

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

**Б1.В.04 Тягово-энергетическая концепция трактора и
модульных энергетических средств**

Направление подготовки (специальность) 35.04.06 Агроинженерия

**Профиль подготовки (специализация) «Технологии и средства механизации
сельского хозяйства»**

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1	Конспект лекций	
1.1	Лекция № 1 Системный подход и системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств.....	3
1.2	Лекция № 2 Математическое моделирование мобильных систем и энергетических модулей.....	6
1.3	Лекция № 3 Методические принципы проектирования технологических процессов и мобильных систем в САПР.....	8
1.4	Лекция № 4 Построение физических моделей и математическое описание экспериментальных исследований МЭС.....	11
1.5	Лекция № 5 Общие задачи механики тягово-транспортных систем....	13
1.6	Лекция № 6 Задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем..	21
1.7	Лекция № 7 Задачи безопасности тягово-транспортных систем.....	32
1.8	Лекция № 8 Задачи эргономичности тягово-транспортных систем.....	39
2	МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ	
2.1	Практическое занятие № 1 Системный подход и системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств	49
2.2	Практическое занятие № 2 Математическое моделирование мобильных систем и энергетических модулей	58
2.3	Практическое занятие № 3 Методические принципы проектирования технологических процессов и мобильных систем в САПР	65
2.4	Практическое занятие № 4 Построение физических моделей и математическое описание экспериментальных исследований МЭС	68
2.5	Практическое занятие № 5 Общие задачи механики тягово-транспортных систем.....	70
2.6	Практическое занятие № 6 Задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем.....	72
2.7	Практическое занятие № 7 Задачи безопасности тягово-транспортных систем	87
2.8	Практическое занятие № 8 Задачи эргономичности тягово-транспортных систем.....	113

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция №1(2 часа).

Тема: «Системный подход и системный анализ при проектирование мобильных энергетических средств»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Системный подход к проектированию мобильных энергетических средств.
2. Системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств.

1.1.2 Наименование вопроса № 1. Системный подход к проектированию мобильных энергетических средств: Научная дисциплина, разрабатывающая методологические принципы исследования и проектирования объектов, рассматриваемых как системы, получила название "Общей теории систем". Термин "система", строго говоря, является таким же неопределенным, как математическое понятие "множество". В механике этот термин используется для обозначения совокупности материальных точек, подчиненных некоторым связям. Основным интерес для таких систем представляют задачи динамики, рассматривающие законы движения механических систем. Определение системы, как совокупности элементов, находящихся во взаимодействии, является наиболее распространенным. Для формально-логических систем чаще применяется и такое определение: это множество элементов, которые связаны между собой определенными соотношениями.

В различных областях науки под "системой" стали подразумевать комплекс взаимосвязанных компонентов (элементов) самой различной природы: это машины, состоящие из деталей, узлов и агрегатов; живой организм, образуемый совокупностью клеток; предприятие, объединяющее и связывающее в единое целое множество производственных процессов, коллективов людей, различные виды ресурсов, готовую продукцию и т.д.

Исследование систем начинается с их анализа, описания их поведения и свойств, исходя из следующих принципов и подходов:

а) описание составляющих частей и элементов системы не носит самодовлеющего характера, т.к. они описываются не "как таковые", а с учетом их места в системе и их влияния на свойства системы в целом;

б) свойства системы порождаются из свойств составляющих ее элементов, и, наоборот, свойства элементов обуславливаются характеристиками системы в целом;

Но есть, однако, свойства, которые принадлежат только всей системе в целом и не характерны для составляющих ее частей. Таким, в частности, свойством является устойчивость динамических систем; оно принадлежит только всей системе и не может быть приписано какой-либо ее части в отдельности. Так, при соединении нескольких подсистем в одну систему нельзя сказать, что она будет устойчива, если ее части обладают в отдельности устойчивым поведением (т.е. не изменяют своего состояния под воздействием соответствующих воздействий). И, наоборот, несколько неустойчивых (нестабильных) подсистем при объединении могут образовать устойчивую систему;

в) одни и те же элементы, как и система в целом, могут обладать разными свойствами и характеристиками и переходить из одного состояния в другое, изменять свое движение и степени свободы под воздействием тех или иных факторов;

г) при системном подходе исследование системы, как правило, неотделимо от исследования условий ее существования, т.е. той среды, с которой она взаимодействует.

Таким образом, системный подход к исследованию различных по своей природе объектов, как и их анализ, является тем научным инструментом, который позволяет обоснованно выбрать стратегию исследования или проектно-конструкторских разработок, более четко определить функции и соподчиненность составных частей объекта с учетом их назначения, структуры и условий взаимодействия между собой и системы с окружающей средой.

На рис. 1.1 изображена общая структурная схема системы "оператор-дорога- машина". Отдельные составные части, и элементы этой системы имеют между собой силовые, кинематические и инерционные связи и информационные каналы. Каждый элемент системы имеет входы, куда поступают соответствующие воздействия (входные сигналы) и выходы, в которых приложены реакции (выходные сигналы), на действие входных воздействий. В зависимости от поставленной задачи отдельные части этой сложной системы могут рассматриваться как самостоятельные системы.

Так, при исследовании колебаний машины в вертикальной плоскости должны учитываться кинематические и силовые связи между дорогой и неподрессоренными массами машины (нормальные реакции дороги) и воздействие элементов подвески на корпус машины. При исследовании поперечной (курсовой) устойчивости и управляемости машины определяющими факторами являются касательные и боковые реакции дороги на колесах машины, а при управляемом движении, кроме того, и управляющие воздействия оператора на систему рулевого управления машиной.

1.2 Классы систем.

Существуют различные классификационные признаки систем, характеризующие их природу, свойства, поведение, взаимодействие с окружающей (внешней) средой, математический аппарат, применяемый для описания системы. Отметим следующие классы систем.

1.2.1 Искусственные и естественные системы.

К искусственным системам относятся системы, созданные человеком, к естественным системам относятся системы, созданные природой (например, это окружающая среда, с которой взаимодействуют искусственные системы).

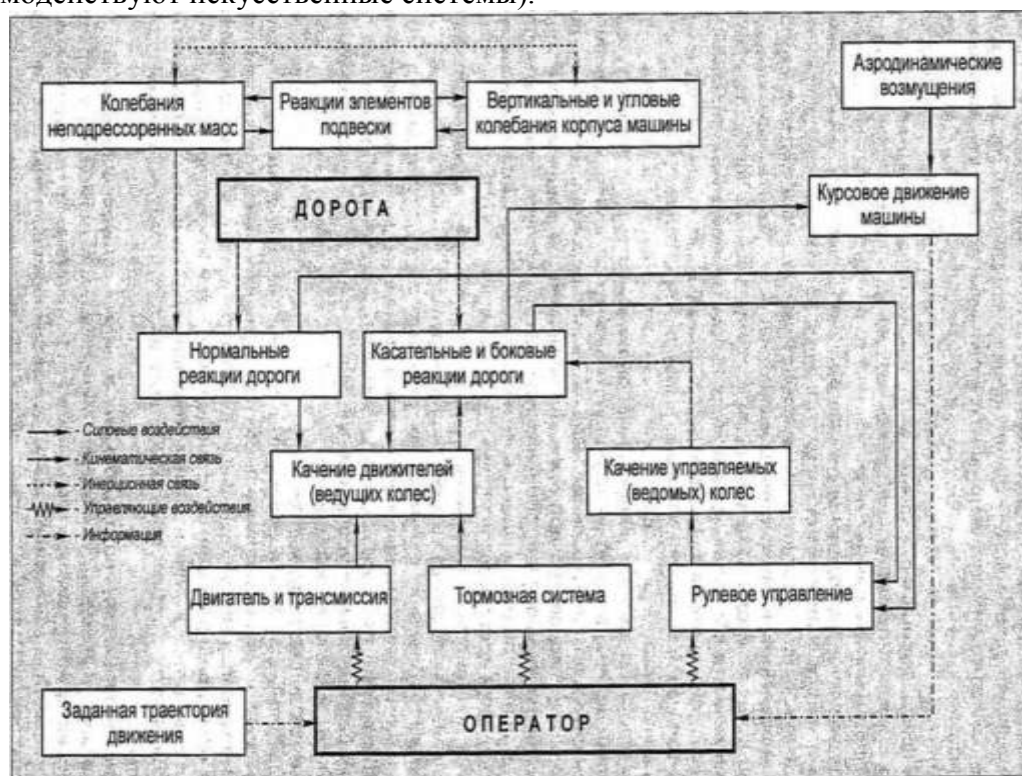


Рис. 1.1 Общая структурная схема системы "ОПЕРАТОР-ДОРОГА-МАШИНА".

1.2.2 Открытые и закрытые системы.

Эти понятия определяются целью исследования. К открытым системам относятся системы, активно взаимодействующие с окружающей средой. Обычно к ним относят

биологические, экономические и социальные системы, на поведение которых первостепенное влияние оказывает окружающая среда. К закрытым системам относятся системы, которые можно рассматривать изолированно от окружающей среды или для которых влияние среды строго ограничено. В последнем случае сама среда может рассматриваться как составная часть системы, взаимодействующая с другими ее частями (например, система "дорога-машина").

1.2.3 Статические и динамические системы.

К статическим относятся системы, свойства которых не изменяются во времени. К динамическим системам относятся системы, изменяющие во времени свое состояние и положение под действием внешних или внутренних факторов. Если под термином "движение" понимать изменение состояния системы, то можно сказать, что

1.2.4 Управляемые системы.

Особенностью этих систем является способность изменять свое движение, переходить из одного состояния в другое под влиянием различных управляющих воздействий. Очевидно, что управляемые системы являются вместе с тем и динамическими системами.

Управляющие воздействия в отличие от возмущающих, оказываемых на систему внешней средой (например, неровностями дороги, порывами ветра и т.д.), могут по желанию оператора или системы автоматического управления принудительно изменяться в нужном направлении.

1.2.5 Детерминированные и вероятностные системы.

К детерминированным системам относятся системы, поведение которых можно предсказать, если известно, в каком состоянии система находилась в предыдущий момент времени. К таким системам можно, например, отнести систему размещения станков в цехе, исходя из условия движения деталей по определенным маршрутам; движение автомобиля или трактора при заданных начальных условиях и детерминированной (функциональной) зависимости между выходными и входными сигналами, воздействующими на машину; ЭВМ, выполняющую только те операции, которые ей предписаны программой и др.

Вероятностными являются системы, состояние которых характеризуется значительной неопределенностью из-за случайного характера начальных условий или факторов, определяющих их поведение. Случайными, например, могут быть возмущения от неровностей дороги, воздействующие на движители машины, или сопротивления, нагружающие ее рабочее оборудование. В этом случае система "дорога- машина" или "машина-предмет воздействия" являются вероятностными системами.

1.1.3 Наименование вопроса № 2. Системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств Реальные и абстрактные системы. Абстрактные системы в отличие от реальных систем, обладающих физическими свойствами, такими как масса, связность, упругость, инерционность и т.д., такими свойствами не обладают, они существуют только в уме исследователя и представляются в виде символов или количественных значений. Примером абстрактных систем являются математические модели, записанные, например, в форме алгебраических или дифференциальных уравнений, которые с разной степенью приближения могут отражать свойства реальных систем.

1.2.7 Сложные и простые системы.

Подразделение систем на простые и сложные весьма условно. Все зависит от того, насколько существенную роль играют при изучении объекта, представляемого как система, взаимосвязи между отдельными его частями и элементами и теми задачами, ради которых предпринимается исследование. Если эти вопросы существенны и в задачу исследователя входит изучение влияния отдельных частей (подсистем) и элементов на свойства системы в целом, то такую систему следует отнести к разряду сложных систем.

Сложные системы можно представить в виде многоуровневых конструкций, состоящих из взаимодействующих между собой подсистем и элементов, которые изучаются или проектируются "по частям"; Такой подход позволяет с одной стороны лучше выявить механизм взаимодействия отдельных частей системы и их влияние на ее свойства, а с другой стороны - существенно упростить структуру математической модели системы.

К классу сложных систем правомерно отнести т.н. "человеко-машинные системы", объединяющие человека и технические и иные средства, с помощью которых выполняется тот или иной процесс. Такой системой является, в частности, система автоматизированного

проектирования конструкций или технологических процессов (САПР), объединяющая комплекс аппаратных и программных средств, позволяющих автоматизировать процесс проектирования, и человека (пользователя), работающего в режиме диалога с ЭВМ, также являющейся составной частью САПР.

Помимо перечисленных классов систем а различных дисциплинах используются и другие классификационные признаки. Так, в зависимости от природы системы и законов, которым подчиняется ее функционирование, различают:

а) механические, гидравлические, пневматические, термодинамические и электрические системы, в основе которых лежат соответственно законы механики, гидравлики, газо- и термодинамики и электротехники.

В зависимости от вида дифференциальных уравнений, описывающих поведение механических систем, различают линейные и нелинейные механические системы. Первые описываются линейными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами, а вторые - нелинейными дифференциальными уравнениями или линейными дифференциальными уравнениями с переменными коэффициентами;

б) экономические системы, в основе которых лежат законы экономики и такие понятия как производительные силы, производственные отношения, распределение и потребление;

в) биологические системы, в основе которых лежат законы живой природы.

В зависимости от своего назначения и общности математического аппарата, используемого для описания систем, последние объединяются в классы:

- систем автоматического управления;
- систем массового обслуживания;
- транспортные системы и др.

Отметим, наконец, т.н. организационные системы, объединяющие коллектив людей, поведение которых взаимозависимо и деятельность которых ограничена определенными рамками. Обязательными атрибутами любой организационной системы являются структура и иерархия. Например, промышленные предприятия имеют такую административную структуру: предприятие-цех-участок-рабочее место; научно-проектные организации могут иметь структуру: институт-отдел-лаборатория-исполнитель и т.д. Составной частью организационных систем являются функциональные подсистемы (отделы кадров, планирования, снабжения и др.). При необходимости структуры и подсистемы могут изменяться с учетом требований оптимального функционирования системы в целом.

1. 2 Лекция №2(2 часа).

Тема: «Математическое моделирование мобильных систем и энергетических модулей»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Математическое моделирование мобильных систем.
2. Математическое моделирование энергетических модулей.

1.2.2 Наименование вопроса № 1. Математическое моделирование мобильных систем. В арсенале исследователей для решения различных прикладных задач имеются расчетные и экспериментальные методы. Последние обычно служат как для получения данных о неизвестных параметрах изучаемой системы, так и для проверки основных характеристик созданного объекта. С целью снижения объема натурных испытаний используются методы физического моделирования, в основе которых лежат физические модели системы, отличающиеся от натуры лишь размерами, массами, временем, скоростями и воспринимаемыми силами. В подобных механических системах имеют место определенные соотношения между величинами натурального объекта и модели, определяемые соответствующими коэффициентами подобия.

Но переход к проектированию современной сложной техники заставил существенно изменить соотношения между расчетными и экспериментальными методами, которые до недавнего времени в силу несовершенства и малой точности расчетных методов, составляли около 30 процентов от общей трудоемкости работ по созданию техники. При этом на первый

план выдвигаются не только требования повышения точности традиционных расчетных методов, но и расширения круга задач, решаемых современными математическими методами, в частности теми, в основе которых лежат математические модели.

Математизация изучаемых объектов состоит, конечно, не в том, чтобы исключить из процесса познания эксперимент и наблюдения. Смысл математизации состоит в том, чтобы из точно сформулированных предпосылок выводить и прогнозировать то, что часто недоступно непосредственному наблюдению, а когда речь идет о еще не созданном техническом объекте такое наблюдение вообще невозможно.

Для того, чтобы изучить физическую систему, используя метод математического моделирования, мы заменяем ее абстрактной системой - математической моделью - с теми же соотношениями и наша задача становится чисто математической.

Математическая постановка задачи имеет ряд серьезных достоинств.

Во-первых, она позволяет на принципиально иной основе провести предпроектное исследование системы и, используя соответствующий аналитический аппарат, выполнить с приемлемой для практики точностью сложные технические расчеты. Во-вторых, реализуя построенную математическую модель на ЭВМ, имеется возможность многократно и в широком диапазоне изменять входные параметры и условия функционирования проектируемой системы и тем самым заменить натурные испытания и экспериментальное исследование на физических моделях т.н. вычислительным экспериментом на ЭВМ.

Есть еще два важных свойства метода математического моделирования. Одно из них состоит в том, что с помощью этого метода системы и процессы, имеющие разное физическое содержание, часто могут быть исследованы на базе одинаковых математических моделей. В качестве такого примера в таблице 2.1 приведены различные системы, в том числе и не механические, которые описываются одинаковыми математическими моделями, отличающимися лишь значениями постоянных параметров k . Если для механических систем (в таблице - это 1, 2, 3,4) математические модели выражаются через обобщенные перемещения и ускорения ($x, x'', \phi, \phi'', a, a''$), то последняя система (5) представляет собой электрический контур, в котором емкость конденсатора обозначена через C , его заряд в момент времени t - через $q(t)$ и индуктивность катушки - через L .

Другая особенность метода математического моделирования состоит в том, что построение математических моделей не требует всеобъемлющей информации о проектируемом объекте. Достаточно знать только формы движения (поведения) системы и характер связей между ее составными частями. Например, при исследовании системы 3 (таблица 2.1) совершенно безразлично, какие опоры имеет поступательно движущаяся масса m_1 - опоры скольжения или опоры качения, имеет ли она колесный или гусеничный движитель или каким типом соединения масса m , связана с массой m_2 (нужно только знать характер движения массы m_2 относительно массы ту). Точно

также для системы 2 (табл. 2.1) не имеют значения конструктивные особенности упругих опор, что представляет собой тело, опирающееся на эти опоры (корпус или кузов машины, платформу и т.п.). Важно только знать формы движения тела, полученное под воздействием каких-то внешних факторов. И больше никаких других сведений для построения математической модели не требуется.

Прежде чем практическая задача становится объектом математического исследования, она должна пройти довольно длительный путь. Для этого прежде всего нужно четко сформулировать цели исследования, изучить и проанализировать необходимую исходную информацию и соответствующим образом ее обработать, установить наиболее существенные факторы, которые должны быть учтены при построении модели, и факторы, которыми можно пренебречь. Последнее позволит получить математическую модель, поддающуюся либо аналитическому решению, либо требующую небольших затрат машинного времени при реализации модели на ЭВМ.

Упрощая математическую модель явления, исследователь как бы очерчивает границы ее применимости. Выводы, полученные в результате реализации такой модели, уже не будут

справедливы за пределами этих границ. В противном случае, мы можем прийти к совершенно искаженному толкованию изучаемого явления.

Применение метода математического моделирования связано с использованием некоторых понятий и терминов, хорошо знакомых читателю, но требующих более строго определения.

1.2.3 Наименование вопроса № 2 Математическое моделирование энергетических модулей. Под процессом функционирования системы понимается последовательная смена ее состояний во времени, а под характеристикой системы-величины, характеризующие изменение состояний системы во времени. Так, профиль дороги, выраженный в функции времени $q(t)$ является одной из характеристик микропрофиля дороги. Вращающий момент на валу двигателя, выраженный в функции времени $M\omega(t)$ или в функции частоты вращения вала двигателя ω является одной из характеристик двигателя.

Параметрами системы называются величины, характеризующие ее свойства. Это, например, жесткость или давление воздуха в шинах, их размеры и грузоподъемность; номинальное тяговое усилие трактора, максимальная скорость движения машины и т.д.

Начальными условиями называются величины, определяющие начальное состояние системы. По начальным условиям находится значение произвольных постоянных общих решений обыкновенных дифференциальных уравнений. Такие задачи называются задачами с начальными условиями или задачами Коши. В этих задачах независимой переменной является время t .

Величины, определяющие границы, в которых происходит изменение состояния системы, называются граничными или краевыми условиями.

Задачи, содержащие граничные условия, в теории обыкновенных дифференциальных уравнения называются краевыми задачами, в которых частное решение удовлетворяет граничным условиям на концах отрезка $a < X < b$, т.е. при $x = a$ и $x = b$.

Состояние системы (объекта) в каждый момент времени характеризуется одной или несколькими величинами $x_1, x_2 \dots x_n$ называемыми Фазовыми координатами. Линия в пространстве, называемым фазовым пространством, которую за некоторое время описывает фазовая точка $x(t) = (x_1(t), x_2(t) \dots x_n(t))$ называется Фазовой траекторией. Начальные условия определяют точку в фазовом пространстве состояний системы, из которой исходят допустимые траектории ее развития. В частном случае, когда изменение состояний системы характеризуется двумя фазовыми координатами, фазовая траектория лежит в плоскости, называемой фазовой плоскостью.

Математическая модель - это условный образ исследуемого объекта. В общем случае под математической моделью понимается совокупность соотношений (уравнений, неравенств, формул, графических образов или логических условий), связывающих характеристики процесса с параметрами объекта (системы), исходными данными и начальными условиями.

Математическое моделирование - это процесс исследования системы с помощью математических моделей.

Математическое моделирование включает в себя не только построение математической модели системы, но и ее предварительное изучение, выделение наиболее существенных характеристик системы, экспериментальный и теоретический анализ модели, ее решения, сопоставление результатов решения с известными данными о системе, корректировку модели и т.д.

Алгоритм - это описание таких действий, последовательное выполнение которых приводит к решению задачи. Каждое отдельное действие называется шагом алгоритма. Каждый алгоритм подразумевает наличие исходных данных и ожидаемого ре*

зультата. Для одной и той же задачи может существовать несколько различных алгоритмов ее решения. Например, корни квадратного уравнения:

1. 3 Лекция №3(2 часа).

Тема: «Методические принципы проектирования технологических процессов и мобильных систем в САПР»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Методические принципы проектирования технологических процессов в САПР.
2. Методические принципы проектирования мобильных систем в САПР

1.3.2 Наименование вопроса № 1. Методические принципы проектирования технологических процессов в САПР. Разнородность исследуемых и проектируемых систем, наличие большого количества факторов, от которых зависят их состояние и поведение, а также различные цели исследования, приводят и к большому разнообразию математических моделей, применяемых для описания и проектирования систем.

С одной стороны математические модели должны отражать основные закономерности функционирования системы с другой - вид используемых моделей диктуется задачами исследования. В самых простых случаях системы описываются простыми алгебраическими уравнениями. В более сложных случаях, когда требуется рассмотреть явление в динамике, применяется аппарат дифференциальных уравнений (обыкновенных или с частными производными). В тех случаях, когда развитие процесса или поведение исследуемой системы зависит от большого количества сложно переплетающихся между собой факторов, детерминированные модели вообще отказываются служить и для решения таких задач, применяются методы статистического моделирования.

Детерминированные и статистические модели имеют свои достоинства и недостатки. Детерминированные модели более грубы, учитывают меньшее количество факторов, всегда требуют каких-то допущений и упрощений, но результаты расчетов по детерминированным моделям легче обозримы, отчетливее отражают присущие изучаемому явлению основные закономерности. Наконец, детерминированные модели больше приспособлены для поиска оптимальных решений.

Статистические модели по сравнению с детерминированными более точны и подробны, не требуют столь грубых допущений, позволяют учесть большое число факторов. Но у них есть недостаток: громоздкость, плохая обозримость, большой расход машинного времени при реализации на ЭВМ и, главное, крайняя трудность поиска оптимальных решений, которые приходится часто искать путем догадок и проб.

Основными требованиями, предъявляемыми к математическим моделям, являются требования адекватности, универсальности и экономичности.

Адекватность. Модель считается адекватной, если отражает заданные свойства объекта с приемлемой точностью. Точность определяется как степень совпадения значений выходных величин модели и объекта. Если x_i - выходная величина,

рассчитанная с помощью модели, а действительная выходная величина того же /-го параметра объекта X , то относительная погрешность ε_i модели определяется по отношению: ■

$$\varepsilon_i = \frac{\tilde{x}_i - x_i}{x_i}$$

Погрешность модели ε_m по совокупности n учитываемых выходных величин оценивается выражением:

$$\varepsilon_m = \sqrt{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2}$$

Точность модели может быть различна в разных условиях функционирования объекта, обусловленных различными внешними воздействиями (нагрузками, температурой внешней среды и т.п.) на моделируемый объект. Если задаться предельной допустимой погрешностью $\varepsilon_{пр}$, то в пространстве возможных изменений внешних воздействий на объект для принятых m условий его функционирования можно выделить область, в которой выполняется условие:

$$\varepsilon_m < \varepsilon_{пр}$$

Эту область называют областью адекватности модели.

Универсальность. Определив совокупность входных величин (внешних воздействий на объект) и совокупность соответствующих выходных величин x_i отражающих изучаемые свойства объекта, мы можем определить область адекватности модели. Очевидно, что, чем

большее число внешних воздействий и соответственно большее число выходных параметров объекта может быть учтено в модели, тем шире ее возможности и тем больше универсальность модели.

Экономичность. Экономичность модели характеризуется затратами вычислительных ресурсов (машинного времени T_m и объемом оперативной памяти $/7_m$, необходимой для реализации модели).

1.3.3 Наименование вопроса № 2. Методические принципы проектирования мобильных систем в САПР. Есть три основных способа использования математических моделей: аналитическое исследование; исследование с использованием численных методов; моделирование на ЭВМ. Математическая модель может быть задана по-разному. В одних случаях она представляется набором отдельных характеристик исследуемой системы $X_j(t)$ ($j = 1, 2, \dots, n$), отражающих те или иные свойства системы. Эти характеристики выражаются через соответствующие параметры системы в виде аналитических зависимостей. Математическая модель может быть также представлена в виде формул, являющихся результатом решения этих уравнений или найденных по результатам эксперимента (эмпирические модели).

Однако на практике, говоря о математической модели системы, чаще всего имеют ввиду первоначальную математическую модель, получаемую непосредственно в результате формализации рассматриваемой системы.

Например, для динамической системы, это записанные в общем виде дифференциальные уравнения движения, которые затем решаются аналитически или реализуются на ЭВМ. При использовании аналитических методов такую математическую модель необходимо преобразовать и привести к виду, удобному для интегрирования дифференциальных уравнений. Конечным результатом этих действий обычно является построение явных формул для искомых величин.

Однако использование аналитических методов, несмотря на их привлекательность и наглядность получаемых результатов не всегда оказывается возможным или приводит к недопустимо грубым результатам. В этих случаях приходится искать другие способы использования математической модели.

Одними из них являются численные методы. Схема их использования отличается от аналитических методов тем, что после преобразования математической модели в систему уравнений, допускающую их решение численными методами, необходимо вручную, а чаще с помощью ЭВМ, произвести необходимые вычисления, т.е. реализовать соответствующий численный метод. При исследовании систем численными методами результаты обычно получаются в виде таблицы искомых величин для принятого набора значений параметров системы и начальных условий.

Но и применение численных методов во многих случаях ограничено сложностью преобразований математической модели в соответствующую систему уравнений, т.к. применение вычислительной техники ограничивается при этом лишь автоматизацией вычислений.

Наконец, третий способ использования математических моделей, это моделирование на ЭВМ. Под этим способом традиционно понимается процесс составления программы, воспроизводящей изменение состояний системы, и получение с помощью этой программы данных, для сбора которых в ином случае пришлось бы проводить натурный эксперимент. Для моделирования на ЭВМ разрабатывается моделирующий алгоритм и программа, с сохранением логической структуры, последовательности чередования во времени, а иногда и физического содержания процесса, описываемого математической моделью исследуемой системы.

Можно выделить три основные этапа формализации прикладных задач: содержательное описание изучаемого явления или объекта проектирования, построение формализованной схемы и, наконец, построение математической модели.

Когда сформулирована поставленная задача, необходимо прежде всего собрать необходимую информацию об объекте, систематизировать и обработать ее.

Если исследуемые объекты или процессы относятся к случайным системам, в которых или начальные условия, или условия функционирования, или параметры системы, либо все

вместе являются случайными величинами, нужно собрать дополнительный статистический материал, достаточный для вычисления необходимых вероятностных характеристик.

Содержательное описание системы (процесса) в словесном выражении обобщает все сведения о физической природе системы, ее количественных характеристиках, характер взаимодействия между отдельными элементами системы и последней с внешней средой.

Кроме этих сведений нужно в общем виде сформулировать постановку прикладной задачи и требуемую точность расчетов. На этапе содержательного описания постановка задачи может не иметь строгой математической формулировки, но она должна содержать полный перечень зависимостей, подлежащих оценке по результатам моделирования.

Следующий этап - построение формализованной схемы, которая должна основываться на точной математической формулировке задачи.

Формализованная схема может быть дана в форме словесного описания, в котором все сведения делаются уже в формальном виде. При проектировании сложных технических систем формализованная схема сопровождается графическим изображением системы в виде эквивалентных или структурных схем. К графическому построению формализованных схем прибегают в тех случаях, когда ввиду сложности системы непосредственный переход от содержательного описания к математической модели может вызвать большие трудности.

Построение математической модели сводится к получению соотношений, описывающих интересующие характеристики системы в функции ее параметров, внешних возмущений и начальных условий. Для некоторых систем могут быть использованы типовые математические схемы, для других требуется построить оригинальную математическую модель.

1. 4 Лекция №4 (2 часа).

Тема: «Построение физических моделей и математическое описание экспериментальных исследований МЭС»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Построение физических моделей МЭС.
2. Математическое описание экспериментальных исследований МЭС

1.4.2 Наименование вопроса № 1. Построение физических моделей МЭС. Для определения положения данной точки в пространстве в каждый момент времени нужна какая-то система отсчета. Хотя такая система может быть выбрана произвольно, от того, как она будет расположена в пространстве и как она будет связана с этой точкой, во многом зависит простота определения параметров движения, а также структура описывающих это движение дифференциальных уравнений.

Величины, при помощи которых определяется положение данной точки относительно другой точки, взятой за начало отсчета, называют координатами. Чаще других в механике применяют декартовы координаты. В этой системе положение точки определяется ее расстояниями от трех взаимно перпендикулярных плоскостей XOY ,

YOZ , ZOX называемых координатными; Радиус-вектор R некоторой точки в декартовой системе координат определяется через координаты x , y , z этой системы и единичные векторы (орты) n_1 , n_2 , n_3 :

$$R = \vec{n}_1 x + \vec{n}_2 y + \vec{n}_3 z;$$

По модулю этот радиус-вектор:

$$|R| = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$$

При решении задач динамики, выбирая положение координатных осей относительно вращающегося тела, следует иметь ввиду, что момент инерции твердого тела относительно оси, проходящей через произвольно выбранную точку O тела определяется по формуле:

$$J_0 = J_x \cos^2 \alpha + J_y \cos^2 \beta + J_z \cos^2 \gamma - 2J_{xz} \cos \beta \cos \gamma - 2J_{zx} \cos \gamma \cos \alpha - 2J_{xy} \cos \alpha \cos \beta$$

где: α, β и γ - углы между заданной осью и декартовыми осями координат соответственно;

J_x, J_y, J_z - осевые моменты инерции твердого тела;

J_{xy}, J_{yz}, J_{yx} - центробежные моменты инерции твердого тела;

определяемые по формулам:

$$J_{xy} = \sum_{i=1}^n m_i x_i y_i; \quad J_{yz} = \sum_{i=1}^n m_i y_i z_i; \quad J_{zx} = \sum_{i=1}^n m_i z_i x_i$$

В отличие от осевых моментов инерции J_x, J_y, J_z , которые всегда

положительны, центробежные моменты инерции могут быть и отрицательными и в частном случае равняться нулю. Последнее имеет место тогда, когда ось, относительно которой вращается твердое тело, направлена по главным осям инерции этого тела. В этом случае:

$$J_0 = J_x \cos^2 \alpha + J_y \cos^2 \beta + J_z \cos^2 \gamma$$

Любая ось, не проходящая через центр масс твердого тела, является главной осью инерции только в одной точке. Если, например, главной осью инерции в точке O тела является ось Z , то в нуль обращаются лишь два центробежных момента инерции относительно осей, одной из которых является ось Z , то есть $J_{zx} = J_{zy} = 0$,

1.4.3. Наименование вопроса № 2. Математическое описание экспериментальных исследований МЭС. Главная ось инерции, проходящая через центр масс твердого тела, называется главной центральной осью инерции и является главной в любой своей точке.

Если в твердом теле имеется плоскость материальной симметрии, то любая ось, перпендикулярная к этой плоскости, является главной в точке пересечения с плоскостью. Если в твердом теле имеется ось материальной симметрии, то она является главной осью инерции твердого тела.

Таким образом, при исследовании вращательного движения твердого тела решение задачи можно упростить, если координатные оси x, y и z направить по главным осям инерции и относительно этих осей рассматривать вращение тела. Если твердое тело имеет плоскость материальной симметрии, надо одну из координатных осей направить перпендикулярно к этой плоскости; эта координатная ось, как отмечалось, будет главной осью инерции твердого тела в точке пересечения с плоскостью симметрии. Если твердое тело имеет ось материальной симметрии, то надо одну из координатных осей направить по оси материальной симметрии; тогда эта координатная ось явится главной осью инерции. Наконец в том случае, когда начало декартовой системы координат поместим в центре масс данного тела и направим их по осям его симметрии, все центробежные моменты инерции тела станут равными нулю.

К выбранным таким образом координатным осям можно предъявить еще одно требование, упрощающее решение задачи: эти координатные оси должны быть "вмороженными", то есть

как бы закрепленными в данной точке тела, двигаться вместе с ним, чтобы осевые и центробежные моменты инерции не менялись со временем.

Однако во многих задачах исследование движения объекта удобно проводить относительно некоторой неподвижной системы отсчета, особенно в тех случаях, когда объект имеет поступательное движение и его положение в пространстве может быть измерено радиус-векторами \mathbf{R} , определенными, как указывалось выше, через неизменные единичные векторы. Неподвижную систему координат, неподвижно связанную с землей, называют инерциальной координатной системой.

В тех случаях, когда исследуются динамические системы, совершающие сложное движение, обычно применяются как неподвижные, так и подвижные системы отсчета.

На рис. 5.1 приведена двухмассовая система, обладающая четырьмя степенями свободы: · вертикальным и угловым перемещением массы m_1 перемещением массы m_2 относительно массы m_1 обусловленное деформацией упругого звена с жесткостью C_2 , и совместным перемещением обеих масс в продольном направлении. Для исследования движения этой системы нужно вначале построить систему координат.

1. 5 Лекция №5 (2 часа).

Тема: «Общие задачи механики тягово-транспортных систем»

1.5.1 Вопросы лекции:

1. Общие задачи механики тягово-транспортных систем.

1.4.2 Наименование вопроса № 1. Общие задачи механики тягово-транспортных систем. Механическую систему, занимающую в любой момент времени произвольное положение и имеющую произвольные скорости, называют свободной. Однако в большинстве случаев на механическую систему налагаются те или иные связи, которые ограничивают ее движение; такие системы называют несвободными.

Различают связь двух видов - геометрические и кинематические или дифференциальные. К первым относят связи, не позволяющие системе или отдельным элементам в данный момент времени занимать произвольные положения в пространстве. Ко вторым относят связи, которые не позволяют в данный момент времени иметь произвольные скорости.

Кинематические связи накладывают определенные ограничения и на ускорения системы.

Геометрические и кинематические связи, не изменяющиеся со временем, относятся к стационарным, или склерономным (неизменяемым по виду). Связи, которые изменяются в течение времени, относят к нестационарным, или реономным (подвижным).

Аналитически связи выражаются уравнениями вида:

▪ для геометрических стационарных связей

$$f_i(x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, \dots, x_n, y_n, z_n) = 0;$$

▪ для геометрических нестационарных связей

$$f_i(x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, \dots, x_n, y_n, z_n, t) = 0;$$

▪ для кинематических нестационарных связей

$$f_i(x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, \dots, x_n, y_n, z_n, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1, \dots, \dot{x}_n, \dot{y}_n, \dot{z}_n, t) = 0;$$

В этих соотношениях i - порядковый номер уравнения связи, n - число точек системы.

Уравнения, характеризующие геометрические или кинематические связи, могут быть интегрируемые; в этом случае сами связи называют голономными. Наряду с такими связями имеют место кинематические связи, описываемые уравнениями, которые нельзя проинтегрировать: например,

$$Z = X' \operatorname{tg} \varphi$$

Это соотношение неинтегрируемо и поэтому из него нельзя исключить какие-либо координаты. Неинтегрируемые кинематические связи называют неголономными.

Любая связь, накладывая те или иные ограничения на движение системы материальных точек, уменьшает и число степеней ее свободы. Если система, состоящая из n материальных точек, имеет в пространстве $3n$ степени свободы, соответствующие $3/2$ декартовым или другим координатам, то при наличии S_1 голономных связей, наложенных на систему, число степеней ее свободы

$$\kappa = 3n - S_1$$

т.е. каждая голономная связь уменьшает на единицу число степеней свободы системы.

Если к этому добавляются еще S_2 неголономных связей, то число степеней свободы системы становится равным

$$\kappa = 3n - S_1 - S_2.$$

Число дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, должно быть равно числу κ степеней свободы, а число дифференциальных уравнений и число уравнений связи в сумме должно быть равно $3n$.

При изучении механики машин обычно рассматривают не систему материальных точек, а звенья, образующие механизм или определенную совокупность механизмов, составляющих машину. Если каждое отдельно взятое звено имеет в пространстве шесть, а при плоском движении - три степени свободы, то в составе механизма число степеней свободы звена сокращается до значения, которое имеет механизм в целом.

Большинство механизмов имеет одну и, реже, две степени свободы, и их положение, а, следовательно, и положение входящих в них звеньев может быть определено соответственно одним или двумя параметрами, φ

Например, для системы, состоящей из лебедки и груза, который ею перемещается, движение всех элементов системы определяется либо линейной координатой груза s , либо углом поворота барабана лебедки φ . Движение механизма

конического дифференциала, имеющего две степени свободы, определяется двумя параметрами - углом поворота φ_1 ведущего колеса и углом поворота φ_2 водила вокруг своей оси.

Принцип возможных (виртуальных) перемещений.

Возможным (виртуальным) перемещением системы называют совокупность любых бесконечно малых перемещений материальных точек этой системы, допускаемых в данный момент наложенными на нее связями.

Проекции возможного перемещения на координатные оси $\delta x, \delta y$ и δz , представляющие собой изменения координат этой точки при ее возможном перемещении, называют вариациями координат данной точки.

В отличие от действительного перемещения материальной точки системы, которое всегда происходит под действием приложенных к ней сил и при непрерывном изменении аргумента (времени), возможное перемещение является воображаемым, оно характеризует перемещение, которое может иметь точка системы в данный момент времени из условия наложенных на нее связей. Например, материальная точка, лежащая на плоскости и связанная с жестким стержнем, другой конец которого шарнирно закреплен на плоскости, может в каждый момент времени совершать движения только по дуге окружности с радиусом, равным длине стержня, в ту или другую сторону.

На рис. 5.2 представлен график, иллюстрирующий отличие между вариацией функции (δz) и ее дифференциалом (dz). Вариация представляет собой бесконечно малое приращение координаты при переходе от функции $Z_1 = f_1(t)$ к функции

$Z_2 = f_2(t)$ при неизменном значении аргумента t :

$$\delta z = f_2(t) - f_1(t) = z_2 - z_1.$$

Дифференциал функции соответствует ее приращению при переходе от значения аргумента, равного t , к значению $t + dt$.

В соответствии с этим, если отношением dz/dt определяется действительная скорость точки системы, то отношение $\delta z/dt$ имеет чисто условный смысл и может быть названо возможной или виртуальной скоростью.

Точно так же можно сказать, что для определения возможных перемещений как в случае стационарных, так и нестационарных связей нужно варьировать уравнения связей, а для определения действительных перемещений - дифференцировать эти уравнения.

Принцип возможных перемещений для системы, подчиненной идеальным стационарным связям, формулируется так: для равновесия системы необходимо и достаточно, чтобы сумма работ задаваемых сил на любых возможных перемещениях точек системы равнялась нулю:

$$\sum_{i=1}^n (X_i \delta x_i + Y_i \delta y_i + Z_i \delta z_i) = 0 \quad (5.1)$$

Так как идеальными называют связи, для которых сумма работ реакций связей на любом возможном перемещении системы равна нулю, то в это уравнение силы реакции связей не входят.

При выражении принципа возможных перемещений для голономных систем через обобщенные координаты задаваемые силы заменяют так называемыми обобщенными силами $Q_1 + Q_2 + \dots + Q_k$; в этом случае принцип возможных перемещений получает вид

$$Q_1 \delta q_1 + Q_2 \delta q_2 + \dots + Q_k \delta q_k = 0. \quad (5.2)$$

Так как здесь обобщенные перемещения как угодно произвольны, то из последнего выражения вытекает и другая формулировка принципа обобщенных перемещений: для равновесия системы с идеальными связями необходимо и достаточно, чтобы все обобщенные силы системы были равны нулю для рассматриваемого положения системы.

Обобщенные силы, как следует из уравнения (5.2), есть постоянные коэффициенты при обобщенных перемещениях системы. Для определения обобщенных сил нужно вычислить сумму элементарных работ всех заданных сил, действующих на систему, и из полученного таким образом выражения найти обобщенные силы.

Пусть, например, задана система, состоящая из двигателя, ведущих валов, муфты сцепления и расположенных за ней ведомых валов привода и исполнительного органа.

От двигателя к ведущей части муфты подводится момент M_d , ведомая часть

муфты при условии проскальзывания ее элементов нагружена моментом M_ϕ , отличным от значения M_d , и, наконец, на исполнительном органе действует момент сопротивления M_c . Выбирая для данной системы в качестве обобщенных координат углы ϕ_1 и ϕ_2 поворота частей системы, расположенных до и после муфты сцепления, составим для нее выражение элементарной (виртуальной) работы

$$\delta A = (M_d - M_\phi) \delta \phi_1 + (M_\phi - M_c) \delta \phi_2.$$

Отсюда согласно данному выше определению обобщенных сил находим

$$Q_1 = M_d - M_\phi; \quad Q_2 = M_\phi - M_c.$$

Если, силы, действующие на систему, имеют потенциал (силы веса, силы упругости), то обобщенные силы равны взятым с обратным знаком частным производным от потенциальной энергии системы по соответствующим обобщенным координатам:

$$Q_i = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i}, \quad (5.3)$$

Заметим, что как обобщенные координаты могут иметь измерения угловых или линейных координат, так и обобщенные силы могут иметь измерение не силы, а момента силы.

Принцип Даламбера.

Сущность принципа Даламбера состоит в том, что если к каждой материальной точке движущейся системы приложить силу инерции этой точки, то вся система, на которую действуют заданные (внешние) силы и реакции связи, окажется уравновешенной. Аналитически этот принцип выражается так:

$$\bar{P}_i + \bar{F}_i + \bar{P}_i^{(a)} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

где: \bar{P}_i, \bar{F}_i и $\bar{P}_i^{(a)}$ — соответственно заданная сила, реакция связи и сила инерции приложенные к i -й точке системы.

По модулю сила инерции материальной точки равна произведению массы точки на ее ускорение и направлена противоположно ускорению.

Как видим, принцип Даламбера дает общий прием составления уравнений динамики, которые по форме аналогичны уравнениям статики. .

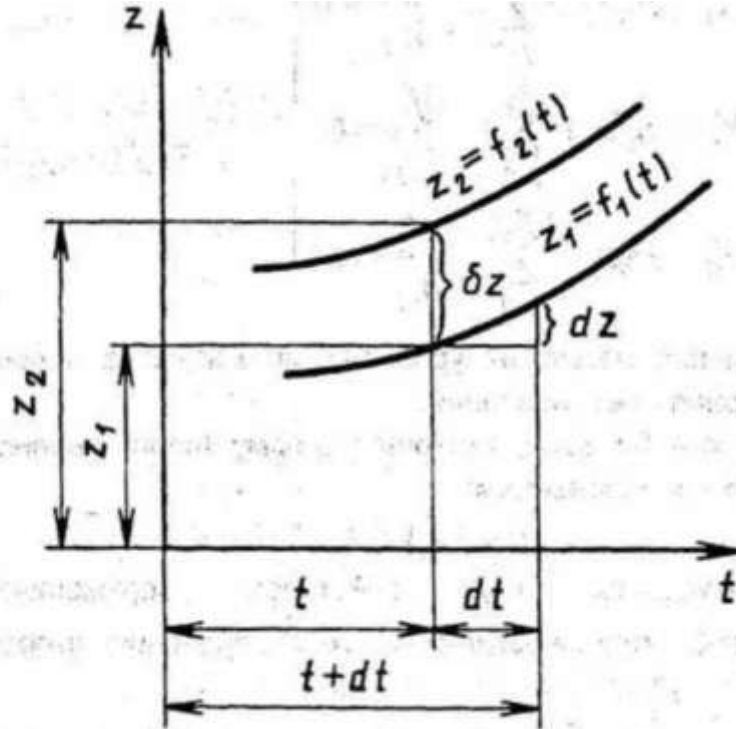


Рис. 5.2. Вариации и дифференциалы функций $Z_1 = f_1(t)$ и $Z_2 = f_2(t)$.

Общие уравнения динамики.

Применяя к движущейся системе совместно принцип возможных перемещений и принцип Даламбера, можно сформулировать следующее правило: для движущейся системы, на которую наложены идеальные связи, сумма элементарных работ всех заданных сил, действующих на систему, и сил инерции материальных точек равна нулю при любом возможном перемещении системы. Это правило выражается соотношением, получившим название общего уравнения динамики, или уравнения Даламбера-Лагранжа:

$$\sum_{i=1}^n [(X_i - m_i \ddot{x}_i) \delta x_i + (Y_i - m_i \ddot{y}_i) \delta y_i + (Z_i - m_i \ddot{z}_i) \delta z_i] = 0$$

Если система свободна, то все вариации координат и $\delta \zeta_{\#}$ независимы, и в этом случае из общего уравнения механики получим:

$$\left. \begin{aligned} X_i - m_i \ddot{x}_i &= 0; \\ Y_i - m_i \ddot{y}_i &= 0; \\ Z_i - m_i \ddot{z}_i &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Из общего уравнения динамики получаем дифференциальные уравнения, в которые не входят силы реакций идеальных связей.

Уравнения Лагранжа первого рода.

Для несвободной системы, на точки которой наложено k стационарных, идеальных, голономных связей, могут быть применены выражения, аналогичные предыдущим, но с добавлением членов содержащих неопределенные множители

Лагранжа λ_j

$$\left. \begin{aligned} X_i - m_i \ddot{x}_i + \sum_{j=1}^k \lambda_j \frac{\partial f_j}{\partial x_i} &= 0; \\ Y_i - m_i \ddot{y}_i + \sum_{j=1}^k \lambda_j \frac{\partial f_j}{\partial y_i} &= 0; \\ Z_i - m_i \ddot{z}_i + \sum_{j=1}^k \lambda_j \frac{\partial f_j}{\partial z_i} &= 0. \end{aligned} \right\} \begin{aligned} (j = 1, 2, \dots, k) \\ f_i = f(x_i, y_i, z_i) \end{aligned}$$

Эти уравнения называют уравнениями Лагранжа первого рода. Приведем пример использования этих уравнений.

Пусть какое-либо тело, имеющее форму шара, перемещается по гладкой плоскости, задаваемой уравнением:

$$ax + by + cz + d = 0.$$

Тело находится под действием вертикальной силы веса $X = 0$, $Y = 0$, $Z = G$ и силы реакции связи F , проекции которой на оси декартовых координат равны F_x , F_y , F_z .

Уравнения Лагранжа первого рода для рассматриваемой системы запишем так:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= \lambda \frac{\partial f}{\partial x}; \\ m\ddot{y} &= \lambda \frac{\partial f}{\partial y}; \\ m\ddot{z} &= -G + \lambda \frac{\partial f}{\partial z}. \end{aligned} \right\}$$

К этим трем уравнениям присоединим уравнение связей:

$$f(x, y, z) = ax + by + cz + d = 0.$$

Таким образом, имеем четыре уравнения для определения четырех неизвестных x , y , z , и λ

Преобразуем эти уравнения, для чего из последнего найдем частные производные:

$$\frac{\partial f}{\partial x} = a; \quad \frac{\partial f}{\partial y} = b; \quad \frac{\partial f}{\partial z} = c,$$

и подставим их в первые три уравнения:

$$m\ddot{x} = \lambda a; \quad m\ddot{y} = \lambda b; \quad m\ddot{z} = -G + \lambda c$$

Продифференцируем дважды по времени уравнение связей

$$a\ddot{x} + b\ddot{y} + c\ddot{z} = 0$$

и умножим это выражение на m :

$$m\ddot{x}a + m\ddot{y}b + m\ddot{z}c = 0$$

Заменив здесь $m\ddot{x}$, $m\ddot{y}$ и $m\ddot{z}$ через их значения, получим

$$\lambda a^2 + \lambda b^2 + \lambda c^2 - cG = 0;$$

отсюда находим неизвестный множитель

$$\lambda = \frac{cG}{a^2 + b^2 + c^2} = p.$$

Тогда

$$m\ddot{x} = pa; \quad m\ddot{y} = pb; \quad m\ddot{z} = -G + pc.$$

Интегрируя эти выражения, находим

$$x = \frac{1}{2} \frac{pa}{m} t^2 + C_1 t + C_2;$$

$$y = \frac{1}{2} \frac{pb}{m} t^2 + C_3 t + C_4;$$

$$z = \frac{1}{2} \frac{-G - pc}{m} t^2 + C_5 t + C_6;$$

Входящие сюда постоянные интегрирования определенным образом связаны между собой, так как движение тела не является свободным. Для определения постоянных подставим значения x, y, z в уравнение связей

$$\frac{pa^2 + pb^2 + pc^2 - cG}{zm} t^2 + (aC_1 + bC_3 + cC_5) + (C_2 + C_4 + C_6 + d) = 0$$

Так как член, стоящий при t числитель которого соответствует уравнению связи, равен нулю, то из последнего выражения следует, что

$$aC_1 + bC_3 + cC_5 = 0;$$

$$C_2 + C_4 + C_6 + d = 0.$$

Остальные четыре уравнения для определения постоянных интегрирования можно найти из начальных условий, задавая значения X, y, z и X', y', z' при $t = 0$ и воспользовавшись для этого указанными выше выражениями для X, y и Z .

Если F_i есть реакция связи, действующая на i -ю точку несвободной системы, то уравнения ее движения запишем так:

$$m_i \ddot{x}_i = X_i + F_{ix},$$

$$m_i \ddot{y}_i = Y_i + F_{iy},$$

$$m_i \ddot{z}_i = Z_i + F_{iz}.$$

Для рассматриваемого примера эти уравнения примут вид

$$m\ddot{x} = G_x + F_x; \quad m\ddot{y} = G_y + F_y; \quad m\ddot{z} = G_z + F_z$$

Отсюда находим значения составляющих реакции связи, имея в виду, что

$$G_x = 0, G_y = 0$$

$$F_x = pa; \quad F_y = pb; \quad F_z = pc.$$

Уравнение Лагранжа второго рода.

Из общего уравнения динамики можно получить соотношения, известные в механике как уравнения Лагранжа второго рода; для голономных систем эти уравнения записываются так:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} &= Q_1; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_2} &= Q_2; \\ \dots \dots \dots \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} &= Q_k; \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

где T - кинетическая энергия системы.

Эти уравнения описывают движение системы в обобщенных координатах, что представляет определенные преимущества при составлении дифференциальных уравнений движения сложных механических систем. При наличии k голономных связей, наложенных на систему, число уравнений Лагранжа равно числу степеней свободы системы.

Для неконсервативных систем, в которых часть энергии диссипируется (рассеивается), уравнение Лагранжа имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i.$$

В этом уравнении Φ - диссипативная функция (функция Рэлея), определяемая по формуле

$$\Phi = \frac{1}{2} \beta_r \dot{q}_i^2,$$

где β_r - коэффициент сопротивления демпфирования.

Для решения задач динамики неголономных систем используют уравнения Лагранжа с неопределенными множителями:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} - \sum_{\rho=0}^n \lambda_{\rho} A_{\rho i} - Q_i \right\} \delta q_i = 0, \quad (5.6)$$

где $A_{\rho i}$ - функция только от q_1, q_2 и от t .

Уравнение Аппеля.

Для исследования движения голономных и неголономных систем могут быть использованы уравнения Аппеля:

$$\frac{\partial S}{\partial \ddot{q}_j} = Q \quad (j = 1, 2, \dots, k).$$

Величину S называют здесь энергией ускорения. Для получения выражения этой величины можно пользоваться теорией, аналогичной теореме Кенига для кинетической энергии: энергия ускорения системы складывается из энергии ускорения центра масс системы a_c и энергии ускорения системы в ее относительном движении вокруг центра масс S' :

$$S = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i a_c^2 + S' = \frac{1}{2} m_c a_c^2 + S'.$$

Поясним определение энергии ускорения системы на примере, взятом из задачи Чаплыгина-Каратеодори. Пусть по плоскости происходит движение тела, опирающегося на тонкие полозья, которые не позволяют некоторой точке этого тела перемещаться в направлении, перпендикулярном к полозьям (рис. 5.3). Во всех остальных точках трение тела о плоскость не учитывается.

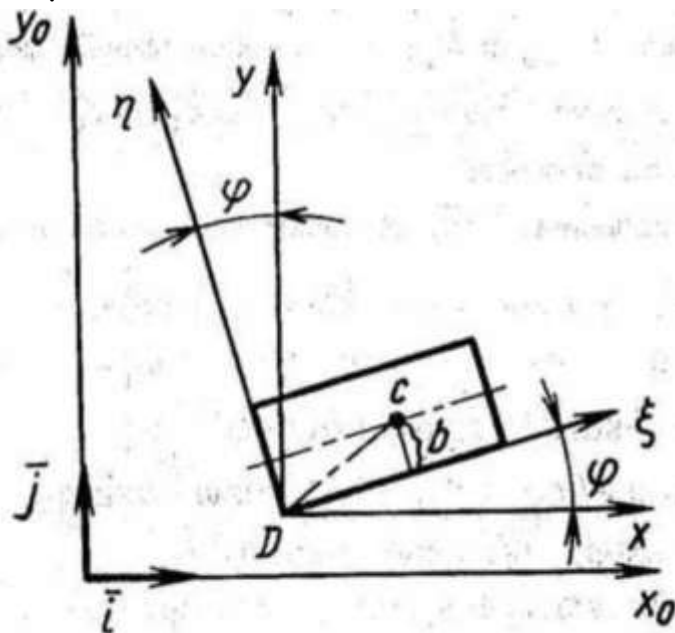


Рис. 5.3. К задаче Чаплыгина – Каратеодори.

Примем за неподвижную систему координат X_0Y_0 а за обобщенные

Координат x_0, y_0 и φ . В точке D построим подвижную систему координат XDY , оси которой параллельны неподвижным, и жестко связанную с телом систему координат ξ/η .

Обозначим проекции скорости D , направленной вдоль оси $D\xi$, на неподвижные оси X_0OY_0 через $v_{Dx_0} = \dot{x}_0$ и $v_{Dy_0} = \dot{y}_0$. Тогда, проектируя векторы \bar{v}_{Dx_0} и \bar{v}_{Dy_0} на связанные оси координат, находим

$$v_{D\eta} = -v_{Dx} \sin \varphi + v_{Dy} \cos \varphi = -\dot{x}_0 \sin \varphi + \dot{y}_0 \cos \varphi;$$

$$v_{D\xi} = -v_{Dx} \cos \varphi + v_{Dy} \sin \varphi = \dot{x}_0 \cos \varphi + \dot{y}_0 \sin \varphi.$$

Так как по условию задачи точка D не может перемещаться вдоль оси $D\eta$, то $v_{D\eta} = 0$ и тогда

$$-\dot{x}_0 \sin \varphi + \dot{y}_0 \cos \varphi = 0;$$

отсюда

$$\frac{\dot{y}_0}{\dot{x}_0} = \operatorname{tg} \varphi.$$

Связь, определяемая этим уравнением, - не голономная, так как это отношение не интегрируется.

Применим формулу Ривальса для плоского движения для определения ускорения центра масс рассматриваемой системы:

$$\bar{a}_c = \bar{a}_D + \varepsilon \bar{e}_c - \omega^2 \bar{e}_c,$$

где

ε - угловое ускорение системы;

ω - ее угловая скорость;

\bar{e}_c - вектор DC

Обозначим через i_0, j_0 и k_0 неподвижной системы координат, направленных соответственно вдоль осей OX_0, OY_0 и в плоскости, перпендикулярной плоскости этих осей.

Для нахождения величины $\bar{\varepsilon} \cdot \bar{e}_c$ составим определитель

$$\begin{aligned} \bar{a} \bar{e}_c &= \begin{vmatrix} \bar{i}_0 & \bar{j}_0 & \bar{k}_0 \\ 0 & 0 & \ddot{\varphi} \\ l \cos \varphi - b \sin \varphi & l \sin \varphi + b \cos \varphi & 0 \end{vmatrix} = \\ &= [0 \cdot 0 - \ddot{\varphi} (l \sin \varphi + b \cos \varphi)] \bar{i}_0 + [\ddot{\varphi} (l \cos \varphi - b \sin \varphi) - 0 \cdot 0] \bar{j}_0 + \\ &+ [0 (l \sin \varphi - b \cos \varphi) - 0 (l \cos \varphi - b \sin \varphi)] \bar{k}_0 = \\ &= -\ddot{\varphi} (l \sin \varphi + b \cos \varphi) \bar{i}_0 + \ddot{\varphi} (l \cos \varphi - b \sin \varphi) \bar{j}_0. \end{aligned}$$

Аналогично находим

$$\bar{\omega}_0 \bar{e}_c = -\dot{\varphi} (l \sin \varphi + b \cos \varphi) \bar{i} + \dot{\varphi} (l \cos \varphi - b \sin \varphi) \bar{j};$$

тогда

$$\bar{\omega}^2 \bar{e}_c = -\dot{\varphi}^2 (l \sin \varphi + b \cos \varphi) \bar{i} + \dot{\varphi}^2 (l \cos \varphi - b \sin \varphi) \bar{j}.$$

С учетом полученных выражений находим проекции вектора \bar{a}_c на оси неподвижных координат:

$$a_{cx_0} = \ddot{x}_0 - \ddot{\varphi} (l \sin \varphi + b \cos \varphi) - \dot{\varphi}^2 (l \sin \varphi + b \cos \varphi);$$

$$a_{cy_0} = \ddot{y}_0 + \ddot{\varphi} (l \cos \varphi - b \sin \varphi) + \dot{\varphi}^2 (l \cos \varphi - b \sin \varphi).$$

Для вычисления энергии ускорений в относительном движении по отношению к центру масс C найдем ускорение некоторой точки m тела в ее относительном вращении вокруг точки C .

$$\bar{a}_{ic} = \bar{\epsilon} \times \bar{r}_i - \omega^2 \bar{r}_i; \quad a_{ic}^2 = \ddot{\phi}^2 r_i^2 + \dot{\phi}^4 r_i^2,$$

где r_i - радиус-вектор точки i относительно точки C .

Тогда энергия ускорения системы в относительном движении

$$S' = \frac{1}{2} \sum m_i a_{ic}^2 = \frac{1}{2} \ddot{\phi}^2 \sum m_i r_i^2 + \frac{1}{2} \dot{\phi}^4 \sum m_i r_i^2;$$

1. 6 Лекция №6 (2 часа).

Тема: «Задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем.

1.4.2 Наименование вопроса № 1. Задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем. Применение принципа Даламбера и уравнений Лагранжа 2-го рода. В задачах динамики наиболее часто при построении детерминированных моделей, представляющих собой обыкновенные дифференциальные уравнения второго порядка, используют принцип Даламбера и уравнения Лагранжа 2-го рода. Проиллюстрируем их применение для построения математической модели системы, эквивалентная схема которой изображена на рис. 5.5 а.

Применяя принцип Даламбера для нахождения уравнения движения, будем придерживаться такой последовательности:

- 1) Отметим на эквивалентной схеме заданные силы и моменты.
- 2) Нанесем силы реакций, соответствующие неидеальным связям.
- 3) Условно разорвем упругие связи, соединяющие отдельные элементы системы, и заменим их действия силами упругости F (или момента от этих сил M_F
- 4) Добавим к силам, нагружающим каждую массу системы, силы инерции (или момента от сил инерции), равные произведению данной массы на ускорение и направленной против ускорения. Если направление ускорения неизвестно, обычно принимают, что оно совпадает с направлением движущих сил (моментов).
- 5) Считая, что каждая масса под действием перечисленных сил и моментов находится в равновесии, для каждой из них в форме уравнений статики записываем искомые уравнения движения.

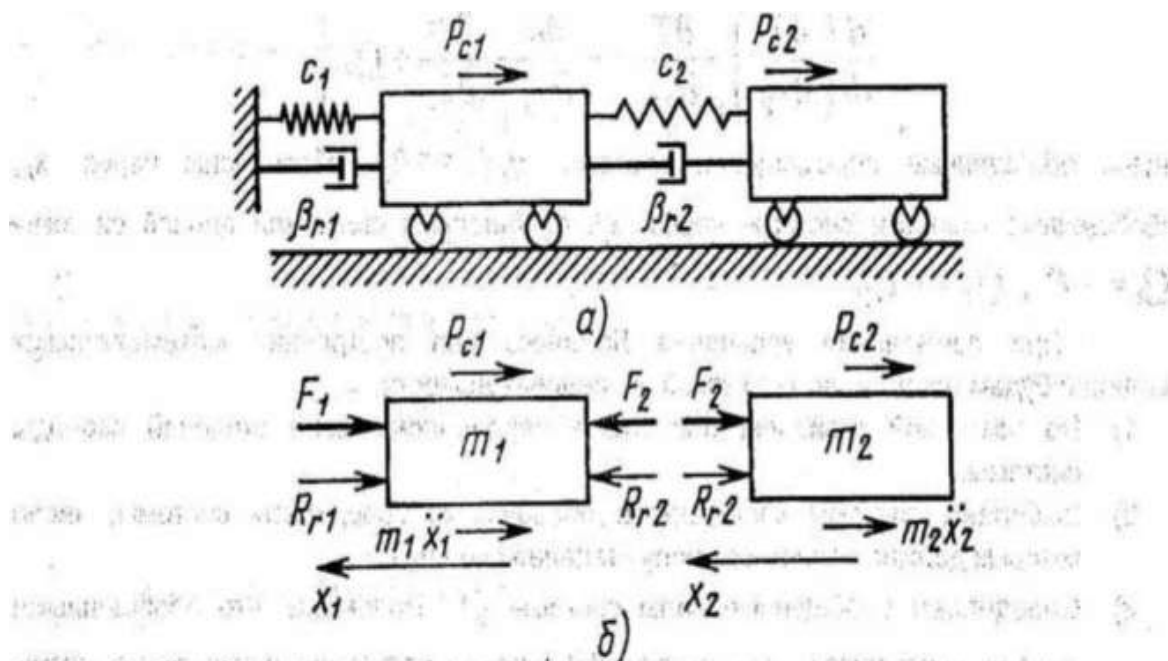


Рис. 5.5. Эквивалентная схема двухмассовой системы с двумя упруго-демпфирующими связями: *а* – общий вид; *б* – после замены упруго-демпфирующих связей соответствующими силами упругости и силами вязкого трения.

В соответствие с этими указаниями строим вспомогательную схему, изображенную на рис. 5.5 *б*. На этой схеме действие упругих связей заменено силами $F_1 = C_1 X_1$ и $F_2 = C_2(X_2 - X_1)$ где C_1 и C_2 жесткости упругих связей, X_1 и X_2 - обобщенные координаты перемещений масс m_1 m_2 .

Кроме этих сил на массы m_1 и m_2 действуют диссипативные силы сопротивления R_{r1} и R_{r2} : $R_{r1} = \beta_{r1} \dot{x}_1$; $R_{r2} = \beta_{r2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$, где β_{r1} и β_{r2} коэффициенты демпфирования, а также силы сопротивления движения P_{c1} и P_{c2} .

Исходя из схемы сил, представленной на рис. 5.5 *б*, составляем уравнения "равновесия" в правых частях которых стоят обобщенные силы P_{c1} и P_{c2} :

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (R_{r1} + F_1) - (R_{r2} + F_2) &= -P_{c1}, \\ m_2 \ddot{x}_2 + (R_{r2} + F_2) &= -P_{c2} \end{aligned} \right\}$$

или, заменяя силы R_{r1} , R_{r2} , F_1 и F_2 через их значения, получим:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + \beta_{r1} \dot{x}_1 - \beta_{r2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_1 x_1 - c_2(x_2 - x_1) &= -P_{c1}, \\ m_2 \ddot{x}_2 + \beta_{r2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2(x_2 - x_1) &= -P_{c2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

Теперь для построения математической модели той же системы воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-го ряда.

Для данной неконсервативной системы они имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} &= - \frac{\partial n}{\partial x_1} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} + Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} &= - \frac{\partial n}{\partial x_2} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_2} + Q_2, \end{aligned} \right\}$$

здесь обобщенные перемещения системы q_i ($i=1,2$) обозначены через x_i , обобщенные скорости системы через \dot{x}_i , обобщенные силы для данной системы $Q_1 = -P_{c1}$; $Q_2 = -P_{c2}$

При применении уравнений Лагранжа для построения математических моделей будем придерживаться такой последовательности.

- 1) По известной эквивалентной схеме определяем число степеней свободы системы.
- 2) Выбираем системы координат и обобщенные координаты системы, число которых должно равняться числу степеней свободы.
- 3) Определяем обобщенные силы системы Q . Напомним, что обобщенными силами в механике называются коэффициенты, состоящие в выражении суммы работ задаваемых сил (и моментов) при соответствующих обобщенных перемещениях. Число обобщенных сил, как и число обобщенных координат, равно числу степеней свободы системы (если связи, наложенные на систему, идеальные и голономные). Размерность обобщенных сил может соответствовать размерности сил, моментов, напряжений или удельных давлений.
- 4) Вычисляем кинетическую T и потенциальную Π энергию (последняя вычисляется в тех случаях, когда на систему действуют силы, имеющие потенциал).
- 5) Вычисляем частные производные от кинетической энергии по обобщенным скоростям \dot{q}_i , то есть $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}$ ($i=1,2,...,k$), а затем полученные выражения дифференцируем по времени, находя производные $\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}$.
- 6) Вычисляем частные производные от кинетической энергии по обобщенным координатам, то есть $\frac{\partial T}{\partial q_i}$ ($i=1,2,...,k$) и при необходимости - частные производные от потенциальной энергии по обобщенным координатам $\frac{\partial n}{\partial q_i}$, а также частные производные от диссипативной функции, то есть $\frac{\partial \Phi}{\partial q_i}$.

7) Результаты, полученные в пп. 3, 5 и 6, подставляем в уравнения Лагранжа. Для рассматриваемой системы:

■ кинетическая энергия

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2;$$

■ потенциальная энергия

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (x_2 - x_1)^2 = \\ &= \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 x_2^2 - c_2 x_2 x_1 + \frac{1}{2} c_2 x_1^2; \end{aligned}$$

функция Рэля (д

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = 0;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1);$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} = \beta_{r1} \dot{x}_1 - \beta_{r2} (x_2 - x_1);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = c_2 (x_2 - x_1);$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_2} = \beta_{r2} (x_2 - x_1);$$

им:

Подставляя найденные выражения в уравнение Лагранжа, нетрудно убедиться в том, что приходим к тем же дифференциальным уравнениям движения, которые для той же системы были получены с помощью принципа Даламбера.

На рис. 5.6 показана схема соосного планетарного механизма, приводимого от вала двигателя; массы вращающихся частей двигателя, приведенные к этому валу, имеют момент инерции J_1 , крутильная жесткость ведущего вала – C_1 . Ведущий вал

вращает коробку планетарного редуктора, имеющую момент инерции J_2 . С центральным зубчатым колесом, закрепленном в корпусе редуктора, внутренним зацеплением сцепляются два сателлита 2 и 1; они же внешним зацеплением сцепляются с другим центральным зубчатым колесом 3, закрепленном на консольном вале 4. Момент инерции зубчатого колеса 3 – J_3 , крутильная жесткость вала 4 – C_2 .

На водиле 5 укреплены оси сателлитов 1 и 2; водило имеет момент инерции J_5 . Вал водила с крутильной жесткостью C_3 приводит во вращение исполнительный орган механизма с моментом инерции J_4 .

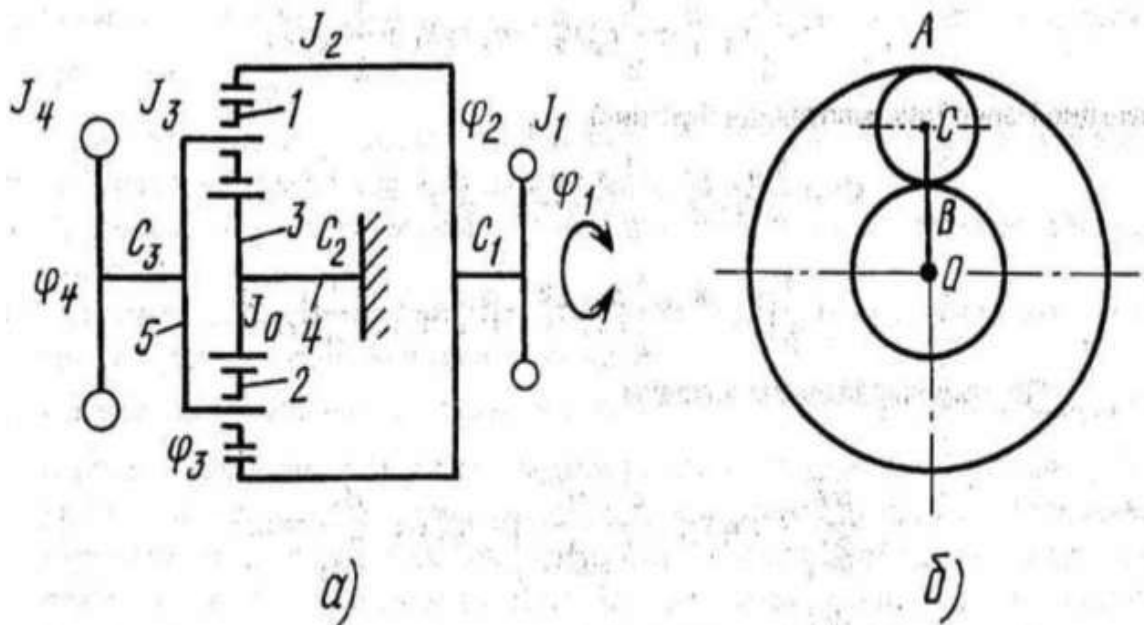


Рис. 5.6. Кинематическая схема соосного планетарного механизма.

Данная пятимассовая система с моментами инерции J_0, J_1, J_2, J_3, J_4 имеет четыре степени свободы, которые определяются обобщенными координатами (угловыми перемещениями) $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ системы:

- кинетическая энергия

$$T = \frac{1}{2} [J_0(a\dot{\varphi}_3 - b\dot{\varphi}_2)^2 + J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2 + J_3\dot{\varphi}_3^2 + J_4\dot{\varphi}_4^2];$$

- потенциальная энергия упругой деформации (скручивания) валов

$$n = \frac{1}{2} [c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + c_2(a\varphi_3 - b\varphi_2)^2 + c_3(\varphi_3 - \varphi_4)^2];$$

в этих выражениях:

$$\dot{\varphi}_0 = a\dot{\varphi}_3 - b\dot{\varphi}_2; \quad a = 1 + \frac{R}{r}, \quad R = OA, \quad r = OB$$

Применив уравнения Лагранжа второго рода, получим следующую систему дифференциальных уравнений для рассматриваемой системы:

$$\left. \begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0, \\ J_2\ddot{\varphi}_2 - J_0b(a\ddot{\varphi}_3 - b\ddot{\varphi}_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - bc_2(a\varphi_3 - b\varphi_2) &= 0, \\ J_3\ddot{\varphi}_3 + J_0a(a\ddot{\varphi}_3 - b\ddot{\varphi}_2) + ac_2(a\varphi_3 - b\varphi_2) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0, \\ J_4\ddot{\varphi}_4 - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0, \end{aligned} \right\}$$

На рис. 5.7 представлены общая (рис. 5.7 а) и эквивалентная (рис. 5.7 б) схемы двухбарабанной лебедки, приводимой от электродвигателя. На схеме обозначены:

J_1 - приведенный момент инерции ротора электродвигателя;
 J_2 - приведенный момент инерции вращающихся частей редуктора;
 J_3 - приведенный момент инерции раздаточного механизма;
 J_4 и J_5 - моменты инерции вращающихся масс барабанов;
 J_6 и J_7 - приведенные моменты инерции масс перемещаемых грузов;
 $C_{12}, C_{23}, C_{34}, C_{35}$ - жесткости соответствующих участков валопровода;

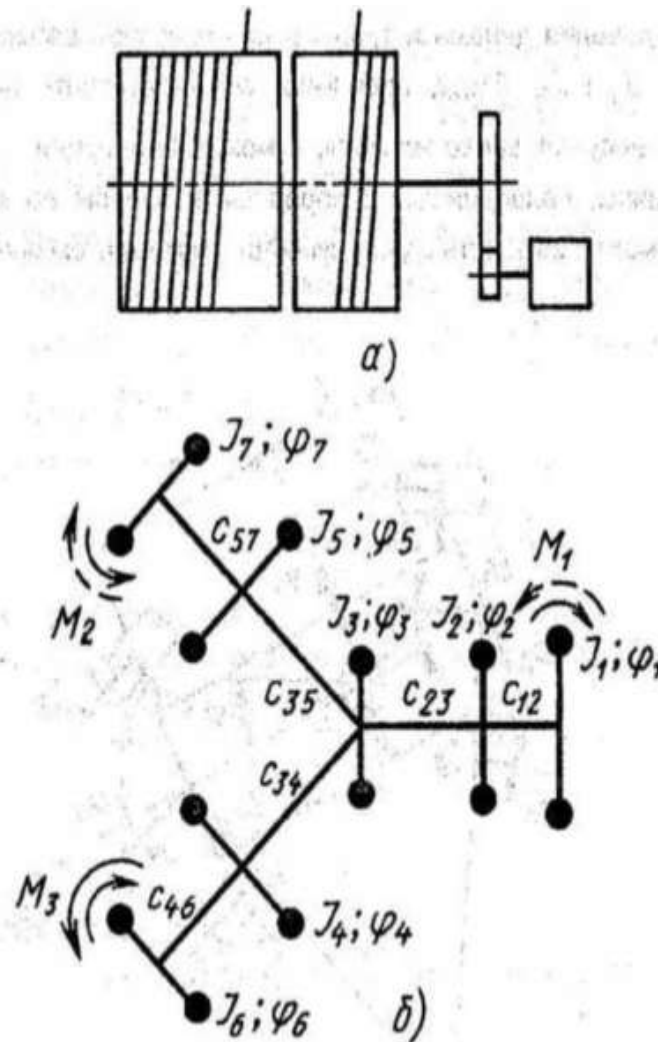


Рис. 5.7. Схемы привода двухбарабанной лебедки рабочего оборудования:
 а - общая; б - эквивалентная.

M_1 - вращающий момент ротора электродвигателя;
 M_2, M_3 - приведенные моменты, создаваемые силами сопротивления от перемещаемых грузов;
 $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_7$ - обобщенные координаты, соответствующие углам закручивания участков валопровода.

Для данной динамической системы с помощью описанных выше метода Даламбера или уравнений Лагранжа получена следующая математическая модель:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) &= M_1; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) - c_{34}(\varphi_4 - \varphi_3) - c_{35}(\varphi_5 - \varphi_3) &= 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_{34}(\varphi_4 - \varphi_3) - c_{46}(\varphi_6 - \varphi_4) &= 0; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 + c_{35}(\varphi_5 - \varphi_3) - c_{57}(\varphi_7 - \varphi_5) &= 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 + c_{46}(\varphi_6 - \varphi_4) &= M_3; \\ J_7 \ddot{\varphi}_7 + c_{57}(\varphi_7 - \varphi_5) &= -M_2. \end{aligned} \right\}$$

Аналогичная эквивалентная схема и математическая модель могут быть приняты для исследования динамики трансмиссии колесной машины. В этом случае моменты инерции J_u и будут, например, соответствовать моментам инерции передних и задних ведущих колес машины, а моменты инерции J_6 и J_7 - моментам инерции масс машины, приведенным к передним и задним ее колесам (моменты инерции J_6 и J_7 можно заменить одним суммарным Моментом инерции).

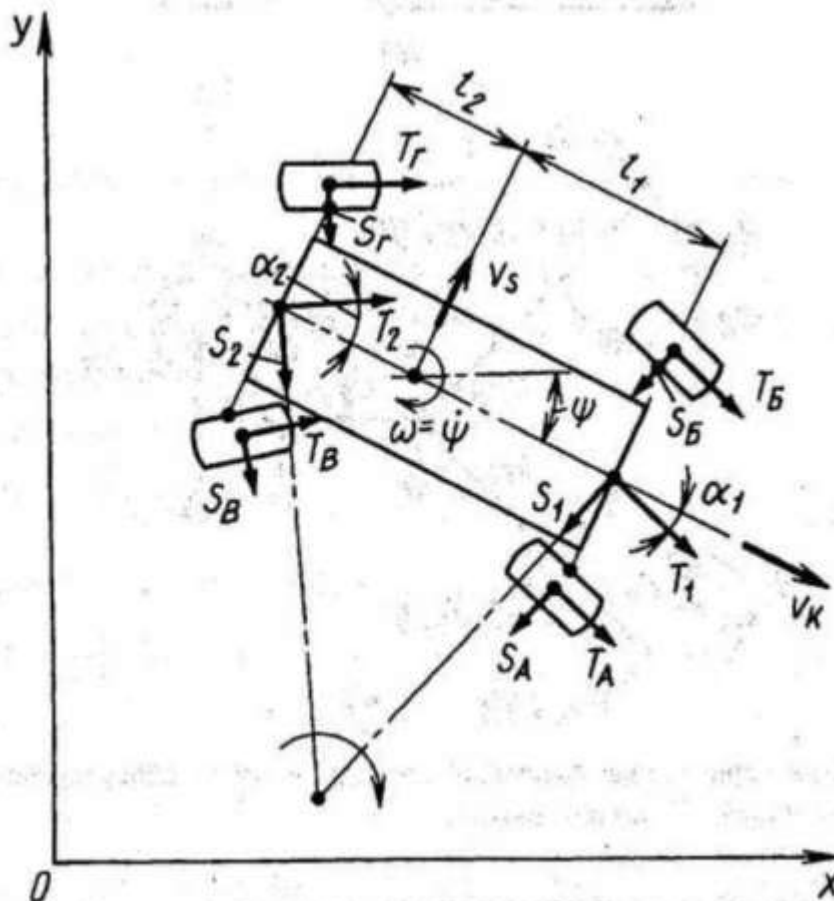


Рис. 5.8. Схема сил, действующих на колесную машину в плоскости качения.

Построим теперь математическую модель, описывающую наиболее общий случай движения пневмоколесного хода в горизонтальной плоскости (рис. 5.8). В отличие от рассмотренной выше задачи Чаплыгина-Каратеодори сделаем допущение, что данная система является голономной.

Исследуемая механическая система имеет три степени свободы: поступательное движение (под углом к оси OX), вращательное движение относительно центра поворота и поперечное движение, обусловленное боковым уводом шин.

Все колеса являются ведущими и нагружены тангенциальными реакциями поверхности качения $T_1 = T_A + T_3$ и $T_2 = T_e + T_0$, совпадающими с направлением движения соответственно передних и задних колес, и боковыми реакциями $S_1 = S_A + S_3$ и $S_2 = S_B + S_d$, перпендикулярными плоскости колес. Суммарные силы, действующие на передние и задние колеса, считаем приложенным в центре каждой оси колесного хода; эти силы разложим на продольные и поперечные составляющие:

$$\begin{aligned} T'_1 &= T_1 \cos \alpha_1; & T''_1 &= T_1 \sin \alpha_1; & S'_1 &= S_1 \sin \alpha_1; & S''_1 &= S_1 \cos \alpha_1; \\ T'_2 &= T_2 \cos \alpha_2; & T''_2 &= T_2 \sin \alpha_2; & S'_2 &= S_2 \sin \alpha_2; & S''_2 &= S_2 \cos \alpha_2; \end{aligned}$$

где: α_1 и α_2 - углы поворота передних и задних колес.

Тогда обобщенные силы данной системы запишем так:

$$\begin{aligned} Q_x &= (T'_1 + T'_2) \cos \psi - (T''_1 + T''_2) \sin \psi - (S'_1 - S'_2) \cos \psi - (S''_1 + S''_2) \sin \psi \\ Q_y &= (T''_2 - T''_1) \cos \psi - (T'_1 + T'_2) \sin \psi - (S'_1 - S'_2) \cos \psi + (S''_1 - S''_2) \sin \psi \\ Q_z &= (S''_1 + T''_1) l_1 - (S''_2 - T''_2) l_2. \end{aligned}$$

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J_z \dot{\psi}^2$$

Применяя для нахождения дифференциальных уравнений движения уравнения Лагранжа 2-го рода, соответственно числу степеней свободы системы получим следующие три уравнения движения:

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{x} &= Q_x; \\ m \ddot{y} &= Q_y; \\ J_z \ddot{\psi} &= Q_z. \end{aligned} \right\}$$

где: m - масса колесного хода;

J_z - его момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс хода.

Выразим обобщенные скорости и ускорения системы через скорости колесного хода V_k и V_s и ускорения \dot{v}_k и \dot{v}_s

$$\dot{x} = v_k \cos \psi + v_s \sin \psi; \quad \dot{y} = v_s \cos \psi - v_k \sin \psi.$$

Тогда

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \dot{v}_k \cos \psi - \dot{\psi} v_k \sin \psi + \dot{v}_s \sin \psi + \dot{\psi} v_s \cos \psi; \\ \ddot{y} &= \dot{v}_s \cos \psi - \dot{\psi} v_s \sin \psi - \dot{v}_k \sin \psi - \dot{\psi} v_k \cos \psi. \end{aligned}$$

- Подставляя в исходные дифференциальные уравнения значения обобщенных ускорений и сил, получим:

*

$$\begin{aligned}
m(\dot{v}_k \cos \psi - \dot{\psi} v_k \sin \psi + \dot{v}_s \sin \psi + \dot{\psi} v_s \cos \psi) &= \\
= (T_1' + T_2') \cos \psi - (T_1'' - T_2'') \sin \psi - (S_1' - S_2') \cos \psi - (S_1'' + S_2'') \sin \psi; \\
m(\dot{v}_s \cos \psi - \dot{\psi} v_s \sin \psi - \dot{v}_k \sin \psi - \dot{\psi} v_k \cos \psi) &= \\
= (T_2'' - T_1'') \cos \psi - (T_1' + T_2') \sin \psi - (S_1'' + S_2'') \cos \psi + (S_1' - S_2') \sin \psi; \\
J_z \ddot{\psi} &= (S_1'' + T_1'') l_1 - (S_2'' - T_2'') l_2.
\end{aligned}$$

Отсюда, разделив первые два уравнения на $m \cos \beta$, а последние на J_y , находим

$$\begin{aligned}
\dot{v}_k - \dot{\psi} v_k \operatorname{tg} \psi + \dot{v}_s \operatorname{tg} \psi + \dot{\psi} v_s &= \\
= [(T_1' + T_2') - (T_1' - T_2') \operatorname{tg} \psi - (S_1' - S_2') - (S_1'' + S_2'') \operatorname{tg} \psi] \frac{1}{m}; \\
\dot{v}_s - \dot{\psi} v_s \operatorname{tg} \psi - \dot{v}_k \operatorname{tg} \psi - \dot{\psi} v_k &= \\
= [(T_2'' - T_1'') - (T_1' + T_2') \operatorname{tg} \psi - (S_1'' + S_2'') + (S_1' - S_2') \operatorname{tg} \psi] \frac{1}{m}; \\
\ddot{\psi} &= [(S_1'' + T_1'') l_1 - (S_2'' - T_2'') l_2] \frac{1}{J_z}.
\end{aligned}$$

Здесь первые два уравнения можно упростить. Для этого нужно вначале первое уравнение умножить на $\operatorname{tg} \psi$ и полученное выражение сложить со вторым уравнением. Затем умножить на второе уравнение и полученное выражение вычесть из первого уравнения. Тогда после соответствующих преобразований получишь следующую математическую модель исследуемой системы:

$$\left. \begin{aligned}
\dot{v}_k + \dot{\psi} v_s &= \frac{T_1 \cos \alpha_1 + T_2 \cos \alpha_2}{m} - \frac{S_1 \cos \alpha_1 + S_2 \cos \alpha_2}{m}; \\
\dot{v}_s - \dot{\psi} v_k &= -\frac{T_1 \sin \alpha_1 - T_2 \sin \alpha_2}{m} - \frac{S_1 \cos \alpha_1 + S_2 \cos \alpha_2}{m}; \\
\ddot{\psi} &= \frac{(S_1 \cos \alpha_1 + T_1 \sin \alpha_1) l_1}{J_z} - \frac{(S_2 \cos \alpha_2 + T_1 \sin \alpha_2) l_2}{J_z}.
\end{aligned} \right\}$$

В этих выражениях величина боковых реакций S_j и S_2 зависит от

параметров бокового увода шин передних и задних колес пневмоколесного хода. Полученная система уравнений совпадает с известными в теории устойчивости автомобиля уравнениями Я.М. Певзнера. В главе 19 эти вопросы будут рассмотрены в более общей постановке в предположении неголономных связей качения и бокового увода колес машин.

Применение динамических уравнений Эйлера.

В динамике колесных и гусеничных машин большое значение имеют задачи, связанные с исследованием их устойчивости против опрокидывания. В самом общем случае такие машины можно рассматривать как многомассовые системы со многими степенями свободы. Их математическое описание вызывает определенные трудности, приводит, как правило, к довольно сложным математическим моделям. Однако эти модели интересны тем, что при определенных предположениях они распадаются на

более простые модели, которые могут быть использованы для исследования самых различных свойств колесных и гусеничных машин.

Один из возможных подходов к построению математических моделей таких систем связан с применением динамических уравнений Эйлера.

Применение этих уравнений рассмотрим на примере погрузчика, изображенного на рис. 5.9 для которого ставится задача исследовать динамическую устойчивость против опрокидывания.

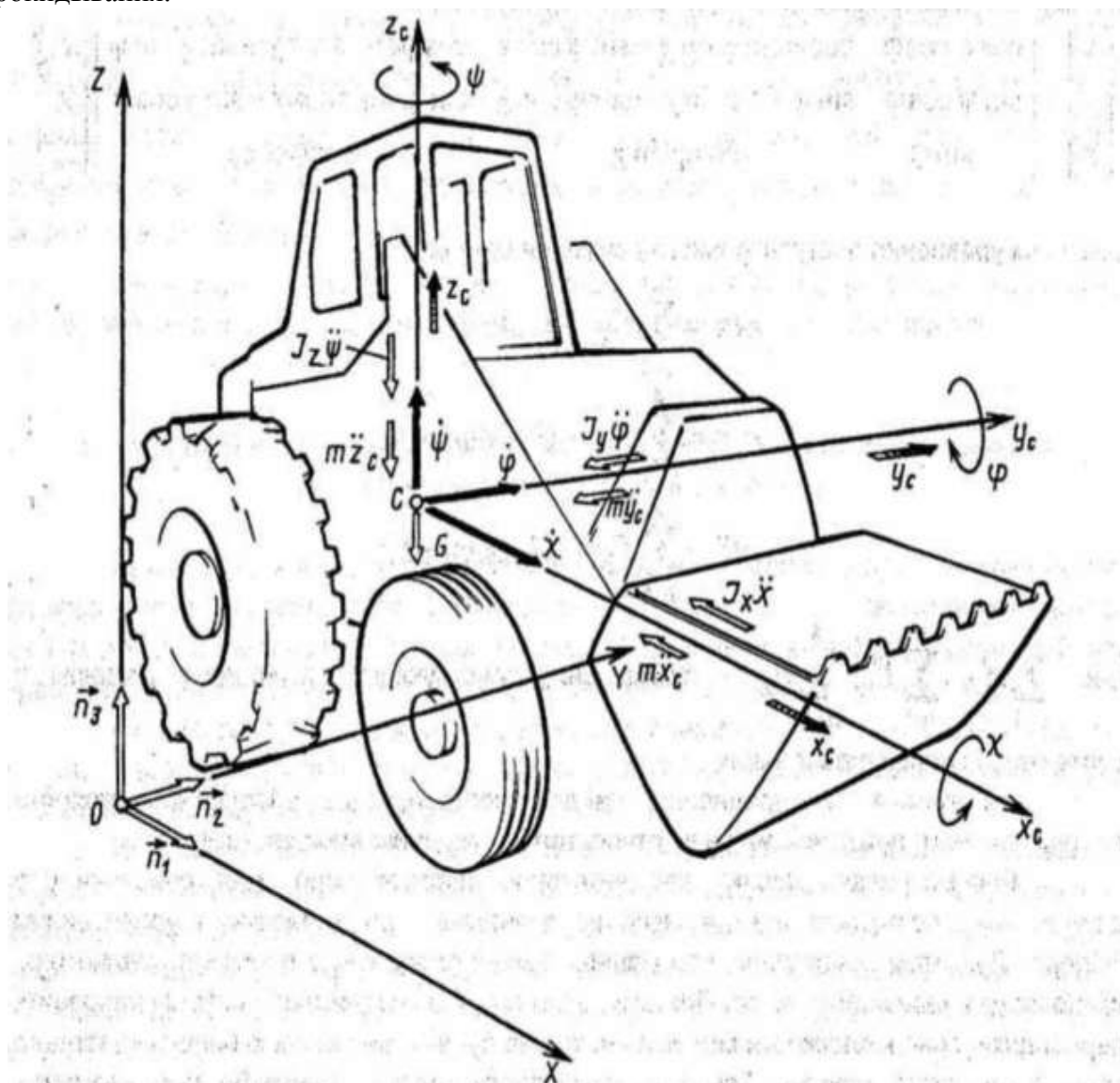


Рис. 5.9. К математическому описанию движения погрузчика с применением динамических уравнений Эйлера.

Ради некоторого упрощения математической модели и последующей реализации ее на ЭВМ, будем рассматривать погрузчик как одномассовую систему, но сохраним за ней все шесть возможных степеней свободы, обусловленных тремя поступательными и тремя угловыми перемещениями.

Построим две системы координат - инерциальную $OXYZ$ и подвижную ("вмороженную") $Cx_cy_cz_c$ с началом в центре масс машины. Направление осей координат инерциальной системы показано на схеме. Те же направления имеют координатные оси подвижной системы.

Обозначим через Cx, Cy, Cz составляющие перемещений машины в направлении осей OX, OY, OZ и $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ - угловые скорости машины

относительно осей Cx, Cy, Cz . Через φ, χ, ψ обозначим вращательные движения машины относительно осей инерциальной системы.

Соотношение между координатами в инерциальной и подвижной системе, записанные в матричной форме, имеют следующей вид:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \varphi & \cos \psi \sin \varphi \sin \chi - \sin \psi \cos \chi & \cos \psi \sin \varphi \cos \chi + \sin \psi \sin \chi \\ \sin \psi \cos \varphi & \sin \psi \sin \varphi \sin \chi + \cos \psi \cos \chi & \sin \psi \sin \varphi \cos \chi - \sin \chi \cos \psi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \sin \chi & \cos \varphi \cos \chi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{bmatrix}$$

Запишем уравнения поступательного движения машины:

$$m\ddot{x} = \sum_{i=1}^4 F_{xi} - G \sin \varphi;$$

$$m\ddot{y} = \sum_{i=1}^4 F_{yi} - G \cos \varphi \sin \chi;$$

$$m\ddot{z} = \sum_{i=1}^4 F_{zi} - G \cos \varphi \cos \chi.$$

где: $\sum_{i=1}^4 F_{xi}, \sum_{i=1}^4 F_{yi}, \sum_{i=1}^4 F_{zi}$ - сумма сил, действующих на колесах машины в соответствующих направлениях.

Интегрируя эти уравнения, найдем составляющие абсолютной скорости поступательного движения машины относительно инерциальной системы.

Рассматривая машину как некоторое твердое тело, для описания его движения относительно центра масс воспользуемся динамическими уравнениями Эйлера. При этом принимаем, что машина имеет продольную плоскость симметрии, проходящую через центр масс. Поэтому, если ось Cy подвижной системы направить перпендикулярно к плоскости симметрии, то она будет главной осью инерции твердого тела и в этом случае, как это отмечалось ранее, центробежные моменты инерции $J_{yz} = J_{zx} = J_{xy} = 0$. Это заметно упрощает Динамические уравнения Эйлера, которые теперь примут вид:

$$\left. \begin{aligned} J_x \dot{\omega}_x - J_{xz} (\omega_x \omega_y + \dot{\omega}_z) + (J_z - J_y) \omega_y \omega_z &= \Sigma M_x; \\ J_y \dot{\omega}_y - J_{xz} (\omega_x^2 + \omega_z^2) + (J_x - J_z) \omega_x \omega_z &= \Sigma M_y; \\ J_z \dot{\omega}_z - J_{xz} (\omega_x \omega_z + \dot{\omega}_x) + (J_y - J_x) \omega_x \omega_y &= \Sigma M_z; \end{aligned} \right\}$$

здесь $\Sigma M_x, \Sigma M_y, \Sigma M_z$ - сумма моментов сил, приложенных к колесам машины относительно осей; J_x, J_y, J_z - осевые моменты инерции машин, относительно тех же осей.

Решая последние уравнения относительно скоростей, получим:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_X &= \{ \Sigma M_X + J_{XY} \omega_X \omega_Y + (J_Y - J_Z) \omega_Y \omega_Z + \\ &\quad + J_{XZ} / J_Z [\Sigma M_Z + (J_X - J_Y) \omega_X \omega_Y - J_{XZ} \omega_Y \omega_Z] \} / [J_X - J_{XZ}^2 / J_X]; \\ \dot{\omega}_Y &= \{ \Sigma M_Y + J_{XZ} (\omega_Z^2 - \omega_X^2) + (J_Z - J_X) \omega_X \omega_Z \} / J_Y; \\ \dot{\omega}_Z &= \{ \Sigma M_Z + (J_X - J_Y) \omega_X \omega_Y - J_{XZ} \omega_Y \omega_Z + \\ &\quad + (J_{XZ} / J_X) [\Sigma M_X + J_{XY} \omega_X \omega_Y + (J_Y - J_Z) \omega_Y \omega_Z] \} / [J_Z - (J_{XZ}^2 / J_X)]. \end{aligned} \right\}$$

Интегрируя эти уравнения, найдем угловые скорости машины $\dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\omega}_Z$ относительно координатных осей системы $X_c Y_c Z_c$. При необходимости найти угловые скорости машины φ, ψ, ω_Z относительно инерциальной системы, нужно составить соотношения, устанавливающие зависимость между этими величинами и скоростями $(\dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\omega}_Z)$.

Указанная последовательность решения дифференциальных уравнений исследуемой системы определяет и алгоритм решения поставленной задачи.

1. 7 Лекция №7 (2 часа).

Тема: «Задачи безопасности тягово-транспортных систем»

1.7.1 Вопросы лекции:

1. Задачи безопасности тягово-транспортных систем.

1.4.2 Наименование вопроса № 1. Задачи безопасности тягово-транспортных систем. Для построения математических моделей, включающих в правую своей части функции произвольного вида применяются два способа - классический метод интегрирования дифференциальных уравнений движения и метод, основанный на преобразованиях по Лапласу и в некоторых случаях - на преобразовании Фурье.

Мы рассмотрим один из характерных примеров, используя классический метод, который позволяет получить более наглядное представление о характере протекания исследуемого процесса.

Использование этого метода при исследовании движения системы с дискретно изменяющейся силовой функцией предусматривает расчленение исследуемого процесса на ряд последовательных фаз и составление для каждой фазы математической модели, описывающей движение системы на соответствующем интервале времени с последующим "сшиванием" решений, полученных для каждой фазы движения.

Такое "сшивание" решений состоит в том, что конечные значения координаты и ее производной, полученной для первой фазы движения, принимаются за начальные условия для следующей фазы; конечные значения тех же переменных для второй фазы движения системы принимаются за начальные значения для третьей фазы и т.д.

Схему решения такой задачи рассмотрим на следующем примере, для которого, для большей наглядности, приведем без сокращения все действия, связанные с нахождением решений для каждой фазы движения системы.

Пусть переезд препятствия колесной машиной вызывает нагружение ее колес некоторой силой $F(t)$, величина которой изменяется во времени по закону;

графически изображенному на рис. 5.10.

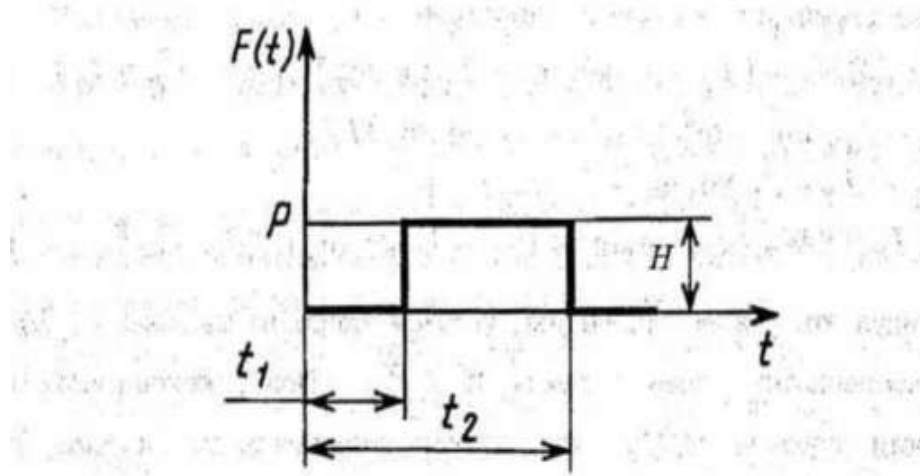


Рис. 5.10. Возмущающее воздействие типа квадратного импульса.

Аналитически функцию $F(t)$ выразим следующим образом:

$$F(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t < t_1 \\ H & \text{при } t \geq t_1 \\ 0 & \text{при } t \geq t_2 \end{cases}$$

Дифференциальное уравнение движения рассматриваемой системы для 1-го участка движения ($t < t_1$) имеет вид:

$$m\ddot{x} + cx = 0 \quad \text{или}$$

$$\ddot{x} + k^2 x = 0, \quad \text{где } k^2 = \frac{c}{m}$$

Решение этого однородного уравнения имеет вид:

$$x = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt;$$

соответственно:

$$\dot{x} = C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt;$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 находим из этих уравнений, принимая следующие начальные условия движения системы для 1-го участка; при $t = 0$, $x_1(t) = x_0$, $\dot{x}_1(t) = v_0$. Подставляя в эти уравнения принятые начальные условия, находим:

$$\begin{cases} x_0 = C_2; \\ v_0 = C_1 k \end{cases}$$

отсюда

$$C_2 = x_0; \quad C_1 = \frac{v_0}{k}$$

и тогда

$$x = \frac{v_0}{k} \sin kt + x_0 \cos kt \quad (5.14)$$

Составим дифференциальное уравнение движения нашей системы для следующего участка ($t > t_1$):

$$m\ddot{x} + cx = F(t) = H$$

или

$$\ddot{x} + k^2 x = f(t) = h,$$

$$\text{где } f(t) = \frac{F(t)}{m}; \quad h = \frac{H}{m}$$

Решение этого уравнения, как известно, представляет собой сумму решений однородного уравнения (без правой части) $x_{\text{одн}}$ и частного решения x .

$$x_{\text{одн}} = C_1 \sin k(t - t_1) + C_2 \cos k(t - t_1);$$

$$\bar{x} = A; \quad \dot{\bar{x}} = \ddot{\bar{x}} = 0$$

Для определения постоянной A подставляем значение X и его производных в исходное уравнение:

$$k^2 A = h,$$

$$\text{отсюда } A = \frac{h}{k^2} = \frac{H}{m} \cdot \frac{m}{c} = \frac{H}{c}$$

Таким образом, общее решение нашего уравнения запишется так:

$$x = C_1 \sin k(t - t_1) + C_2 \cos k(t - t_1) + \frac{H}{c} \quad (\text{a})$$

и соответственно

$$\dot{x} = C_1 k \cos k(t - t_1) - C_2 k \sin k(t - t_1). \quad (\text{б})$$

Постоянные C_1 и C_2 найдем из начальных условий движения системы для данного интервала времени. Очевидно, такими начальными условиями будут конечные значения x и x' , полученные нами выше для 1-го участка движения. Конечное

значение координаты X на 1-ом участке, соответствующее моменту времени t_1 , согласно уравнению (5.14) будет:

$$x_2(0) = \frac{v_0}{k} \sin kt_1 + x_0 \cos kt_1.$$

Производная этой координаты для момента времени t_1

$$\dot{x}_2(0) = v_0 \cos kt_1 + x_0 \sin kt_1,$$

Подставляя эти начальные условия в уравнения (а) и (б), и имея ввиду, что для 2-го участка в момент времени L разность $(/ - U) = 0$, получим:

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_0}{k} \sin kt_1 + x_0 \cos kt_1 &= C_2 + \frac{H}{c}; \\ v_0 \cos kt_1 + x_0 k \sin kt_1 &= C_1 k. \end{aligned} \right\}$$

отсюда:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{v_0}{k} \cos kt_1 - x_0 \sin kt_1; \\ C_2 &= \frac{v_0}{k} \sin kt_1 + x_0 \cos kt_1 - \frac{H}{c}. \end{aligned} \right\}$$

Подставим эти значения C_1 и C_2 в решение (а):

$$x = \frac{v_0}{k} \cos kt_1 \sin k(t-t_1) - x_0 \sin kt_1 \sin k(t-t_1) + \\ + \frac{v_0}{k} \sin kt_1 \cos k(t-t_1) + x_0 \cos kt_1 \cos k(t-t_1) + \frac{H}{c} [1 - \cos k(t-t_1)]$$

Преобразуем это выражение:

$$x = \frac{v_0}{k} [\cos kt_1 \sin k(t-t_1) + \sin kt_1 \cos k(t-t_1)] + \\ + x_0 [\cos kt_1 \cos k(t-t_1) - \sin kt_1 \sin k(t-t_1)] + \frac{H}{c} [1 - \cos k(t-t_1)]$$

Здесь выражение, стоящее в первой квадратной скобке, есть синус суммы углов kt_1 и $k(t-t_1)$: $\sin k[t_1 + (t-t_1)] = \sin kt$, а выражение стоящее во второй квадратной скобке, есть косинус суммы углов, тех же углов: $\cos k[t_1 + (t-t_1)] = \cos kt$.

Тогда последнее выражение для функции x примет вид:

$$x = \frac{v_0}{k} \sin kt + x_0 \cos kt + \frac{H}{c} [1 - \cos k(t-t_1)] \quad (5.15)$$

Рассмотрим теперь последний, третий участок движения системы при $t > t_2$.
Общий вид дифференциального уравнения движения на этом участке, где сила $F(t) = 0$ снова отсутствует, совпадает с уравнением движения на первом

участке:

$$\text{или} \quad \begin{aligned} m\ddot{x} + cx &= 0 \\ \ddot{x} - k^2 x &= 0. \end{aligned}$$

Решение этого однородного уравнения для интервала времени $(t - t_2)$ запишется так:

$$x = C_1 \sin k(t-t_2) + C_2 \cos k(t-t_2) \quad (в)$$

и соответственно

$$\dot{x} = C_1 k \cos k(t-t_2) - C_2 k \sin k(t-t_2) \quad (г)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 находим из начальных условий для данного участка движения системы, которое начинается с начального момента времени t_2 . Этому моменту времени соответствуют конечные значения координаты X

и ее производной \dot{x} для предыдущего, второго этапа движения, т.е. при $t - t_2$ или $(t - t_2) = 0$ начальные условия движения систему запишутся так:

$$x_3(0) = \frac{v_0}{k} \sin kt_2 - x_0 \cos kt_2 + \frac{H}{c} [1 - \cos k(t_2 - t_1)]$$

и соответственно

$$\dot{x}_3(0) = v_0 \cos kt_2 - x_0 k \sin kt_2 + \frac{H}{c} k \sin k(t_2 - t_1)$$

Подставляя эти условия в уравнения (в) и (г) получим следующие уравнения для определения постоянных C_1 и C_2 .

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_0}{k} \sin kt_2 + x_0 \cos kt_2 + \frac{H}{c} [1 - \cos k(t_2 - t_1)] &= „2”; \\ v_0 \cos kt_2 - x_0 k \sin kt_2 + \frac{H}{c} k \sin k(t_2 - t_1) &= C_1 k \end{aligned} \right\}$$

Здесь первым уравнением сразу определяется постоянная C_2 , а из второго уравнения находим:

$$C_1 = \frac{v_0}{k} \cos kt_2 - x_0 \sin kt_2 + \frac{H}{c} \sin k(t_2 - t_1).$$

Найденные значения C_1 и C_2 подставляем в решение нашего уравнения (в):

$$\begin{aligned} x = & \frac{v_0}{k} \cos kt_2 \sin k(t - t_2) - x_0 \sin kt_2 \sin k(t - t_2) + \frac{H}{c} \sin k(t_2 - t_1) \sin k(t - t_2) + \\ & + \frac{v_0}{k} \sin kt_2 \cos k(t - t_2) + x_0 \cos kt_2 \cos k(t - t_2) + \frac{H}{c} \cos k(t - t_2) - \\ & - \frac{H}{c} \cos k(t_2 - t_1) \cos k(t - t_2). \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} x = & \frac{v_0}{k} [\sin kt_2 \cos k(t - t_1) + \cos kt_2 \sin kt_2] + x_0 [\cos kt_2 \cos k(t - t_1) - \sin kt_2 \times \\ & \times \sin k(t - t_2)] - \frac{H}{c} [\cos k(t_2 - t_1) \cos k(t - t_2) - \sin k(t_2 - t_1) \sin k(t - t_2)] + \\ & + \frac{H}{c} \cos k(t - t_2). \end{aligned}$$

В этом уравнении выражение, стоящее в первой квадратной скобке, есть синус суммы углов kt_2 и $k(t - t_2)$, т.е.

$$\sin k[t_2 + (t - t_2)] = \sin kt;$$

выражение, стоящее во второй квадратной скобке, есть косинус суммы тех же углов

$$\cos k[t_2 + (t - t_2)] = \cos kt;$$

выражение, стоящее в третьей квадратной скобке, есть косинус суммы углов

$$\cos k[(t_2 - t_1) + (t - t_2)] = \cos k(t - t_1),$$

$$x = \frac{v_0}{k} \sin kt + x_0 \cos kt - \frac{H}{c} [\cos k(t - t_1) - \cos k(t - t_2)] \quad (5.16)$$

Таким образом, рассматриваемая система на различных стадиях движется согласно следующим уравнениям:

$$x(t) = \begin{cases} \frac{v_0}{k} \sin kt + x_0 \cos kt & \text{при } 0 < t < t_1; \\ \frac{v_0}{k} \sin kt + x_0 \cos kt + \frac{H}{c} [1 - \cos k(t - t_1)] & \text{при } t \geq t_1; \\ \frac{v_0}{k} \sin kt + x_0 \cos kt - \frac{H}{c} [\cos k(t - t_1) - \cos k(t - t_2)] & \text{при } t \geq t_2 \end{cases}$$

Матричная (алгебраизованная) форма записи уравнений движения.

При решении задач динамики с использованием ЭВМ часто применяют матричную форму записи дифференциальных уравнений движения. Как известно при использовании систем однородных уравнений, алгебраических или дифференциальных с постоянными коэффициентами, успешно применяется аппарат матричного исчисления; такая форма записи уравнений хорошо алгоритмизируется и реализуется ЭВМ.

Пусть мы имеем систему уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами с правыми частями в виде некоторых функций времени $f(t)$,

представляющих собой возмущающие внешние силы:

$$\sum_{k=1}^n (m_{ik} \ddot{q}_k + \beta_{ik} \dot{q}_k + c_{ik} q_k) = \sum_{k=1}^n f_k(t), \quad (m_{ik} = m_{ki}, \beta_{ik} = \beta_{ki}, c_{ik} = c_{ki})$$

($m = 1, 2, \dots, n$)

или в развернутом виде:

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \ddot{q}_1 + m_{12} \ddot{q}_2 + m_{13} \ddot{q}_3 + \dots + m_{1n} \ddot{q}_n + \beta_{11} \dot{q}_1 + \beta_{12} \dot{q}_2 + \beta_{13} \dot{q}_3 + \dots + \beta_{1n} \dot{q}_n + \\ + c_{11} q_1 + c_{12} q_2 + c_{13} q_3 + \dots + c_{1n} q_n = f_1(t); \\ m_{21} \ddot{q}_1 + m_{22} \ddot{q}_2 + m_{23} \ddot{q}_3 + \dots + m_{2n} \ddot{q}_n + \beta_{21} \dot{q}_1 + \beta_{22} \dot{q}_2 + \beta_{23} \dot{q}_3 + \dots + \beta_{2n} \dot{q}_n + \\ + c_{21} q_1 + c_{22} q_2 + c_{23} q_3 + \dots + c_{2n} q_n = f_2(t); \\ \dots \dots \dots \\ m_{n1} \ddot{q}_1 + m_{n2} \ddot{q}_2 + m_{n3} \ddot{q}_3 + \dots + m_{nn} \ddot{q}_n + \beta_{n1} \dot{q}_1 + \beta_{n2} \dot{q}_2 + \beta_{n3} \dot{q}_3 + \dots + \beta_{nn} \dot{q}_n + \\ + c_{n1} q_1 + c_{n2} q_2 + c_{n3} q_3 + \dots + c_{nn} q_n = f_n(t); \end{aligned} \right\}$$

Запишем теперь эти уравнения в матричной форме:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = F(t)$$

где: A , B и C - соответственно матрицы инерционных коэффициентов, коэффициентов демпфирования и жесткости:

$$A = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} \hat{a}_{11} & \hat{a}_{12} & \dots & \hat{a}_{1n} \\ \hat{a}_{21} & \hat{a}_{22} & \dots & \hat{a}_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \hat{a}_{n1} & \hat{a}_{n2} & \dots & \hat{a}_{nn} \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ c_{n1} & c_{n2} & \dots & c_{nn} \end{bmatrix}$$

\ddot{q}, \dot{q}, q и $F(t)$ - соответственно матрицы-столбцы обобщенных ускорений, скоростей, координат и возмущающих сил:

$$\ddot{q} = \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \dots \\ \ddot{q}_n \end{Bmatrix}; \dot{q} = \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dots \\ \dot{q}_n \end{Bmatrix}; q = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_n \end{Bmatrix}; F(t) = \begin{Bmatrix} f(t)_1 \\ f(t)_2 \\ \dots \\ f(t)_n \end{Bmatrix}$$

Представим полученную в параграфе 5.3. систему дифференциальных уравнений (5.12) в матричной форме. Предварительно перегруппируем члены этих уравнений и запишем их в виде:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (\beta_{r1} + \beta_{r2}) \dot{x}_1 - \beta_{r2} \dot{x}_2 + (c_1 + c_2) x_1 - c_2 x_2 &= P_{c1} \\ m_1 \ddot{x}_2 - \beta_{r2} \dot{x}_1 + \beta_{r2} \dot{x}_2 - c x_1 + c x_2 &= P_{c2} \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

и от этих уравнений перейдем к их записи в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_{r1} + \beta_{r2} & -\beta_{r2} \\ -\beta_{r2} & \beta_{r2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -1 \\ -1 \end{Bmatrix}$$

В более компактной форме последние уравнения запишутся так:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [\beta_r]\{\dot{x}\} + [c]\{x\} = \{-P_c\} \quad (5.19)$$

Чтобы исследовать собственные характеристики самой системы, нужно рассмотреть систему однородных уравнений:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [\beta_r]\{\dot{x}\} + [c]\{x\} = 0$$

здесь:

- $[m], [\beta_r]$ и $[c]$ - соответственно матрицы инерции, коэффициентов демпфирования и жесткости;
- $\{\ddot{x}\}, \{\dot{x}\}, \{x\}$ - соответственно матрицы-столбцы ускорений, скоростей и координат.

1. 8 Лекция №8 (2 часа).

Тема: «Задачи эргономичности тягово-транспортных систем»

1.8.1 Вопросы лекции:

1. Задачи эргономичности тягово-транспортных систем.

1.8.2 Наименование вопроса № 1. Задачи эргономичности тягово-транспортных систем. Все многообразие случайных явлений можно разделить на три группы: случайные события, случайные величины и случайные функции. Если в последней аргументом является время, то функции называются случайными процессами.

Случайные события и их характеристики. Случайным событием в теории вероятностей называют события, которые могут произойти или не произойти. Классическим примером случайного события является появление герба или решки при бросании монеты. Количественной оценкой возможностей какого-либо случайного события A является его вероятность $P(A)$. Математически вероятность $P(A)$ события A определяется отношением числа исходов M , благоприятствующих событию A , к общему числу исходов N :

Если для данного события $P(A) = 1$, то событие достоверно, если $P(A) = 0$ —

$$P(A) = \frac{M}{N};$$

очевидно, что

$$0 \leq P(A) \leq 1.$$

- событие невозможно.

В технических задачах вместо понятия "вероятность"¹ используется понятие "частота события" $P'(A)$, определяемая как отношение числа опытов M' ; соответствующих появлению события A , к общему числу опытов N' :

$$P'(A) = \frac{M'}{N'}$$

При решении практических задач приходится иметь дело с группой или совокупностью случайных событий. Последние делятся на совместные и несовместные события. События называются совместными, если имеется вероятность их одновременного появления, в противном случае события не совместные.

События называются независимыми, если появление одного из них не связано с появлением другого. Если же вероятность одного события A_1 зависит от того, произошло или нет другое событие A_2 , то такие события называются зависимыми. Для зависимых событий в теории вероятностей введено понятие условной вероятности $P\{A|B\}$, представляющее собой вероятность события A при условии, что свершилось событие B .

Если событие B состоит в осуществлении одного из двух событий (или A_1 или A_2), то для несовместных событий:

$$P(B) = P(A_1) + P(A_2), \quad (a)$$

а для совместных событий:

$$P(B) = P(A_1) + P(A_2) - P(A_1)P(A_2),$$

или, обозначив для краткости $P(A_1) = P_1$, $P(A_2) = P_2$, последнее выражение можно записать так:

$$P(B) = 1 - (1 - P_1)(1 - P_2). \quad (b)$$

$$\text{Если, } P_1 = P_2 = \dots = P_n, \text{ то } P = 1 - (1 - P_n)^n. \quad (в)$$

Согласно теореме Байеса: вероятность осуществления событий A_i ($i = 1, 2, \dots, n$) при условии, что событие B уже произошло (что будет обозначаться $P\{A_i|B\}$), равна произведению вероятности осуществления события A_i , независимо от того, будет ли иметь место событие B , и вероятности события B при условии, что событие A_i уже произошло, деленному на вероятность осуществления события B .

$$P\{A_i|B\} = \frac{P\{B|A_i\} \cdot P\{A_i\}}{P(B)}. \quad (г)$$

Случайные величины и их характеристики. Случайной величиной называется величина, которая в каждом опыте принимает неизвестное, но единственное значение.

Понятие "случайная величина" в обыденном смысле употребляется тогда, когда неизвестно, каким будет конкретное значение этой величины. Иной смысл в понятие "случайная величина" вкладывается в математике. Здесь под этим понятием подразумевается величина, про которую мы не знаем какое она примет значение в данном конкретном случае, но мы знаем, какие значения она может принимать и каковы вероятности появления этих значений. Если на основании одного опыта, проведенного со случайной величиной, мы не можем точно предсказать ее значение, то при проведении достаточно большого числа опытов над той же величиной можно

сделать весьма надежные выводы о значении случайной величины по совокупности результатов проведенных опытов.

Случайные величины задаются определенными статистическими характеристиками, к ним относятся:

1) среднее значение наблюдаемой величины, вычисленное по результатам N дискретных измерений как среднее арифметическое

$$m_{\text{ср}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i,$$

где X_i - случайная величина при i -ом измерении.

При неограниченном увеличении числа измерений N среднее арифметическое m приближается к математическому ожиданию:

$$m_x = \frac{X_1 p_1 + X_2 p_2 + \dots + X_n p_n}{p_1 + p_2 + \dots + p_n},$$

где: $p_i (i=1, 2 \dots n)$ - вероятности появления значения X_i .

Так как:

$$p_1 + p_2 + \dots + p_n = 1,$$

то:

$$m_x = X_1 p_1 + X_2 p_2 + \dots + X_n p_n = \sum_{i=1}^n X_i p_i.$$

2) центрированная случайная величина \bar{X} , характеризующая отклонение случайной величины X_i от ее среднего значения (математического ожидания)

$$\bar{X} = X_i - m_x$$

3) дисперсия случайной величины, характеризующая разброс ее возможных значений относительно среднего,

$$D_x = [\bar{X}]^2$$

4) среднее квадратичное отклонение случайной величины:

$$\sigma_x = \sqrt{D_x}$$

Распределение случайной величины. Наряду с показателем P' частоты наступления того или иного события или частоты появления того или иного варианта (значения) случайной величины X_i - используется показатель относительной частоты

k_i равный отношению частоты P'_i к сумме всех частот $\sum P'_i$ данной выборки:

$$k_i = \frac{P'_i}{\sum P'_i}$$

Пусть, например, для некоторой выборки, извлеченной из генеральной совокупности, получены следующие данные:

измеряемая случайная	
величина.....	X_i 3 5 7 9 11 13
частота появления данного	
значения случайной величины.....	P'_i 1 3 6 5 2 3

По этим данным определяем суммарную частоту:

$$\sum P' = 1 + 3 + 6 + 5 + 2 + 3 = 20$$

тогда относительные частоты равны:

$X_i = 3;$	$k_i = 1/20 = 0,05$
$X_i = 5;$	$k_i = 3/20 = 0,15$
$X_i = 7;$	$k_i = 6/20 = 0,30$
$X_i = 9;$	$k_i = 5/20 = 0,25$
$X_i = 11;$	$k_i = 2/20 = 0,10$
$X_i = 13;$	$k_i = 3/20 = 0,15$

Для того, чтобы статистические данные определенным образом упорядочить, их сводят в таблицу, называемой рядом распределения случайной величины X_i

(табл. 6.1),

Как видим из приведенной таблицы, один из вариантов случайной величины $X_i = 7$, находящийся примерно в центре ряда, встречается с наибольшей частотой. По мере удаления от этого варианта в сторону больших или меньших значений X_i частота их появления уменьшается.

Построение математических моделей случайных процессов состоит в математической аппроксимации их статистических характеристик, которые получают экспериментально, с последующей обработкой на ЭВМ.

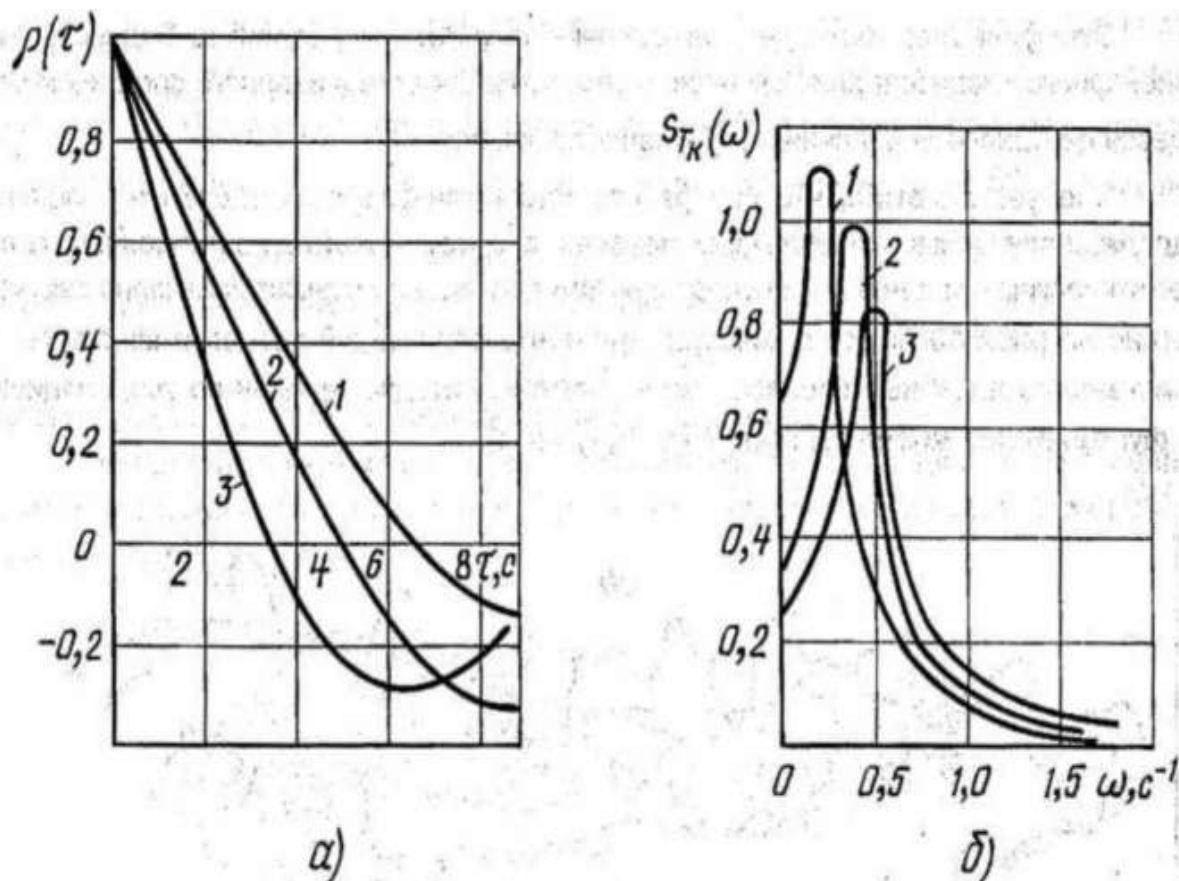


Рис. 6.14. Характеристики корреляционной функции и спектральной плотности силы тяги трактора Т-330.

На рис. 6.14 представлены полученные таким образом характеристики корреляционной функции (рис. 6.14 а) и спектральной плотности (рис. 6.14 б) касательной силы тяги T_k для трактора Т-330 с двигателем А-85Т (эксплуатационная мощность N_k

- 300 кВт; подвеска гусеничного хода - полужесткая с поперечной балансирующей балкой, опирающейся на резиновые амортизаторы на рамах гусеничных тележек). Здесь кривые 1 - при бульдозировании суглинистого грунта, 2 - при бульдозировании скального грунта и 3 - при рыхлении скального грунта. В табл. 6.3. приводятся данные по распределению вероятностей* основных показателей работы тракторов (в числителе данные по трактору Т-330 с полужесткой подвеской, в знаменателе - данные по трактору с упругой подвеской с индивидуальным торсионным подрессориванием опорных катков).

Способность машины противостоять опрокидыванию характеризует ее устойчивость против опрокидывания, которая с одной стороны, зависит от конструктивных параметров машины, а, с другой стороны, от действия оператора, управляющего машиной. Условно можно различать собственную и управляемую

устойчивость машины: первая зависит от конструктивных параметров машины, а вторая - от действий оператора, направленных на сохранение устойчивости машины в критических ситуациях (наезд или съезд с препятствия, движение на повороте по склону и т.п.) путем соответствующего изменения скорости движения или положения машины и ее рабочего оборудования. Элементы машины, посредством которых оператор управляет устойчивостью, характеризуют "активную" безопасность машины, так как она реализуется через активные действия человека-оператора.

Различают статическую и динамическую устойчивость против опрокидывания. Первая характеризуется равновесным состоянием машины под действием внешних нагрузок, постоянных по значению и направлению. При расчете статической устойчивости определяют условие, которому должна удовлетворять система сил, нагружающих машину, чтобы последняя находилась в равновесии. Состояние статического равновесия характеризуется при этом тем, что машина длительное время пребывает в покое. Нарушение такого состояния вызывает практически мгновенное опрокидывание машин.

Способность машины противостоять действию максимальных статических опрокидывающих нагрузок определяет ее предельную устойчивость против опрокидывания. Опрокидывание машины сопровождается ее поворотом вокруг некоторой воображаемой неподвижной оси, которая называется осью опрокидывания. В статике положение осей опрокидывания постоянно и зависит от конструкции ходовой части машины.

В зависимости от направления опрокидывания различают оси бокового и продольного опрокидывания. Замкнутый контур, образованный осями бокового и продольного опрокидывания, называется опорным контуром машины. Конфигурация и размеры опорного контура зависят, следовательно, от положения осей опрокидывания, а также от размеров базы и колеи ходовой части машины.

На рис. 21.1 *а, б, в* показаны опорные контуры машин с жесткой ходовой рамой, у которых один из мостов соединен с рамой жестко (или через рессоры), а другой подвешен к ней с помощью горизонтального шарнира (такой шарнир называют обычно балансиром), позволяющего мосту при наезде его колес на препятствие отклоняться в поперечной вертикальной плоскости в обе стороны. Как видим, опорные контуры таких машин представляют собой равнобедренные треугольники GO_1B и $B\theta_2A$, вершины

которых совпадают с точками O_1 или O_2 балансиров, а основание проходит через точки контакта колес противоположного моста с основанием.

На рис. 21.1 *г, д, е* показаны опорные контуры машин с шарнирно-сочлененной ходовой рамой. Такие машины состоят из двух (а иногда и трех) секций.

соединенных между собой шарниром с вертикальной осью, позволяющим несущей раме "складываться" в плане, образуя между секциями угол складывания β_0 . Такие

машины могут иметь, кроме того, и шарнир с горизонтальной осью, установленный в том же месте, что и шарнир с вертикальной осью (рис. 21.1 *г*) или в месте соединения одного из мостов с рамой (рис. 21.1 *б*); в первом случае балансирно

соединенные секции могут не только поворачиваться друг относительно друга в плане, но и отклоняться в обе стороны в поперечной вертикальной плоскости на угол $10 \dots 25^\circ$.

В шарнирно - сочлененных машинах условно различают балансирующую часть, несущую ось горизонтального шарнира и небалансирную, несущую корпус этого шарнира. У машины, показанной на рис. 21.1 г, балансирующей обычно является грузовая часть, на которой установлено рабочее оборудование, а небалансирной - моторная часть, на которой установлен двигатель машины и кабина оператора. Такое отличие важно в том отношении, что каждая из названных частей машины имеет свой опорный контур, от конфигурации и размеров которого зависит устойчивость балансирующей и небалансирной частей машины.

Опорный контур балансирующей части машины представляет собой равнобедренный треугольник D_2AB с вершиной в точке пересечения продолжения оси балансира с вертикальной плоскостью, проходящей через ось моста небалансирной части, и с основанием, проходящим через центры площадок контакта колес балансирующей части с опорной плоскостью. Опорный контур небалансирной части машины представляет собой неправильный треугольник O_1BG с вершиной в точке пересечения оси балансира с вертикальной плоскостью, проходящей через ось моста балансирующей части, и с основанием, проходящим через центры площадок контакта колес небалансирной части с опорной плоскостью. Боковые стороны описанных опорных контуров соответствуют осям бокового опрокидывания балансирующей (AD_2 и BD_2) и небалансирной (O_1B и O_1G) частей машины. Определяют боковую устойчивость каждой части отдельно и за расчетную устойчивость машины в целом принимают наименьшую из них.

На рис. 21.1 д показана схема машины с шарнирно-сочлененной рамой, секции которой соединены между собой только шарниром с вертикальной осью, позволяющим раме "складываться" на некоторый угол β_0 . Горизонтальный шарнир соединяет задний мост с моторной секцией рамы. Таким образом, задний мост является балансирующей частью машины, а вся остальная ее часть - небалансирной. Каждая из частей имеет свои опорные контуры, которые строятся так же, как и для машины, показанной на рис. 21.1 г; опорный контур балансирующей части представляет равнобедренный треугольник D_1BG , а небалансирной части - неправильный треугольник O_2AB . Так как для данного типа машины масса балансирующего заднего моста во много раз меньше, чем масса остальной части машины, расчет ее боковой устойчивости ведется только для небалансирной части.

На рис. 21.1 ж показан опорный контур машины с жесткой ходовой рамой, имеющей жесткое (или через рессоры) соединение с обоими мостами. В таких машинах оси бокового опрокидывания проходят через центры площадок контакта колес (а при наличии выносных опор - через центры этих опор) с основанием; при этом опорный

контур машины имеет форму прямоугольника $ABGV$. Аналогичный опорный контур имеют гусеничные машины.

Определение координат центра масс системы.

Другим параметром, определяющим устойчивость машины против опрокидывания, является положение ее центра масс, определяемое соотношениями:

$$x_c = \frac{\sum m_i x_i}{m} = \frac{\sum G_i x_i}{G}; \quad y_c = \frac{\sum m_i y_i}{m} = \frac{\sum G_i y_i}{G}; \quad z_c = \frac{\sum m_i z_i}{m} = \frac{\sum G_i z_i}{G},$$

где: m_i и G_i - соответственно масса и вес i -го элемента машины;

m и G - суммарная масса и суммарный вес машины;

x_i, y_i, z_i - соответственно продольная, поперечная и высотная координаты центра масс i -го элемента.

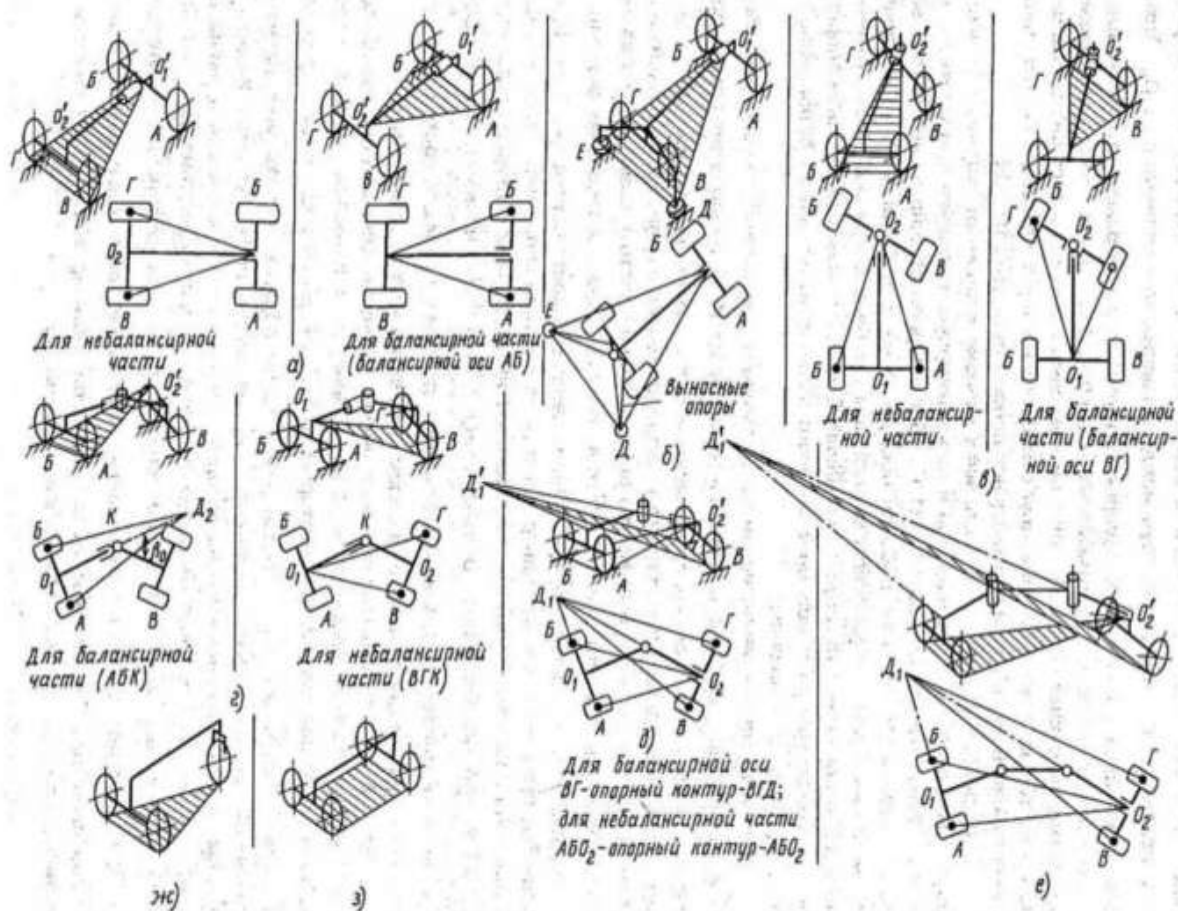


Рис. 21.1 Конфигурация опорных контуров колесных систем.

Ниже приводится пример определения координат центра масс системы для лесопогрузчика с навесным оборудованием перекидного типа на базе трелевочного гусеничного трактора.

Имея ввиду, что для машин данного типа продольная ось симметрии является продольной осью машины и, следовательно, поперечная координата ее центра масс

u_c , лежит посередине, в плоскости продольной симметрии, расчет проводится только для продольной координаты x_c (ось абсцисс) и вертикальной координаты z_c (ось ординат).

Определение положения центра масс производится отдельно для трех основных положений стрелы навесного оборудования: переднего (рис. 21.2 а), вертикального (рис. 21.2 б) и заднего (рис. 21.2 в).

На схемах обозначены силы веса G следующих элементов:

$G_{ук}$ - установка карданных валов;

G_p - установка кронштейнов;

$G_{з.к.}$ - защитных кожухов;

$G_{ц.о.}$ - гидроцилиндров поворотного устройства;

$G_{д.о.}$ - дополнительного оборудования;

G_T - трактора без навесного оборудования;

G_r - гидросистемы (без гидроцилиндров);

$G_{з.каб.}$ - защитного устройства кабины;

$G_{по}$ - поворотного устройства;

$G_{ц.с.}$ - гидроцилиндров стрелы;

$G_{стр}$ - стрелы с гидроцилиндрами захвата и механизмом поворота захвата;

$G_{ст.}$ - стоек;

$G_ч$ - нижней челюсти захвата;

G - лесопрогрузчика.

С теми же индексами обозначены продольные x и вертикальные Z координаты составляющих элементов.

- для переднего и вертикального положения стрелы навесного оборудования:

$$\sum G_i x_i = G_{ук} x_{ук} + G_p x_p + G_{з.к.} x_{з.к.} + G_{ц.о.} x_{ц.о.} + G_{д.о.} x_{д.о.} + G_T x_T + G_{по} x_{по} + G_r x_r + G_{з.каб.} x_{з.каб.} + G_{ц.с.} x_{ц.с.} + G_{стр} x_{стр} + G_{ст.} x_{ст.} + G_ч x_ч;$$

- для заднего положения стрелы навесного оборудования:

$$\sum G_i x_i = G_{ук} x_{ук} + G_p x_p + G_{з.к.} x_{з.к.} + G_{ц.о.} x_{ц.о.} + G_{д.о.} x_{д.о.} + G_T x_T + G_{по} x_{по} + G_r x_r + G_{з.каб.} x_{з.каб.} + G_{ц.с.} x_{ц.с.} - G_{стр} x_{стр} - G_{ст.} x_{ст.} - G_ч x_ч;$$

- для всех трех положений стрелы:

$$\sum G_i z_i = G_{ук} z_{ук} + G_p z_p + G_{з.к.} z_{з.к.} + G_{ц.о.} z_{ц.о.} + G_{д.о.} z_{д.о.} + G_T z_T + G_{по} z_{по} + G_r z_r + G_{з.каб.} z_{з.каб.} + G_{ц.с.} z_{ц.с.} + G_{стр} z_{стр} + G_{ст.} z_{ст.} + G_ч z_ч;$$

Тогда:

$$x_c = \frac{\sum G_i x_i}{G}; z_c = \frac{\sum G_i z_i}{G}.$$

Для погрузчика с грузом весом Q и координатами груза $x_{гр}$ и $z_{гр}$ продольное положение общего центра масс при переднем положении стрелы определяется соотношением:

$$x'_c = \frac{Gx_c + Qx_{гр}}{G + Q}$$

при заднем положении стрелы:

$$x'_c = \frac{Gx_c - Qx_{гр}}{G + Q}$$

Вертикальная координата общего центра масс для всех трех положений стрелы:

$$z'_c = \frac{Gz_c + Qz_{гр}}{G + Q}$$

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

2.1 Практическое занятие №1 (2 часа).

Тема: «Системный подход и системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств»

2.1.1 Задание для работы:

1. Системный подход к проектированию мобильных энергетических средств
2. Системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Системный подход к проектированию мобильных энергетических средств.

Формирование системного анализа в качестве самостоятельного исследовательского направления обусловлено общей тенденцией развития человечества, которая сложилась к настоящему времени. Эта тенденция проявляется: во все более глубоком рациональном вмешательстве в организационную деятельность человека, а также в процессы выработки и принятия им решений.

В семидесятых годах двадцатого столетия в научной литературе появилась масса терминов: «системная революция», «системный подход», «общая теория систем», «системный анализ операций» и т.д. Это говорило об объединении усилий специалистов различных профессий для решения общих задач, связанных с изучением, проектированием и управлением сложными системами. Причем, начиная с этого времени понятие системности, стало не только теоретической категорией, но осознанной необходимостью в практической деятельности. Именно это «системное движение», привело к интеграции отдельных научных направлений по созданию науки, получившей название «системный анализ», которая в настоящее время выступает как самостоятельная дисциплина.

Предметом изучения системного анализа является система, независимо от ее природы, организации, способа существования и способа описания.

Целью рассмотрения системы является решение задач анализа, управления и проектирования.

В ходе рассмотрения реальной системы приходится сталкиваться с совокупностью проблем, решение которых могут быть под силу только коллективу профессионалов различного профиля. К таким проблемам относятся проблемы, начиная с выделения системы из среды, ее формального описания, взаимодействия с внешней средой, выбора или разработки оптимального алгоритма управления, оптимального проектирования, технических средств управления и т.п., кончая подбором кадров и организацией коллектива по решению этих работ. Для решения названных проблем системный анализ привлекает широкий спектр различных наук и различные сферы практической деятельности. При этом он придает большое значение методическим аспектам любого системного исследования.

Системный подход представляет собой направление методологии научного познания и социальной практики, в основе которой лежит рассмотрение объектов как систем.

Сущность СП заключается, во-первых, в понимании объекта исследования как системы и, во-вторых, в понимании процесса исследования объекта как системного по своей логике и применяемым средствам.

Как любая методология, системный подход подразумевает наличие определенных принципов и способов организации деятельности, в данном случае деятельности, связанной с анализом и синтезом систем.

В основе системного подхода лежат принципы: цели, двойственности, целостности, сложности, множественности и историзма. Рассмотрим подробнее содержание перечисленных принципов.

1. Принцип цели ориентирует на то, что при исследовании объекта необходимо, *прежде всего*, выявить цель его функционирования.

Нас в первую очередь должно интересовать не как построена система, а для чего она существует, какая цель стоит перед ней, чем она вызвана, каковы средства достижения цели?

Принцип цели конструктивен при соблюдении двух условий:

- цель должна быть сформулирована таким образом, чтобы степень ее достижения можно было оценить (задать) количественно;
- в системе должен быть механизм, позволяющий оценить степень достижения заданной цели.

2. Принцип двойственности вытекает из принципа цели и означает, что система должна рассматриваться как часть системы более высокого уровня и в то же время как самостоятельная часть, выступающая как единое целое во взаимодействии со средой. В свою очередь каждый элемент системы обладает собственной структурой и также может рассматриваться как система. Взаимосвязь с принципом цели состоит в том, что цель функционирования объекта должна быть подчинена решению задач функционирования системы более высокого уровня. Цель — категория внешняя по отношению к системе. Она ставится ей системой более высокого уровня, куда данная система входит как элемент.

3. Принцип целостности требует рассматривать объект как нечто выделенное из совокупности других объектов, выступающее целым по отношению к окружающей среде, имеющее свои специфические функции и развивающееся по свойственным ему законам. При этом не отрицается необходимость изучения отдельных сторон.

4. Принцип сложности указывает на необходимость исследования объекта, как сложного образования и, если сложность очень высока, нужно последовательно упрощать представление объекта, на так чтобы сохранить все его существенные свойства.

5. Принцип множественности требует от исследователя представлять описание объекта на множестве уровней: морфологическом, функциональном, информационном.

Морфологический уровень дает представление о строении системы. Морфологическое описание не может быть исчерпывающим. Глубина описания, уровень детализации, то есть выбор элементов, внутрь которых описание не проникает, определяется назначением системы. Морфологическое описание иерархично.

Конкретизация морфологии дается на стольких уровнях, сколько их требуется для создания представления об основных свойствах системы.

Функциональное описание связано с преобразованием энергии и информации. Всякий объект интересен, прежде всего, результатом своего существования, местом, которое он занимает среди других объектов в окружающем мире.

Информационное описание дает представление об организации системы, т.е. об информационных взаимосвязях между элементами системы. Он дополняет функциональное и морфологическое описания.

На каждом уровне описания действуют свои, специфические закономерности. Все уровни тесно взаимосвязаны. Внося изменения на одном из уровней, необходимо проводить анализ возможных изменений на других уровнях.

6. Принцип историзма обязывает исследователя вскрывать прошлое системы и выявлять тенденции и закономерности ее развития в будущем.

Прогнозирование поведения системы в будущем является необходимым условием того, что принятые решения по совершенствованию существующей системы или создание новой обеспечивает эффективное функционирование системы в течение заданного времени.

2. Системный анализ при проектировании мобильных энергетических средств.

Системный анализ представляет совокупность научных методов и практических приемов решения разнообразных проблем на основе системного подхода.

В основе методологии системного анализа лежат три концепции: проблема, решение проблемы и система.

Проблема— это несоответствие или различие между существующим и требуемым положением дел в какой-либо системе.

В качестве требуемого положения может выступать необходимое или желаемое. Необходимое состояние диктуется объективными условиями, а желаемое определяется субъективными предпосылками, в основе которых лежат объективные условия функционирования системы. Проблемы, существующие в одной системе, как правило, не равнозначны. Для сравнения проблем, определения их приоритета используются атрибуты: важность, масштаб, общность, актуальность и т.д.

Выявление проблемы осуществляется путем идентификации **симптомов**, определяющих несоответствие системы своему назначению или недостаточную ее эффективность. Систематически проявляющиеся симптомы образуют тенденцию.

Идентификация симптомов производится путем измерения и анализа различных показателей системы, нормальное значение которых известны. Отклонение показателя от нормы и является симптомом.

Решение проблемы состоит в ликвидации различий между существующим и требуемым состоянием системы. Ликвидация различий может производиться либо путем совершенствования системы, либо путем ее замены на новую.

Решение о совершенствовании или замене принимается с учетом следующих положений. Если направление совершенствования обеспечивает существенное увеличение жизненного цикла системы и затраты несравнимо малы по отношению к стоимости разработки системы, то решение о совершенствовании оправдано. В противном случае следует рассматривать вопрос о ее замене новой.

Основными **компонентами системного анализа** являются:

1. Цель системного анализа.
2. Цель, которую должна достигнуть система в процессе функционирования.
3. Альтернативы или варианты построения или совершенствования системы, посредством которых возможно решение проблемы.
4. Ресурсы, необходимые для анализа и совершенствования существующей системы или создания новой.
5. Критерии или показатели, позволяющие сравнивать различные альтернативы и выбирать наиболее предпочтительные.
6. Модель, которая связывает воедино цель, альтернативы, ресурсы и критерии.

Методика проведения системного анализа

1. Описание системы:
 - а) определение цели системного анализа;
 - б) определение целей, назначения и функций системы (внешних и внутренних);
 - в) определение роли и места в системе более высокого уровня;

- г) функциональное описание (вход, выход, процесс, обратная связь, ограничения);
 д) структурное описание (вскрытие взаимосвязей, стратификация и декомпозиция системы);
 е) информационное описание;
 ж) описание жизненного цикла системы (создание, функционирование и в том числе совершенствование, разрушение);
2. Выявление и описание проблемы:
- а) определение состава показателей эффективности и методик их вычисления;
 б) Выбор функционала для оценки эффективности системы и задание требований к ней (определение необходимого (желаемого) положения дел);
 в) определение фактического положения дел (вычисление эффективности существующей системы с использованием выбранного функционала);
 г) установление несоответствия между необходимым (желаемым) и фактическим состоянием дел и его оценка;
 д) история возникновения несоответствия и анализ причин ее возникновения (симптомы и тенденции);
 е) формулировка проблемы;
 ж) выявление связей проблемы с другими проблемами;
 з) прогнозирование развития проблемы;
 и) оценка последствий проблемы и вывод о ее актуальности.
3. Выбор и реализация направления решения проблемы:
- а) структуризация проблемы (выделение подпроблем)
 б) определение узких мест в системе;
 в) исследование альтернативы «совершенствование системы - создание новой системы»;
 г) определение направлений решения проблемы (выбор альтернатив);
 д) оценка реализуемости направлений решения проблемы;
 е) сравнение альтернатив и выбор эффективного направления;
 ж) согласование и утверждение выбранного направления решения проблемы;
 з) выделение этапов решения проблемы;
 и) реализация выбранного направления;
 к) проверка его эффективности.

Наиболее известные методики системного анализа:

- Методика ПАТТЕРН (1963 г.). Достоинство — хорошо развитая система критериев оценки. Недостаток — слабо разработаны методы структуризации.
- Методики, разработанные на основе философских концепций:

- а) методика, базирующаяся на двойственном определении системы — структурно-функциональный подход;
 б) методика, основанная на концепции системы, учитывающей среду и целеполагание — структурный подход;
 в) методика, базирующаяся на концепции деятельности — функциональный подход.

В таблице 1 предложен наиболее разработанный алгоритм системного анализа, предложенный проф. Ю.И. Черняком.

Таблица 1

**Последовательность этапов системного анализа
по проф. Черняку**

I. Анализ проблемы
1. Обнаружение проблемы. 2. Точное формулирование проблемы. 3. Анализ логической структуры проблемы. 4. Анализ развития проблемы (в прошлом и будущем). 5. Определение внешних связей проблемы (с другими проблемами). 6. Выявление принципиальной разрешимости проблемы

II. Определение системы
<ol style="list-style-type: none"> 1. Спецификация задачи. 2. Определение позиции наблюдателя. 3. Определение объекта. 4. Выделение элементов (определение границ разбиения системы). 5. Определение подсистем. 6. Определение среды.

Продолжение таблицы 1

III. Анализ структуры системы
<ol style="list-style-type: none"> 1. Определение уровней иерархии (в БС). 2. Определение аспектов и языков (в СС). 3. Определение процессов и функций (в ДС). 4. Определение и спецификация процессов управления и каналов информации (в УС). 5. Спецификация подсистем. 6. Спецификация процессов, функций текущей деятельности (рутинных) и развития (целевых)
IV. Формулирование общей цели и критерия системы
<ol style="list-style-type: none"> 1. Определение целей, требований надсистемы. 2. Определение целей и ограничений среды. 3. Формулирование общей цели. 4. Определение критерия. 5. Декомпозиция целей и критериев по подсистемам. 6. Композиция общего критерия из критериев подсистем
V. Декомпозиция цели, выявление потребностей в ресурсах и процессах
<ol style="list-style-type: none"> 1. Формулирование целей — верхнего ранга. 2. Формулирование целей — текущих процессов. 3. Формулирование целей — эффективности. 4. Формулирование целей — развития. 5. Формулирование внешних целей и ограничений. 6. Выявление потребностей в ресурсах и процессах
VI. Выявление ресурсов и процессов, композиция целей
<ol style="list-style-type: none"> 1. Оценка существующих технологии и мощностей. 2. Оценка современного состояния ресурсов. 3. Оценка реализуемых и запланированных проектов. 4. Оценка возможностей взаимодействия с другими системами. 5. Оценка социальных факторов. 6. Композиция целей
VII. Прогноз и анализ будущих условий

<ol style="list-style-type: none"> 1. Анализ устойчивых тенденций развития системы. 2. Прогноз развития и изменения среды. 3. Предсказание появления новых факторов, оказывающих сильное влияние на развитие системы. 4. Анализ ресурсов будущего. 5. Комплексный анализ взаимодействия факторов будущего развития. 6. Анализ возможных сдвигов целей и критериев
VIII. Оценка целей и средств
<ol style="list-style-type: none"> 1. Вычисление оценок по критерию. 2. Оценка взаимозависимости целей. 3. Оценка относительной важности целей. 4. Оценка дефицитности и стоимости ресурсов. 5. Оценка влияния внешних факторов. 6. Вычисление комплексных расчетных оценок

Продолжение таблицы 1

VIII. Оценка целей и средств
<ol style="list-style-type: none"> 1. Вычисление оценок по критерию. 2. Оценка взаимозависимости целей. 3. Оценка относительной важности целей. 4. Оценка дефицитности и стоимости ресурсов. 5. Оценка влияния внешних факторов. 6. Вычисление комплексных расчетных оценок
IX. Отбор вариантов
<ol style="list-style-type: none"> 1. Анализ целей на совместимость и входимость. 2. Проверка целей на полноту. 3. Отсечение избыточных целей. 4. Планирование вариантов достижения отдельных целей. 5. Оценка и сравнение вариантов. 6. Совмещение комплекса взаимосвязанных вариантов
X. Диагноз существующей системы
<ol style="list-style-type: none"> 1. Моделирование технологического и экономического процессов. 2. Расчет потенциальной и фактической мощностей. 3. Анализ потерь мощности. 4. Выявление недостатков организации производства и управления. 5. Выявление и анализ мероприятий по совершенствованию организации
XI. Построение комплексной программы развития
<ol style="list-style-type: none"> 1. Формулирование мероприятий, проектов и программ. 2. Определение очередности целей и мероприятий по их достижению. 3. Распределение сфер деятельности. 4. Распределение сфер компетенции.

5. Разработка комплексного плана мероприятий в рамках ограничений по ресурсам во времени.
6. Распределение по ответственным организациям, руководителям и исполнителям
XII. Проектирование организации для достижения целей
1. Назначение целей организации.
2. Формулирование функций организации.
3. Проектирование организационной структуры.
4. Проектирование информационных механизмов.
5. Проектирование режимов работы.
6. Проектирование механизмов материального и морального стимулирования

Рассмотрим подробнее каждый из двенадцати этапов системного анализа.

- Вопрос о том, существует ли проблема, имеет первостепенное значение, поскольку приложение огромных усилий к решению несуществующих проблем отнюдь не исключение, а весьма типичный случай. Надуманные проблемы маскируют актуальные проблемы. Правильное и точное формулирование проблемы является первым и необходимым этапом системного исследования и, как известно, может быть равносильно половине решения проблемы.
- Чтобы построить систему, проблему надо разложить на комплекс четко сформулированных задач. При этом в случае больших систем (БС) задачи образуют иерархию, в случае сложных систем (СС) — спектр, т. е. в отношении одного объекта будут решаться совершенно различные задачи на разных языках.

Позиция наблюдателя определяет критерий решения проблемы. В некоторых случаях определение объекта составляет наибольшую трудность для исследователя (так же, как и определение народнохозяйственной системы и среды).

- Произвол в выделении подсистем и реализуемых в них процессов неизбежно обрекает системный анализ на неудачу. Выявление целей и процессов развития требует не только строгости логического мышления, но и умения найти контакт с работниками управления.
- Формировать общие цели организации и особенно конструировать критерий эффективности системы никоим образом нельзя, основываясь лишь на общественном мнении. Оно представляет собой сложную логическую процедуру в рамках понятий общей теории систем, требующую, однако, тонкого знания специфики экономики и технологии исследования объекта.
- В больших системах и сложных системах цель системы настолько отдалена от конкретных средств их достижения, что выбор решения требует большой трудоемкости по увязке цели со средствами ее реализации путем декомпозиции целей. Эта важная работа является центральной в системном анализе. Она породила метод дерева целей, который является главным, если не единственным достижением системного анализа.
- В системах непродуцированных (например, системах социальной сферы) выразить явным образом цель и критерий эффективности развития логически не удастся. Здесь неприемлем анализ «от естественных потребностей человека» в связи с их непрерывным развитием и изменением. Надо идти традиционным путем от анализа существующего положения, достигнутого уровня и последовательного прогноза.
- Системный анализ, как правило, имеет дело с перспективой развития. Поэтому максимальный интерес представляет любая информация о будущем — ситуациях, ресурсах, открытиях и изобретениях. Поэтому прогнозирование есть важнейшая и сложнейшая часть системного анализа.
- Целый ряд социальных, политических, моральных, эстетических и других факторов, которые нельзя не принимать во внимание в системном анализе (они иногда решающие),

не исчисляется количественно. Единственный способ их учета — это получение субъективных оценок экспертов. Поскольку системный анализ, как правило, имеет дело с неструктурированными или слабо структурированными проблемами, т. е. лишенными количественных оценок, то получение оценок специалистов и их обработка представляются необходимым этапом системного анализа большинства проблем.

- Несоответствие потребностей и средств удовлетворения составляют закон и важнейший стимул социально-экономического развития. Поскольку понятия цели и средств их достижения неотделимы, то центральным моментом принятия решений в системном анализе является усечение целей — отсечение тех целей, которые признаны малозначимыми или не имеющими средств для достижения, и отбор конкретных. В системных исследованиях «инженерного» типа отбор альтернатив считается самой важной, если не единственной задачей системного анализа.
- Проблемы народнохозяйственного управления, решаемые методами системного анализа, возникают в реально существующих органах управления. Задачей системного анализа большей частью является не создание нового органа управления, а усовершенствование существующих. Поэтому возникает необходимость в диагностическом анализе органов управления, направленном на выявление их возможностей, недостатков и т. д. Новая система будет эффективно внедряться в том случае, если она облегчает работу органа управления.
- Результаты системного анализа получаются в рамках системных понятий. Для практического планирования они должны быть переведены на язык социально-экономических категорий. В результате решения задач системного анализа крупных народнохозяйственных проблем создаются комплексные программы развития.
- Системный анализ имеет ряд специфических методов и приемов проектирования эффективных органов управления, ориентированных на цель, т. е. создание и использование определенной системы в народном хозяйстве.

Большинство перечисленных методов разработано задолго до появления системного анализа и использовалось самостоятельно. Однако в ряде случаев системная методология позволяет более точно очертить круг задач, наиболее эффективно решаемых каждым методом. В отношении некоторых методов системный анализ позволил несколько переоценить и переосмыслить их значение, границы применимости, найти типовые постановки задач, решаемых данным методом. Система есть совокупность элементов (подсистем). При определенных условиях элементы сами могут рассматриваться как системы, а исследуемая система — как элемент более сложной системы.

Связи между элементами в системе превосходят по силе связи этих элементов с элементами, не входящими в систему. Это свойство позволяет выделить систему из среды.

Для любой системы характерно существование интегративных качеств (свойство эмерджентности), которые присущи системе в целом, но не свойственны ни одному ее элементу в отдельности: систему нельзя сводить к простой совокупности элементов.

Система всегда имеет цели, для которых она функционирует и существует.

Одной из характерных тенденций развития общества в настоящее время является появление больших чрезвычайно сложных систем (крупные автоматизированные, технологические, энергетические, гидротехнические, информационные и другие комплексы). С другой стороны стремление познать мир обитания человечества как сложную многофункциональную систему стало реальностью сегодняшнего дня. Все это привело к необходимости определить понятие сложной системы, разработать методические принципы ее исследования, управления и проектирования.

В настоящее время однозначного, четкого определения сложной системы нет. Известны различные подходы и предложены различные формальные признаки ее определения. Так, советский ученый Г.Н. Поворов предлагает относить к сложным системы, имеющие 104-107 элементов; к ультросложным — системы, состоящие из 107-1030 элементов; и к суперсистемам — системы из 1030-10200 элементов. Такой подход имеет тот недостаток, что данное определение сложности является относительным, а не абсолютным.

Английский кибернетик С. Бир предлагает к сложным относить системы, описываемые на языке теоретико-вероятностных методов (мозг, экономика, форма и т.п.).

Наиболее четким на наш взгляд, определением сложных систем является определение, данное, например, у Перегудова Ф. И.

Сложной системой называется система, в модели которой недостаточно информации для эффективного управления этой системой.

Таким образом, признаком простоты системы является достаточность информации для ее управления. Если же результат управления, полученный с помощью модели, будет неожиданным, то такую систему относят к сложной.

Для перевода системы в разряд простой необходимо получение недостающей информации о ней и включение ее в модель.

От сложных систем необходимо отличать большие системы.

По своим свойствам системы могут быть классифицированы по следующим признакам.

Динамические системы характеризуются тем, что их выходные сигналы в данный момент времени определяются характером входных воздействий в прошлом и настоящем (зависит от предыстории). В противном случае системы называют статическими.

Примером динамических систем является биологические, экономические, социальные системы; такие искусственные системы как завод, предприятия, поточная линия и т.д.

Детерминированной называют систему, если ее поведение можно абсолютно точно предвидеть.

Система, состояния которой зависят не только от контролируемых, но и от неконтролируемых воздействий или если в ней самой находится источник случайности, носит название стохастической. Приведем пример стохастических систем, это — заводы, аэропорты, сети и системы ЭВМ, магазины, предприятия бытового обслуживания и т.д.

Различают системы линейные и нелинейные. Для линейных систем реакция на сумму двух или более различных воздействий эквивалентна сумме реакций на каждое возмущение в отдельности, для нелинейных — это не выполняется.

Если параметры систем изменяются во времени, то она называется нестационарной, противоположным понятием является понятие стационарной системы.

Пример нестационарных систем — это системы, где процессы, например, старения являются на данном интервале времени существенными.

(t), то система называется дискретной. Противоположным понятием является понятие непрерывной системы. Например: ЭВМ, электронные часы, электросчетчик — дискретные системы; песочные часы, солнечные часы, нагревательные приборы и т.д. — непрерывные системы. Если вход и выход системы измеряется или изменяется во времени дискретно, через шаг

Процесс проектирования любой искусственной системы начинается с формирования цели. Отказ от четкого ее определения заставляет проектировщиков ориентироваться лишь на собственные цели, которые, как правило, связаны со стремлением минимизировать материальные затраты и, возможно, максимизировать доход. И в конечном счете усилия большого коллектива могут быть напрасными, приведут к большим затратам материальных ресурсов, не дадут ожидаемых результатов. Хорошо организованный ночной рейд эскадрильи с воздушным десантом не принесет желаемого успеха боевой операции, если координаты цели неверны.

О значении правильного выбора цели говорит также известный исторический пример организации противовоздушной обороны английских торговых судов во время второй мировой войны. В качестве цели было выбрано уничтожение вражеских самолетов с помощью зенитных орудий. Так как качающиеся палубы судов и недостаточно квалифицированные расчеты артиллеристов на торговых судах не обеспечивали достижения цели, то было решено передать зенитки торговых судов наземным батареям. Однако специалисты во время поняли, что цель должна быть другой, не уничтожение вражеских самолетов, а защита торговых судов. Зенитные установки были оставлены на палубах, в результате немецкие летчики вынуждены были бомбить суда с больших высот и с меньшей точностью. Сокращение потерь судов намного перекрывало затраты на установку и обслуживание орудий.

Подводя итоги сказанному можно сформулировать тезис: «система есть средство достижения цели»

2.1.3 Результаты и выводы:

Изучить системный подход и анализ при проектировании мобильных энергетических средств

2.1 Практическое занятие №2 (2 часа).

Тема: «Математическое моделирование мобильных систем и энергетических модулей»

2.1.1 Задание для работы:

- 1. Особенности метода математического моделирования.**
- 2. Классификация математических моделей**
- 3. Выбор математических моделей и требования к ним.**
- 4. Основные этапы формализации прикладных задач**

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Особенности метода математического моделирования.

В арсенале исследователей для решения различных прикладных задач имеются расчетные и экспериментальные методы. Последние обычно служат как для получения данных о неизвестных параметрах изучаемой системы, так и для проверки основных характеристик созданного объекта. С целью снижения объема натурных испытаний используются методы физического моделирования, в основе которых лежат физические модели системы, отличающиеся от натуры лишь размерами, массами, временем, скоростями и воспринимаемыми силами. В подобных механических системах имеют место определенные соотношения между величинами натурального объекта и модели, определяемые соответствующими коэффициентами подобия.

Но переход к проектированию современной сложной техники заставил существенно изменить соотношения между расчетными и экспериментальными методами, которые до недавнего времени в силу несовершенства и малой точности расчетных методов, составляли около 30 процентов от общей трудоемкости работ по созданию техники. При этом на первый план выдвигаются не только требования повышения точности традиционных расчетных методов, но и расширения круга задач, решаемых современными математическими методами, в частности теми, в основе которых лежат математические модели.

Математизация изучаемых объектов состоит, конечно, не в том, чтобы исключить из процесса познания эксперимент и наблюдения. Смысл математизации состоит в том, чтобы из точно сформулированных предпосылок выводить и прогнозировать то, что часто недоступно непосредственному наблюдению, а когда речь идет о еще не созданном техническом объекте такое наблюдение вообще невозможно.

Для того, чтобы изучить физическую систему, используя метод математического моделирования, мы заменяем ее абстрактной системой - математической моделью - с теми же соотношениями и наша задача становится чисто математической.

Математическая постановка задачи имеет ряд серьезных достоинств.

Во-первых, она позволяет на принципиально иной основе провести предпроектное исследование системы и, используя соответствующий аналитический аппарат, выполнить с приемлемой для практики точностью сложные технические расчеты. Во-вторых, реализуя построенную математическую модель на ЭВМ, имеется возможность многократно и в широком диапазоне изменять входные параметры и условия функционирования проектируемой системы и тем самым заменить натурные испытания и экспериментальное исследование на физических моделях т.н. вычислительным экспериментом на ЭВМ.

Есть еще два важных свойства метода математического моделирования. Одно из них

состоит в том, что с помощью этого метода системы и процессы, имеющие разное физическое содержание, часто могут быть исследованы на базе одинаковых математических моделей. В качестве такого примера в таблице 2.1 приведены различные системы, в том числе и не механические, которые описываются одинаковыми математическими моделями, отличающимися лишь значениями постоянных параметров **k**. Если для механических систем (в таблице - это 1, 2, 3,4) математические модели выражаются через обобщенные перемещения и ускорения (**x, x''**, $\varphi, \varphi'', \alpha, \alpha''$), то последняя система (5) представляет собой электрический контур, в котором емкость конденсатора обозначена через **C**, его заряд в момент времени **t** - через **q(t)** и индуктивность катушки - через **L**.

Другая особенность метода математического моделирования состоит в том, что построение математических моделей не требует всеобъемлющей информации о проектируемом объекте. Достаточно знать только формы движения (поведения) системы и характер связей между ее составными частями. Например, при исследовании системы 3 (таблица 2.1) совершенно безразлично, какие опоры имеет поступательно движущаяся масса **m₁** - опоры скольжения или опоры качения, имеет ли она колесный или гусеничный движитель или каким типом соединения масса **m**, связана с массой **m₂** (нужно только знать характер движения массы **m₂** относительно массы **m₁**). Точно также для системы 2 (табл. 2.1) не имеют значения конструктивные особенности упругих опор, что представляет собой тело, опирающееся на эти опоры (корпус или кузов машины, платформу и т.п.). Важно только знать формы движения тела, полученное под воздействием каких-то внешних факторов. И больше никаких других сведений для построения математической модели не требуется.

Прежде чем практическая задача становится объектом математического исследования, она должна пройти довольно длительный путь. Для этого прежде всего нужно четко сформулировать цели исследования, изучить и проанализировать необходимую исходную информацию и соответствующим образом ее обработать, установить наиболее существенные факторы, которые должны быть учтены при построении модели, и факторы, которыми можно пренебречь. Последнее позволит получить математическую модель, поддающуюся либо аналитическому решению, либо требующую небольших затрат машинного времени при реализации модели на ЭВМ.

Упрощая математическую модель явления, исследователь как бы очерчивает границы ее применимости. Таблица 2.1 Математические модели простейших систем.

Выводы, полученные в результате реализации такой уже не будут справедливы за пределами этих. В противном мы можем прийти совершенно искаженному толкованию изучаемого явления.

№ п/п	Схема системы	Математическая модель	Параметр k
1		$\ddot{x} + k^2 x = 0$	$k^2 = \frac{c}{m}$
2		$\ddot{x} + k_1^2 x = 0;$ $\ddot{\varphi} + k_2^2 \varphi = 0$	$k_1^2 = \frac{2c}{m};$ $k_2^2 = \frac{2cl^2}{\rho_c^2 m}$
3		$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0$	$k^2 = \frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l}$
4		$\ddot{\alpha} + k^2 \alpha = 0$	$k^2 = \frac{(2m_2 g + cl_2)l_2}{m_1 l_1^2};$ $OA = l_1; OB = OE = ED = l_2.$
5		$\ddot{q}(t) + k^2 q(t) = 0$	$k^2 = \frac{1}{LC}$

модели,
границ.
случае,
к

Применение метода математического моделирования связано с использованием некоторых понятий и терминов, хорошо знакомых читателю, но требующих более строго определения.

Под процессом функционирования системы понимается последовательная смена ее состояний во времени, а под характеристикой системы-величины, характеризующие изменение состояний системы во времени. Так, профиль дороги, выраженный в функции времени $q(t)$ является одной из характеристик микропрофиля дороги. Вращающий момент на валу двигателя, выраженный в функции времени $M_d(t)$ или в функции частоты вращения вала двигателя n_d является одной из характеристик двигателя.

Параметрами системы называются величины, характеризующие ее свойства. Это, например, жесткость или давление воздуха в шинах, их размеры и грузоподъемность; номинальное тяговое усилие трактора, максимальная скорость движения машины и т.д.

Начальными условиями называются величины, определяющие начальное состояние системы. По начальным условиям находится значение произвольных постоянных общих решений обыкновенных дифференциальных уравнений. Такие задачи называются задачами с начальными условиями или задачами Коши. В этих задачах независимой переменной является время t .

Величины, определяющие границы, в которых происходит изменение состояния системы, называются граничными или краевыми условиями.

Задачи, содержащие граничные условия, в теории обыкновенных дифференциальных уравнения называются краевыми задачами, в которых частное решение удовлетворяет граничным условиям на концах отрезка $a < X < b$, т.е. при $x = a$ и $x = b$.

Состояние системы (объекта) в каждый момент времени характеризуется одной или несколькими величинами $x_1, x_2 \dots x_n$ называемыми Фазовыми координатами. Линия в пространстве, называемым фазовым пространством, которую за некоторое время описывает фазовая точка $x(t) = (x_1(t), x_2(t) \dots x_n(t))$ называется Фазовой траекторией. Начальные условия определяют точку в фазовом пространстве состояний системы, из которой исходят допустимые траектории ее развития. В частном случае, когда изменение состояний системы характеризуется двумя фазовыми координатами, фазовая траектория лежит в плоскости, называемой фазовой плоскостью.

Математическая модель - это условный образ исследуемого объекта. В общем случае под математической моделью понимается совокупность соотношений (уравнений, неравенств, формул, графических образов или логических условий), связывающих характеристики процесса с параметрами объекта (системы), исходными данными и начальными условиями.

Математическое моделирование - это процесс исследования системы с помощью математических моделей.

Математическое моделирование включает в себя не только построение математической модели системы, но и ее предварительное изучение, выделение наиболее существенных характеристик системы, экспериментальный и теоретический анализ модели, ее решения, сопоставление результатов решения с известными данными о системе, корректировку модели и т.д.

Алгоритм - это описание таких действий, последовательное выполнение которых приводит к решению задачи. Каждое отдельное действие называется шагом алгоритма. Каждый алгоритм подразумевает наличие исходных данных и ожидаемого результата. Для одной и той же задачи может существовать несколько различных алгоритмов ее решения. Например, корни квадратного уравнения:

$$x^2 + bx + c = 0$$

можно найти по формуле

$$x_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

либо по теореме Виета, устанавливающей связь между корнями x_1 и x_2 и его коэффициентами в виде:

$$x_1 \cdot x_2 = c; x_1 + x_2 = -b.$$

Существуют различные формы описания алгоритмов - словесное и в виде схемы, в которой используются специальные графические символы; последовательность выполнения действий задается соединительными линиями или стрелками между символами. При словесном описании алгоритма указывается порядок выполнения тех или иных действий (ввести величины, вычислить значение искомой величины по такой-то формуле и т.п.).

Агрегирование - преобразование модели в модель с меньшим числом переменных или ограничений. Переход к агрегированной модели может применяться с целью приближенного нахождения основных показателей системы, когда их нельзя непосредственно получить из исходной (обобщенной) модели, или когда реализация последней приводит к трудно обозримым результатам, мало пригодным для анализа.

2. Классификация математических моделей.

Известны различные классификационные признаки математических моделей, связанные с классами систем, которые они описывают, с задачами, ради которых конструируются математические модели, с формой изображения и применяемым математическим аппаратом.

Наиболее часто используются следующие классификационные признаки математических моделей.

1) По Форме изображения:

- в виде математических выражений - дифференциальных или алгебраических уравнений или неравенств. Для линейных систем, описываемых однородными уравнениями, алгебраическими или дифференциальными с постоянными коэффициентами, и содержащих несколько переменных, математическая модель может быть представлена в матричной форме (см. Приложение);
- логических условий (логические модели) - схемы алгоритмов и программ расчетов на ЭВМ;
- графических образов (графические модели) - графики, диаграммы, рисунки, эквивалентные и структурные схемы, графы.

1) По виду записи, отражающие способ действия над моделью:

- инвариантная - запись в виде выражений с помощью традиционного математического языка безотносительно к методу решения уравнения модели;
- аналитическая - запись модели в виде результата аналитического решения исходных уравнений модели, выраженного соответствующей формулой;
- алгоритмическая - запись соотношений модели и выбранного численного метода в форме алгоритма.

2) По своему назначению различают:

- имитационные модели, предназначенные для имитации физических и информационных процессов, происходящих в системе. На базе таких моделей оказывается возможным проводить т.н. вычислительный эксперимент, в основе которого лежит некоторый вариант математической модели, с помощью которой, варьируя различными параметрами задачи (значениями коэффициентов уравнений, начальными или граничными условиями и др.) можно провести детальное исследование изучаемого процесса в рамках модели, не прибегая к натурному эксперименту или к использованию физических моделей;
- оптимизационные модели, предназначенные для выявления такого состояния системы или для нахождения таких ее параметров, которые по принятому критерию будут наилучшим образом удовлетворять поставленным требованиям. Иными словами, оптимизационные модели имеют целью ответить на вопрос - "как должно быть?";
- дескриптивные модели, предназначенные для объяснения наблюдаемых явлений или для прогноза поведения системы. Такие модели отвечают на вопросы - "как это происходит?", "как это будет развиваться?".

3) В зависимости от класса систем, описываемых моделями, различают детерминированные и статистические модели. В моделях первого типа между функцией и аргументом существует функциональная зависимость, а в моделях второго типа - статистическая

зависимость. >

4) В зависимости от того, какие характерные особенности и свойства объекта отображают модели, различают:

- функциональные модели, отображающие физические и информационные процессы, происходящие в моделируемом объекте;
- структурные модели, отображающие геометрические свойства объекта;
- коммутационные модели, отображающие соединения в моделируемом объекте.

5) В зависимости от уровня абстрагирования или огрубления исследуемых систем различают микро, -макро, -мета модели.

Наименьшую степень абстракции имеют микромодели, которые наиболее полно описывают процессы, происходящие внутри отдельных частей системы (подсистемы, блоков). Такие модели позволяют, объяснить состояние системы, например, напряженное состояние или причину деформации конструкции, тепловое состояние ее элементов и т.д.

Большую степень абстракции имеют макромодели, которые уже не учитывают изменение состояния внутри подсистем и их элементов, а отражают лишь внешние их свойства, не объясняя, чем и как они вызваны.

Наибольшая степень абстракции допускается при построении метамodelей.

Если в макромоделях описываются процессы, происходящие между подсистемами (но не внутри их), то в метамodelях описываются лишь процессы между системой и внешней средой или между отдельными системами.

Математические модели, отображающие поведение объекта и описывающие лишь воздействия на его входах и реакции объекта на входные сигналы, часто называются "черным ящиком".

3. Выбор математических моделей и требования к ним.

Разнородность исследуемых и проектируемых систем, наличие большого количества факторов, от которых зависят их состояние и поведение, а также различные цели исследования, приводят к большому разнообразию математических моделей, применяемых для описания и проектирования систем.

С одной стороны математические модели должны отражать основные закономерности функционирования системы с другой - вид используемых моделей диктуется задачами исследования. В самых простых случаях системы описываются простыми алгебраическими уравнениями. В более сложных случаях, когда требуется рассмотреть явление в динамике, применяется аппарат дифференциальных уравнений (обыкновенных или с частными производными). В тех случаях, когда развитие процесса или поведение исследуемой системы зависит от большого количества сложно переплетающихся между собой факторов, детерминированные модели вообще отказываются служить и для решения таких задач, применяются методы статистического моделирования.

Детерминированные и статистические модели имеют свои достоинства и недостатки. Детерминированные модели более грубы, учитывают меньшее количество факторов, всегда требуют каких-то допущений и упрощений, но результаты расчетов по детерминированным моделям легче обозримы, отчетливее отражают присущие изучаемому явлению основные закономерности. Наконец, детерминированные модели больше приспособлены для поиска оптимальных решений.

Статистические модели по сравнению с детерминированными более точны и подробны, не требуют столь грубых допущений, позволяют учесть большое число факторов. Но у них есть недостаток: громоздкость, плохая обозримость, большой расход машинного времени при реализации на ЭВМ и, главное, крайняя трудность поиска оптимальных решений, которые приходится часто искать путем догадок и проб.

Основными требованиями, предъявляемыми к математическим моделям, являются требования адекватности, универсальности и экономичности.

Адекватность. Модель считается адекватной, если отражает заданные свойства объекта с приемлемой точностью. Точность определяется как степень совпадения значений выходных

величин модели и объекта. Если x_i - выходная величина, рассчитанная с помощью модели, а действительная выходная величина того же /-го

параметра объекта X /, то относительная погрешность ε_i модели определяется по отношению:

$$\varepsilon_i = \frac{\tilde{x}_i - x_i}{x_i}$$

Погрешность модели ε_m по совокупности n учитываемых выходных величин оценивается выражением:

$$\varepsilon_m = \sqrt{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2}$$

Точность модели может быть различна в разных условиях функционирования объекта, обусловленных различными внешними воздействиями (нагрузками, температурой внешней среды и т.п.) на моделируемый объект. Если задаться предельной допустимой погрешностью $\varepsilon_{пр}$, то в пространстве возможных изменений внешних воздействий на объект для принятых m условий его функционирования можно выделить область, в которой выполняется условие:

$$\varepsilon_m < \varepsilon_{пр}$$

Эту область называют областью адекватности модели.

Универсальность. Определив совокупность входных величин (внешних воздействий на объект) и совокупность соответствующих выходных величин x_{it} отражающих изучаемые свойства объекта, мы можем определить область адекватности модели. Очевидно, что, чем большее число внешних воздействий и соответственно большее число выходных параметров объекта может быть учтено в модели, тем шире ее возможности и тем больше универсальность модели.

Экономичность. Экономичность модели характеризуется затратами вычислительных ресурсов (машинного времени T_m и объемом оперативной памяти l_m , необходимой для реализации модели).

2.5. Использование математических моделей.

Есть три основных способа использования математических моделей: аналитическое исследование; исследование с использованием численных методов; моделирование на ЭВМ.

Математическая модель может быть задана по-разному. В одних случаях она представляется набором отдельных характеристик исследуемой системы $X_j(t) (j = 1, 2, \dots, *)$, отражающих те или иные свойства системы. Эти характеристики выражаются через соответствующие параметры системы в виде аналитических зависимостей. Математическая модель может быть также представлена в виде формул, являющихся результатом решения этих уравнений или найденных по результатам эксперимента (эмпирические модели).

Однако на практике, говоря о математической модели системы, чаще всего имеют ввиду первоначальную математическую модель, получаемую непосредственно в результате формализации рассматриваемой системы.

Например, для динамической системы, это записанные в общем виде дифференциальные уравнения движения, которые затем решаются аналитически или реализуются на ЭВМ. При использовании аналитических методов такую математическую модель необходимо преобразовать и привести к виду, удобному для интегрирования дифференциальных уравнений. Конечным результатом этих действий обычно является построение явных формул для искомых величин.

Однако использование аналитических методов, несмотря на их привлекательность и наглядность получаемых результатов не всегда оказывается возможным или приводит к

недопустимо грубым результатам. В этих случаях приходится искать другие способы использования математической модели.

Одними из них являются численные методы. Схема их использования отличается от аналитических методов тем, что после преобразования математической модели в систему уравнений, допускающую их решение численными методами, необходимо вручную, а чаще с помощью ЭВМ, произвести необходимые вычисления, т.е. реализовать соответствующий численный метод. При исследовании систем численными методами результаты обычно получаются в виде таблицы искомых величин для принятого набора значений параметров системы и начальных условий.

Но и применение численных методов во многих случаях ограничено сложностью преобразований математической модели в соответствующую систему уравнений, т.к. применение вычислительной техники ограничивается при этом лишь автоматизацией вычислений.

Наконец, третий способ использования математических моделей, это моделирование на ЭВМ. Под этим способом традиционно понимается процесс составления программы, воспроизводящей изменение состояний системы, и получение с помощью этой программы данных, для сбора которых в ином случае пришлось бы проводить натурный эксперимент. Для моделирования на ЭВМ разрабатывается моделирующий алгоритм и программа, с сохранением логической структуры, последовательности чередования во времени, а иногда и физического содержания процесса, описываемого математической моделью исследуемой системы.

4. Основные этапы формализации прикладных задач.

Можно выделить три основных этапа формализации прикладных задач: содержательное описание изучаемого явления или объекта проектирования, построение формализованной схемы и, наконец, построение математической модели.

Когда сформулирована поставленная задача, необходимо прежде всего собрать необходимую информацию об объекте, систематизировать и обработать ее.

Если исследуемые объекты или процессы относятся к случайным системам, в которых или начальные условия, или условия функционирования, или параметры системы, либо все вместе являются случайными величинами, нужно собрать дополнительный статистический материал, достаточный для вычисления необходимых вероятностных характеристик.

Содержательное описание системы (процесса) в словесном выражении обобщает все сведения о физической природе системы, ее количественных характеристиках, характер взаимодействий между отдельными элементами системы и последней с внешней средой.

Кроме этих сведений нужно в общем виде сформулировать постановку прикладной задачи и требуемую точность расчетов. На этапе содержательного описания постановка задачи может не иметь строгой математической формулировки, но она должна содержать полный перечень зависимостей, подлежащих оценке по результатам моделирования.

Следующий этап - построение формализованной схемы, которая должна основываться на точной математической формулировке задачи.

Формализованная схема может быть дана в форме словесного описания, в котором все сведения делаются уже в формальном виде. При проектировании сложных технических систем формализованная схема сопровождается графическим изображением системы в виде эквивалентных или структурных схем. К графическому построению формализованных схем прибегают в тех случаях, когда ввиду сложности системы непосредственный переход от содержательного описания к математической модели может вызвать большие трудности.

Построение математической модели сводится к получению соотношений, описывающих интересующие характеристики системы в функции ее параметров, внешних возмущений и начальных условий. Для некоторых систем могут быть использованы типовые математические схемы, для других требуется построить оригинальную математическую модель.

2.1.3 Результаты и выводы:

Изучили математическое моделирование мобильных систем и энергетических модулей

2.1 Практическое занятие №3 (2 часа).

Тема: «Методические принципы проектирования технологических процессов и мобильных систем в САПР»

2.1.1 Задание для работы:

1. САПР. Определение. Виды обеспечения САПР, Их названия и содержание
2. САПР. Принципы разработки и стадии создания
3. САПР. Комплекс средств автоматизированного проектирования. Основные структурные части. Требования, предъявляемые к комплексу средств

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

1 САПР. Определение. Виды обеспечения САПР, Их названия и содержание.

САПР-комплекс средств автоматизации и проектирования, взаимосвязанных с необходимыми подразделениями проектных организаций, или коллективами специалистов (пользователей) выполняющей автоматизированное проектирование.

Комплекс средств САПР:

✚ техническое обеспечение(ТО),

✚ матем. Обес-ние(МО),

✚ программное обес-ние(ПО),

✚ информационное обес-ние(ИО),

✚ методическое обес-ние, организационное обес-ние(ОО).>

✚ ТО-комплекс технических средств, предназначенный для работы автоматизир. системы.

Технические средства предназначены для работы с информацией. Они призваны выполнять следующие виды работы: преобразование инф-ции(изменение формы представления, языка); перемещение инф-ции, передачу данных в пространстве; перемещение во времени(фиксация данных, запоминание); обработку данных(сортировка, комбинирование); размножение данных. Основу составляют средства вычислительной техники.

✚ МО- совокупность методов и алгоритмы, позволяющих строить экономико-матем. модели задач проект-ия. Применение методов зависит от свойств объектов проектирования и характера решаемых задач. С методами Связаны алгоритмы решения задач(алгоритм принятия решения, алгоритм анализа, вспомогательные алгоритмы. Количественное выражение свойств называется параметрами объекта. Выходные пар-ры характеризуют свойства системы, входные -свойства внешней среды. Внутренние параметры-свойства элементов системы.

✚ ПО - совокупность программ и программной документации, используемой в САПР. ПО делится на общесистемное, базовое(графический редактор), прикладное(пакеты прикладных программ, для выполнения проектных процедур). Необходимо выбирать с учетом возможного усовершенствования системы САПР; удобства освоения и сопровождения системы, полнота документации; получения документации в соответствии с принятыми конкретными организациями стандартами, получение выходной инф-ции; функциональное обеспечение всех функций, решение всех задач проектирования. Требования ПО: правильность работы, быстроедействие, удобно читаемость, наличие удобного интерфейса.

✚ ИО - совокупность средств и методов построения информац. базы и подразделяется на внешнюю(система классификации и кодирования, нормативно-справочные документы, оперативные документы, методические и инструктивные материалы) и внутримашинное (информационные массивы и программы). Всю информацию делят на входную, выходную и промежуточную. Входная -совокупность исходных данных, необходимых для решения (все первичные данные, нормативно-справочная инф-ия, преобразование данных); промежуточные- полученные ранее в результате решения одних задач и используемые для решения других, но не окончательные результаты решения задач; выходная - полученная как

результат решения задач и предназначенная для непосредственного использования в проектировании.

✚ Методическое обеспечение - совокупность методических материалов, способствующих разработке и функционированию САПР. Разработка этого обеспечения должна предварять создание других компонентов обеспечивающей части.

✚ ОО - совокупность средств и методов, предназначенных для проведения технико-экономического анализа существующей системы проектирования и технологии строительства. Ф-ции: выбор направлений совершенствования; выбор и постановка задач; формулировка требований к комплексу технических средств; внедрение новых методов решения задач.

2 САПР. Принципы разработки и стадии создания.

САПР-комплекс средств автоматизации и проектирования, взаимосвязанных с необходимыми подразделениями проектных организаций, или коллективами специалистов (пользователей) выполняющей автоматизированное проектирование. Стадии разработки

1. Исследование и обоснование создания,
2. Разработка технического задания,
3. Эскизный проект,
4. Технический проект,
5. Разработка рабочей документации,
6. Изготовление не серийных компонентов средств автоматизации,
7. Ввод в действие.
1. Предпроектное обследование автоматизируемого объекта, сбор и анализ данных - [обследование функциональной структуры проектной организации (как часто выполняются операции, с какой периодичностью); Обследование существующих средств, их производительность; изучение информационных потоков (какие документы входят в состав, составление схемы документооборота); обследование материальных потоков; исследование уровня подготовки персонала (анкетирование, опрос)] , а также происходит разработка и оформление предварительных требований САПР. На этой стадии создаются документы, заявки на создание САПР и ТЭО (технико-экономическое обоснование). Состав ТЭО:
 1. Данное обследование- исходное положение организации;
 2. Обоснование цели создания автоматизированных систем;
 3. Обоснование комплексов автоматизации Задач (что автоматизировать, с чего начинать);
 4. Перечень организационно-технических мероприятий (в том числе потребность в кадрах);
 5. Выводы и предложения (определяются затраты на систему, делается общая оценка эконом. целесообразности и необходимости внедрения, рекомендации по усовершенствованию управления и процесса проектирования.)
2. Проводят научно-исследовательские работы. Определяется возможность автоматизации процедур выявленных на первом этапе. Формируется функциональная структура САПР, разрабатывается несколько вариантов и выбор наилучшего, затем его описание. Разрабатывается техническое задание (ТЗ).

ТЗ состоит

1. Наименование и область применения системы
2. Основание для создания системы,
3. Характеристика объектов проектирования,
4. Цель и назначение системы, должны быть указаны возможности развития системы, её перспективность, и критерии эффективности её работы,
5. Характеристика процесса проектирования (общее описание, требование к входным, выходным данным, разделение операций на ручные и автоматизированные),

6. Общее требование к САПР. В него входят Требования к функциональной структуре, и требования к обеспечивающим структурам(функц. Структура, матем. и технич. Обеспечение, информационная база, взаимосвязь с другими системами),
 7. Техничко-экономический показатель. Включает расчет Затрат на создание САПР, расчет на внедрение системы, на эксплуатацию, ожидаемый экономич. эффект,
 8. Этапы разработки и внедрения, сроки их выполнения,
 9. Порядок испытания и ввода в действие.
3. Включает принятие предварительных решений, разрабатываются различные варианты, выбор лучшего. В результате разрабатываются документы, и техническое задание на разработку специализированных средств.
 4. Принятие окончательных решений, дающих полное представление разрабатывания систем. Включает разработку общесистемных вопросов, взаимосвязи между подсистемами, связь с другими системами. В результате создаются: ведомости технического проекта, пояснительная записка, задания на строительные, сантехнические, электротехнические работы, технические задания на программы, план мероприятий по подготовки строительные, сантехнические, электротехнические работы, технические задания на программы, план мероприятий по подготовки системы к вводу в действие, описание проектных операций.
 5. Разработка рабочей документации, предназначенной для создания программных средств, эксплуатации (программная документация, а именно- руководство программиста, оператора, описание контрольного примера; технологические инструкции по обработке данных; должностные инструкции; ведомость документов рабочего проекта. На этой стадии могут разрабатываться или адаптироваться программные средства. 4 и 5 этап может вестись в одной стадии и называться технорабочий проект.
 6. Изготовление не серийных компонентов. Включает 2 этапа: изготовление, автономная отладка и испытание.
 7. Основной исполнитель заказчик(в остальных разработчик) при участие разработчика. Ввод в действие состоит из: подготовка организаций к вводу в действие, строительно-монтажные работы, отделка помещений, установка оборудования, пусконаладочные работы, проведение опытной эксплуатации(должен быть выполнен полностью план мероприятий к внедрению, приняты в эксплуатац. технич. средства, обучен и подготовлен персонал),проведение приёмочных испытаний, устранения замечаний, выявленных в результате приемки системы.

3 САПР.Комплекс средств автоматизированного проектирования. Основные структурные части. Требования, предъявляемые к комплексу средств.

САПР-комплекс средств автоматизации и проектирования, взаимосвязанных с необходимыми подразделениями проектных организаций, или коллективами специалистов (пользователей) выполняющей автоматизированное проектирование.

ГОСТ делит САПР на 9 групп.

1. САПР изделия машиностроения,
2. САПР изделия приборостроения(в том числе радиоэлектр.),
3. САПР технологических процессов(в машиностроении и приборостроении),
4. САПР объектов строительства,
5. САПР технологических процессов в строительстве,
6. САПР программных изделий,
7. САПР организационных систем,
8. резервные группы.

Комплекс средств САПР:

- техническое обеспечение(ТО),
- матем. Обес-ние(МО),
- программное обес-ние(ПО),
- информационное обес-ние(ИО),

✚ методическое обеспечение, организационное обеспечение(ОО).>

✚ ТО-комплекс технических средств, предназначенный для работы автоматизир. системы.

Технические средства предназначены для работы с информацией. Они призваны выполнять следующие виды работы: преобразование инф-ции(изменение формы представления, языка);перемещение инф-ции, передачу данных в пространстве; перемещение во времени(фиксация данных, запоминание);обработку данных(сортировка, комбинирование);размножение данных. Основу составляют средства вычислительной техники.

✚ МО- совокупность методов и алгоритмы, позволяющих строить экономико-матем. модели задач проектирования. Применение методов зависит от свойств объектов проектирования и характера решаемых задач. С методами связаны алгоритмы решения задач(алгоритм принятия решения, алгоритм анализа, вспомогательные алгоритмы. Количественное выражение свойств называется параметрами объекта. Выходные пары характеризуют свойства системы, входные -свойства внешней среды. Внутренние параметры-свойства элементов системы.

✚ ПО - совокупность программ и программной документации, используемой в САПР.ПО делится на общесистемное, базовое(графический редактор), прикладное(пакеты прикладных программ, для выполнения проектных процедур).Необходимо выбирать с учетом возможного усовершенствования системы САПР; удобства освоения и сопровождения системы, полнота документации; получения документации в соответствии с принятыми конкретными организациями стандартами, получение выходной инф-ции; функциональное обеспечение всех функций, решение всех задач проектирования. Требования ПО: правильность работы, быстроедействие, удобно читаемость, наличие удобного интерфейса.

✚ ИО - совокупность средств и методов построения информац.базы и подразделяется на внешнюю(система классификации и кодирования, нормативно-справочные документы, оперативные документы, методические и инструктивные материалы) и внутримашинное (информационные массивы и программы).Всю информацию делят на входную, выходную и промежуточную. Входная -совокупность исходных данных, необходимых для решения (все первичные данные, нормативно-справочная инф-ия, преобразование данных); промежуточные- полученные ранее в результате решения одних задач и используемые для решения других, но не окончательные результаты решения задач; выходная - полученная как результат решения задач и предназначенная для непосредственного использования в проектировании.

✚ Методическое обеспечение - совокупность методических материалов, способствующих разработке и функционированию САПР. Разработка этого обеспечения должна предварять создание других компонентов обеспечивающей части.

✚ ОО -совокупность средств и методов, предназначенных для проведения технико-экономического анализа существующей системы проектирования и технологии строительства. Ф-ции: выбор направлений совершенствования;выбор и постановка задач;формулировка требований к комплексу технических средств;внедрение новых методов решения задач.

2.1.3 Результаты и выводы:

Изучить методические принципы проектирования технологических процессов и мобильных систем в САПР

2.1 Практическое занятие №4 (2 часа).

Тема: «Построение физических моделей и математическое описание экспериментальных исследований МЭС»

2.1.1 Задание для работы:

1. Построение математической модели

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

Построение математической модели сводится к анализу закономерностей исследуемого процесса, формализации этих закономерностей, т.е. записи уравнений модели в общем виде, определению числовых значений параметров модели и проверке адекватности модели. Последовательность этапов построения математической модели можно представить в виде блок-схемы:

1. **Экспериментальное исследование** проводится для анализа внутренних закономерностей исследуемого объекта и получения информации, необходимой для определения параметров модели. Объем экспериментальных исследований зависит от степени изученности объекта, выбор метода экспериментальных исследований – от типа объекта.

2. **Формулирование гипотез о механизме процесса** основывается на априорных сведениях об исследуемом объекте. Формулирование гипотез состоит в установлении основных закономерностей процессов, состава элементарных стадий и их взаимосвязи.

3. **Математическое описание процесса** состоит в формализации гипотез, т.е. записи математических соотношений, связывающих переменные и параметры процесса. Под переменными (факторами) понимают переменные величины, характеризующие состояние процесса или объекта (производительность, рентабельность, себестоимость, фондовооруженность и т.д.), под параметрами – некоторые коэффициенты (постоянные или переменные), которые отображают характеристики объекта.

Экзогенные (независимые) переменные – это переменные, значения которых формируются вне модели.

Эндогенные (зависимые) переменные – это переменные, значения которых формируются внутри модели, в зависимости от значений экзогенных переменных.

Параметры модели – числовые константы, значения которых определяются (идентифицируются) по экспериментальным данным таким образом, чтобы обеспечить адекватность модели.

Простейшую модель можно представить в виде функциональной зависимости между зависимой (эндогенной) переменной Y и независимыми (экзогенными) переменными :

где a_0, a_1, \dots, a_n – параметры модели.

Методы построения модели м.б. разными в зависимости от целей моделирования и степени полноты знаний об исследуемом объекте. В этом смысле различают вероятностный и детерминированный подходы. **Вероятностный подход** используется, когда знаний о внутренней структуре объекта недостаточно или они отсутствуют совсем. Тогда математическую модель получают на основе некоторой статистической информации о поведении объекта, измеренной на ее входах и выходах. Уравнение модели при этом представляет собой, как правило, полином заданной степени (уравнение регрессии), его использование для анализа объекта имеет существенные ограничения.

Детерминированный подход используется тогда, когда есть определенная информация о внутренней структуре исследуемого объекта. Он основан на использовании физических и физико-химических законов и закономерностей, свойственных исследуемому процессу.

4. **Разработка моделирующего алгоритма.** Здесь выбирается алгоритм решения уравнений модели. Если уравнения модели записаны в виде дифференциальных, то м.б. выбраны такие методы, как метод Эйлера, Рунге-Кутты, конечных разностей; если уравнения модели являются системой алгебраических уравнений, то м.б. выбран метод Гаусса, метод исключений и т.д.

5. **Формулирование критерия адекватности.** Основное требование, предъявляемое к модели, состоит в обеспечении адекватности, т.е. достаточной близости значений выходных переменных, получаемых по модели ($Y^{расч}$), и соответствующих $Y^{эксп}$, полученных

экспериментально. Количественная мера адекватности – критерий адекватности – чаще всего записывается в следующем виде:

, где T – заданное время наблюдения.

6. Идентификация параметров модели. Математическая модель будет адекватна объекту, когда критерий S достигнет минимума. Т.к. в уравнении модели есть параметры, для обеспечения адекватности модели необходимо определенным образом рассчитать параметры (выполнить идентификацию параметров модели). Здесь важным является правильный метод оптимизации (минимизации S).

7. Проверка адекватности модели состоит в сравнении дисперсий модельных и экспериментальных результатов и принятии или отклонении проверяемой гипотезы. В случае непринятия гипотезы осуществляется возврат к этапу 3 для проработки следующей гипотезы по всем рассмотренным этапам. После принятия какой-либо из гипотез математическая модель готова к использованию ее для решения конкретных задач.

На каждом этапе построения модели соблюдаются определенные правила ее испытания, проверки. При этом обнаруживаются и устраняются недостатки, наиболее типичными из которых являются четыре:

- включение в модель *несущественных* (для данной задачи) *переменных*;
- невключение в модель *существенных переменных*;
- недостаточно точная *оценка параметров* модели;
- недостатки в *структуре* модели, т.е. неправильное определение зависимостей между переменными, а в случае оптимизации – зависимости принятого *критерия* от управляемых и неуправляемых переменных.

Выделяют следующие основные типы задач экономики и соответствующие им модели:

- модели конфликтных ситуаций в экономике;
- модели сетевого планирования и управления;
- модели систем массового обслуживания;
- модели сферы потребления;
- модели сферы производства;
- модели общего экономического равновесия;
- общие модели развития экономики.

Любая задача экономики сводится к задаче принятия решения или задаче управления. Во всех случаях речь идет о выборе наилучшего (оптимального) решения. В основе всех экономических проблем лежит задача оптимизации. Именно эта задача занимает центральное место в ЭММ.

2.1.3 Результаты и выводы:

Научиться строить физические модели и математическое описание экспериментальных исследований МЭС

2.1 Практическое занятие №5 (2 часа).

Тема: «Общие задачи механики тягово-транспортных систем»

2.1.1 Задание для работы:

1. Общие задачи механики тягово-транспортных систем

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

В мировой практике для многих колесных машин (легковых и грузовых автомобилей различного назначения, тягачей, автобусов, прицепов) в том числе, для внедорожных машин, работающих в условиях лесоразработок, сельского хозяйства, на строительстве дорог и различных объектов, предусматривается большое количество размеров и типов шин: бескамерных, широкопрофильных и других.

Применение колес с пневматическими шинами на таких машинах позволяют амортизировать колебания машины, вызванные неровностями поверхности качения, и тем самым повысить скорости движения, значительно уменьшить деформацию грунтов под колесами (примерно на 50% по сравнению с металлическим колесом) и, следовательно, уменьшить расход топлива (примерно на 25%), повысить КПД.

Несмотря на то, что все тракторы, сельскохозяйственного и общего назначения, как и дорожно-строительные машины, работают обычно вне дорог, в относительно сходных условиях, шины для них делаются различные как по основным параметрам (грузоподъемность, размеры, а также допускаемые скорости движения), так и по рисунку протектора. Объясняется это тем, что все сельскохозяйственные тракторы и машины при движении по обрабатываемым полям не должны производить чрезмерного уплотнения почвы, так как это снижает урожайность.

Для землевозных машин, лесовозов и других грузовых автомобилей, работающих в условиях бездорожья, на коротких плечах со скоростью движения до 19,5 м/с (70 км/ч) рекомендуются обычные шины размером от 12,00-20 до 36,00-51 (первое число с двумя нулями обозначает ширину профиля шины, а второе число - диаметр обода колеса в дюймах) с нормой слойности корда от 14 до 58, допустимой нагрузкой от 15,7 до 350 кН при давлении воздуха в шине от 0,176 до 0,56 МПа. Для землевозных и землеройных машин при тех же условиях эксплуатации рекомендуются широкопрофильные шины размером от 20,5-25 до 37,5-51 (первое число с десятичной дробью обозначает ширину профиля шины, а второе число - диаметр обода колеса в дюймах) с нормой слойности корда от 12 до 14, допустимой нагрузкой от 32,5 до 222 кН при давлении воздуха в шинах от 0,176 до 0,386 МПа.

При ограничении скорости движения до 48 км/ч для тех же шин и давлении воздуха в шинах, допустимая нагрузка соответственно возрастает от 18,5 до 410 кН и от 39,2 до 268 кН.

Для тягачей, работающих в горных условиях и на лесных разработках со специально построенными дорогами с твердым покрытием при скоростях движения до 80 км/ч, рекомендуется типоразмерный ряд шин с металлическим кордом размером от 7,00-20 до 14,0-25 с нормой слойности корда от 10 до 18, допустимой нагрузкой от 8,4 до 43,2 кН при давлении воздуха в шинах от 0,281 до 0,668 МПа.

За рубежом для сельскохозяйственных тракторов и машин шины выпускаются в очень широком ассортименте, что соответствует широкой номенклатуре самих машин. Для ведущих колес сельскохозяйственных тракторов выпускаются шины размером от 7,50-16 до 28,1-26, рассчитанные на максимальную скорость 8,8 м/с (32 км/ч). Норма слойности корда для таких шин 4...6 и в отдельных случаях 8...12; грузоподъемность 3,6...40 кН при давлении воздуха в шинах 0,084...0,155 МПа и в отдельных случаях около 0,2 МПа.

Шины с регулируемым давлением позволяют во время движения изменять давление воздуха в них примерно с 0,35 до 0,05 МПа, в результате чего опорная площадь шины увеличивается в три-четыре раза, обеспечивая меньшую деформацию грунтов под колесами.

Арочные шины отличаются большой шириной профиля, их конструкция рассчитана на использование на обычных грузовых автомобилях; они устанавливаются на задний мост взамен сдвоенных колес. Низкое давление воздуха в арочных шинах (0,05...0,15 МПа) и достаточно высокие грунтозацепы обеспечивают хорошую проходимость автомобилей с колесной формулой 4x2 по мягким грунтам, песку, заболоченной местности. В то же время арочные шины не рассчитаны на длительную эксплуатацию по дорогам с твердым покрытием, т.к. наличие редких и высоких грунтозацепов приводит к значительным деформациям каркаса и к его разрушению.

В еще большей степени проходимость колесных машин по мягким грунтам увеличивается при применении пневмоклатков, имеющих давление воздуха 0,01...0,035 МПа и значительно большую ширину профиля. Но пневмоклатки могут применяться только на специально приспособленных к ним машинах.

Отечественными стандартами регламентируются основные параметры и технические требования к шинам.

2.1.3 Результаты и выводы:

Изучить общие задачи механики тягово-транспортных систем

2.1 Практическое занятие №6 (2 часа).

Тема: «Задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем»

2.1.1 Задание для работы:

1. Деформативные свойства грунтов
2. Характеристики пневмоколесных шин
3. Приведенная жесткость системы "поверхность"
4. Сопротивление качению и несущая способность колес и гусениц
5. Сцепление шин и гусениц с поверхностью качения

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Деформативные свойства грунтов.

Тяговая способность колесных и гусеничных машин и такие их характеристики, как сопротивление качению, коэффициент сцепления и тяговый КПД, во многом зависят от механических характеристик грунта: сопротивления смятию и сдвигу.

Эти свойства грунтов зависят от их состояния - влажности, связности, прилипания.

Зависимости, устанавливающие связь между деформативными параметрами грунтов и параметрами шин и гусениц, носят, как правило, эмпирический характер и поэтому в значительной степени зависят от условий проведения эксперимента и применяемой при этом измерительной аппаратуры.

Так, по М. Дж. Беккеру статическая осадка колеса Z на мягком грунте определяется по формуле:

$$z = \left(\frac{p}{k_c k_\phi b} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (a)$$

где: p - удельное давление колеса на грунт, $p = \frac{G_k}{l_k b}$;

G_k - вертикальная нагрузка на колесо;

l_k и b - длина и ширина площадки контакта колеса с опорной поверхностью;

n - коэффициент осадки почвы (грунта);

k_c и k_ϕ - коэффициенты деформации грунта.

Характеристика грунта	Обычный	Мягкий глинистый	Сухой песок
показатели			
n	0,5	0,5	1,0
деформативности			
k_c	2,0	0,25	1,1
грунта			
k_ϕ	1,2	0,97	1,1

Сила сопротивления качению колеса по Беккеру:

$$P_f = \frac{mb}{n+1} \left[\frac{3G_k}{(3-n)mb\sqrt{D_k}} \right]^{\frac{2n+2}{2n+1}} \quad (б)$$

где: $m = k_c b + k_\phi$, D_k - диаметр колеса.

Тяговое усилие на пневмоколесных и гусеничных движителях по формуле того же автора:

$$T_k = 2G_k \left(1 - \frac{2h}{b} \right) + G_k \operatorname{tg} \left[1 + 0,64 \left(\frac{h}{b} \operatorname{arctg} \frac{h}{b} \right) \right] - P_f, \quad (в)$$

где: h - высота грунтозацепа движителя;
 ϕ - коэффициент трения между движителями и грунтом.

Для мягких грунтов $\operatorname{tg} \phi = 10^\circ$, для обычных грунтов $\operatorname{tg} \phi = 30^\circ$, для сухого песка $\operatorname{tg} \phi = 35^\circ$.

В формуле (в) первым членом определяется составляющая касательной реакции, обусловленная связностью грунта, а вторым членом - составляющая реакции вследствие силы трения движителей о грунт.

Для песчаных грунтов первая составляющая реакции практически равна нулю и в этом случае величина тягового усилия T_k пропорциональна весу машины и не зависит от формы колесного оборудования.

Удельное давление на грунт, оказываемое колесами при заданном значении осадки грунта Z может быть определено по формуле:

$$p \approx \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (з)$$

Общее количество энергии, затраченное на уплотнение грунта по всей площадке контакта, определяется выражением:

$$E = 2sb \int_0^z p dz, \quad (д)$$

где: s - путь, проходимый колесом, равный длине l_k площадки контакта.

Из этого выражения можно найти силу P_f сопротивления качению:

$$P_f = \frac{E}{s} = 2b \int_0^z p dz \quad (е)$$

Таким образом, величину P_f — называемую силой сопротивления качения, можно представить как удельное сопротивление качению, т.е. работу деформации E , отнесенную к единице пути, пройденного колесом (гусеницей) положение a_1 а затем проходит путь в обратном направлении по кривой $a_2 - a_3 - a_4$ сложной формы. При качении ведомого колеса точка смещается только в направлении движения колеса. Для гусеничного движителя траектории движения точек грунта спрямляются; вначале точка a_0 стремится повторить траекторию движения точек ведущего колеса, но затем смещаясь назад, движется почти по горизонтали.

Подобное перемещение частиц грунта под колесными и гусеничными движителями вполне объясняется кинематикой качения каждого из них.

Распределение напряжений в грунте под действием нормальных нагрузок, предающихся в зоне контакта через колеса или гусеницы машины, характеризуются

изограммами напряжений; такие изограммы получаются с помощью датчиков, заложенных в грунт. На рис. 14.2а показана изограмма напряжений в грунте под сдвоенным колесом (ширина профиля шины $b = 640$ мм). Из этой изограммы видно, что величина контактных давлений p_k с глубиной погружения уменьшается, причем максимальное давление возникает под серединой профиля шины. Напряжения, возникающие под гусеницей (рис. 14.2 б) меньше, чем под колесом, но максимальные давления также возникают под серединой ширины гусеницы.

В механике грунтов зависимость между нормальными напряжениями (σ и полной деформацией грунта z устанавливается экспериментально путем вдавливания в грунт жесткого штампа. Наиболее распространенной зависимостью между этими величинами является выражение:

$$\sigma = Cz^\alpha,$$

где: $\alpha - 0,5 \dots 1,0$ - зависит, в основном, от влажности грунта.

Академиками В.П. Горячкиным и В.А. Желиговским зависимость между удельным давлением на грунт p и его деформацией приблизительно определяют уравнением:

$$p = qz,$$

где: q - размерный коэффициент (Н/см^3), называемый коэффициентом объемного смятия грунта (почвы), показывает насколько возрастает сила реакции грунта смятию, когда его объемная деформация возрастает на единицу.

В расчетных зависимостях, определяющих сопротивление качению колес и гусениц по деформируемому основанию, обычно используется коэффициент деформативности грунта k , обратный коэффициенту q и имеющий размерность $\text{см}^3/\text{Н}$. Коэффициент деформативности грунта показывает, насколько возрастает его объемная деформация при возрастании на единицу нормальной нагрузки на штамп, сминающий грунт.

Ниже приводятся средние значения коэффициентов деформативности грунтов k ($\text{см}^3/\text{Н}$) = k ($\text{м}^3/\text{МН}$)

Асфальт $0,00275 \cdot 10^{-3}$

Гравий $0,153 \cdot 10^{-3}$

Грунт болотистый 0,82

Грязь глубокая $0,71 \dots 0,82$

Дорога:

грунтовая сухая 0,00235

снежная среднеукатанная $0,0082 \dots 0,02$

снежная предельноукатанная. ... $0,00153 \dots 0,0038$

залежь 0,058

Песок:

влажный 0,136

сухой 0,344

Покров снежный:

рыхлый. $4,3 \dots 9,2$

слабоуплотненный. $0,224 \dots 0,54$

Поле свежеспаханное. 0,133

Стерня 0,0224

2. Характеристики пневмоколесных шин.

В мировой практике для многих колесных машин (легковых и грузовых автомобилей

различного назначения, тягачей, автобусов, прицепов) в том числе, для внедорожных машин, работающих в условиях лесоразработок, сельского хозяйства, на строительстве дорог и различных объектов, предусматривается большое количество размеров и типов шин: бескамерных, широкопрофильных и других.

Применение колес с пневматическими шинами на таких машинах позволяют амортизировать колебания машины, вызванные неровностями поверхности качения, и тем самым повысить скорости движения, значительно уменьшить деформацию грунтов под колесами (примерно на 50% по сравнению с металлическим колесом) и, следовательно, уменьшить расход топлива (примерно на 25%), повысить КПД.

Несмотря на то, что все тракторы, сельскохозяйственного и общего назначения, как и дорожно-строительные машины, работают обычно вне дорог, в относительно сходных условиях, шины для них делаются различные как по основным параметрам (грузоподъемность, размеры, а также допускаемые скорости движения), так и по рисунку протектора. Объясняется это тем, что все сельскохозяйственные тракторы и машины при движении по обрабатываемым полям не должны производить чрезмерного уплотнения почвы, так как это снижает урожайность.

Для землевозных машин, лесовозов и других грузовых автомобилей, работающих в условиях бездорожья, на коротких плечах со скоростью движения до 19,5 м/с (70 км/ч) рекомендуются обычные шины размером от 12,00-20 до 36,00-51 (первое число с двумя нулями обозначает ширину профиля шины, а второе число - диаметр обода колеса в дюймах) с нормой слойности корда от 14 до 58, допустимой нагрузкой от 15,7 до 350 кН при давлении воздуха в шине от 0,176 до 0,56 МПа. Для землевозных и землеройных машин при тех же условиях эксплуатации рекомендуются широкопрофильные шины размером от 20,5-25 до 37,5-51 (первое число с десятичной дробью обозначает ширину профиля шины, а второе число - диаметр обода колеса в дюймах) с нормой слойности корда от 12 до 14, допустимой нагрузкой от 32,5 до 222 кН при давлении воздуха в шинах от 0,176 до 0,386 МПа.

При ограничении скорости движения до 48 км/ч для тех же шин и давлении воздуха в шинах, допустимая нагрузка соответственно возрастает от 18,5 до 410 кН и от 39,2 до 268 кН.

Для тягачей, работающих в горных условиях и на лесных разработках со специально построенными дорогами с твердым покрытием при скоростях движения до 80 км/ч, рекомендуется типоразмерный ряд шин с металлическим кордом размером от 7,00-20 до 14,0-25 с нормой слойности корда от 10 до 18, допустимой нагрузкой от 8,4 до 43,2 кН при давлении воздуха в шинах от 0,281 до 0,668 МПа.

За рубежом для сельскохозяйственных тракторов и машин шины выпускаются в очень широком ассортименте, что соответствует широкой номенклатуре самих машин. Для ведущих колес сельскохозяйственных тракторов выпускаются шины размером от 7,50-16 до 28,1-26, рассчитанные на максимальную скорость 8,8 м/с (32 км/ч). Норма слойности корда для таких шин 4...6 и в отдельных случаях 8...12; грузоподъемность 3,6...40 кН при давлении воздуха в шинах 0,084...0,155 МПа и в отдельных случаях около 0,2 МПа.

Шины с регулируемым давлением позволяют во время движения изменять давление воздуха в них примерно с 0,35 до 0,05 МПа, в результате чего опорная площадь шины увеличивается в три-четыре раза, обеспечивая меньшую деформацию грунтов под колесами.

Арочные шины отличаются большой шириной профиля, их конструкция рассчитана на использование на обычных грузовых автомобилях; они устанавливаются на задний мост взамен сдвоенных колес. Низкое давление воздуха в арочных шинах (0,05...0,15 МПа) и достаточно высокие грунтозацепы обеспечивают хорошую проходимость автомобилей с колесной формулой 4x2 по мягким грунтам, песку, заболоченной местности. В то же время арочные шины не рассчитаны на длительную эксплуатацию по дорогам с твердым покрытием, т.к. наличие редких и высоких грунтозацепов приводит к значительным деформациям каркаса и к его разрушению.

В еще большей степени проходимость колесных машин по мягким грунтам увеличивается при применении пневмоклатков, имеющих давление воздуха 0,01...0,035 МПа и значительно большую ширину профиля. Но пневмоклатки могут применяться только на специально приспособленных к ним машинах.

Отечественными стандартами регламентируются основные параметры и технические

требования к шинам.

3. Приведенная жесткость системы "поверхность качения - колесо (гусеница)".

В задачах динамики свойство жесткости (упругости) часто приписывается материалам и предметам, которые в действительности этим свойством не обладают или оно проявляется в очень узком диапазоне изменения сил и деформаций. В значительной степени это относится и ко многим грунтам (почвам). В таких случаях понятие "жесткость" имеет весьма условное значение, определяя величину усилия, которое нужно приложить к деформатору, действующему на данный предмет, чтобы деформатор переместился (или углубился) на единицу длины.

При взаимодействии колеса с грунтом таким деформатором является катящееся колесо. Глубину колеи, которую образует при качении колесо с жестким ободом, можно определить по формуле Горячкина-Грандвуане:

$$h = 0,01 k^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{\frac{G^2}{b^2 D_k}} \quad (14.1)$$

здесь: k - коэффициент деформативности, $\text{м}^3/\text{МН}$;

G - вертикальная нагрузка на колесо, Н;

b и D_k - ширина обода и диаметр колеса, м.

С учетом этого выражения опорная жесткость системы "колесо-грунт", равная отношению нагрузки на колесо G к глубине h образуемой им колеи, определяется по формуле

$$h = 100^3 \sqrt[3]{\frac{G b^2 D_k}{k^2}}, \quad (14.2)$$

При качении колеса с пневматической шиной нормальная нагрузка, действующая на колесо, вызывает радиальную деформацию шины и вертикальную деформацию: поверхности качения (грунта).

Радиальная деформация шины в первом приближении может быть определена по формуле:

$$\delta_r = 0,15 \frac{G}{p} \frac{1}{10^4} \sqrt{\frac{1+10,2p}{b D_k}} \quad (14.3)$$

де: p - давление воздуха в шине, МПа;

b и D_k - ширина и диаметр шины, м;

G - нормальная нагрузка на колесо, Н.

Тогда радиальная жесткость шины: $c_r = \frac{G}{\delta_r}$.

Глубина колеи, образованная при качении колеса с пневматической шиной, приближенно можно определить по формуле:

$$h = 0,5 k^{\frac{2}{3}} \frac{1}{10^2} \sqrt[3]{\frac{G^2 (1+10,2p)}{b^2 D_k}} \quad (14.4)$$

Тогда опорная жесткость грунта для рассматриваемого случая определяется отношением:

$$c_{\text{оп}} = \frac{G}{h};$$

Приведенная жесткость системы "колесо (пневматик)-поверхность качения" будет равна:

$$c_{ш} = \frac{c_r c_{оп}}{c_{оп} + c_r} = \frac{c_r}{1 + \frac{h}{\delta_r}} \quad (14.5)$$

В табл. 14.1 приведены расчетные значения жесткости $c_{ш}$ для шины 15.00-20,0.

Таблица 14.1. Жесткость системы "пневматик-поверхность качения", $c_{ш}$, кН/м

Поверхность качения	Давление воздуха в шине, МПа					
	0,098	0,147	0,196	0,245	0,294	0,344
Асфальт	313,3	421,8	515,0	598,4	667,1	735
Плотный грунт (стерня)	272,1	347,3	402,2	446,4	475,8	505,2
Свежевспаханное поле	210,9	247,2	269,8	284,5	294,3	304,1

Опорная жесткость шины данного типоразмера, характеризующая шину как упругую систему при статическом нагружении, зависит, как видим от твердости поверхности качения и от давления воздуха в шине.

Для гусеничных движителей вертикальная деформация грунта под гусеницами зависит от силы их натяжения S_H на опорном участке, ширины гусениц $b_{гус}$ и от нормальной нагрузки Q_k , воспринимаемой соответствующим опорным катком:

$$h = (0,3...0,5) k^{\frac{1}{2}} \frac{Q_k}{\sqrt{b_{гус} S_H}}, \quad (14.6)$$

здесь большие значения h соответствуют расположению опорного катка гусеничного движителя над шарниром гусеницы, а меньшие значения - расположению катка над одним из звеньев гусеничной цепи.

По отношению Q_k / h можно определить опорную жесткость системы "гусеница-опорная поверхность":

$$c_{оп} = \frac{\sqrt{b_{гус} S_H}}{(0,3...0,5) k^{\frac{1}{2}}} \quad (14.7)$$

4. Сопротивление качению и несущая способность колес и гусениц.

Сопротивление качению колес с пневматической шиной. Сопротивление качению пневматиков обусловлено двумя факторами-деформацией поверхности качения и деформацией шины (отчасти и гистеризисными потерями в шине). Энергия, затрачиваемая на деформацию шины, зависит от нагрузки на шину, ее размеров, конструкции, материала и давления воздуха в шине; чем последнее меньше, тем больше потери, связанные с деформацией шины.

Определяющими факторами деформации грунта являются его физикомеханические свойства, состояние, а также нагрузки, передаваемые колесом, размеры и форма площадки контакта шины с поверхностью качения.

Образование колеи при качении колес является, в общем случае, результатом деформации сжатия грунта и его выдавливания из зоны контакта колеса с поверхностью качения. При качении колеса грунты с большим содержанием воздуха (например, грунт вспаханного поля) сжимаются, а неуплотняемые (песок, грунты насыщенные водой) выдавливаются в сторону.

Удельное сопротивление качению, т.е. сопротивление отнесенное к единице веса машины (или к единице нормальной нагрузки, воспринимаемой ее колесами или гусеницами),

обычно называемое коэффициентом сопротивления качению f_k можно определить по формуле:

$$f_k \approx 0,19 \times 10^{-2} k^{\frac{1}{3}} \sqrt[3]{\frac{G(1+10,2p)^2}{D_k^2 b}} + 8,83 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{1+10,2p}{p^2 D_k b}}, \quad (14.8)$$

где входящие в формулу величины имеют ту же размерность, что (14.3) и (14.4).

В формуле (14.8) первым членом правой части определяется та часть силы сопротивления качению, которая обусловлена деформацией основания (грунта). Эта часть сопротивления, как видим, тем больше, чем больше значения коэффициента деформативности грунта K , давление воздуха в шинах и нормальная нагрузка, воспринимаемая колесами машины, и тем меньше, чем больше диаметр и ширина колес (при этом диаметр колеса оказывает на эту часть сопротивления качения существенно большее влияние, нежели ширина профиля шины).

Вторым членом правой части формулы (14.8) характеризуется часть силы сопротивления качению, которая вызвана деформацией шины. Это удельное сопротивление практически не зависит от нормальной нагрузки на колеса машины (что позволяет многим авторам считать коэффициент f_k не зависящим от нормальной нагрузки на колеса, но, заметим, такое утверждение будет справедливо только для случая качения колеса по твердому, практически недеформированному основанию). Сопротивление качению, связанное с деформацией шины, увеличивается при снижении давления воздуха в шине.

Таким образом, давление воздуха в шинах по-разному влияет на обе составляющие сопротивления качению. В общем случае можно подобрать такое значение $p=p_0$, при котором сопротивление качению будет наименьшим (рис. 14.3).

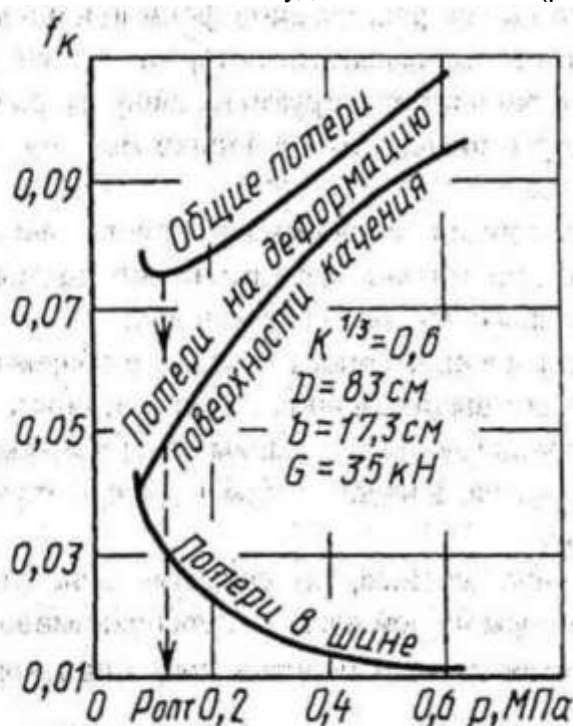


Рис. 14.3. Зависимость изменения коэффициента сопротивления качению от давления воздуха в шине.

Обозначим в формуле (14.8) первую составляющую сопротивления качению, обусловленную, в основном, деформацией поверхности качения, через f_k' вторую составляющую, обусловленную деформацией шины - через f_k'' и найдем их значения

Расчетные значения сопротивления качения по формуле (14.8) достаточно близко совпадают с опытными данными, полученными различными авторами. Воспользовавшись зависимостью (14.8), можно в первом приближении оценить примерные соотношения между

энергетическими затратами, идущими на деформацию основания, и затратами связанными с деформацией шины. Долю первых затрат обозначим через $\lambda_{\text{тк}}$, а долю вторых затрат – через $\lambda_{\text{ш}}$ (в % от общих затрат на сопротивление качению); эти данные приведены в табл. 14.2.

Отмеченное в п. 14.1 отличие в воздействии на грунт ведущего и ведомого колеса при их качении, обуславливает и некоторое отличие в значениях коэффициента сопротивления для обоих типов колес: при прочих равных условиях при качении по мягким грунтам (суглинистый или супесчаный грунт) значение f_k для ведущего колеса будет примерно на 20...40% выше, чем для ведомого колеса.

Таблица 14.2. Соотношение энергетических затрат, идущих на деформацию шин и поверхности качения.

p , МПа	Поверхность качения									
	Асфальт		Гравий		Сухая грунтовая дорога		Стерня		Свеже- вспаханное поле	
	$\lambda_{\text{ш}}, \%$	$\lambda_{\text{тк}}, \%$	$\lambda_{\text{ш}}, \%$	$\lambda_{\text{тк}}, \%$	$\lambda_{\text{ш}}, \%$	$\lambda_{\text{тк}}, \%$	$\lambda_{\text{ш}}, \%$	$\lambda_{\text{тк}}, \%$	$\lambda_{\text{ш}}, \%$	$\lambda_{\text{тк}}, \%$
0,0785	93	7	82	18	60	40	48	52	31	69
0,128	90	10	74	26	49	51	36	64	22	78
0,294	76	24	52	48	26	74	18	82	10	90
0,392	70	30	43	57	20	80	13	87	7	93
0,49	64	36	37	63	17	83	11	89	5,6	94,4
0,54	62	38	35	65	15	85	10	90	5,0	95

Сопротивление качению гусеничных движителей. Характер деформации грунта под гусеницами машины, как отмечалось, близок к деформации грунта при качении ведущих колес. Однако, касательные смещения частиц грунта под гусеницами, как и их углубление будет меньше, чем под ведущими колесами. Сопротивление качению гусеничных движителей обусловлено двумя факторами - деформацией поверхности качения (механика этого процесса сходна с механикой качения колес с жестким ободом) и сопротивлением качения опорных катков по гусеничной дорожке. Удельное сопротивление качению, обусловленное первым фактором, определяется по формуле:

$$f_k = \frac{0,5}{10^3} k^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{G}{l_k^2 b_{\text{гус}} n_k}} \quad (14.9)$$

где: G - вес машины передаваемый через гусеничные движители, Н;
 l_k - длина активного опорного участка гусениц, м;
 $b_{\text{гус}}$ - ширина гусеницы, м;
 n_k - число опорных катков гусеничного хода на сторону.

Значение величины l_k зависит от жесткости основания: на мягких грунтах в передаче давления на грунт участвует большее число звеньев гусеницы, нежели при качении по твердым неровным поверхностям и поэтому при расчете значения f_k для поверхностей качения, для которых $\kappa = 0,02 \dots 0,07 \text{ м}^3/\text{МН}$ (стерня, залежь, среднеукатанная снежная дорога) следует принять $l_k = l_{\text{зв}}$, где: $l_{\text{зв}}$ - длина звена гусеницы; при $\kappa = 0,10 \dots 0,50$ (песок, свежеспаханное поле) $l_k = 2 l_{\text{зв}}$; при $\kappa > 0,70$ (болото, глубокая грязь), $l_k = 3 l_{\text{зв}}$.

Несущая способность колеса (гусеничного хода).

Отношением нормальной нагрузки G_k нагружающей колесо (гусеничный ход) к удельной работе, затраченной на деформацию основания (а для пневматиков - и на деформацию шины), определяется величина H которая может быть названа несущей (транспортирующей) способностью колеса (гусеничного хода):

$$H = \frac{G_k}{P_f} = \frac{1}{f_k} \quad (14.10)$$

Несущая способность колеса показывает, какую нагрузку можно транспортировать данным колесом в заданных дорожных условиях при затрате на единицу пути 1 Нм механической работы.

На графике, представленном на рис. 14.4, показано, как влияет на изменение несущей способности пневматика, катящегося по «мягкому» основанию, изменение основных параметров колеса. Для лучшей сравнимости результатов значения H и изменение параметров колеса выражены в %. Из графика видно, например, что увеличение диаметра колеса на 30% повышает его несущую способность H на 20%, тогда как увеличение ширины профиля шины колеса также на 30% повышает значение H лишь на 10%. Увеличение давления воздуха в шине для принятой поверхности качения вначале приводит к небольшому увеличению значения H , а затем - к ее весьма существенному снижению.

Следует также отметить, что несущая способность колес и гусениц определенным образом связана с их тяговым КПД: чем больше несущая способность, тем больше максимальное значение тягового КПД.

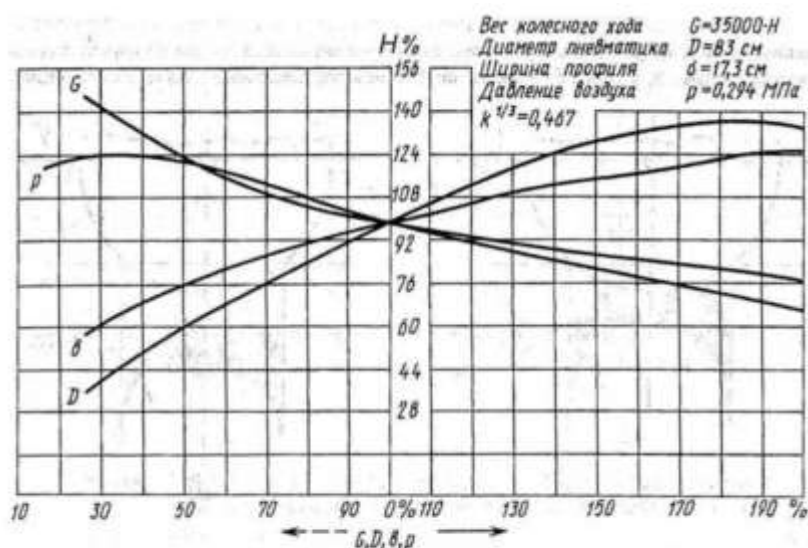


Рис. 14.4. График несущей (транспортирующей) способности колеса при качении по мягкому грунту ($k^{1/3} = 0,467$).

Отметим также, что все аналитические (эмпирические) зависимости, определяющие величину тяговых сопротивлений, возникающих как при качении колес и гусениц, (как и при взаимодействии с грунтом различных рабочих органов), носят сугубо приближенный характер, вследствие чего расчетные значения тяговых сопротивлений могут заметно отличаться от действительных. Объясняется это, во-первых, тем, что в основу расчетных формул положена, как правило, статическая модель взаимодействия того или иного предмета (например, колес или гусениц) с грунтом, и, во-

вторых, изменчивостью большинства факторов, (в частности, физико-механических свойств грунта), оказывающих влияние на величину тягового сопротивления.

В реальных условиях тяговые сопротивления движению машины непрерывно изменяются в процессе работы и в математическом смысле являются случайными функциями пути или времени. Поэтому полученные расчетным путем значения тяговых сопротивлений следует рассматривать как математическое ожидание (среднее) определяемой величины.

5. Сцепление шин и гусениц с поверхностью качения.

Сцепление шин с поверхностью качения - явление достаточно сложное. В общем случае оно зависит от внешнего трения резины о поверхность качения, характеризуемого коэффициентом трения скольжения μ_s , величины и характера распределения нормального давления по площадке контакта шины с поверхностью качения, тангенциальной деформации шины в зоне контакта и касательных сдвигов грунта под катящимся колесом, а также от зацепления беговой дорожки шины с поверхностью каче-

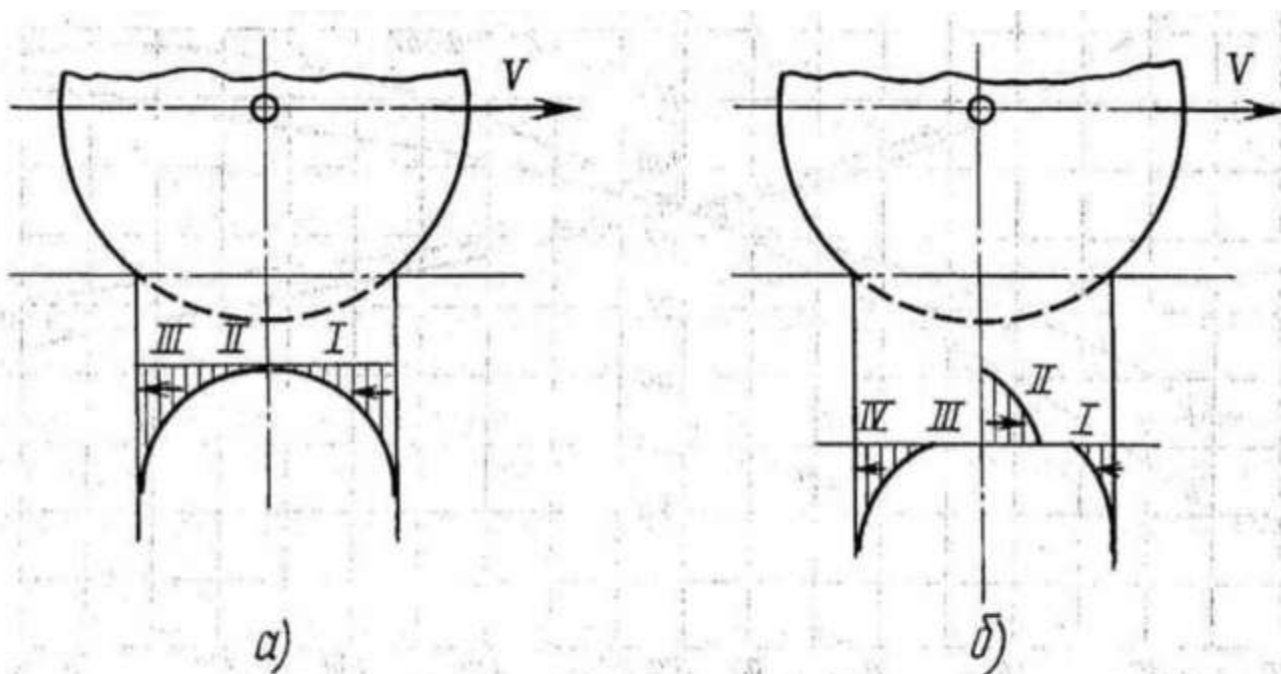


Рис.14.5. Эпюры проскальзывания шины в зоне контакта с поверхностью качения:
а – при качении с буксованием; б – при качении со скольжением.

Совокупное влияние этих факторов на поведение отдельных участков шины в зоне контакта с поверхностью качения может быть неодинаковым: одни участки будут проскальзывать против поступательного движения оси колеса, то есть пробуксовывать, другие участки будут проскальзывать в противоположную сторону, то есть двигаться юзом; наконец, могут быть участки чистого качения, не имеющие скольжения.

На рис. 14.5 а показана эпюра проскальзывания шины в зоне контакта с поверхностью качения для колеса, катящегося с буксованием. Здесь на участке I и III шина проскальзывает против поступательного движения колеса, а на участке II проскальзывание отсутствует. Но по мере увеличения коэффициента буксования и приближения его значения к максимальному, область II исчезает, а области I и III расширяются, в результате чего наступает проскальзывание против поступательного движения колеса по всей площадке контакта шины с поверхностью качения.

На рис. 14.5 б приведены примерные эпюры проскальзывания шины в зоне контакта с поверхностью качения для колеса, катящегося со скольжением. В этом случае на периферийных участках I и IV можно наблюдать проскальзывание шины против поступательного движения оси колеса, а на участке II - проскальзывание в сторону движения колеса; на участке III проскальзывание отсутствует. По мере увеличения коэффициента скольжения область II расширяется за счет сужения остальных областей и при приближении значения коэффициента скольжения к максимальному область II захватывает всю зону контакта шины с поверхностью качения.

Элементарные силы сцепления ΔT (которые лишь в первом приближении можно считать элементарными силами трения), действующие по площадке контакта шины, направлены против скоростей скольжения (буксования), и их сумма определяет

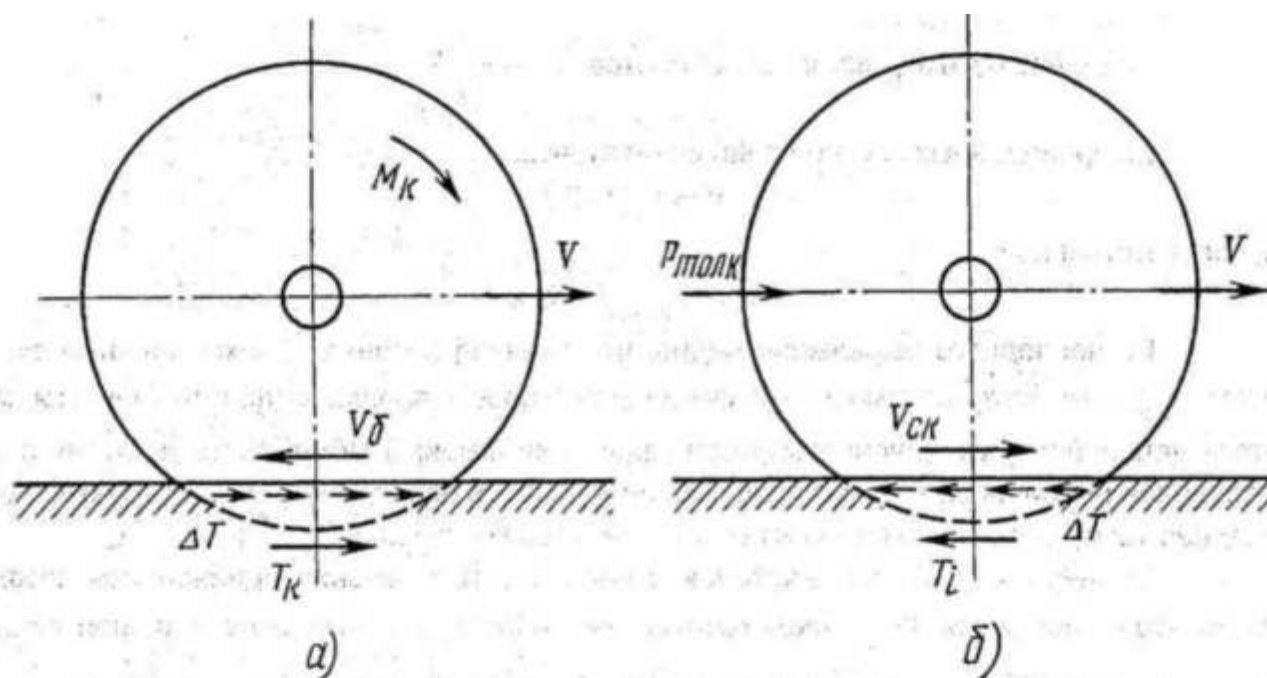


Рис.14.6. Скорости и силы сцепления (трения), действующие в зоне контакта шины с поверхностью качения: а – при качении с буксованием; б – при качении со скольжением.

При малом буксовании или скольжении колес равнодействующая элементарных сил сцепления $\Sigma \Delta T$ возникающая на площадке контакта шины, имеет небольшое значение, являясь суммой противоположно направленных сил, и в каком-то частном, скорее теоретическом случае, равнодействующая $\Sigma \Delta T$ может стать равной нулю. Если элементарные силы направлены в одну сторону, то соответственно увеличивается величина их равнодействующей, и, следовательно, величина касательной реакции поверхности качения. Последнее объясняет, почему максимальная сила тяги, развиваемая на ведущих колесах, наблюдается при буксовании, близком к полному, когда действительная скорость поступательного движения оси колеса V стремится к нулю.

Для количественной оценки скольжения и буксования колеса (как и гусеничного движителя) используются коэффициенты скольжения δ' и буксования δ :

$$\delta = \frac{v_{\delta}}{v_T} = \frac{v_T - v}{v_T} = \frac{\omega_K r_d - \omega_K r_K}{\omega_K r_d} = \frac{r_d - r_K}{r_d}$$

$$\delta' = \frac{v_{ск}}{v_T} = \frac{v - v_T}{v_T} = \frac{\omega_K r_K - \omega_K r_d}{\omega_K r_d} = \frac{r_K - r_d}{r_d}$$

где: v_{δ} и $v_{ск}$ - скорости буксования и скольжения;

v и v_T - фактическая и теоретическая скорость качения колеса;

r_K - радиус качения колеса, вычисленный по фактически пройденному осям

колеса пути $s_{\text{ср}}$ за n_k его оборотов, $r_k = \frac{s_{\text{ср}}}{2\pi n_k}$.

Из приведенных соотношений следует, что:

$$v = v_T(1 - \delta)$$

и, соответственно:

$$v_T = v_{T \max}(1 - \delta).$$

Из последнего выражения видно, что машина развивает максимальную скорость v_{\max} в момент достижения максимальной скорости вращения движителей. После этого дальнейшее увеличение скорости движения машины может быть достигнуто в этих условиях лишь за счет уменьшения пробуксовывания движителей на грунте. Последнее тесно связано со сцепными свойствами движителей.

Сцепные свойства движителей с поверхностью качения оцениваются коэффициентом сцепления $\varphi_{\text{сц}}$, представляющим собой отношение максимальной силы тяги по сцеплению $T_{\text{сц}}$ к нормальной нагрузке G_k , воспринимаемой движителем:

$$\varphi_{\text{сц}} = \frac{T_{\text{сц}}}{G_k}.$$

Значение силы $T_{\text{сц}}$, соответствующее максимальному значению касательной реакции поверхности качения, в общем случае определяется как сумма силы трения скольжения беговой дорожки шины или опорной поверхности гусеницы о поверхность качения и силы сопротивления поверхности качения (грунта) касательным сдвигам:

$$T_{\text{сц}} = \mu_c R_k + \tau \Omega_k,$$

где: μ_c - коэффициент трения скольжения между шиной (гусеницей) и поверхностью качения;

R_k - нормальная реакция поверхности качения;

Ω_k - фактическая площадь контакта беговой дорожки шины (гусеницы) с поверхностью качения;

τ - сопротивление грунта касательным сдвигом.

Разделив обе части этого выражения на R_k и обозначив $\frac{\tau \Omega_k}{R_k}$ через $f_{\text{сдв}}$ -

коэффициент сопротивления грунта сдвигу, получим:

$$\varphi_{\text{сц}} = \mu_c + f_{\text{сдв}}.$$

Для шин с обычным рисунком протектора основное влияние на их сцепление с поверхностью качения оказывает коэффициент трения скольжения μ_c и, в частности, характер поверхности качения, материал шины, рисунок протектора шины. В зависимости от условий эксплуатации применяют шины с различным рисунком протектора, некоторые из них показаны в табл. 14.3.

Таблица 14.3 Типы рисунков протектора пневматических шин.

Схема рисунка протектора	Наименование	Предпочтительные условия применения
	"Ёлочка" - против направления движения	
	Прямоугольный	Асфальтированные поверхности, сухие
	Ромбический	Асфальтированные поверхности
	Поперечный	Асфальтированные поверхности, мокрые при невысоких скоростях движения
	Продольный	Поперечные склоны
	"Ёлочка" - по направлению движения	Грунтовые поверхности

При работе на глинистых грунтах и снеге рекомендуются шины, имеющие открытый рисунок протектора с элементами, одинаково расположенными как в поперечном, так и в продольном направлении. Широко расставленные грунтозацепы шины обеспечивают хорошую самоочищаемость.

Сцепление шины с грунтом в значительной степени зависит от насыщенности рисунка протектора. Так, например, для шин с рисунком в виде кольцевых ребер, обеспечивающих повышенное боковое сцепление, насыщенность обычно равна 75...80%, для шин с поперечными ребрами, обеспечивающих повышенное продольное сцепление, насыщенность составляет 70...75%, а для шин, обеспечивающих как боковое, так и продольное сцепление (шины для глины и снега) она равна 60...65%. Шины, имеющие повышенную насыщенность рисунка протектора, обладают и более высокой износостойкостью.

Следует также иметь в виду, что сцепление шины с поверхностью качения должно рассматриваться не только с точки зрения тяговых свойств машины, но и ее путевой устойчивости, управляемости и эффективности торможения. Поэтому шина должна иметь необходимое сцепление не только в продольном, но и в поперечном направлении.

Замена сдвоенных шин одинарными широкопрофильными, обеспечивающими, кроме всего прочего, экономию веса шин и ободов, приводит вместе с тем к снижению на 10... 15% бокового и продольного сцепления в режиме торможения автомобиля на неровных покрытиях.



Рис. 14.7. Зависимость сопротивления грунтов касательным сдвигом от нормального давления на грунт.

На рис. 14.7 приведена графическая зависимость между напряжением среза (сдвига) грунта T и нормальным удельным давлением гусеницы на грунт. Как видим, способность грунтов оказывать сопротивление касательным сдвигам, пропорциональна допускаемому для данных грунтов нормальному давлению.

Заметное влияние на сцепление движителей оказывает продолжительность их контакта с поверхностью качения - чем меньше продолжительность контакта (а она тем меньше, чем больше скорость качения) тем хуже сцепление движителей, особенно на мокрых поверхностях. Повышению сцепления шины способствует увеличение площади ее контактов с поверхностью качения, чего можно добиться за счет снижения давления воздуха в шине.

Ниже приведены средние значения коэффициентов сцепления.

Поверхность качения	Колеса с пневматической шиной	Гусеницы
Грунтовая сухая дорога	0,65...0,85	0,9...1,1
Целина, плотная залежь	0,5...0,7	1,0...1,2
Влажная стерня	0,6	0,9
Песок:		
Влажный	0,40	0,5
Сухой	0,30	0,4
Свежевспаханное поле	0,4	0,7
Болотно-торфяная целина осушенная	0,15	0,4...0,5
Укатанная снежная дорога	0,1...0,3	0,6
Асфальт сухой	0,70...0,90	0,3...0,4

В табл. 14.4 приводятся данные, полученные Н.А.Ульяновым, по коэффициенту сцепления для снежных поверхностей.

Таблица 14.4. Коэффициент сцепления для снежных поверхностей.

Тип шины	Плотность и температура снега	Давление воздуха				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
18.00-25 мод. Ф-56	$\rho = 480...530 \text{ кг/м}^3$	0,45	0,41	0,39	0,37	0,34
21.00-33 P _r мод. Ф-24	$\rho = 510...600 \text{ кг/м}^3$	0,24	0,22	0,21	0,20	0,20

Воздействие колес и гусениц машины на грунты и почвы оказывает существенное влияние на их структуру, приводит к их переуплотнению или к разрушению. Поэтому такие параметры машины, как распределение нагрузки по ее осям, удельное давление, оказываемое колесами и гусеницами на почву, уровни колебаний и режимы движения машины следует рассматривать так же, как факторы ее экологической безопасности.

2.1.3 Результаты и выводы:

Изучить задачи тяговой динамики тягово-транспортных систем

2.1 Практическое занятие №7 (2 часа).

Тема: «Задачи безопасности тягово-транспортных систем»

2.1.1 Задание для работы:

1. Виды безопасности.
2. Активная безопасность.
3. Пассивная безопасность.
4. Послеаварийная и экологическая безопасность.

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Виды безопасности.

В 1896 году было зафиксировано первое происшествие – наезд автомобиля на пешехода.

В 1899 году – происшествие со смертельным исходом.

Статистика:

- число людей, погибающих в мире от автомобильных катастроф, давно превысило уровень смертности от всех инфекционных болезней;
- в США число людей, погибших на автомобильных дорогах в несколько раз больше числа человеческих жертв за все войны;
- ежегодно в мире от автомобильных катастроф погибает более 300 тыс. человек и более 8 млн. получают травмы.

Все факторы, влияющие на безопасность мобильных машин, условно разделяют на три части: машина – водитель – дорога. Под дорогой при этом понимают не только собственно дорогу, но и всю окружающую обстановку – объекты на дороге и вблизи её и погодные-климатические условия. Неудовлетворительное функционирование хотя бы одного из элементов системы может вызвать отказ всей системы. Отказ системы «водитель – автомобиль – дорога» проявляется в снижении интенсивности движения вплоть до полной остановки и возникновении дорожно-транспортного происшествия (ДТП).

Дорожно-транспортным происшествием называется событие, возникающее в результате нарушения нормального режима движения и повлекшее за собой:

- смерть или травму людей,
- повреждение машины, груза,
- повреждение искусственных сооружений,
- повреждение зелёных насаждений,
- понёсшее другой материальный ущерб.

Для ДТП характерно два фактора:

- движение машины,
- травмы или смерть людей или значительный материальный ущерб.

Многие происшествия происходят из-за того, что требования дорожной обстановки:

- выше возможностей человеческого организма, или.
- конструкции машины.

Недостатки конструкции или неудовлетворительное техническое состояние могут резко осложнить работу водителя и привести к аварии.

Из трёх элементов системы «водитель – автомобиль – дорога» наибольшей потенциальной опасностью обладает машина.

Особенно ярко это проявляется на примере автомобиля.

1. Земля, необходимая для движения автомобилей, не может быть использована для других целей.
2. Основное количество вредных примесей в атмосфере – результат работы ДВС.
3. На улицах крупных городов уровень шума достигает 120...130 дБ, что значительно превосходит уровень шума (80...90 дБ), который длительное время может переносить человек без вредных для себя последствий.

В каждом дорожно-транспортном происшествии условно можно выделить три фазы:

- начальную,
- кульминационную,
- конечную.

Начальная фаза характеризуется условиями движения машины перед возникновением опасной ситуации. При этом водитель должен немедленно принять все меры для предотвращения происшествия и снижения тяжести его последствий. Если соответствующие меры не приняты или оказались недостаточно эффективными, опасная обстановка перерастает в аварийную.

Аварийной называют такую ситуацию, при которой водитель не располагает технической возможностью предотвратить ДТП.

Кульминационная фаза характеризуется событиями, вызывающими наиболее тяжёлые последствия.

Конечная фаза следует за кульминационной. Конец её часто совпадает с остановкой машины. В некоторых случаях (пожар) она продолжается и после остановки.

Безопасность мобильной машины подразделяют на:

1. Активная безопасность – свойство машины предотвращать ДТП (снижать его вероятность). Активная безопасность проявляется в начальной фазе ДТП, когда водитель в состоянии изменить характер движения машины.
2. Пассивная безопасность – свойство машины уменьшать тяжесть последствий ДТП. Пассивная безопасность проявляется в кульминационной фазе.

Различают:

А) внутреннюю безопасность:

- снижает травматизм людей,
- обеспечивает сохранность машин и груза.

Б) внешняя безопасность – уменьшает возможность нанесения повреждений окружающей среде.

3. Послеаварийная безопасность – свойство машины уменьшать тяжесть последствий ДТП после остановки (конечная фаза ДТП). Это свойство характеризуется возможностью быстро ликвидировать последствия происшествия и предотвратить возникновение новых аварийных ситуаций.

4. Экологическая безопасность – свойство машины, позволяющее уменьшить вред, наносимый окружающей среде. Экологическая безопасность проявляется во время нормальной работы машины.

Рассмотренные виды безопасности условно отделены друг от друга.

Например, хорошая тормозная динамика автомобиля:

1. позволяет остановить автомобиль на коротком расстоянии и предотвратить ДТП – активная безопасность,
2. чем эффективнее работает тормозная система, тем больше замедление, следовательно тяжесть последствий ДТП будет меньше – пассивная безопасность.

Обеспечение безопасности дорожного движения невозможно без строгого соблюдения нормативных актов. Каждая страна имеет свои законы и нормативные акты, содержащие требования к конструкции и техническому состоянию мобильных машин. Раньше основное внимание уделялось техническим неисправностям машин, влияющим на безопасность. Однако оценки только технического состояния машины оказалось недостаточно. Конструкция машины оказывает существенное влияние на её безопасность. Необходимо было разработать требования к конструкции и системы показателей, для количественной оценки.

В 1958 году в рамках Комитета по внутреннему транспорту ЕЭК ООН было подписано соглашение о принятии единообразных условий и о взаимном признании официального утверждения предметов оборудования и частей моторных перевозочных средств. Требования ЕЭК ООН можно рассматривать как минимальные. Каждая страна, участница соглашения, может принять более жёсткие требования, извещая об этом ЕЭК ООН. Разработанные предписания систематически перерабатываются, дополняются и уточняются.

Большую работу по созданию новых и унификации существующих требований к конструкции машины в отношении её безопасности проводит Международная организация по стандартизации (ISO). Её технический комитет 22 «Дорожный транспорт» занимается международной стандартизацией в автомобилестроении.

Из общего числа происшествий с мобильными машинами на долю автомобилей приходится 80...85%, тракторов – 10...15%. Поэтому безопасность мобильных машин изучают применительно к автомобилю. У других мобильных машин рассматриваются специфические особенности, влияющие на безопасность.

2. Активная безопасность.

Активная безопасность мобильных машин зависит от:

- габаритных параметров,
- параметров массы,
- тяговой динамики,
- тормозной динамики,
- управляемости,
- устойчивости,
- плавность хода.

Эти свойства подробно изучаются в курсе «Теория трактора и автомобиля».

Габаритные параметры:

La – габаритная длина,

Ba – габаритная ширина,

Ha – габаритная высота,

L – продольная база,

B – поперечная база (ширина колеи).

При движении на машину действуют различные случайные возмущения, стремящиеся изменить траекторию движения. К таким возмущениям относятся:

- удары колёс о неровности дороги,
- изменение поперечного уклона дороги,
- боковой ветер,
- случайный поворот управляемых колёс и т.д.

В результате этого машина отклоняется от заданного направления движения и водитель вынужден выполнять корректирующие действия рулевым колесом. Поэтому даже на прямолинейном участке дороги машина движется по кривым больших радиусов.

В связи с этим размер полосы, необходимой для движения – «динамический коридор» - превышает его габаритную ширину. Динамический коридор можно оценить по эмпирической формуле.

V – скорость движения, м/с.

B_k

При скоростях движения от 11,0 до 33,0 м/с составляет:

- легковые автомобили 2,8...3,1 м,
- грузовые и автобусы 3,5...4,3 м.

Для автопоездов ширина динамического коридора существенно возрастает, вследствие угловых колебаний прицепов и полуприцепов в горизонтальной плоскости (виляния).

Ещё более заметно влияние геометрических параметров на ширину динамического коридора при криволинейном движении. Радиус поворота машины зависит от угла поворота управляемых колёс и продольной базы. При самом крутом повороте ширина динамического коридора в 1,5...2,0 раза больше габаритной ширины.

Габаритная ширина автомобилей находится в пределах:

- легковые автомобили – 1,55 – 2,07 м,
- грузовые и автобусы – 2,04 – 2,50 м.

Габаритная длина не должна превышать максимальные допустимые значения:

- одиночный автомобиль – 12м
- тягач с одним прицепом или полуприцепом – 20м
- тягач с несколькими прицепами – 24м

Габаритная высота H_a не имеет значения при проезде машины под искусственными сооружениями. Максимально допустимая высота – 3,8 м (КамАЗ-5320 – 3,37 м).

Параметры массы.

Масса транспортного средства сказывается на сроках службы дорожного покрытия. Многократные динамические воздействия транспортных средств на дорогу приводят к накоплению пластических деформаций в покрытии, нарушению связей между слоями и разрушению. Покрытие, имеющее запас прочности при однократном нагружении, разрушается при многократном.

В связи с этим во всех странах строго соблюдают ограничение осевых нагрузок и полных масс.

Дорожные автомобили делятся на две группы:

«А» - транспортные средства могут работать только на дорогах с усовершенствованным капитальным покрытием (цементно-бетонное основание)

Допустимая осевая нагрузка – 100 кН

Для двух спаренных мостов – 180 кН

«Б» - транспортные средства могут работать на дорогах любых типов.

Допустимая осевая нагрузка – 60 кН

Для двух спаренных мостов – 110 кН

КамАЗ-5320 – 109,3 кН (средний и задний мосты) – «Б»

МАЗ-500 – 100 кН (задний мост) – «А»

Масса сельскохозяйственного трактора влияет на уплотнение почвы, что влияет:

1. не урожайность сельскохозяйственных культур. При проведении весенне-посевных работ трактором типа К-700 урожайность зерновых культур по следам колёс снижается в несколько раз. Рыхление почв по следу малоэффективно. При массе колёсного трактора 10,0...12,0 т уплотнение почвы происходит на глубине, превышающей глубину пахотного слоя, т.е. уплотнение загоняется вглубь. Под пахотным слоем образуется плотная подушка, отрицательно влияющая на урожайность.
2. на разрушение структуры почвы. Почва, имеющая пылевидную структуру, в сильной степени подвержена ветровой и водяной эрозии.

Тяговая динамика

Для сушки тяговой динамики автомобиля используют такие измерители:

- скорость;
- ускорение;
- время и путь разгона.

Тяговый баланс автомобиля имеет вид:

P_K - касательная сила тяги (движущая сила)

– приведённая сила дорожного сопротивления,

P_f – сила сопротивления качанию,
– сила сопротивления подъёма,

$P_{воз}$

– сила сопротивления воздуха,

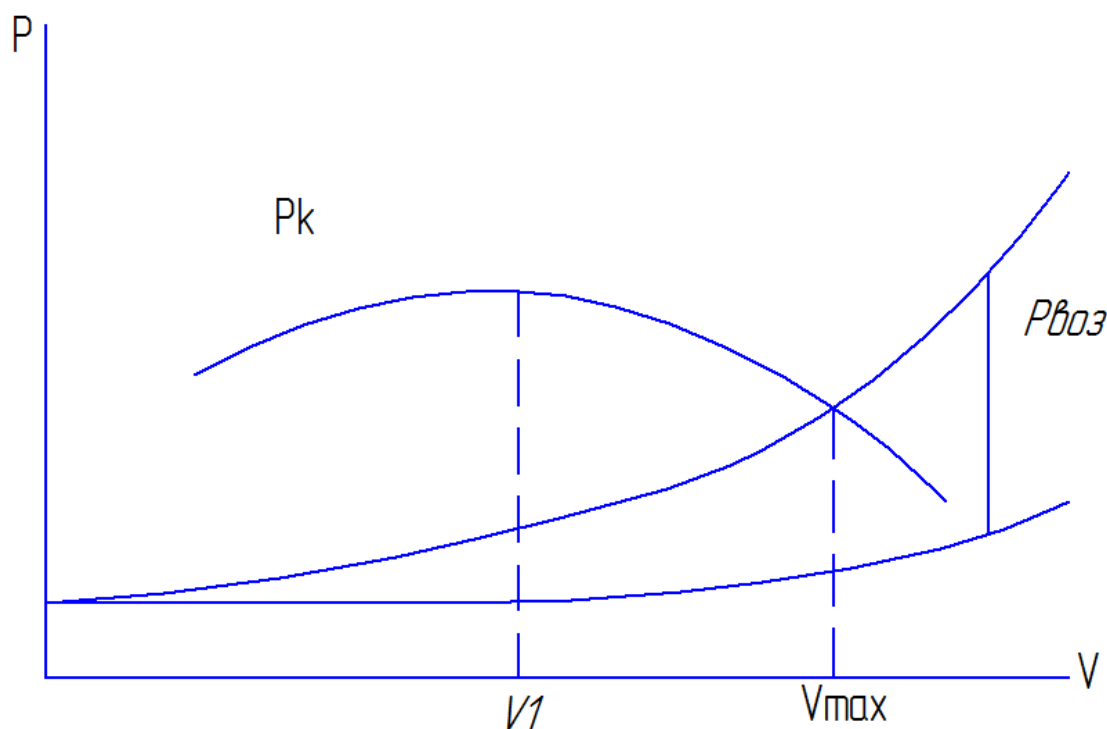
$P_{кр}$

– тяговое сопротивление прицепа,

P_{ψ} – сила сопротивления разгона.

Рассчитав слагаемые тягового баланса для различных скоростей движения, можно изобразить их графически. Данный график получил название – тяговая диаграмма движения. Она позволяет графически определить скорость движения.

В случае равномерного движения одиночного автомобиля по горизонтальной дороге.



При скорости $V_1 < V_{\max}$

$$P_K = P + P_{\text{воз}} + P$$

P_y

Зная $y = f(v)$ можно рассчитать величину ускорения и построить график $y = f(v)$.

Если имеется динамическая характеристика автомобиля, величину ускорения можно рассчитать.

$D - K$

Имея график ускорений, можно рассчитать графоаналитическим методом время разгона.

$$t_P = \sum \Delta t_i$$

По графику $t_P = f(V)$ графоаналитическим способом можно рассчитать путь разгона.

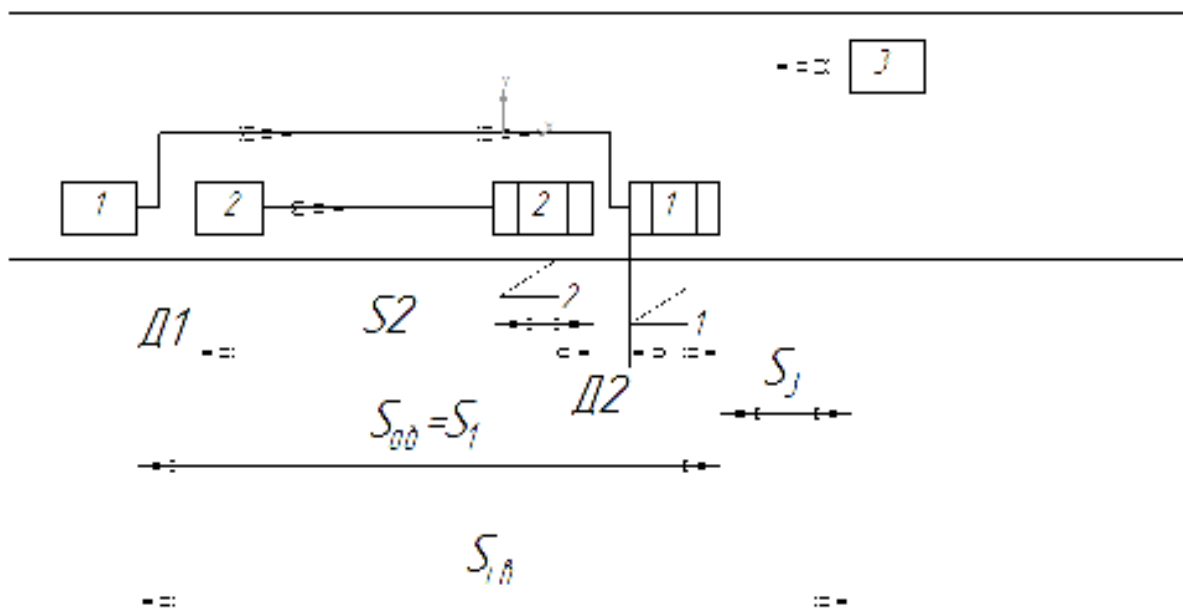
Зная измерители тяговой динамики, можно рассчитать параметры обгона.

Обгон представляет собой сложный и опасный манёвр, вызванный желанием водителя двигаться без потерь времени. Обгон связан с выездом на соседнюю полосу движения (часто встречного) и требует свободного пространства перед автомобилем.

Манёвр обгона можно разделить на три фазы:

1. отклонение обгоняющего автомобиля влево и выезд на соседнюю полосу движения,
2. движение слева от обгоняемого автомобиля и впереди него,
3. возвращение обгоняющего автомобиля на свою полосу впереди обгоняемого.

Время и путь автомобиля, затраченное на переход с одной полосы на другую, незначительны. Рассмотрим вторую фазу обгона.



А) Обгон с сохранением скорости движения

Путь обгона определится

D –

и D_1 – дистанция между обгоняющим и обгоняемым автомобилями в начале и конце обгона.

D_1 D_2

Величины дистанций безопасности D_1 и D_2 зависят от дорожных условий, типа автомобиля, опыта и квалификации водителя. Водитель, определяя дистанцию безопасности, должен учитывать тормозной путь автомобилей и вероятность экстренного торможения.

L_1 и L_2 – габаритная длина обгоняющего и обгоняемого автомобилей,

V_1 и V_2 – скорость обгоняющего и обгоняемого автомобилей.

Время обгона t .

Чем выше скорость обгоняющего автомобиля V_1 , тем меньше t и D . Если водитель обгоняемого автомобиля увеличит скорость V_2 , путь обгона увеличится. Поэтому правилами дорожного движения категорически запрещается водителю обгоняемого автомобиля препятствовать завершению обгона.

Обгон с постоянной скоростью возможен:

- на дорогах с шириной проезжей части 7...8 м,
- интенсивность движения в обоих направлениях менее 40...60 авт./час (интервал около 1 мин).

Б) Обгон с увеличением скорости движения (если интенсивность движения 150...160 авт. в час).

Быстроходный автомобиль, догнав медленно движущийся, снижает скорость, и некоторое время движется позади него с той же скоростью. Водитель заднего автомобиля внимательно следит за потоком и при появлении перед обгоняемым достаточного расстояния начинает обгон, сочетая его с разгоном. Для того, чтобы путь и время обгона были минимальными, интенсивность разгона должна быть максимально возможной. Поскольку ускорение автомобиля уменьшается по мере увеличения скорости, расчёт пути и времени разгона достаточно трудоёмок и практически выполняется только на ЭВМ.

Если принять, что обгоняющий автомобиль движется равноускорено с начальной скоростью V_1 , путь обгона

С другой стороны

Отсюда

Величина технического состояния автомобиля на тяговую динамику.

В первое время после выпуска автомобиля с завода происходит процесс приработки, техническое состояние автомобиля улучшается. Затем длительное время оно остаётся практически неизменным. После, в результате износа, техническое состояние начинает сравнительно быстро улучшаться, что свидетельствует о необходимости капитального ремонта. Замена деталей и узлов, регулировка механизмов улучшает техническое состояние, однако, как правило, уровень его оказывается ниже чем у первого.

При пробеге автомобиля равном норме до капитального ремонта максимальная скорость уменьшается на 10...15%, а время разгона увеличивается на 20...30%. Для обгона такому автомобилю требуется на 30...35% больше времени. Всё это снижает активную безопасность.

Тормозная динамика.

Управляя мобильной машиной, водитель изменяет скорость движения в соответствии с окружающей обстановкой. Замедление машины, обусловленное трением в трансмиссии, сопротивлением дороги и воздуха невелико. Поэтому необходима тормозная система.

Современные автомобили снабжаются четырьмя тормозными системами:

- рабочей,
- запасной,
- стояночной,
- вспомогательной.

Рабочая тормозная система является основной. Она должна обеспечивать торможение в любых условиях движения:

Служебное торможение - ,

Экстренное торможение -

Наиболее трудно осуществить экстренное торможение:

- натренированность водителя минимальная,
- на автомобиль и водителя действуют большие силы инерции,
- малое время в распоряжении водителя,
- водитель находится в состоянии стресса.

Запасная тормозная система необходима в случае отказа рабочей. Её эффективность должна быть не менее 30% от основной.

Стояночная тормозная система удерживает автомобиль на месте (не менее 16%). На легковых автомобилях стояночную тормозную систему используют в качестве запасной.

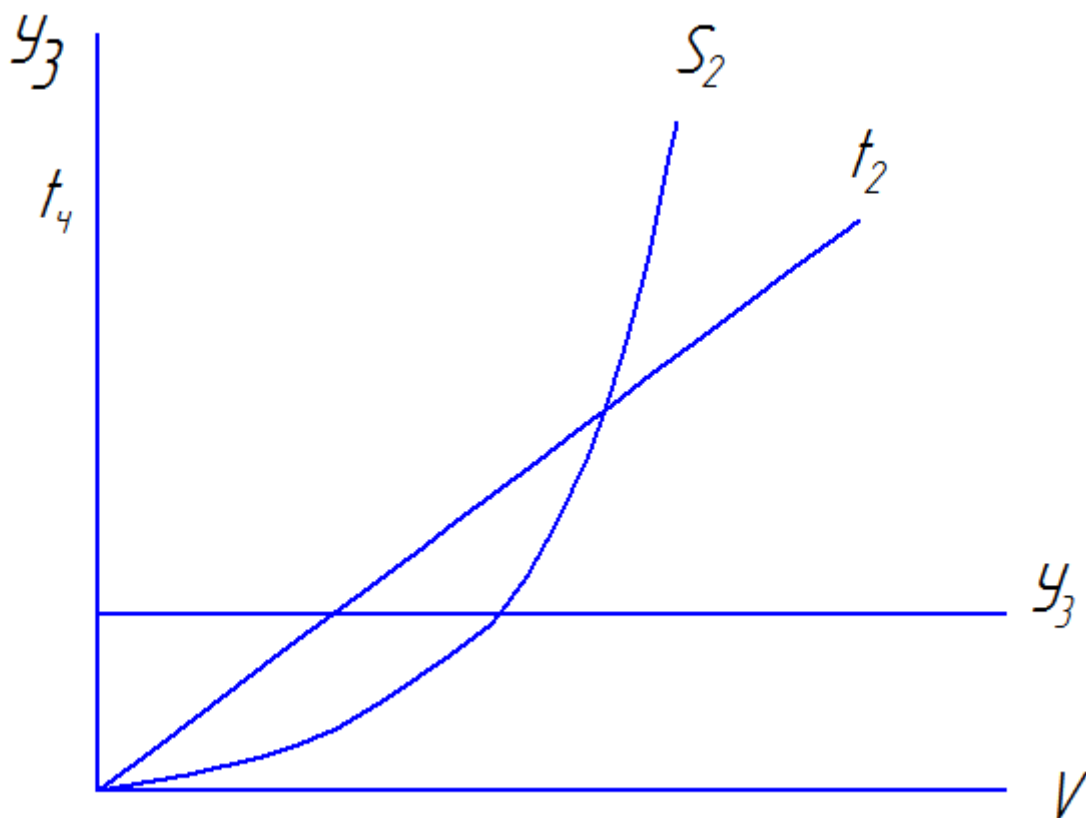
Вспомогательная тормозная система («горный тормоз») применяется для облегчения работы основной системы на длинных спусках.

Требования, предъявляемые к тормозным системам:

1. Минимальное время срабатывания.
2. Максимальное замедление.
3. Одновременное торможение колёс одной оси с одинаковой интенсивностью.
4. Плавное нарастание тормозной силы.
5. Эффективность системы не должна меняться в течении всего срока эксплуатации.
6. Высокая надёжность.
7. Торможение не должно сопровождаться потерей устойчивости.
8. Усилия на органах управления не должны превышать физических возможностей водителя.
9. Скрипа тормозов не должно быть.

Измерители тормозной динамики.

1. Максимальное значение
2. Минимальное время торможения $t_{\text{ч}}$
3. Минимальный путь торможения $S_{\text{ч}}$



Максимальное замедление

Минимальное время торможения

Минимальный путь торможения

Время и путь незавершённого обгона.

Заканчивая обгон, обгоняющий автомобиль возвращается на свою полосу движения впереди обгоняемого автомобиля. В практике часто встречаются случаи, когда водителю, начавшему обгон, не удаётся его закончить. Убедившись в невозможности закончить обгон, водитель вынужден уменьшить скорость и возвратиться в прежнее положение. Такой обгон называют незавершённым.

Незавершённый обгон можно разделить на 3 этапа:

1. Выезд и движение по соседней полосе движения.

e – расстояние между передними частями обгоняющего и обгоняемого автомобилей;

Если обгоняющий автомобиль не догнал обгоняемый $e < 0$

Если обгоняющий перегнал обгоняемого $e > 0$

2. Снижение скорости до минимальной

Считая движение равнозамедленным

$$V_{MIN} = V_1 - t_2 * a_2.$$

3. Возвращение автомобиля на свою полосу движения.

$$t_3 = \frac{S_2 + L_2 + D_2 - S_2' + e}{V_2 - V_{MIN}}$$

S_2' - путь обгоняемого автомобиля за время t_2

$$S_2' = V_2 * t_2$$

$$S_3 = \frac{S_2 + L_2 + D_2 - S_2' + e}{V_2 - V_{MIN}} * V_{MIN}$$

Общее время незавершённого обгона

$$t_{HO} = t_1 + t_2 + t_3.$$

Общий путь незавершённого обгона

$$S_{HO} = S_1 + S_2 + S_3.$$

Для того, чтобы водитель, убедившись в опасности начатого обгона, успел его прервать и своевременно вернуться на прежнюю полосу движения расстояние до встречного автомобиля, движущегося со скоростью V_2 , в начале обгона

Пути повышения тормозной динамики.

1. Применение регуляторов тормозных сил
(BA3 – ограничение тормозной силы задних колёс)
(КАМАЗ – изменение тормозной силы среднего и заднего мостов)
(ESP – электронное регулирование)
2. Применение антиблокировочной системы (АБС).
3. Применение раздельного-двухконтурного-привода.
4. Применение электро-гидравлического привода.

Управляемость

Управляемость оценивается по соответствию параметров движения машины воздействием водителя на рулевое колесо. Поворачивая рулевое колесо, водитель задаёт новое направление движению машины. При плохой управляемости действительное направление движения не совпадает с желаемым. Отклонение может быть как в сторону увеличения радиуса поворота, так и в сторону уменьшения.

При повороте управляемых колёс на них действуют элементарные боковые реакции. Результирующая этих боковых реакций называется поворачивающей силой.

Величина требуемой поворачивающей силы определяется величиной и направлением сил, действующих на машину, а так же кинематикой поворота. С другой стороны, поворачивающая сила, как боковая реакция дороги, ограничена сцеплением. Поворот машины возможен, если

Если требуемая поворачивающая сила

$$R = \frac{L}{\tan \alpha}$$

Действительный радиус поворота отличается от теоретического в сторону увеличения, то есть управляемость ухудшается. При $\alpha \neq 0$ и $R = \infty$ говорят о полной потере управляемости.

Ухудшение или потеря управляемости могут быть:

- автомобиль

1. на скользкой дороге,
2. при разгрузке передних колёс (длинномерный груз и подъём),
3. торможение,
4. большой (крутой) угол поворота управляемых колёс на большой скорости,
5. разгон автомобиля при входе в поворот,
6. резкий вход в поворот.

- трактор

1. на скользкой дороге,
2. большая нагрузка на крюке,
3. с навесной машиной (подъём).

Отклонение траектории движения машины от заданной обуславливается таким свойством колёсной машины, как поворачиваемость.

Поворачиваемостью называют способность колёсной машины отклоняться от заданной траектории движения в результате бокового увода шин.

Боковым уводом шины называют качение колеса под углом к своей плоскости. Под действием силы P_z на колесо с эластичной шиной вектор скорости центра колеса отклоняется от плоскости вращения колеса на угол δ в сторону действия силы. Способность шины противостоять уводу оценивается коэффициентом сопротивления уводу



Если углы вращать в радианах, радиус поворота колёсной машины определится (без учёта увода шин)

$$R \approx \frac{L}{\alpha}$$

L – продольная база машины,

α – угол поворота управляемых колёс, рад.

Это допущение справедливо для $\alpha = 6^\circ$.

С учётом бокового увода шин

$$R_y \approx \frac{L}{\alpha + (\delta_z - \delta_n)}$$

То есть траектория движения машины определяется углом поворота управляемых колёс α и разностью углов увода шин

Различают:

1. Если $\delta_z = \delta_n$, $R_y = R$ – такое свойство машины называют «нормальной» поворачиваемостью.

При действии боковой силы (при повороте $P_{ц} = \frac{mv^2}{R}$) радиус поворота остаётся неизменным, однако центр поворота смещается вперёд, то есть траектория машины несколько изменяется.

2. Если $\delta_{э} < \delta_{п}$, $R_{у} > R$ – в этом случае говорят о «недостаточной» поворачиваемости. Водитель должен будет повернуть управляемые колёса на несколько больший угол (что не вызывает особых затруднений). Машина с недостаточной поворачиваемостью устойчива в прямолинейном движении.

3. Если $\delta_{э} > \delta_{п}$, $R_{у} < R$ – машина обладает избыточной поворачиваемостью.

При повороте машины боковой увод шин появляется в результате действия случайной внешней силы P_{z} , а так же центробежной силы $P_{ц} = \frac{mv^2}{R}$. При определённой скорости величина центробежной силы будет достаточной, чтобы автомобиль поворачивая при $\alpha=0$, то есть

$$R_{у} = \frac{L}{\delta_{э} - \delta_{п}}; \quad \delta_{э} - \delta_{п} = \frac{L}{R_{у}}$$

То есть машина теряет устойчивость в прямолинейном движении. Эту скорость называют критической. При движении со скоростью больше критической $\delta_{э} - \delta_{п} > \frac{L}{R_{у}}$

Для поддержания поворота с радиусом $R \rightarrow \alpha < 0$.

Для обеспечения поворота направо колёса должны быть вывернуты налево. Управлять автомобилем в таком случае будет невозможным, так как есть опасность закручивания «на одном месте» и, как следствие, опрокидывание.

Величина изменяется в зависимости от нагрузки на колесо (нормальной, касательной), угла увода, наклона колеса от вертикали, давления воздуха в шине. Поэтому будет изменяться критическая скорость.

С точки зрения безопасности необходимо поддерживать недостаточную поворачиваемость, которая перерастает в нормальную и только после этого в избыточную.

Устойчивость.

Устойчивость – это свойство мобильной машины сохранять своё положение на плоскости или в пространстве и заданную траекторию движения, а так же способность возвращаться к исходному положению на плоскости или в пространстве и к заданной траектории движения после прекращения действия возмущающих сил.

Различают статическую и динамическую устойчивость. Статическая устойчивость может быть нарушена в результате изменения положения машины в пространстве (опрокидывание) или на плоскости (сползание). В зависимости от направления движения рассматривают продольную или поперечную устойчивость. Более вероятна и опасна потеря поперечной устойчивости.

Оценочными параметрами статической устойчивости являются предельные углы:

- предельный угол продольного опрокидывания
- на подъёме

$$tg\alpha'_{um} = \frac{L - X_{цм}}{h} \quad - \text{ на уклоне}$$

– продольная координата центра масс, расстояние от оси задних колёс до центра масс,

h – высота центра масс,

L – продольная база машины.

- предельный угол поперечного опрокидывания

$$tg\beta_{um} = \frac{B}{2h}$$

B – ширина колеи,

- предельный угол по сползанию в продольном направлении.

– если тормоза установлены на всех колёсах

- тормоза установлены только на задних колёсах (на подъёме)

- (под уклон)

- предельный угол по сползанию в поперечном направлении

Динамическая устойчивость

Нарушение динамической устойчивости выражается в произвольном изменении направления движения, опрокидывании и скольжении колёс. При произвольном изменении направления движения водитель вынужден постоянно корректировать движение машины поворотом рулевого колеса.

Свойство машины двигаться без корректирующих воздействий водителя называется курсовой устойчивостью. Нарушение курсовой устойчивости происходит под действием возмущающих сил:

- поперечной составляющей силы тяжести,

- бокового ветра,

- ударов колёс о неровности дороги,

- различных по величине касательных сил, приложенных к колёсам правой и левой стороны машины.

- центробежной силы при повороте.

Потеря устойчивости может быть вызвана:

- неправильными приёмами управления (интенсивное торможение и разгон, резкий поворот рулевого колеса)

- техническими неисправностями (нарушение регулировки тормозных механизмов, заклинивание рулевого управления, прокол или разрыв шины).

Часто предпосылкой потери устойчивости является скорость движения.

С увеличением V растут P_f и P_k , а следовательно и

Но

Увеличение $P_{дор}$ и P_y также потребует увеличение P_k .
 Если P_k , колесо не сможет противостоять поперечной силе. Даже небольшая поперечная сила может вызвать боковое скольжение задних колёс (занос).

При движении по неровной дороге с большой скоростью наезд колеса на впадину или выступ приводит к уменьшению нормальных нагрузок на колёса, а иногда и к отрыву колеса.

Большая скорость движения сама по себе не вызывает нарушение курсовой устойчивости, но усиливает влияние неблагоприятных факторов.

Поэтому водитель должен соизмерить скорость движения с дорожной обстановкой.

Поперечная устойчивость

При криволинейном движении машины потерю устойчивости обычно вызывает центробежная сила.

Максимально-допустимая скорость, при которой опрокидывания машины под действием центробежной силы ещё не происходит, определяется выражением:

R – радиус закругления на дороге,

$R \approx 300 \dots 1000 \text{ м}$ – на скоростных дорогах

β – угол поперечного уклона дороги в сторону центра поворота.

$\beta = 8 \dots 12^\circ$ – ограничение – поперечное скольжение колёс при движении с небольшой скоростью.

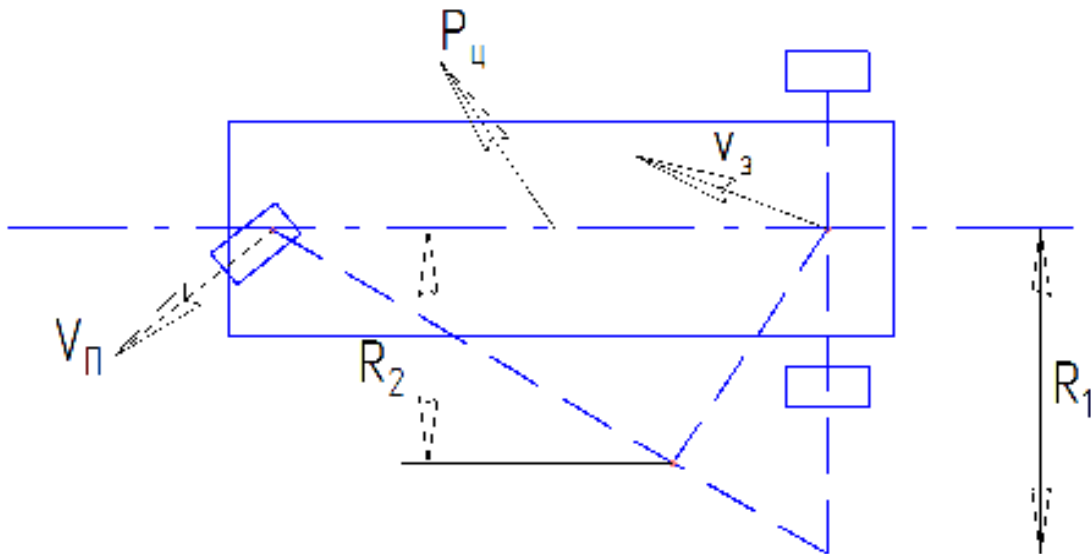
$tg\beta_{lim}$ – предельный угол по опрокидыванию.

Крен кузова при повороте снижает на 10...15%.

Максимально-допустимая скорость по боковому скольжению колёс под действием центробежной силы

Так как

Особую опасность представляет поперечное скольжение задних колёс – занос.



$$R_2 < R_1$$

Занос очень опасен, так как возникнув, он быстро прогрессирует и может привести к выходу из полосы движения или опрокидыванию.

Эффективным средством борьбы с заносом является применение переднего привода.

Плавность хода

Плавностью хода называют свойство машины двигаться по неровным дорогам без больших колебаний остова. Основным источником колебаний являются неровности дороги. Динамические нагрузки, сопровождающие колебания, приводят к ускоренному износу и поломкам. При колебаниях повышается сопротивление движению, возрастает расход топлива. На неровных дорогах водитель вынужден снижать скорость движения – падает производительность.

Ухудшение безопасности при больших колебаниях связано:

1. С повышенным утомлением водителя,
2. С возможностью отрыва колёс от дороги.

Длительные колебания даже небольшой интенсивности приводят к снижению работоспособности – утомлению. В результате:

1. Уменьшается готовность водителя к немедленному экстренному действию – бдительность.
2. Утомлённый водитель упрощённо воспринимает дорожную ситуацию, упускает существенные детали.
3. Прогнозирование дорожной ситуации производится упрощённо, уменьшая число ожидаемых событий.

4. Ухудшается моторная деятельность водителя (медлительность, вялость, возрастает число ошибочных действий, возрастает число пропущенных действий).

Для защиты водителей от вредных воздействий колебаний улучшают характеристику сидений. При мягкой подвеске машины сиденья делают более жёсткими, при жёсткой – мягкими. Гашение колебаний осуществляют амортизаторами.

Отрыв колёс от дороги.

Воздействие дороги на колесо зависит от формы неровностей, их размеров и чередования.

В зависимости от длины различают:

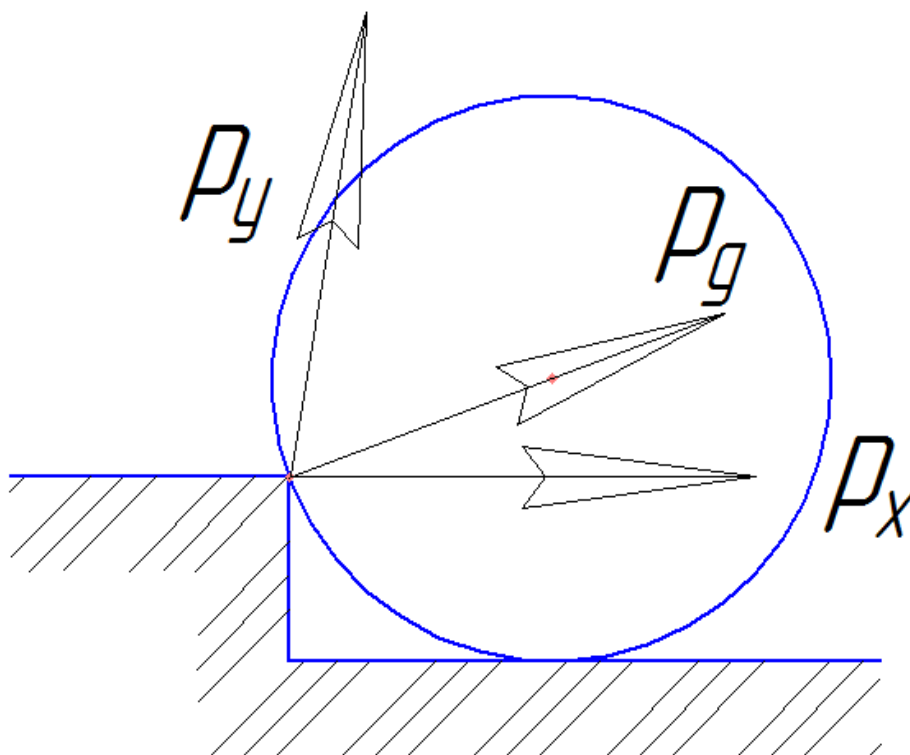
1. Импульсные неровности – до 0,3м.
2. Выбоины – 0,3...6м.
3. Ухабы – 6...25м.
4. Уклоны – более 25м.

В зависимости от высоты неровности делят на:

1. Шероховатости – до 1,0см.
2. Впадины и выступы – до 30см.
3. Препятствия-выбоины, канавы, рвы, пороги – более 30см.

Распределение неровностей по дороге носит случайный характер. Однако часто встречаются участки с периодически повторяющимися неровностями – волнами. При движении по такой дороге возможно совпадение частот вынужденных и собственных колебаний – резонанс и, как следствие, отрыв колёс от дороги.

Отрыв колёс может произойти и при проезде единичной неровности.



При определённой скорости составляющая может быть больше нормальной нагрузки на передние колёса. Колесо отрывается от дороги, а большие продольные силы

вызывают «клевок» - пассажиры и водитель наклоняются вперёд и могут удариться о ветровое стекло, щиток приборов, рулевое колесо.

При ударе о неровности на колесо действуют боковые силы. При отрыве обоих передних колёс они могут повернуться на некоторый угол, незаметно для водителя. Затем, когда колёса опустятся на дорогу, машину резко бросает в сторону.

Удары о неровности смягчаются шинами. Неровности, длина которых меньше длины контакта шины с дорогой, а высота меньше статического прогиба, практически не влияют на колебания машины.

Электронные системы автомобиля.

ESP – электронная стабилизирующая программа.

ABS – антиблокировочная система.

EVB – электронное распределение тормозной силы между осями.

MSR – антиблокировочная система торможения двигателем.

ASR - антибуксовочная система.

EDS – электронная блокировка дифференциала.

ABS – предупреждает блокировку любого колеса.

EVB – снижает тормозное усилие на задних колёсах до начала срабатывания ABS.

MSR – не позволяет блокировать ведущие колёса при резком отпуске педали газа.

ASR – позволяет избежать пробуксовки на скользком покрытии подтормаживанием ведущих колёс и управлением частотой вращения двигателя.

EDS – подтормаживает буксующее колесо, увеличивает силу тяги на миксте в 5...6 раз.

Функции ESP.

1. – предупреждение ухода автомобиля в занос.
2. – повышение тягового усилия на миксте (различное сужение левого и правого колёс) (ASP).
3. – облегчает начало движения в гололёд, (EDS).
4. – оптимальное распределение тормозной силы между колёсами передней и задней оси, (EVB).
5. – увеличение тормозной силы в экстренных ситуациях (ABS).

Детали ESP.

ДУПК – датчик угла поворота рулевого колеса, прерывает световой поток к оптическому датчику, его диапазон – 4 оборота рулевого колеса иначе произойдёт обрыв шлейфа подушек безопасности.

ДУС – датчик угловой скорости автомобиля, работает по принципу гироскопа и располагается как можно ближе к центру масс.

ДЛУ – датчик линейных ускорений автомобиля, пьезоэлектрический.

ДПП – датчик поперечных перемещений автомобиля, инерционный, подвешен на пружине.

КД – колёсный датчик, индукционный.

Работа ESP.

1. ESP рассчитывает траекторию движения по сигналам КД и ДУПК.
2. Определяет реальную траекторию движения по сигналам ДУС и ДПП.

3. Если имеется различие, ESP выполняет коррекцию (изменяет частоту вращения колеса или двигателя).
4. Проверяет результат коррекции и переходит в состояние контроля либо включается снова.

Блок управления выполнен по двух процессорной схеме и управляющее воздействие происходит только тогда, когда результаты работы обоих процессов совпадают.

ESP можно отключить.

Электронные системы автомобиля.

2 «Парк троник» - в бамперы встроены ультразвуковые датчики (по 4 в переднем и заднем), сканирующие пространство вокруг машин. Устройство срабатывает когда до препятствия остаётся около 1,5м – моргают светодиоды на панели приборов и дребезжит зуммер. Чем ближе объект, тем короче паузы и «краснее» лампочки. В 20 см от препятствия звонок звучит непрерывно. При установке 6-ти датчиков в каждом бампере объекты распознаются и по бокам.

3 Крузи-контроль – поддерживает заданную скорость движения. Блок управления сравнивая заданные параметры (скорость движения) с фактическими подаёт команды двигателю (дросселю) и АКПП.

Дальнейшее развитие – адаптивная система, поддерживающая не только скорость, но и дистанцию. В передней части автомобиля установили радар, работающий в режиме приёма и передачи. По времени прохождения сигнала он вычисляет расстояние от автомобиля до объекта и информирует блок управления.

Водитель задаёт скорость и компьютер поддерживает её. Если на пути окажется медленно движущийся автомобиль, а водитель не тормозит и не обгоняет, система прикрывает дроссель, а при необходимости тормозит. Путь свободен – набирается заданная скорость.

Устройство создано для комфорта, а не для предотвращения аварий. Тормоза обеспечивают только 25% от максимальной эффективности. Нужно остановиться быстрее – давите на педаль. Узкий кругозор – система может не заметить мотоциклиста, движущегося по краю вашей полосы движения. На повороте попутный автомобиль соседнего ряда попадает в глаза радара.

4 «Косит горящим глазом».

Адаптивные фары с поворотным рефлектором следят за поворотом руля и освещают изгиб дороги.

На повороте дальность освещения фарами с

- галогенными лампами – 53м;
- ксеноновые – 65м;
- адаптивные – 89м.

При подъезде к перекрёстку, когда водитель включил указатель поворота, одна из фар отключается, освещая обочину и прилегающую дорогу. При перестроении поворот фары может ослепить других водителей. Электроника отслеживает скорость, и не повернёт фару.

5 В Германии утверждён проект - «Инвент». (INVENT – «разумный транспорт и полезная техника»).

В нём участвуют БМВ, «Даймлер-Крайслер», Фольксваген, Бош, Сименс и др. Система предназначена предупреждать ошибки водителя. Роль водителя остаётся главной, электроника лишь помогает ему:

1). Прохождение поворотов и перестроения. Электроника учитывает влияние бокового ветра, уклон дороги, неровности и вносит коррективы до возникновения критической ситуации.

2). Автоматическое управление в пробке «стоп энд гоу».

Встав в хвост колонны, водитель нажимает кнопку и машина сама управляет двигателем и тормозами. Нужно только поворачивать рулевое колесо. Фирма Бош обещает научить электронику поворачивать рулевое колесо.

3). Устройство, позволяющее избежать аварии на перекрёстке. Устройство с помощью инфракрасных и тепловых камер, радаров, лазерных и ультразвуковых датчиков заранее осматривает перекрёсток и просчитывает дорожную ситуацию (знаки, светофоры, расположение автомобилей и пешеходов). Если на пути возникает препятствие, а водитель не предпринимает никаких мер, система снижает скорость, а при необходимости экстренно тормозит.

4). Общение автомобилей друг с другом.

Переговорить с другими машинами в радиусе километра, автомобиль соберёт необходимую информацию и проложит путь по наименее загруженным улицам. Ещё машины будут предупреждать друг друга об опасности – скользкая дорога, предмет на проезжей части за поворотом и пр.

III. Пассивная безопасность.

Для оценки пассивной безопасности предложено несколько измерителей.

1. Фактор тяжести

$$F_T = \frac{N_C}{N_P}$$

N_C – число погибших

N_P – число раненых

Иногда фактор тяжести определяют:

$$F'_T = \frac{N_T + N_C}{N_{\text{ДТП}}}$$

N_T – число тяжело раненых

– общее число людей, участвующих в ДТП.

2. Коэффициент опасности.

K_1, K_2, K_3 – коэффициенты тяжести последствий,

$N_{\text{л}}, N_T, N_C$ – число людей, получивших лёгкие, тяжёлые и смертельные повреждения,

N_0 – число участников ДТП, не получивших телесных повреждений.

Тяжесть повреждений оценивают длительностью заболевания:

- лёгкие – до 28 дней,
- тяжёлые – более 28 дней, летальный исход позже 7 дней после аварии,
- смертельные – если смерть наступает не позже 7 суток после аварии.

Кз

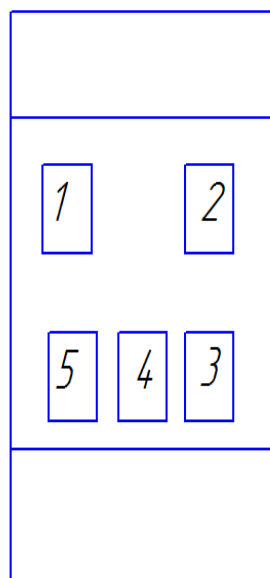
$$K = 10 \quad K = 0,015, K = 0,36.$$

принимают равным ,
Зная число пострадавших и полученные ими повреждения, можно рассчитать

Коп

и оценить пассивную безопасность различных автомобилей.
Коэффициент опасности

ГАЗ-21



«Волга».

1 – 0,184	ВАЗ-2101
2 – 0,229	1 – 0,139
3 – 0,171	2 – 0,156
4 – 0,167	
5 – 0,149	

Наиболее тяжёлые ДТП можно разделить на 3 фазы:

1. Первичный удар – деформация кузова. Кинетическая энергия затрачивается на деформацию и поломку деталей.
2. Второй удар – человек продолжает двигаться по инерции и контактирует с рулевым колесом, панелью приборов, ветровым стеклом, спинками сидений.
3. Третий удар – удар внутренних органов человека (мозг, печень, сердце и др.) о твёрдые части скелета. При этом происходит повреждение внутренних органов, кровеносных сосудов, нервных волокон.

Большую часть травм водитель и пассажиры получают во время вторичного удара.

Кратковременно (0,01...0,1с) человек без вреда может перенести перегрузку (40...50) g. При встречных столкновениях перегрузки достигают (150...200)g.

Внутренняя пассивная безопасность.

Конструктивные мероприятия, улучшающие внутреннюю безопасность, предусматривают:

1. Снижение инерционных нагрузок во время удара,
2. Ограничение перемещения людей.

3. Устранение травмоопасных деталей.

Уменьшение инерционных нагрузок.

1. Увеличение продолжительности деформации

- энергопоглощающий бампер,
- деформируемые передняя и задняя части автомобиля,
- деформируемая рама (рамная конструкция),
- безопасное рулевое колесо,
- безопасные рулевые колонки (отклоняющиеся в сторону или вверх, деформируемые по длине).

2. Ограничение перемещения людей.

- ремни безопасности – скорость человека уменьшается в процессе деформации передней части автомобиля и лямок ремня, инерционная катушка блокируется при 0,5д.
- подушки безопасности (фронтальные и боковые) звук 165дБ разрушает барабанные перепонки, скорость срабатывания – 0,015...0,020с.
- защитная стенка, состоящая из нескольких соединённых мешков.
- удерживающий рычаг с подушкой.
- защитная сетка и подголовники.
- безопасные сиденья (пружинные системы, амортизаторы)
- амортизирующие устройства между передним бортом и грузом.
- жёсткий (недеформируемый) каркас кабины трактора.

3. Устранение травмоопасных деталей (обеспечение жизненного пространства).

Жизнь водителя и пассажиров при аварии может быть сохранена, если вокруг человека сохранится «жизненное пространство», внутрь которого не должны проникать детали машины при аварии.

Детали машин, ограничивающие жизненное пространство, должны быть без острых граней и узлов. Рычаги, переключатели, кнопки выступающие над поверхностью панели до 9,5 мм должны иметь головку площадью не менее 200^{мм²}, радиус закругления краёв не менее 2,5 мм. Детали, выступающие более 9,5 мм при усилии 350Н должны утапливаться, отсоединяться или обламываться.

Большое количество травм связано с ветровым стеклом. Стёкла должны быть упругими и амортизировать при ударе. При разбивании они не должны образовывать осколков с острыми углами и гранями. В настоящее время применяются стёкла двух видов:

- однослойные закалённые,
- трёхслойные (триплекс).

Однослойное стекло имеет толщину около 4 мм. Разрушаясь, закалённое стекло распадается на мелкие кусочки с неострыми краями. Наружную поверхность иногда покрывают плёнкой окислов металла. По ней можно пропустить ток для обогрева стекла. При ударе снаружи, например камнем, вылетевшим из под колёс впереди идущего автомобиля, стекло разрушается взрывообразно, камень может попасть в салон.

Трёхслойные стёкла состоят из двух слоёв стекла толщиной 2...3мм, склеенных вместе с прослойкой из прозрачного пластика, толщиной 0,5...0,8мм. При ударе, трещины распространяются только в радиальных направлениях и стекло не теряет прозрачности. Трёхслойные стёкла твёрже однослойных и меньше поглощают кинетическую энергию удара. Разбиваясь, они образуют осколки с острыми режущими кромками. При очень сильном ударе пострадавший может пробить стекло головой насквозь, летальный исход при этом почти неизбежен. Иногда применяют стёкла с более толстым наружным слоем. При ударе вначале разрушается внешний слой, а тонкий внутренний продолжает изгибаться, поглощая энергию удара. Полимерная прослойка растягивается, так же смягчая силу удара.

Для повышения безопасности ветровых стёкол их устанавливают на упругой прокладке. Благодаря непрочному креплению стекло при лобовом ударе вылетает из

проёма до того, как к нему приблизится голова человека. Люди, не закреплённые ремнями безопасности, могут быть выброшены через оконный проём.

Следует отметить, что в настоящее время всё большее применение находит технология приклеивания стёкол. Благодаря этому повышается жёсткость кузова, но снижается безопасность.

В настоящее время нет единого мнения, какие стёкла лучше. В Европе применяют, в основном, однослойные закалённые стёкла, в США – только трёхслойные.

Чтобы уменьшить травматизм при опрокидывании автомобиля усиливают стойки кузова крыши, вводят жёсткие дуги над головами пассажиров.

Для тракторов разработаны безопасные кабины. Она имеет жёсткий каркас. При опрокидывании трактора в кабине должно остаться жизненное пространство.

Люди, оставшиеся при опрокидывании внутри автомобиля, получают менее серьёзные повреждения, чем выпавшие из него. Дверной замок должен оставаться в полностью закрытом положении при действии инерционной нагрузки до 30g.

Внешняя пассивная безопасность.

При столкновениях и наездах внешнюю пассивную безопасность обеспечивают прежде всего бамперы.

К началу 60-ых годов бампер легкового автомобиля превратился в мощную стальную балку, которая при столкновении с пассажирским автомобилем легко вскрывает их кузов, получая при этом лишь незначительные царапины.

Правильно сконструированный бампер должен обеспечивать не только внутреннюю пассивную безопасность, но и внешнюю. Он должен поглощать большую часть кинетической энергии при ударе. Для этого необходимо, чтобы передние и задние бамперы всех транспортных средств и самоходных механизмов, движущихся по общей дорожной сети, находились на одной высоте от покрытия. Однако во многих странах не нормируется ни высота бампера, ни расстояние от него до покрытия. В результате даже у одного класса автомобилей расположение бамперов и их размеры отличаются значительно.

В случае столкновения легкового и грузового автомобилей совпадение бамперов почти полностью исключено. Грузовые автомобили не снабжены задним бампером, что при попутных столкновениях часто приводит к полному разрушению кузова легкового автомобиля, движущегося позади. Нет бамперов у тракторов и других сельскохозяйственных и дорожно строительных машин. Есть рекомендации по установке заднего бампера на всех грузовых автомобилях, у которых нижняя сторона кузова находится на высоте более 0,7м. Оптимальная высота установки бампера 0,4...0,5м.

Современный бампер легкового автомобиля может предохранить фары и облицовку радиатора при наезде на неподвижное препятствие со скоростью не более 1,0 (3,6 $\frac{\text{км}}{\text{ч}}$).

Предложено много конструкций безопасных бамперов.

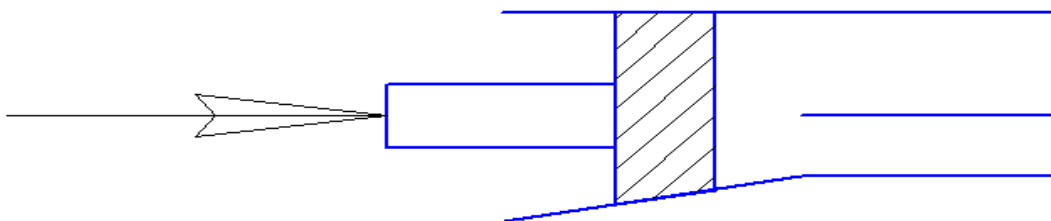
Безопасный бампер содержит энерго поглощающий элемент, в котором энергия удара преобразуется в работу деформации или тепловую энергию. По типу ударного элемента бамперы бывают:

- механические,
- гидравлические,
- пневматические,
- комбинированные.

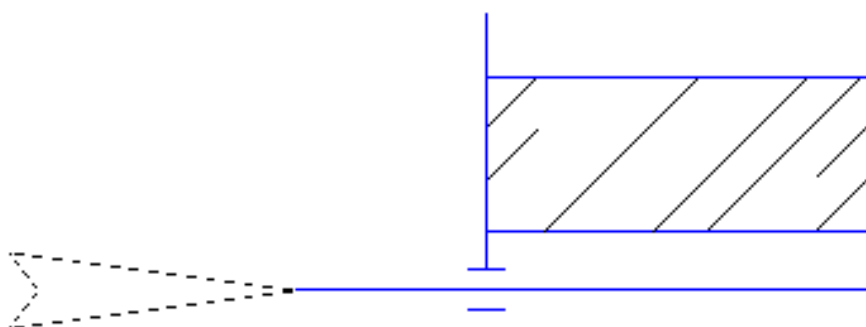
Механический упругий элемент может работать:

-
сжатие

на



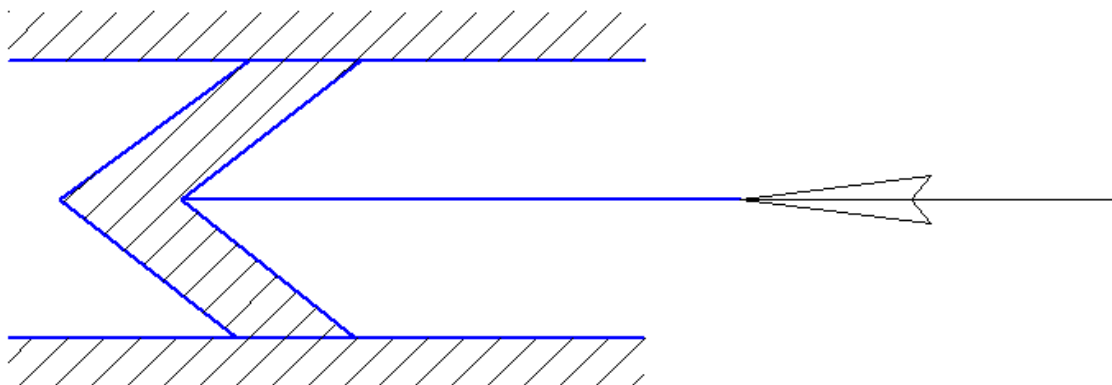
- на растяжение



-

на

сдвиг.



- на срез (металлический нож на осто́ве срезает слой металла на бампере).

Пневматический упругий элемент – энергия расходуется на сжатие газа (обычно инертного).

Гидравлический – энергия затрачивается на перетекание жидкости. (глицерин, минеральное масло, силиконовая жидкость).

У некоторых моделей гидравлический бампер автоматически выдвигается вперёд на 30...40 см при достижении скорости $V=10...15$. Это обеспечивает требуемый зазор между кузовом и бампером при ударе и сохранит небольшую габаритную длину при парковке.

Гидропневматические бамперы.

Установка безопасных бамперов требует, как правило, изменения подвески, рулевого управления, колёс и кузова. При этом масса автомобиля увеличивается на 25...60 кг.

Требования внешней безопасности привели к изменению внешнего оформления автомобиля. Скруглены острые углы облицовки радиатора, устранены выступающие предметы, прекращена установка фигурных эмблем на капоте. Бамперы легковых автомобилей делают без клыков, у грузовых – убраны буксирные крюки.

При наезде грузового автомобиля пешеход отбрасывается в сторону. При наезде легкового – пешеход сначала падает на капот и некоторое время движется вместе с автомобилем, после чего падает на дорогу. Летальный исход наступает при скорости автомобиля более 10 м/с.

Для удержания пешехода на капоте предлагаются различные приспособления, предохраняющие его от падения на дорогу (защитные сетки, рамки).

IV. Послеаварийная и экологическая безопасность.

Послеаварийная безопасность.

К элементам послеаварийной безопасности относятся конструктивные мероприятия и дополнительные приборы, предотвращающие возникновение опасных явлений, возникающих в результате ДТП. К ним относятся и средства оказания медицинской помощи.

Опасные явления, которые могут возникнуть в результате ДТП:

- пожар,
- заклинивание дверей,
- заполнение водой (если автомобиль затонул).

Требования к пожарной безопасности регламентируются Правилами №34 ЕЭК ООН.

1. Установка огнестойкой перегородки между топливным баком и салоном.
2. Элементы системы питания должны быть защищены от коррозии и предохранены от соприкосновения с препятствиями на дороге (грунте).
3. Топливный бак изготавливается из огнестойкого материала, он не должен заряжаться статическим электричеством.
4. Заливная горловина не должна располагаться в салоне, багажнике или моторном отсеке.
5. Электропроводка должна быть надёжно закреплена.
6. Свойства материалов для внутренней отделки салона регламентируются с точки зрения быстрого распространения пламени и образования ядовитых продуктов сгорания.

Автомобили оборудуются:

1. Огнетушителем,
2. Устройства, автоматически отключающие аккумуляторные батареи при перегрузке,
3. Устройством, автоматически впрыскивающим в топливный бак веществ, превращающих бензин в трудно сгораемое вещество (галогены, кремниевые соединения, специальные смолы).

Заклинивание дверей не регламентируется. Следует отметить чем надёжнее замок в исправном состоянии, тем труднее открыть его в деформированном виде.

Облегчение эвакуации людей обеспечивается:

- устройством запасных выходных люков на крыше,
- устройством запасных выходных люков в боковых стенках,
- оборудование салона молотками для разбивания стёкол, пилами, ножницами и др.

инструментом.

Предотвращение попадания воды в салон при затоплении автомобиля также не регламентируется. Следует отметить, что возможность спасения из затопленного

автомобиля мало зависит от его водонепроницаемости. При хорошей водонепроницаемости трудно, а иногда и невозможно открыть боковые двери.

В большей степени невозможность спасения влияют:

- состояния окон (открыты или закрыты),
- умение плавать,
- знания приёмов эвакуации (этому надо учить, Голландия).
- присутствие духа у водителя и пассажиров.

Экологическая безопасность.

Основными мероприятиями по предотвращению и уменьшению вредного воздействия автомобилей на окружающую среду являются:

1. Разработка таких конструкций, которые меньше загрязняют воздух токсичными компонентами отработавших газов.
2. Снижение уровня шума.
3. Совершенствование методов ремонта и обслуживание с целью снижения токсичности и уровня шума.
4. Проектирование и строительство дорог необходимо производить таким образом, чтобы меньше наносить вред окружающей среде.
5. Обеспечивать оптимальные режимы транспортных потоков.

К основным вредным компонентам отработавших газов относятся:

O₂

- Оксись углерода CO. Гемоглобин крови в 200 раз лучше усваивает CO, чем O₂. Наступает кислородное голодание, что может вызвать инфаркт миокарда. Автомобили являются основным источником CO в городах.

В США автомобили за год вырабатывают около 65 млн т CO (двигатели с искровым зажиганием выбрасывают CO на 1 кг топлива в 10...20 раз больше дизелей).

- Оксиды азота **NO_x** – вместе с углеводородами CH образуют «смог» (результат фотохимической реакции). Смог воздействует на бронхи и лёгкие. Дизели на 1 кг сожжённого топлива выбрасывают примерно в 10...12 раз больше окислов азота, чем карбюраторные.

- Углеводороды участвуют в создании фотохимического «смога». Ароматические углеводороды бензпирен -3, -4 являются канцерогенами.

- Соли свинца – токсичные вещества, накапливающиеся в организме. Основной источник – этилированный бензин.

Методы снижения токсичности:

1. Обработка конструкции, рабочего процесса, технологии производства и способов регулирования ДВС.
2. Применение другого вида топлива или изменение его свойств.
3. Очистка выбросов с помощью дополнительных устройств (нейтрализаторов).
4. Замена ДВС другими силовыми установками (электромобили, гибридный привод).

Шум.

Источниками шума являются:

1. ДВС.
2. Шасси (трансмиссия и кузов).
3. Шины.

Шум, создаваемый отдельным автомобилем, регламентируется Правилами №9 ЕЭК ООН.

2.1.3 Результаты и выводы:

(По данной форме необходимо представить все практические занятия)

2.1 Практическое занятие №8 (2 часа).

Тема: «Задачи эргономичности тягово-транспортных систем.»

2.1.1 Задание для работы:

1. Задачи эргономичности тягово-транспортных систем

2.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

Обитаемость – это окружающая среда, определяющая уровни комфортабельности и эстетичности места труда и отдыха человека. По отношению к водителю это определение также можно считать справедливым, так как для него салон (кабина) служит иногда не только в качестве рабочего места, но и местом обитания (междугородные и международные грузовые и пассажирские маршруты). Показателями обитаемо-

35

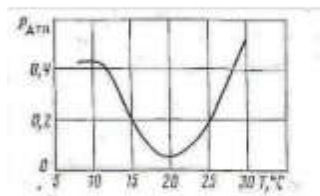


Рис. 4.2. Влияние температуры T воздуха в кабине на вероятность $P_{ДТП}$ совершения ДТП

сти являются: микроклимат, эргономические свойства, шум и вибрация, загазованность и плавность хода.

Микроклимат характеризуется совокупностью температуры, влажности и скорости воздуха. Оптимальным температурным режимом считается 17...24 °C (рис. 2.1). Понижение или повышение температуры, особенно на длительный период, сказывается на психофизиологических характеристиках человека, приводит к замедлению реакции, снижению умственной деятельности, к физическому утомлению и, как результат, к снижению производительности и уровня безопасности (рис. 2.2).

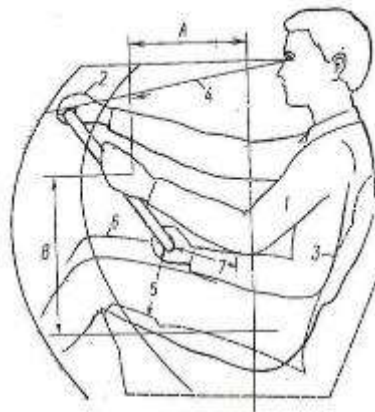


Рис. 4.3. Эргономические требования к рабочему месту водителя:
1 – удобное положение рук; 2 – рука должна свободно лежать на верхней части рулевого колеса; 3 – спинка сиденья не должна мешать рукам при повороте рулевого колеса; 4 – должна быть обеспечена видимость поверх рулевого колеса; 5 – должна быть обеспечена возможность свободного прохода ног при посадке и высадке; 6 – должен быть обеспечен свободный ход ног при работе педалями тормоза или сцепления; 7 – рулевое колесо не должно упираться в живот; А, В – зоны оптимального расположения органов управления

Рис. 2.3. Эргономические требования к рабочему месту водителя:

1 – удобное положение рук; 2 – рука должна свободно лежать на верхней части рулевого колеса; 3 – спинка сиденья

не должна мешать рукам при повороте рулевого колеса; 4 – должна быть обеспечена видимость поверх рулевого колеса; 5 – должна быть обеспечена возможность свободного прохода ног при посадке и высадке; 6 – должен быть обеспечен свободный ход ног при работе педалями тормоза или сцепления; 7 – рулевое колесо не должно упираться в живот; А, В – зоны оптимального расположения органов управления

Эргономические свойства характеризуют соответствие размеров и формы сиденья и органов управления транспортного средства антропометрическим параметрам человека (рис. 2.3). В более широком смысле речь идет об оптимальном согласовании человеческого и машинного звеньев в системе «человек – машина». Конструкция сиденья должна способствовать посадке водителя за органами управления, обеспечивающей минимум физических затрат в состоянии постоянной готовности в течение длительного времени. Это достигается определенными соотношениями размеров подушки

испинки сиденья, возможностью их регулирования в вертикальной и горизонтальной плоскостях; изменением угла наклона спинки сиденья; наличием амортизирующих устройств, свойствами материала самого сиденья.

Взаиморасположение и конструкция органов управления обеспечивают необходимые действия

водителя с заданной точностью в пределах допустимого времени, а также формирование ощущения на кожной поверхности при действии механических стимулов (прикосновения, давления, вибрации). При управлении транспортным средством эти стимулы формируются органами управления: рулевым колесом, педалями тормоза, сцепления, управлением подачей топлива, рычагом коробки передач, ручками, тумблерами и пр.

Органы управления (ОУ) передают информацию водителю либо постоянно (рулевое колесо), либо эпизодически (педаль тормоза, переключатель указателей поворота). Они могут быть оценены значимостью тех задач, которые органы управления решают в процессе движения, т.е.

в какой мере водитель способен продолжать безопасно управлять транспортным средством в случае отказа в работе данного органа управления.

Основным назначением органов управления является обеспечение в пределах допустимого времени необходимого действия с заданной

точностью. Это назначение достигается конструкторско-технологическими мероприятиями, разработанными с учетом эргономических требований. Специалистами в области инженерной психологии выработаны общие классификационные признаки для различных органов управления:

- характер движения (движения включения, выключения, переключения, вращательные, нажимные и т.д.);

- назначение и характер использования (оперативные, используемые постоянно, периодически, эпизодически и пр.);

- конструктивное исполнение (кнопки, тумблеры, педали и т.д.). Независимо от характера и назначения органов управления их про-

ектирование и размещение должны осуществляться с учетом следующих условий:

- экономия движений, т.е. число и траектории движений должны быть сведены к минимуму;

- простота движений;

- законченность движения, т.е. окончание предыдущего движения должно быть удобным и явиться предпосылкой для последующего движения;

- равномерное распределение нагрузки между руками и ногами;

- оптимальная зона досягаемости рук и ног человека, т.е. наиболее важные и часто используемые ОУ необходимо размещать в пределах оптимальной зоны, вспомогательные органы управления можно размещать в пределах допустимой или даже минимальной зоны досягаемости;

- стереотип движений (нажатие – включено, отпускание педали – выключено и пр.);

- исключение случайности включения;

- наличие обратной связи, т.е. увеличение управляющего воздействия на объект управления должно сопровождаться увеличением прилагаемых усилий на органе управления.

Несмотря на кажущуюся простоту классификационных признаков, их реализация в изделиях требует чрезвычайно сложных и кропотливых исследований. Это особенно важно применительно к органам управления транспортных средств, так как ошибка или неэкономичность (затраты времени) при манипуляции органами управления чревата тяжелыми последствиями. Анализ расположения, размеров, форм, характеристик органов управления отечественных автомобилей даже одного семейства показывает значительные расхождения их свойств.

Для снижения вероятности ошибок, возникших в процессе управления транспортным средством, при проектировании органов управления следует использовать следующие принципы:

- функциональность (ОУ, выполняющие близкие функции, следует располагать близко друг от друга);

38

- значимость (наиболее важные ОУ необходимо располагать в местах, наиболее удобных для пользования);

- очередность пользования (ОУ должны располагаться в последовательности их пользования);

- частота пользования (ОУ, чаще используемые, располагаются в зоне наибольшей доступности).

Цветовая гамма (рис. 2.4) внутри салона автомобиля также оказывает определенное влияние на психику водителя, что естественно, сказывается на уровне его работоспособности и безопасности движения.

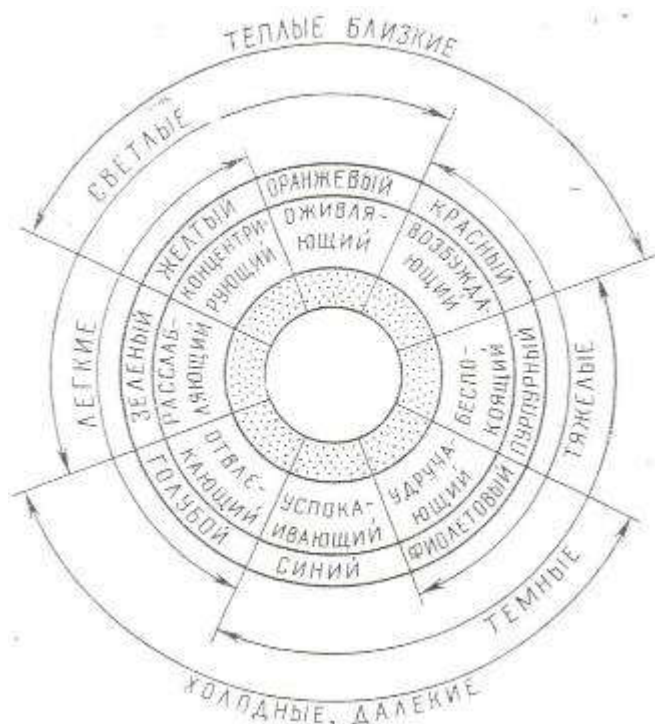


Рис. 2.4. Цветовой круг

Шум и вибрация есть механические колебания, интенсивность и характер воздействия которых зависят от вида, источника их возникновения и интенсивности.

Шум является результатом беспорядочных колебаний различной физической природы, случайным изменением мгновенных значений частоты и амплитуды.

39

Источниками шума в автомобиле являются двигатель, трансмиссия, системы впуска и выпуска, подвеска, элементы кузова.

Действие шума сказывается на увеличении времени реакции, снижении характеристик зрения, нарушения координации движения и функций вестибулярного аппарата. Отечественные и международные документы нормируют предельно допустимый уровень шума в кабине автомобиля в зависимости от его типа 75... 85 дБ.

Вибрации характеризуются амплитудой и частотой. Источники вибрации в автомобиле – двигатель, трансмиссия, элементы кузова и др.

Загазованность характеризуется уровнем концентрации отработавших газов и паров топлива в кабине автомобиля.

Основными вредными компонентами являются окись углерода CO, углекислый газ CO₂, окиси азота NO_x, пары бензина. Ввиду отрицательного воздействия на организм человека предельное количество вредных примесей в воздухе кабины, нормируется соответствующими международными и отечественными документами.

Плавность хода характеризуется ускорениями, длительное действие которых на водителя вызывает утомление.

Нормативные требования регламентируют предельные значения ускорений в зависимости от направления и продолжительности действия. Защита водителя и пассажиров от действия ускорений в салоне автомобиля осуществляется конструкцией сиденья и спинки. В частности, сиденье конструктивно выполнено отдельно от спинки, жесткость подушек позволяет частично поглощать вибрацию и шум, гасить колебания. Конструкция сиденья позволяет не допускать значений собственной частоты, колебания водителя или пассажира выше 2,0... 3,0 Гц, что является приемлемым по психофизиологическим требованиям.

2.1.3 Результаты и выводы:

Изучить задачи эргономичности тягово-транспортных систем