text{с}^{-1}$, т.е. уменьшается более чем на 65%.

При номинальном значении передаточного числа рулевого управления (21,5) угловая скорость меньше, чем при $U_c=12,8$ на 25%.

Уменьшение скорости поворота управляемых колес объясняется меньшей скоростью поворота золотника распределительного устройства насос–дозатора.

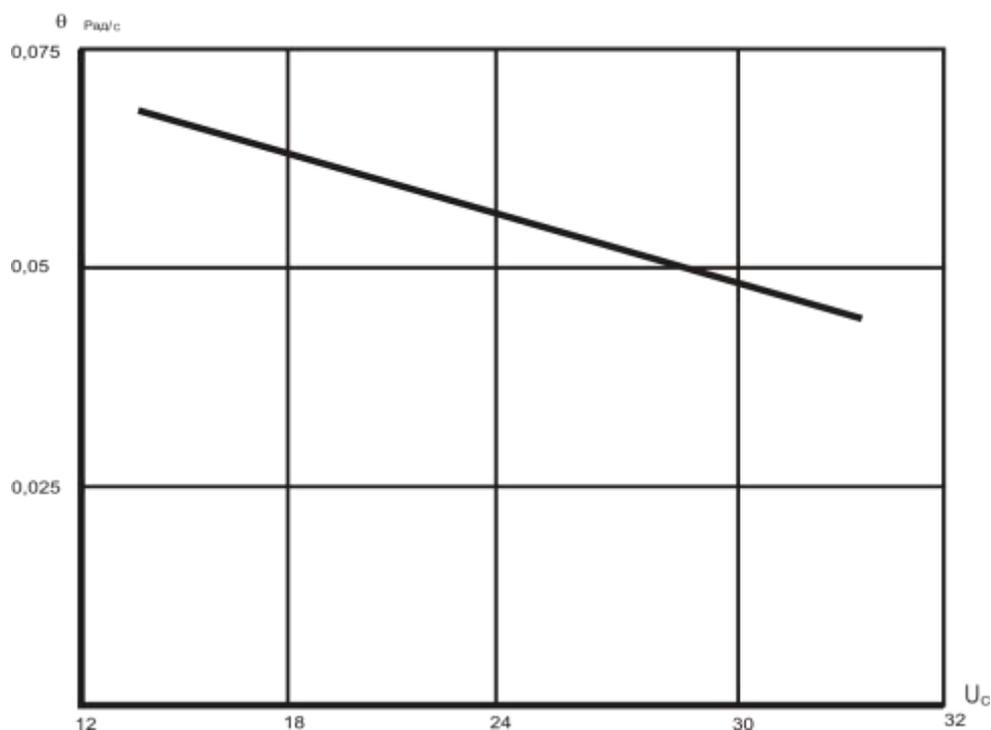


Рис.2.6. Зависимость скорости поворота управляемых колес от передаточного числа рулевого управления при скачкообразном повороте рулевого колеса на угол 65° .

2.5. Переходная и установившиеся характеристики угловой скорости поворота машины

Переходные характеристики машины по угловой скорости поворота также имеют монотонный (апериодический) характер изменения, рис 2.8.

Время переходного процесса составляет 0,35...0,5 с. Меньшие значения времени относятся к значениям передаточных чисел рулевого управления 16,2 и 21,4. С увеличением передаточного числа рулевого управления времени переходного процесса возрастает.

Время запаздывания поворота машины лежит в диапазоне 0,13...0,17 с. и также зависит от передаточного числа рулевого управления. Передаточному числу 21,4 соответствует время запаздывания 0,130...0,135 с передаточному числу 31,0 – 0,165...0,170 с.

Установившиеся значения угловой скорости поворота, отношение к углу поворота рулевого колеса (чувствительность машины к управлению) показаны на рис 2.9. Диапазоны изменения установившихся значений угловой скорости, отношений к углу поворота колеса лежит в диапазоне 0,04...0,03с⁻¹. С увеличением передаточного числа рулевого управления чувствительность машины к управлению уменьшается приблизительно линейному закону.

При передаточном числе рулевого управления, равному 21,4, чувствительность к управлению составляет 0,08 с⁻¹, а при передаточном числе равным 31,0 уменьшается до 0,035 с⁻¹.

Расчеты при изменении коэффициентов сопротивления уводу шин и жесткости рулевого управления показали, что изменение этих параметров можно вносить некоторую коррекцию в характеристики чувствительности машины к управлению. Однако влияние передаточного числа рулевого управления на чувствительность машины к управлению существеннее, чем изменение жесткости рулевого управления или коэффициентов сопротивления уводу шин.

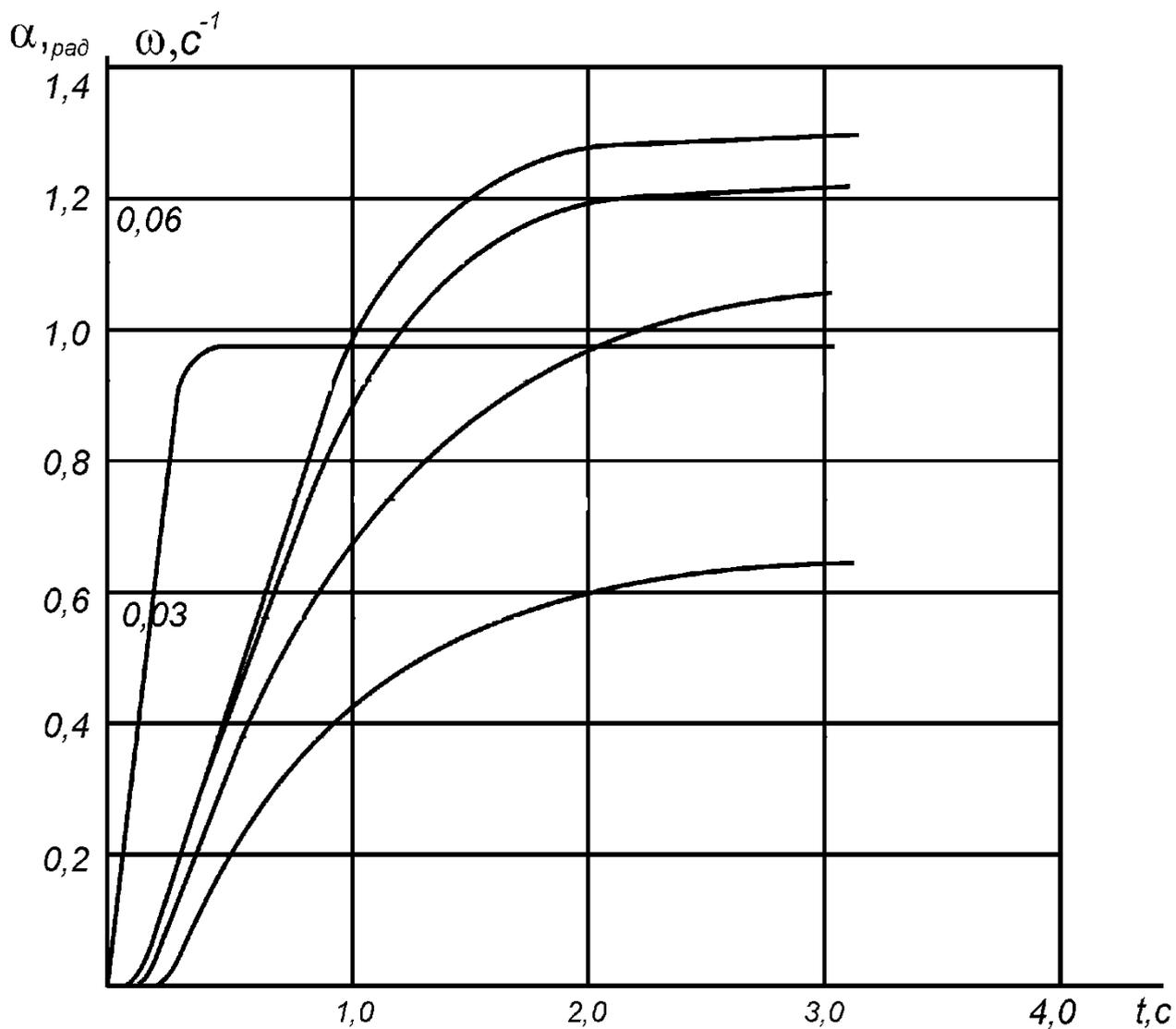


Рис 2.7. Переходные характеристики угловой скорости рулевого управления

Переходные характеристики угловой скорости поворота при различных передаточных числах рулевого управления: **1 – 12,8; 2 – 16,2; 3 – 21,4; 4 – 31,0**. Скорость движения 40 км/час

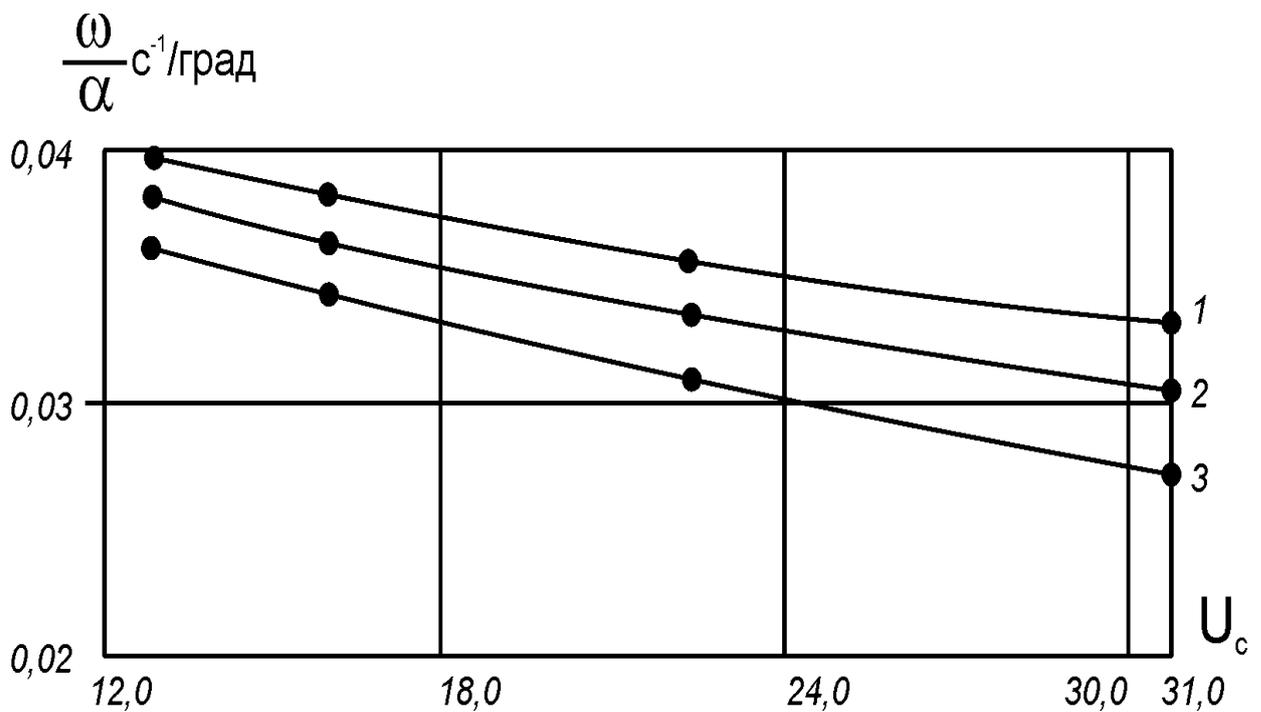


Рис 2.8. Зависимость чувствительность машины к управлению при различных передаточных числа рулевого управления

1 – при номинальном значении жесткости рулевого управления; 2 – при увеличении коэффициентов сопротивление уводу шин на 20 %; 3 – при одновременном увлечении жесткости рулевого управления и коэффициентов сопротивления уводу шин на 20 %;

2.6. Стабилизирующие и дестабилизирующие свойства управляемых колес

Многообразие условий эксплуатации машины по воспринимаемым нагрузкам на колёса образует многочисленные варианты дестабилизации движения. Их может быть ещё больше, если учесть возможные отклонения в техническом состоянии машины. Однако при полном соответствии техническим нормам машины, в условиях прямолинейного движения по горизонтальному участку стабилизация достигается не всегда. Водитель жалуется на увод и необходимость постоянного приложения усилия на рулевом колесе с целью поддержания прямолинейного движения. Для выявления возможных причин дестабилизации и возможных приёмов их

устранения рассмотрим рекомендуемые соотношения для определения моментов на управляемом колесе [28.8.4.10]. От сил сопротивления перекачиванию или от тяговой силы при ведущих и управляемых колёсах имеем

$$M_F = F[l_{Ц} - r\alpha_p - r(\beta_{uu} \cos \theta - \gamma_{uu} \sin \theta)]. \quad (2.31)$$

Для прямолинейного движения $\theta = 0$ и тогда

$$M_F(\theta = 0) = F(l_{Ц} - r\alpha_p - r\beta_{uu}). \quad (2.32)$$

От боковых сил Z момент будет

$$M_Z = Zr(\beta_{uu} \sin \theta + \gamma_{uu} \cos \theta) \quad (2.33)$$

и при $\theta = 0$

$$M_Z = Zr\gamma_{uu} \quad (2.34)$$

От вертикальных сил Q - момент

$$M_Q = Q(l_{Ц} - r\alpha_p)(\beta_{uu} \sin \theta + \gamma_{uu} \cos \theta), \quad (2.35)$$

и при $\theta = 0$

$$M_Q = Q(l_{Ц} - r\alpha_p)\gamma_{uu} \quad (2.36)$$

Момент от эластичности шины можно считать отсутствующим, так как при прямолинейном движении по горизонтальной дороге отсутствует боковая сила Z . Вместе с тем, боковая сила может проявиться из-за несоответствия схождения и развала. Тогда

$$Z = K_L C_x \frac{K_l}{\alpha_p} (l - \cos \alpha_p) \quad (2.37)$$

где K_L - коэффициент бокового увода эластичной шины, и тогда

$$M_Z = \frac{Kr\gamma_{uu}}{\alpha_p} (l - \cos \alpha_p) \quad (2.38)$$

Складывая моменты на левом (индекс Л) и правом (индекс П) колёсах, получим суммарный момент

$$M_{\Sigma} = M_{FЛ} - M_{FП} + M_{ZЛ} - M_{ZП} + M_{QЛ} - M_{QП} = 0, \quad (2.39)$$

то есть моменты на правом и левом колёсах уравновешивают друг друга, что и даёт нулевое значение номинального суммарного момента. Однако

если переходить к статистическим оценкам, то нулевое значение следует отнести лишь к средним значениям суммарного момента, а его предельные "трёх-сигмовые" отклонения можно найти, дифференцируя выражения суммарного момента с определением суммы частных производных по всем параметрам всех составляющих:

$$\Delta M_{\Sigma}^{\max} = \sqrt{\Delta M_F^2 + \Delta M_Z^2 + \Delta M_Q^2} \quad (2.40)$$

Определим составляющие. Так как $M_F(\alpha = 0) = fQ(l_{Ц} - r\alpha_p - r\beta_w)$, то

$$\begin{aligned} \Delta M_F = & Q(l_{Ц} - r\alpha_p - r\beta_w)\Delta f + f(l_{Ц} - r\alpha_p - r\beta_w)\Delta Q + \\ & + fQ\Delta l_{Ц} + (fQ\alpha_{Ц} + fQ\beta_w)\Delta r + fQr\Delta\alpha + fQr\Delta\beta, \end{aligned} \quad (2.41)$$

где Δf , ΔQ , $\Delta l_{Ц}$, Δr , $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ - возможные пределы изменения рассматриваемого параметра от максимальной до минимальной величины, соответствующие всему полю шестисигмового разброса по закону нормального распределения.

Аналогично этому имеем из.

$$\begin{aligned} \Delta M_Z = & \frac{r\gamma_w}{\alpha_p}(l - \cos\alpha_p)\Delta K + \frac{K\gamma_w}{\alpha_p}(l - \cos\alpha_p)\Delta r + \\ & + \frac{Kr}{\alpha_p}(l - \cos\alpha_p)\Delta\gamma + Kr\gamma_w \frac{\alpha_p \sin\alpha_p + \cos\alpha_p - l}{\alpha_p^2} \Delta\theta, \end{aligned} \quad (2.42)$$

где ΔK , Δr , $\Delta\gamma$, $\Delta\theta$ - возможные пределы изменения рассматриваемого параметра от максимальной до минимальной величины, соответствующие всему полю шестисигмового разброса по закону нормального распределения. И из (2.31)

$$\begin{aligned} \Delta M_Q = & (l_{Ц} - r\alpha_p)\gamma_w \Delta Q + Q\gamma_w \Delta l_{Ц} + Q\alpha_p \gamma_w \Delta r + \\ & + Qr\gamma_w \Delta\theta + Q(l_{Ц} - r\alpha_p)\Delta\gamma \end{aligned} \quad (2.43)$$

Располагая максимальной вероятной величиной дестабилизирующего момента для режима прямолинейного движения можно ввести понятие коэффициента дестабилизации K_d как отношение максимального дестабилизирующего момента к одной стороне стабилизирующее $K_d = \Delta M_{\Sigma} / M_{\Sigma}$.

От продольных сил

Таблица(2.1)

	dM(F) – После модернизации		dM(F) – до модернизации	
d-f	3,836993	16%	3,494113	16%
d-Q	9,592484	39%	8,735283	39%
d-L	4,7	19%	4,28	19%
d-r	2,009868	8%	1,830263	8%
d-алфа	2,089803	9%	1,903055	9%
d-beta	2,089803	9%	1,903055	9%
Σ	<u>24,3</u>		<u>22,2</u>	

От вертикальных сил

Таблица(2.2)

	dM(Q) - После модернизации		dM(Q) – до модернизации	
d-Q	43,9	38%	39,9	38%
d-L	14,4	12%	13,1	12%
d-r	0,48	0,4%	0,43	0,4%
d-алфа	6,4	5%	5,8	5%
d-гамма	50,1	43%	45,7	43%
Σ	<u>115,3</u>		<u>105,1</u>	

От боковых сил

Таблица(2.3)

	dM(Y) - После модернизации		dM(Y) – до модернизации	
d-K	0,20481	0,7%	0,20481	0,7%
d-r	1,615858	6%	1,615858	6%
d-гамма	4,680343	17%	4,680343	17%
d-алфа	21,84097	76%	21,84097	76%
Σ	<u>28,3</u>		<u>28,3</u>	

Таблица(2.4)

Параметры	ΔM(F)		ΔM(Q)		ΔM(Y)		ΔM_γ	
Q	9,59	39%	43,9	38%	-	-	53,49	33%
f	3,8	16%	-	-	-	-	3,8	2%
r	2,00	8%	0,48	0,4%	1,61	6%	4,09	2,2%
l	4,7	19%	14,4	12%	-	-	19,1	11%
α _p	2,08	9%	6,4	5%	21,8	76%	30,3	18%
β _ш	2,08	9%	50,1	43%	-	-	52,2	31%
γ _ш	-	-	-	-	4,68	17%	4,68	2%
K	-	-	-	-	0,20	0,7%	0,2	0,1%
Σ	<u>24,3</u>		<u>115,3</u>		<u>28,3</u>		<u>167,9</u>	

Анализ значений таблицы показывает, что наибольшее влияние (до 39%) оказывает неодинаковость на левой и правой сторонах продольных наклонов $\gamma_{ш}$. Очевидно, этим объясняется то, что проявление увода машины влево или вправо, возникающее, возможно, из-за других факторов (неодинаковость сопротивлений перекачиванию f , углов развала и др.), обычно устраняется вводимой коррекцией продольного наклона $\gamma_{ш}$ с увеличением его на той стороне, в какую сторону ведёт машину. В практике выполнения регулировочных работ нередко появляются и такие ситуации, когда преобладающим фактором становится неодинаковость сопротивлений качению f , в чём убеждаешься при перестановке даже новых колёс слева направо. Очевидно, при этом наблюдаются гораздо большие отклонения в величинах f , которые, к сожалению, не контролируются заводом изготовителем. Когда дефекты имеют геометрические отклонения (конусообразность, выпуклости, биения по окружности и др.), их можно обнаружить при внимательном осмотре колеса при рабочем давлении в пневматической шине. Неодинаковость гистерезисных потерь только осмотром не обнаруживается, но, чаще всего, при наличии увода "виновато" то колесо, в какую сторону наблюдается увод. Бывает достаточно его замены на одно из задних колёс и увод исчезает.

2.7. Самоповорот управляемых колес при крене моста

Кинематики рулевого привода и кинематика вертикального и поперечного перемещения моста должны быть согласованы, то есть поперечные колебания моста и вертикальные перемещения колес не должны вызывать поворот колес и наоборот, повороты колес не должны оказывать влияние на положение моста. На практике не всегда удается облегчить полное соответствие кинематики рулевого привода и управляемого моста. Поэтому поперечно-угловые колебания моста могут приводить к поворотам управляемых колес. Это связано с тем, что

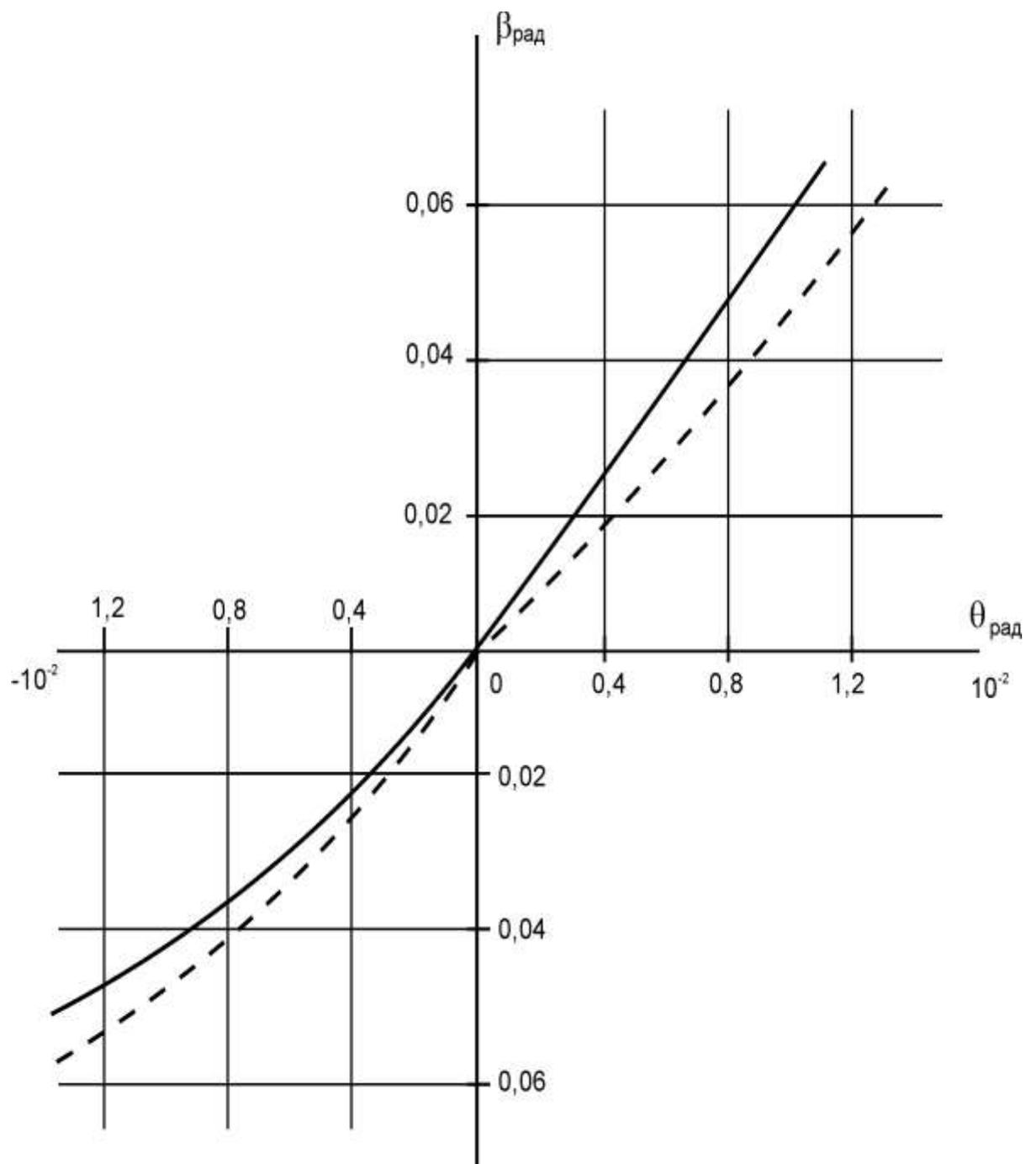
ведущее звено рулевого привода связано составом машины, а детали рулевого привода с управляемым мостом. Самоповорот (кинематический увод управляемых колес) для транспортного трактора был определен экспериментально.

Для этой цели при наклоне управляемого моста определялись углы поворота управляемых колес.

На рис 2.9 приведен график изменения колес при крене моста по часовой стрелке и против. Несмотря на то, что ведущее звено рулевого привода расположено симметрично относительно правой и левой полутрапеции, самоповорот колес оказался несимметричным, то есть кривые самоповорота колес при крене в направлении вращения часовой стрелки и против не совпадают. Этот результат объясняется по всей видимости разными значениями углов установки управляемых колес продольного и поперечного наклонов оси поворота левого и правого колес. По результатам этих измерений были определены коэффициенты кинематического увода (средние значения), которые равны:

для правого колеса $\frac{\partial \theta}{\partial \beta} = 0.144 \text{ рад} / \text{рад}$

для левого колеса $\frac{\partial \theta}{\partial \beta} = 0.202 \text{ рад} / \text{рад}$



1 -Левое колесо. 2 - Правое колесо

Рис. 2.9. Зависимость самоповорота управляемых колес от крена моста

2.8. Определение оптимальных координат установки гидроцилиндров рулевого управления

Координаты расположения гидроцилиндров рулевого управления оказывают влияние не только на величину развиваемого ими момента, а следовательно и на давление в магистралях рулевого управления и долговечность привода, но и на такие характеристики привода, как быстродействие и чувствительность рулевого управления. Поэтому выбор координат расположения гидроцилиндров является важным в общем числе задач, направленных на улучшение характеристик рулевого управления.

В качестве критерия при выборе координат расположения гидроцилиндров целесообразно принять средний интегральный момент, развиваемый гидроцилиндром при поворотах управляемых колес от одного крайнего положения в другое.

В практике конструирования машин, выбор координат установили исполнительных гидроцилиндров, обычно проводится графоаналитическим способом, которому присущи невысокая точность и большая трудоемкость работ. В диссертации разработан расчетный метод решения этой задачи, с помощью алгоритма случайного поиска оптимальных параметров для случая, когда исполнительный цилиндр перемещается на плоскости. Данный метод может быть распространен и на пространственное расположение исполнительного цилиндра.

Расчетные соотношения получены на основе расчетной схемь. Ось гидроцилиндра представлена линией AD . В точках A и O имеются шарниры. Гидроцилиндр управляет перемещением рычага OD .

Будем считать известными максимальный ход штока гидроцилиндра, а также сектор α , в котором перемещаются рычаг OD . Обозначим: $OD=i$. Задача формулируется следующим образом: требуется найти координаты X_A, Y_A точки крепления гидроцилиндра, при перемещении конца рычага D из точки B , в точку C , средний интегральной момент, развиваемый

гидроцилиндром имел бы максимальное значение.

Вычисление координат точки крепления гидроцилиндра

Гидроцилиндр AD управляет перемещением рычага OD (рис.2.10). В точках A и O установлены шарниры.

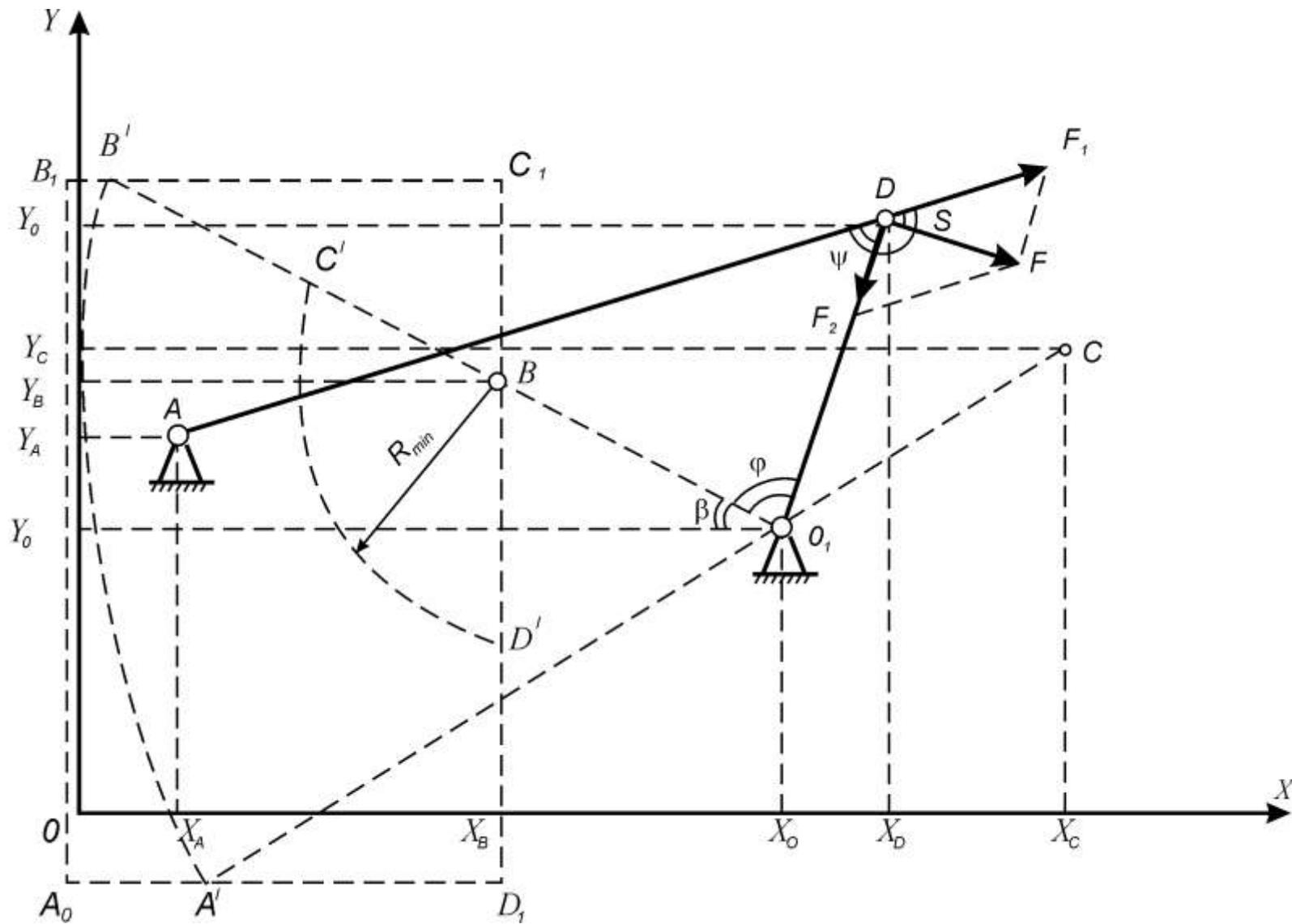


Рис.2.10. Вычисление координат точки крепления гидроцилиндра

Минимальная длина гидроцилиндра (со штоком)	R_{\min}
Максимальная длина гидроцилиндра (со штоком)	R_{\max}
Сила развиваемая гидроцилиндром	F_1
Рычаг $O_1D=I$ перемещается в секторе α .	

Требуется определить координаты X_A , Y_A точки A крепления гидроцилиндра, для которых суммарный момент образованный силой F_1 и плечом i , при перемещении конца рычага D из точки B в точку C можно представить в виде:

$$\int_{\beta}^{\alpha+\beta} Md\varphi = \int_{\beta}^{\alpha+\beta} Fid\varphi = i \int_{\beta}^{\alpha+\beta} Fd\varphi; \quad (2.44)$$

где F – сила, направление действия которой осуществляется по касательной к дуге BC .

Из параллелограмма образованного силами F_1 , F_2 :

$$\cos S = \frac{F_1}{F}; \quad S = \frac{\pi}{2} - \varphi;$$

$$F = \frac{F_1}{\cos S}; \quad F = \frac{F_1}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)} = \frac{F_1}{\sin \varphi}$$

Обозначим целевую функцию

$$Z = i \int_{\beta}^{\alpha+\beta} Fd\varphi = F_1 \cdot i \int_{\beta}^{\alpha+\beta} \frac{1}{\sin \varphi} d\varphi;$$

Для любого варианта крепления гидроцилиндра, расположенного в одной плоскости с рычагом O_1D , значение $F_1 \cdot i = \text{const}$, поэтому целевую

функцию можно представить в виде:

$$Z = \int_{\beta}^{\alpha+\beta} \frac{1}{\sin \varphi} d\varphi. \quad (2.45)$$

При определении допустимой области расположения точки A , ограничения накладываемые габаритами гидроцилиндра, геометрически представлены в виде двух дуг радиусами R_{min} и R_{max} с центрами в точках B и C . Критические взаимные положения гидроцилиндра AD и рычага O_1D ограничивают допустимую область прямыми, являющимися продолжением отрезков O_1B , CO_1 и перпендикулярна опущенного из точки B на $AB'CED'$ в пределах которой может быть расположена точка A крепления гидроцилиндра.

Семейство линий CD' , AB' , DE' , AE' , $B'C'$:

$$\begin{aligned} (X - X_B)^2 + (Y - Y_B)^2 &= R_{min}^2; \\ (X - X_C)^2 + (Y - Y_C)^2 &= R_{max}^2; \quad X = X_B; \\ Y - X \cdot ctg(\alpha + \beta) &= Y_0 - X_0 \cdot ctg(\alpha + \beta); \\ Y - X \cdot ctg \beta &= Y_0 - X_0 \cdot ctg \beta. \end{aligned} \quad (2.46)$$

Ограничивают область $AB'CED'E'$, представленную в виде системы неравенств:

$$\begin{aligned} (X - X_B)^2 + (Y - Y_B)^2 - R_{min}^2 &> 0; \\ R_{max}^2 - (X - X_C)^2 + (Y - Y_C)^2 &> 0; \\ X - X_B &> 0; \\ Y - X \cdot ctg(\alpha + \beta) - Y_0 + X_0 \cdot ctg(\alpha + \beta) &> 0; \\ Y_0 - X_0 \cdot ctg \beta - Y + X \cdot ctg \beta &> 0. \end{aligned} \quad (2.47)$$

Известны числовые значения переменных: R_{min} , R_{max} , i , α , β .

Зададим произвольные числовые значения координат X_0, Y_0 точки O_1 и вычислим координаты точек B, C по формулам:

$$\begin{aligned} X_B &= X_0 - i \cdot \cos \beta; \\ Y_B &= Y_0 + i \cdot \sin \beta; \\ X_C &= X_0 + i \cdot \cos(\pi - \alpha - \beta) = X_0 - i \cdot \cos(\alpha + \beta); \\ Y_C &= Y_0 + i \cdot \sin(\pi - \alpha - \beta) = Y_0 + i \cdot \sin(\alpha + \beta). \end{aligned} \quad (2.48)$$

Используя формулы параметрического уравнения окружности запишем координаты точки D :

$$\begin{aligned} X_D &= i \cdot \cos \varphi + X_0; \\ Y_D &= i \cdot \sin \varphi + Y_0. \end{aligned} \quad (2.49)$$

Уравнение прямой проходящей через точки O_1, D имеет вид:

$$\frac{Y - Y_0}{Y_D - Y_0} = \frac{X - X_0}{X_D - X_0};$$

Подставим из (6) X_0, Y_0

$$\begin{aligned} \frac{Y - Y_0}{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_0} &= \frac{X - X_0}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_0}; \\ \frac{Y - Y_0}{\sin \varphi} &= \frac{X - X_0}{\cos \varphi}. \end{aligned}$$

После преобразования

$$Y \cdot \cos \varphi = X \cdot \sin \varphi - X_0 \cdot \sin \varphi + Y_0 \cdot \cos \varphi$$

Получим уравнение прямой O_1, D

$$Y = X \cdot \operatorname{tg} \varphi + (Y_0 - X_0 \operatorname{tg} \varphi) \quad (2.50)$$

Уравнение прямой проходящей через точки A, D имеет вид

$$\frac{Y - Y_1}{Y_D - Y_1} = \frac{X - X_1}{X_D - X_1};$$

Подставим из (6) X_0, Y_0

$$\frac{Y - Y_1}{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1} = \frac{X - X_0}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1};$$

После преобразования получим уравнение прямой AD :

$$Y = X \frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1} + \left(Y_1 - X_1 \frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1} \right); \quad (2.51)$$

Используя формулы:

$$Y = K_1 X + b_1;$$

$$Y = K_2 X + b_2;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{K_2 - K_1}{1 + K_1 \cdot K_2};$$

Определим угол φ образованный пересечением прямых AD и O_1D . В нашем случае, из уравнений (7), (8) коэффициенты:

$$K_1 = \operatorname{tg} \varphi;$$

$$K_2 = \frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1}; \quad (2.52)$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1} - \operatorname{tg} \varphi}{1 - \frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1} - \operatorname{tg} \varphi};$$

Следовательно, для целевой функции (2)

$$\varphi = \arctg \left(\frac{\frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1} - \operatorname{tg} \varphi}{1 - \frac{i \cdot \sin \varphi + Y_0 - Y_1}{i \cdot \cos \varphi + X_0 - X_1} - \operatorname{tg} \varphi} \right); \quad (2.53)$$

Вычислим экстремальные значения координат X_{\min} , X_{\max} , Y_{\min} , Y_{\max} точек контура допустимой области.

Из рис. 2.12.

Координата $Y_{B'}$ определим из уравнений (3.2) и (3.5).

Введем обозначения:

$$a = R_{\max} - (X_C^2 + Y_C^2);$$

$$b_1 = \operatorname{ctg} \beta;$$

$$d_1 = Y_0 - X_0 B_1;$$

$$l_1 = 1 + b_1;$$

$$f_1 = 2(b_1(d_1 - Y_C) - X_C);$$

$$n_1 = a + 2d_1 Y_C;$$

Тогда

$$X_{B'1,2} = \frac{-f_1 \pm \sqrt{f_1^2 + 4e_1 n_1}}{2e_1};$$

$$Y_{B'1,2} = X_{B'1,2} - B_1 + d_1; \quad (2.54)$$

Если при подстановке в систему (4)

$$X = X_{B'};$$

$$Y = Y_{B'};$$

Неравенства выполняются, то

$$Y_{\max} = Y_{B'};$$

Иначе

$$Y_{\max} = Y_{B'12};$$

Из рис. 2.1 $Y_{\min} = Y_A$;

Координату Y_A' определим из уравнений (3.2) и (3.4).

Обозначим:

$$a = R_{\max} - (X_C^2 + Y_C^2);$$

$$b = ctg(\alpha + \beta);$$

$$e = 1 + b^2;$$

$$f_1 = 2(b(d - Y_C) - X_C);$$

$$n = a + 2dY_C;$$

Тогда

$$X_{A'1,2} = \frac{-f \pm \sqrt{f^2 + 4en}}{2e};$$

$$Y_{A'1,2} = X_{A'1,2}b + d; \quad (2.55)$$

Если при подстановке в систему (4)

$$X = X_{A'1,2}$$

$$Y = Y_{A'1,2};$$

Неравенства выполняются, то

$$X_{\min} = X_{A'1,2}$$

иначе

$$Y_{\min} = Y_{A'1,2};$$

Из рис. 1

$$X_{\max} = X_B;$$

$$Y_{\max} = Y_B;$$

Допустимая область расположения точки A , оказалась вписанной в прямоугольник с координатами:

$$\begin{aligned} \text{Угловой точки } A_1 & \quad (X_{A_1} = X_{\min}, \quad Y_{A_1} = Y_{\min}); \\ \text{Угловой точки } B_1 & \quad (X_{B_1} = X_{\min}, \quad Y_{B_1} = Y_{\min}); \\ \text{Угловой точки } C_1 & \quad (X_{C_1} = X_{\max}, \quad Y_{C_1} = Y_{\max}); \\ \text{Угловой точки } D_1 & \quad (X_{D_1} = X_{\max}, \quad Y_{D_1} = Y_{\max}). \end{aligned}$$

На данном этапе задача сводится к тому, чтобы для совокупности выбранных случайным образом точек A , из допустимой области, вычислить целевые функции, выбрать наибольшее значение и найти соответствующие ему координаты оптимальной точки крепления гидроцилиндра.

Количество испытаний определяется по формуле:

$$X_{A'1,2} = \frac{\ln(1-P)}{\ln(1-\Delta)}; \quad (2.56)$$

где P – вероятность того, что при N числе случайных проб, расположение точки оптимума будет определено с точностью Δ .

Δ – объем n – мерного куба, выраженный в долях от общего объема области поиска. В нашем случае Δ – площадь элементарного квадрата выражения в долях от площади $A_1B_1C_1D_1$. Следовательно, для определения N , необходимо задать P и Δ .

При выполнении процедуры выбора координат точки A , на первом этапе с помощью генератора случайных чисел на отрезке $(0,1)$ зададим два числа R_1, R_2 .

Из прямоугольника $A_1B_1C_1D_1$

$$X_A = R_1 |X_{D_1} - X_{A_1}| + X_{D_1};$$

$$Y_A = R_2 \left| Y_{B_1} - Y_{A_1} \right| + Y_{B_1}; \quad (2.57)$$

Принадлежность точки A области $A'B'C'D'E'$ проверим подставив в систему (4). Если хотя бы одно из условий систем не выполняется, то выбираем следующую случайную пару чисел R_1, R_2 . Иначе вычисляем целевую функцию, сравнивая с предыдущими выбираем максимальное значение и соответствующие ему координаты X_A, Y_A .

Повторив процедуру N раз получим оптимальные координаты точки $A(X_A, Y_A)$ крепления основания гидроцилиндра.

Разработанный алгоритм позволяет при незначительных изменениях решить определенный круг задач связанных с оптимизацией работы гидроцилиндров.

Последовательность расчета оптимальных параметров установки гидроцилиндров рулевого управления.

Целообразно, перед проведением расчетов параметров установки гидроцилиндров определить параметры рулевого привода определяется из следующих условий – обеспечения заданный минимального радиуса поворота машины и обеспечения минимальной кинематической погрешности в углах поворота внутреннего и наружного колес. Как известно, углы поворота наружного и внутреннего колес должны соответствовать следующему уравнению:

$$ctg \theta_n - ctg \theta_v = \frac{M}{L} \quad (2.58)$$

где θ_n, θ_v – углы поворота наружного и внутреннего, по отношению к центру поворота, управляющих колес.

Расчеты проводились для машины ХФ-2.4, имеющий двух колесный управляемый мост в колесе 1200 мм.

Расчет параметров трапеции проводились по методике, разработанной в ТИПСЭАД.

В начале были определены максимальной углы поворота управляемых

колес на следующем этапе определялись длина бокового рычага трапеции и угла его наклона.

Критерием выбора параметров являлось условие получения минимального расхождения с теоретическими соотношениями.

После этого уравнениям полученным в диссертации осуществлялись расчет координат установки гидроцилиндров по нижеприведенному алгоритму, представленному ниже в форме блок-схеме.

Для данной задачи решение было найдено после перебора 1761 вариантов варьирования координат шарнирного крепления гидроцилиндров к балке моста машины.

Для энергетического средства на шассе Т28Х4 с передними управляемыми колесами получены следующие координаты $Y_a = -0.072$ м; $X_a = 0.17$ м; (начало координат совмещено с точкой пересечения оси поворота колес с осью балки управляемого моста)

ГЛАВА.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1.Характеристики механизмов управления, влияющие на управляемость и устойчивость мобильных машин

К характеристикам рулевого управления, оказывающим существенное влияние на управляемость и устойчивость машин, можно отнести: число и расположение управляемых колес; жесткость рулевого управления; трение в деталях рулевого управления; кинематику пулевой трапеции; передаточные числа рулевого управления; конструкцию усилителя рулевого управления.

Управляемость и устойчивость автомобиля может в значительной мере зависеть от жесткости рулевого привода.

Осуществляя движение таким образом, чтобы получить желательную траекторию какой-либо точки автомобиля (направляющей точки) и желательное изменение направления движения продольной оси автомобиля, водитель с той или иной скоростью и на определенный угол поворачивает управляемые колеса или удерживает их в каком-либо положении. Однако водитель воздействует не непосредственно на управляемые колеса, а на рулевое колесо, связанное с управляемыми колесами упругим рулевым приводом.

На управляемые колеса в процессе движения автомобиля действуют значительные моменты, стремящиеся изменить их положение. В связи с деформациями рулевого привода углы поворота управляемых колес не точно соответствуют углам поворота рулевого колеса.

При повороте рулевого колеса скорость поворота управляемых колес из-за деформаций рулевого привода не однозначно связана со скоростью поворота рулевого колеса. При достаточной жесткости рулевого привода и медленно протекающих процессах изменения положения управляемых колес (например, при малых ускорениях или замедлениях движения автомобиля, небольших скоростях поворота рулевого колеса, медленном нарастании случайных сил, стремящихся изменить положение управляемых колес и т. д.) водитель успевает скорректировать положение рулевого

колеса таким образом, чтобы избежать нежелательных отклонений в характере движения автомобиля. Однако и в этом случае изменения положения колес, вызванные податливостью рулевого привода, влияют на управляемость автомобиля, усложняя действия водителя. При быстрых изменениях моментов, действующих на колеса, водитель может своевременно не среагировать на изменения положения управляемых колес и движение автомобиля окажется в той или иной, степени отличным от желательного.

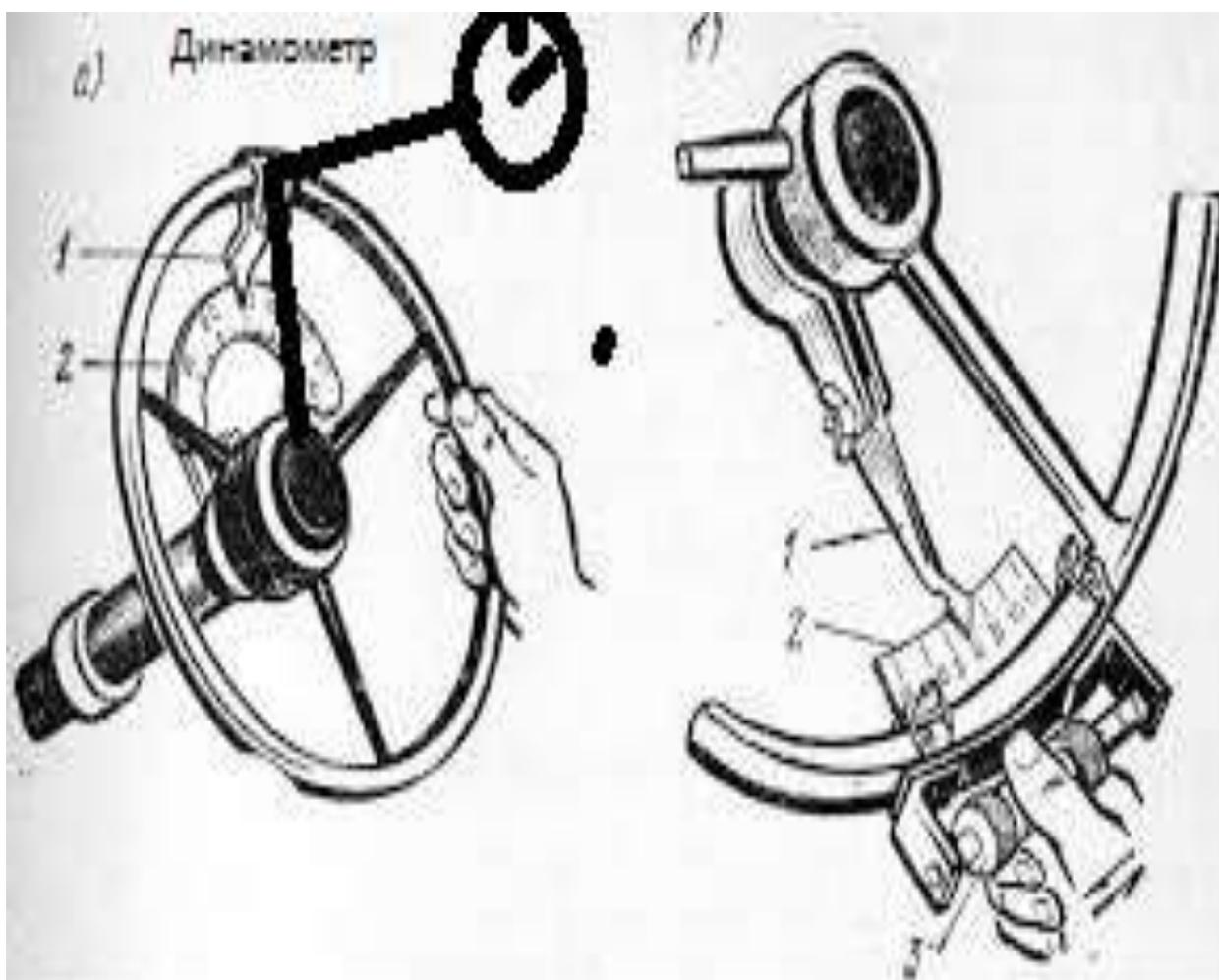


Рис.3.1. Схема для определения упруга характеристика рулевого управления

Экспериментальные работы, посвященные исследованиям жесткости рулевого управления, сравнительно немногочисленны. Характеристика упругости рулевого привода определялась по углам поворота управляемых

колес под действием прилагаемых к ним моментов относительно осей шкворней при закреплённом рулевом колесе или наоборот. Испытания проводились на модернизированных мобильных машин.

Результаты испытаний приведены на рис. 3.2. Зависимость между моментом и углом поворота управляемых колес оказалась слабо нелинейной. Жесткость привода левого колеса несколько выше жесткости привода правого вследствие того, что в приводе к правому колесу добавлены упругие звенья рулевой трапеции. Упругая характеристика имеет явно выраженный гистерезис. Величина упругости составляет в среднем около 5.23 Н·м/рад (по углу поворота управляемых колес).

Нами были определены упругие характеристики мобильных машин, снабженных рулевыми управлениями с рулевым механизмом типа червяк–двухгребневой ролик, установленный на шарика подшипниках (рулевое управление автомобиля типа ГАЗ-66). Упругость этого рулевого управления, приведенная к рулевому колесу, составляла 290-320 Н·м/рад. При этом упругость рулевого вала была равна около 14 Н·м/рад, а упругость рулевого привода (левого колеса)– около 280 Н·м/рад. Остальную часть деформации давал рулевой механизм.

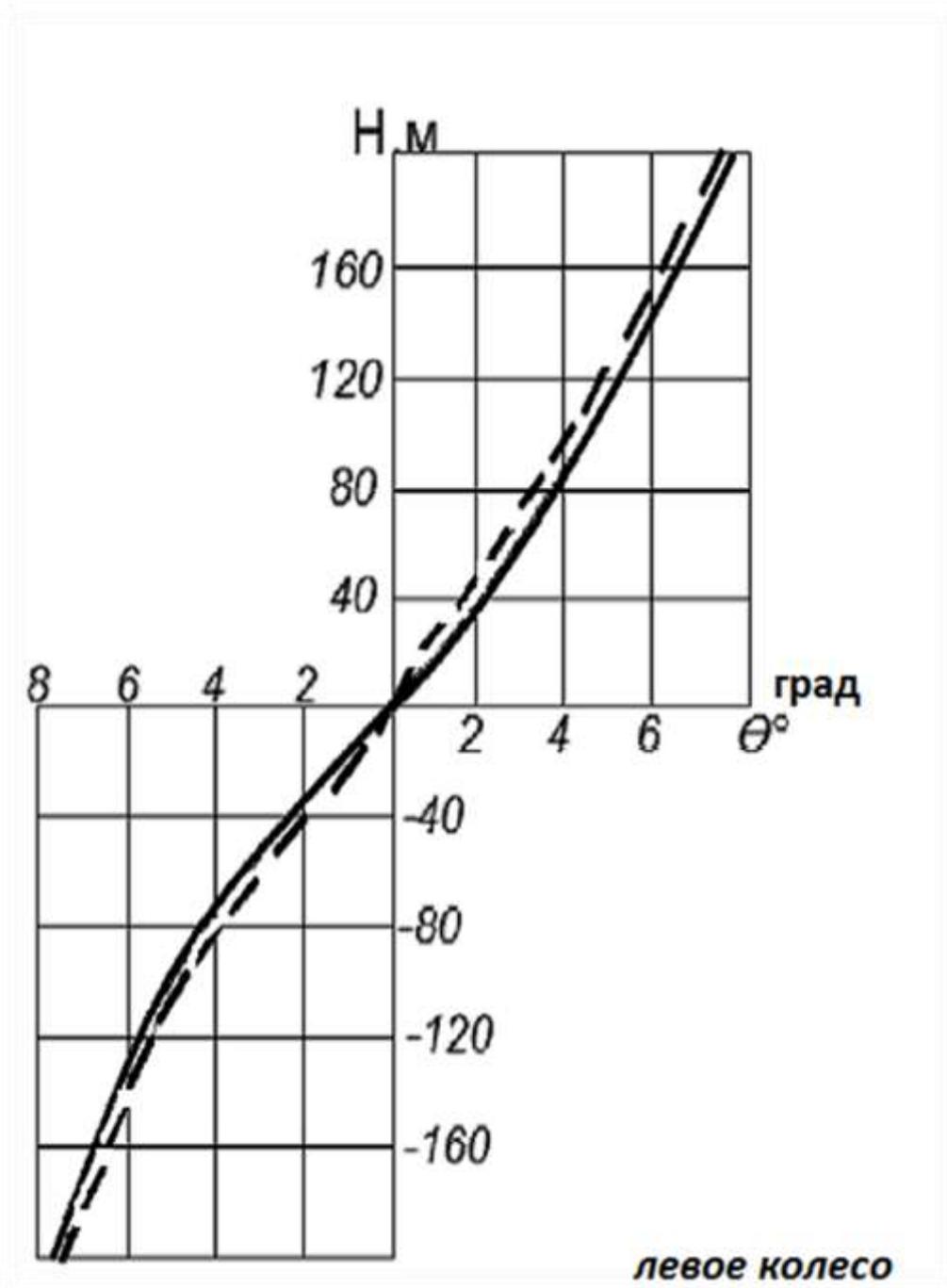


Рис.3.2. Экспериментальная упругая характеристика рулевого управления.

Зная упругость c_{pp} рулевого привода, приведенную к рулевому колесу, можно найти упругость c_{pk} приведенную к управляемым колесам, т. е. отношение момента, поворачивающего оба управляемых колеса, к среднему углу поворота этих колес при закрепленном рулевом колесе. Момент, приложенный к управляемым колесам, в i_{ω} раз больше момента на рулевом колесе (без учета потерь на трение), а средний угол поворота управляемых

колес в i_ω раз меньше угла поворота рулевого колеса (i_ω — угловое передаточное число рулевого управления). Следовательно, можно записать

$$C_{pk} = \frac{C_{pp}}{i_\omega^2}. \quad (3.1)$$

Упругость рулевого управления играет важную роль в управляемости и устойчивости автомобиля.

С одной стороны, упругие элементы рулевого управления являются как бы амортизатором, смягчающим передачу толчков от колеса к водителю, и тем самым облегчают работу последнего. При действии на мобильных машин случайных боковых сил, увеличивающих боковые реакции на колесах, за счет деформаций рулевого управления углы поворота передних управляемых колес уменьшаются, кривизна траектории центра тяжести автомобиля уменьшается и боковые силы, действующие на автомобиль, автоматически снижаются. Следовательно, упругость рулевого привода при передних управляемых колесах улучшает устойчивость движения.

С другой стороны, в результате деформаций рулевого управления поворот управляемых колес сдвигается по фазе относительно поворота рулевого колеса, а при неизменном положении рулевого колеса случайные силы, действующие на управляемые колеса, изменяют их положение, а следовательно, и параметры движения автомобиля. В результате этого ухудшается управляемость автомобиля.

Действующие на колеса переменные по величине силы вследствие наличия упругости рулевого привода могут вызвать их колебание относительно шкворней, причем в некоторых случаях возможен резонанс колебаний, затрудняющий управление автомобилем, а также вызывающий большие напряжения в деталях рулевого управления и увеличение износа шин.

ВЫВОДЫ

1. Анализ значений установочных параметров управляемых колес показал, что применяемые в настоящее время на мобильных машин значения указанных параметров не обеспечивают оптимального по многим показателям соотношения углов поворота и наклона плоскостей управляемых колес, что создает повышенное проскальзывание шин в контакте с дорожной поверхностью и, как следствие, снижение устойчивости машин, повышение уровня нагрузок, воспринимаемых несущими элементами ходовой системы и подвески, увеличение интенсивности износа шин.

2. Определен характер воздействия величины передаточного числа рулевого управления, а также некоторых других конструктивных параметров на поведение мобильных машин при различных скоростях.

3. На основе анализа стабилизирующих свойств управляемой оси за счет углов установки управляемых колес использован статистической оценки остаточного дестабилизирующего момента, вызывающего монотонный односторонний увод машины. Установлено преобладающее влияние угла продольного наклона (43%), развала (27%), вертикальной нагрузки (22%).

4. Передаточное число рулевого управления является одним из главных факторов определяющих характеристики управляемости мобильных машин.

5. Установлено, что наиболее благоприятные характеристики управляемости при движении малых скоростях и выполнении различных манёврах обеспечивается при передаточных числах рулевого управления, лежащих в диапазоне 18..21.

6. Желаемые характеристики управляемости можно получить соответствующим подбором передаточного числа рулевого управления, его быстродействия и шинной поворачиваемости машины.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мирзиёев Ш. М., Буюк келажагимизни мард ва олижаноб халқимиз билан бирга кураимиз. Тошкент <<Ўзбекистон>> 2017.
2. Мирзиёев Ш. М., Танқидий таҳлил, қатъий тартиб – интизом ва шахсий жавобгарлик – ҳар бир раҳбар фаолтянинг кундалик қоидаси бўлиш керак. Тошкент <<Ўзбекистон>> 2017.
3. Ўзбекистон Республикаси Президентининг Йўл ҳўжалигини бошқариш тизимини янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисидаги ПФ-4954-сонли Фармони, 2017.
4. Кушвид Р.Н., Горобцов А.С. Развитие теории управляемости и устойчивости автомобиля на базе пространственных компьютерных моделей. -М.: Машиностроение-1, 2004.
5. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1963. - 240 с.
6. Иванов В.В. и др. Основы теории автомобиля и трактора. - М.: Высшая школа, 1970.-224 с.
7. Григоренко Л.В., Колесников В.С. Динамика автотранспортных средств. Теория, расчёт передающих систем и эксплуатационно-технических качеств. - Волгоград: Комитет по печати и информации, 1998. - 544 с.
8. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1988. – 216с.
9. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
10. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. - М.: Машиностроение. 1971.-415 с.
11. Литвинов А.С., Немцов Ю.М., Тимофеев С.А. Исследование кинематики рулевого управления с учетом передней подвески // Автомобильная промышленность. -1980. - № 1. С. 18-20.
12. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1978. - 215 с.

13. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.
14. Гинцбург Л.Л. К вопросу об оценке управляемости автомобиля при прямолинейном движении. – Автомобильная промышленность, 1982. - №4, - С.18-20.
15. Хашимов А.Д., Турсунов И.С., Хашимов Д.И ., Махмудов Г.Н., Определение требуемого быстродействия рулевого управления колесной машины. Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Развитие автомобильно-дорожного комплекса в Республике Узбекистан» ТАДИ, Ташкент, 2001 . стр. 62-65 .
16. Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. и др. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования. М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.: ил.
17. Гинцбург Л.Л., Носенков М.А. Методы оценки управляемости автомобиля на поворотах. «Автомобильная промышленность», № 2,1971 г., с. 14.
18. Фаробин Я. Е. теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 148 с.
19. Аугамбаев М.А. и др. Основы планирования научно-исследовательского эксперимента. – Ташкент, -Укитувчи, -1993. -336 с.
20. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. Первое русское издание. - М.: Издательство "За рулём", 2000. - 896 с.
21. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. "Автомобили и тракторы" / В.В.Гуськов, Н.Н.Велев, Ю.Е.Атаманов и др.; Под общ. Ред. В.В.Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с.
22. Яковлев Н.А., Диваков Н.В. Теория автомобиля. - М.: Высшая школа, 1962.-300 с.

23. Раймпель Й. Шасси автомобиля. / Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В.П.Агапова; Под ред. И.П.Зверева. - М.: Машиностроение, 1983. - 356с.
24. Капитонов Д., Гаджанов А. Изучение параметров рулевого механизма с гидрообъёмным усилителем. – Болгария, Селскостоп. Техн., 1978. 15, 7/8: 68-72.
25. Всеколесное рулевое управление для большегрузных многоосных АТС. Б.Н.Белоусов, С.Д.Попов. Автомобильная промышленность №3 2002. С-11.
26. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию. Государственный стандарт Узбекистан. O'z DSt 1057:2004.
27. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили. Теория общих конструктивных решений. М.: Машиностроение. 1980. - 207 с.
28. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колёса / Пер. с нем. В. П. Агапова; Под ред. О. Д.Златовратского. - М.: Машиностроение, 1986.-320 с.
29. Бахмутский М.М., Капдин В.и. Тенденции развития автомобильных рулевых механизмов с гидравлическими усилителями: Обзор и анализ конструкции // НИИН – автопром. – М., 1986. – 44 с.
30. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. – Москва. 1973. – 199с.
31. Раймпель И. Шасси автомобиля: Рулевое управление. / Пер. с нем. В.П.Пальянова; Под ред. А.А.Гальбрейха. - М.: Машиностроение, 1987. -232 с.
32. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. – Тула, 1976. -191с.
33. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев и др. – М.: Машиностроение, 1976. -535с.

34. Динамика системы «дорога - шина - автомобиль – водитель» / А.А.Хачатуров, В.А.Афанасьев, В.С.Васильев и др. // Под. ред. А.А.Хачатурова. - М.: Машиностроение, 1976. - 535 с.
35. Иларионов В.А. Стабилизация управляемых колёс автомобиля. - М.: Транспорт, 1966. - 170 с.
36. Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1972. - 344 с.
37. Морозов Б. И., Катанаев Н. Т. и др. Описание бокового и продольного движения автомобильного колеса. – Труды // Моск. автом. дор. ин-т, вып. 55, изд-е МАДИ, 1973. – С. 4-10.
38. Мухитдинов А.А. Обоснование параметров криволинейного движения колесной машины с разработкой схемы рулевого управления: Автореф. дис. ...канд. техн. наук: Ташкент. : 2006. – 22с.
39. Носенков М.А., Бахмутский М.М., Гинзбург Л.Л. Управляемость и устойчивость автомобилей. Испытания и расчет: Обзорная информация/ НИИНавтопром. М., 1981. 48 с.
40. Правила ЕЭК ООН «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств, в отношении механизмов рулевого управления» (Добавление 78: Правила № 79, Пересмотр 2. E/ECE/324E/ECE/TRANS/505 Rev.1/Add.78/Rev.2 21, April 2005.)
41. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок/Пер. с нем. В.П.Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.: ил.
42. Смирнов Г. А.. Теория движения колесных машин М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
43. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. - 2-е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1990. - 352 с.
44. Устойчивость движения / Под ред. В.М. Матросова, В.Д. Иртегова. - Новосибирск: Наука, 1985. - 248 с.

45. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1970. -176 с.
46. Хашимов А.Д., Турсунов И.С., Хашимов Д.И. Математическая модель управляемости автомобиля при маневрах типа «переставка» «Автомобильная промышленность», №8, 2003. Москва, С. 18-20
47. Хашимов А.Д. Формирование нагруженности рулевых управлений переднепереводных легковых автомобилей малого класса. Дисс. канд. тех. наук, Ташкент, 2006
48. Хашимов А.Д., Турсунов И.С., Хашимов Д.И ., Махмудов Г.Н., Определение требуемого быстродействия рулевого управления колесной машины. Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Развитие автомобильно-дорожного комплекса в Республике Узбекистан» ТАДИ, Ташкент, 2001 . С. 62-65 .
49. Ходес И.В. Расчетно-теоретические показатели управляемости автомобиля при прямолинейном курсовом направлении. «Автомобильная промышленность», №5,2006.
50. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1987 г. - 176с.
51. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. Пер. с англ. М., "Машиностроение", 1975. - 216 с.
52. www.dissertatus.ru
53. www.dissertacia.ru
54. www.disserat.ru

Характеристика

На студента 2 курса 560^а-15 группы специальности «Наземные транспортные средства и системы» Ташкентского автомобильно-дорожного института, Ташкентский институт по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог, Юлчиева Фарохида Мамиржановича, 1990 г.

Юлчиев Фарохида Мамиржанович в 2014 году окончил бакалавриатуру по направлению «Наземные транспортные системы» в Ташкентского автомобильно-дорожного институте и поступил на учебу в магистратуру. Он с первых дней учёбы стал активно заниматься научной деятельностью и участвовать на научных конференциях.

Ф.Юлчиев является одним из лучших магистрантов направления «Наземные транспортные средства и системы». Им была выбрана тема научно-исследовательской работы, которую планировалось выполнять в период обучения в магистратуре и далее в его научно-исследовательской деятельности.

Ф.Юлчиев отличается трудолюбием, скромностью, настойчивостью в решении поставленных перед ним задач. За период обучения в магистратуре им были опубликованы 2 научные статьи.

Ф.Юлчиев пользуется уважением и авторитетом среди сокурсников.

Характеристика дана Юлчиеву Фарохида Мамиржановичу для защиты магистерской диссертации в ГАК на соискание академической степени магистра по специальности 5А310601 – «Наземные транспортные средства и системы».

**Заведующий отделом
магистратуры: к.т.н., доцент**

И. Махамаджанов

**Заведующий кафедрой:
«Э и Р ДСМ и О»**

А.А. Шермухамедов

**Научный руководитель:
к.т.н.**

И.С. Турсунов

Отзыв

на диссертационную работу Юлчиева Фарохида Мамиржановича “Обоснование параметров рулевого управления модернизированных мобильных машин”, представленной на соискание академической степени магистра по специальности 5А310601 – “Наземные транспортные средства и системы”.

В диссертационной работе сформулированы цели и задачи работы проведение статистический анализ влияния величины передаточного числа и установочных параметров управляемых колес на характеристики машины, запаздывание поворота управляемых колес, чувствительность машины к управлению, характер требуемых от водителя управляющих воздействий на рулевое колесо при движении по заданной траектории и выполнении различных маневров.

Обоснована расчетная схема и разработан математический аппарат описания мобильных машин с гидрообъемным рулевым управлением. Разработана методика и проведение испытаний для определения упругих характеристик рулевого управления. Обоснованы рациональные значения передаточного числа рулевого управления по критериям управляемости и устойчивости движения.

По теме диссертации опубликованы 2 статьи в журналах и материалах республиканских научно-практических конференций

В период учебы в магистратуре Ф. Юлчиев проявил особый интерес к научно-педагогической деятельности и приобрел навыки преподавания по дисциплинам кафедры.

В целом, работа выполненная Ф. Юлчиевым соответствует требованиям предъявляемым к магистерским диссертациям, а её автор заслуживает присуждения академической степени магистра по специальности 5А310601 – “Наземные транспортные средства и системы”.

Научный руководитель, к.т.н.

И. С. Турсунов

Рецензия

на диссертационную работу Юлчиева Фарохида Мамиржановича “Обоснование параметров рулевого управления модернизированных мобильных машин”, представленной на соискание академической степени магистра наук по специальности 5А310601 – “Наземные транспортные средства и системы”.

Эксплуатационных свойств мобильных (колесных) машин управляемость является важнейшим показателем качества, определяющим безопасность движения на различных режимах. Эти свойства мобильных машин обеспечивают уверенность водителя в реализации задаваемого режима движения, исключают самопроизвольное возникновение опасного отклонения от него и сохраняют возможность быстрой корректировки с последующей стабилизацией того же режима.

По диссертационной работе достаточно подробно проанализирован анализ установочные параметры управляемых колес и рулевого механизма мобильных машин, обоснование расчетной схемы и разработка математического описания мобильных машин с гидрообъемным рулевым управлением, выбор методики и проведение испытаний для определения упругих характеристик рулевого управления, обоснование рационального значения передаточного числа рулевого управления по критериям управляемости и устойчивости движения.

Замечания:

1. Имеются ошибки редакционного и оформительского характера
2. В работе желательно привести табличные данные результатов экспериментальных данных.

В целом, работа выполненная Ф. Юлчиевым соответствует требованиям предъявляемым к магистерским диссертациям, а её автор заслуживает присуждения академической степени магистра по специальности 5А310601 – “Наземные транспортные средства и системы”.

Рецензент: ТГТУ

к.т.н., доц.: Юнусходжаев С.

Рецензия

**на диссертационную работу Юлчиева Фарохида Мамиржановича
“Обоснование параметров рулевого управления модернизированных
мобильных машин”, представленной на соискание академической степени
магистра по специальности 5А310601 – “Наземные транспортные средства и
системы”.**

Одним из важных факторов, влияющих на управляемость и устойчивость движения машин, является рулевое управление. Углы установки управляемых колес существенно влияют на устойчивость движения мобильных машин. В настоящее время преобладающим типом рулевого управления, применяемых на мобильных машинах, строительно–дорожных и сельскохозяйственных машинах является объемное гидростатическое рулевое управление.

В связи с этим диссертационная работа Ф. Юлчиева посвящается обоснованию параметров рулевого управления модернизированных мобильных машин. В работе сделана попытка обоснования параметров рулевого механизма и установочные параметры управляемых колес влияющий на устойчивость движения и управляемость мобильных машин на стадии модернизации.

Автором приведены обширный анализ установочных параметров управляемых колес и гидрообъемного рулевого механизма мобильных машин и грузового автомобиля и их влияние на устойчивость движения.

Разработана математическая модель криволинейного движения мобильных машин с учетом установочных параметров управляемых колес и гидрообъемного рулевого механизма. А также определены экспериментальным путем жесткость и податливость рулевого привода.

В целом, рецензируемая магистерская диссертация является завершенной работой, отвечает предъявляемым требованиям, а её автор Юлчиев.Ф.М. заслуживает присвоения академической степени магистра по специальности 5А310601 – “Наземные транспортные средства и системы”.

д.т.н., профессор, ТИПСЭАД

Ш.П. Алимухаммедов