

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

А.А.Шермухамедов

ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Ташкент – 2009

Рецензенты – профессор кафедры «Наземные транспортные системы (тракторы и сельхозмашины)» Ташкентского государственного технического университета доктор технических наук, профессор Махкамов К.Х.

- зав. лабораторией «Механики жидкости, газа и систем приводов» института механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан кандидат физико-математических наук Аннакулова Г.К.

А.А.Шермухамедов.

Динамика и прочность автомобиля. – Т.: ТАДИ, 2009 – 164 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для высших технических учебных заведений).

Учебное пособие написано в соответствии с программой курса «Динамика и прочность автомобиля» для магистрантов, обучающихся по специальности 5А521101 «Автомобили». В пособии изложены методы по расчетному определению динамических параметров автомобилей, обеспечивающих заданные требования на стадии проектных решений, методы расчета автомобиля на прочность и долговечность, а также основные методы испытаний автомобилей по установлению нагрузочных режимов узлов, механизмов и агрегатов автомобиля.

Уделено внимание вопросам формирования систем дифференциальных уравнений для расчета динамики автомобиля, а также ознакомления с современными представлениями о теории формирования нагрузок в узлах и деталях автомобиля в различных условиях эксплуатации.

Учебное пособие предназначено для студентов обучающихся в магистратуре технических высших учебных заведений, может быть полезно аспирантам и научным работникам, специалистам научно – исследовательских институтов.

Илл. 61. Таб. 17. Библиог 7 названий.

## **Avtomobil dinamikasi va mustahkamligi**

Texnika fanlari doktori, prof. A.A.Shermuxamedov

Ushbu o'quv qo'llanma loyihaviy yechimlar bosqichida berilgan talablarni qanoatlantiradigan avtomobilning dinamik tavsiflarini hisoblash usullari, avtomobilning mustahkamligi va umrboqiyiligini hisoblash usullari, shuningdek, avtomobil agregatlari va mexanizmlaridagi yuklanish rejimlarini aniqlash bo'yicha sinashning asosiy usullari yoritilgan.

Avtomobil dinamikasini hisoblash uchun differensial tenglamalarni shakllantirish masalalariga hamda turli ekspluatatsiya sharoitida avtomobil detallari va elementlarida yuklanmalarning shakllanishi nazariyasi xaqidagi zamonaviy qarashlar bilan tanishishga alohida e'tibor berilgan.

O'quv qo'llanma texnika oliy ta'lim muassasalari magistraturasida ta'lim olayotgan talabalarga mo'ljallangan, aspirantlar va ilmiy xodimlar hamda ilmiy-tadqiqot institutlarining mutaxassisleri foydalanishlari mumkin.

61 ta rasm, 17 ta jadval, 7 nomdagi adabiyot.

## **Dynamics and durability of the car.**

Dr. Tech. Sci., prof. Shermukhamedov A.A.

In present educational the manual methods by settlement definition of dynamic parameters of the cars providing set requirements of stages of design decisions, methods of calculation of the car on durability, and also the basic test methods of cars on an establishment of loading modes of units, mechanisms and units of the car are stated.

It is paid attention to questions of formation of systems of the differential equations for calculation of car dynamics, and also acquaintance with modern representations about the theory of formation of loadings in units and details of the car in various conditions of operation.

The Manual is intended for students of technical higher educational institutions trained in a magistracy, it can be useful for post-graduate students and science officers, experts scientifically - research institutes.

Ill. 61. Tab. 17. Bibli 7 names.

## Введение

Для проектирования автомобиля нужно знать законы, по которым он движется, т.е. надо определить какие силы действуют на автомобиль и каким образом, как он взаимодействует с внешней средой, что приводит его в движение и останавливает, что заставляет его поворачиваться, колебаться или ехать плавно и каким образом, и т.д.

Кроме того, необходимо уделять внимания вопросам повышения надежности (в частности, долговечности) автомобиля в целом, а также его механизмов, узлов и деталей. Надежность автомобиля зависит от условий эксплуатации, которые, в свою очередь, определяются качеством дорог, скоростью движения, нагрузкой в кузове и т. п. При изменении условий эксплуатации меняются нагрузочные режимы механизмов, узлов и деталей автомобиля, а в связи с этим и потребность в техническом обслуживании и ремонте. Так, например, интенсивность изнашивания тормозных накладок при эксплуатации автомобиля в городе в несколько раз больше, чем при его работе на междугородной автостраде. Из-за работы в тяжелых дорожных условиях у автомобиля-самосвала объем крепежных работ в 2 раза больше, чем у бортового автомобиля. Таких примеров можно привести множество.

Под воздействием различных нагрузок детали автомобиля изнашиваются, в них накапливаются усталостные повреждения, которые в отдельных случаях могут привести к поломкам. Поломки могут произойти также под действием, чрезмерно больших динамических нагрузок. Чем тяжелее дорожные условия и выше скорость движения автомобиля, тем больше нагрузки, действующие на тот или иной его узел или агрегат.

Высокая надежность (в частности, долговечность) должна закладываться при конструировании автомобиля, реализоваться при его изготовлении и поддерживаться во время эксплуатации.

Для расчета механизмов автомобиля на прочность и износостойкость и для определения их долговечности в заданных условиях эксплуатации необходимо выявить действующие на них нагрузки.

Задачей настоящего курса является формирования у студентов знаний, умений и навыков по расчетному определению динамических параметров автомобилей, обеспечивающих заданные требования на стадии проектных решений, ознакомление с современными представлениями о теории формирования нагрузок в узлах и деталях автомобиля в различных условиях эксплуатации, изучения методов расчета автомобиля на прочность и долговечность, а также основных методов испытаний автомобилей по установлению нагрузочных режимов узлов, механизмов и агрегатов автомобиля.

Автомобили – это так называемые большие системы, состоящие из многочисленных подсистем. Например, грузовой автомобиль можно «расщепить» на следующие подсистемы: рама, кузов, кабина, двигатель, трансмиссия, системы приводов.

Автомобиль – это единый организм. Улучшая одну из подсистем, можем ухудшить работу других.

При проектировании автомобиля приходится иметь дело с большими математическими моделями.

Они содержат сотни степеней свободы, описываются системами уравнений высокого порядка, и расчет одного варианта требует порой много часов времени на ЭВМ.

Это означает, что решить непосредственно «в лоб» задачу многокритериальной оптимизации не всегда возможно. Естественно напрашивается идея – расщепить (декомпозировать) систему на такие подсистемы, которые возможно оптимизировать, а затем собрать (агрегировать) результаты оптимизации, чтобы получить оптимальное решение для всей системы. Все это может позволить определить такие требования к подсистемам, чтобы автомобиль был в целом оптимальным.

Корректное определение параметрических, функциональных и критериальных ограничений осуществляется с помощью специального алгоритма. Рассмотрение исследуемого объекта возможно в виде иерархической структуры. Нижний уровень этой структуры составляют подсистемы, верхний – система в целом.

Во многих случаях оптимизация на нижнем уровне намного проще, поэтому если использовать результаты оптимизации, полученные на нижнем уровне, существенно сокращая при этом число рассматриваемых вариантов всей системы, можно оптимизировать систему в приемлемое время. Имеются три варианта решения задачи: у подсистемы могут быть критерии, которые неявным образом влияют на критерии всей системы, поэтому в списке критериев всей системы они могут отсутствовать; у системы могут быть критерии, которые на уровне подсистем невозможно рассчитать; имеются критерии, которые могут быть рассчитаны для системы в целом и для ее подсистем. Учет первых двух вариантов достаточно прост. Третий – наиболее сложный.

Поэтому для различных схем необходимо последовательно рассматривать основные способы упрощения исходной модели при различных соотношениях параметров и критериев системы и ее подсистем.

Кроме того, автомобиль является частью системы «автомобиль - водитель - дорога - среда» и его свойства проявляют во взаимодействии с элементами этой системы. Поэтому значимость определенного эксплуатационного свойства зависит от условий, в котором эти свойства проявляются, т.е. от условий эксплуатации.

Условия эксплуатации в целом определяется дорожными, транспортными и природно-климатическими условиями, каждый из которых характеризуется определенными факторами:

Дорожные условия - элементом профиля и рельефом местности, видом и ровностью дорожного покрытия, интенсивностью движения, стабильностью дорожного состояния, режимами движения.

Транспортные условия - видом груза, объемом перевозок, способами погрузки выгрузки, режимами работы, видами маршрутов, тех. обслуживанием и ремонтом.

Природно-климатические условия - особенностью зон умеренного, холодного, жаркого и высокогорного климата.

В данной учебной пособии приводятся теоретические и практические сведения, которые необходимы будущим магистрам при решении актуальных проблем динамики и прочности автомобильных конструкций.

## Глава 1. Основы динамики

Модель – это некоторое средство, с помощью которого собирается полезная информация о реальном объекте. Таким образом, модель должна содержать (отображать) изучаемые свойства объекта. Моделирование – исследование объекта с помощью модели. В зависимости от вида различают физические, математические, компьютерные модели. Иногда к ним добавляют мысленные и документальные модели.

Математическая модель – это совокупность математических объектов (матриц, уравнений, чисел, переменных и т.д.) и соотношений между ними, отражающих требуемые свойства моделируемого объекта.

Компьютерная модель – это математическое описание моделируемого объекта, находящееся в компьютере. Иначе, это программный продукт, состоящий из одного или нескольких файлов. Компьютерная модель должна соответствовать ряду требований: универсальности, адекватности, точности, экономичности.

Адекватность характеризует полноту отображаемых в модели свойств реального объекта. Точность оценивается степенью совпадения значений параметров реального объекта и значений тех же параметров, рассчитанных с помощью модели. Адекватность характеризует способность модели отображать заданные свойства с точностью не ниже заданной.

Модели разделяют по следующим классификационным признакам:

- по типу отображаемых свойств объекта – структурные, функциональные;
- по принадлежности к иерархическому уровню – на модели на микро-, макро- и мегауровне;
- по форме представления свойств объекта – на графические, аналитические, алгоритмические, имитационные;
- по способу определения параметров – на теоретические, эмпирические, комбинированные;
- по характеру изменения параметров и свойств объекта – на детерминированные и вероятностные.

Динамические модели автомобилей состоят из отдельных элементов: инерционных, упругих, диссипативных, редукторных.

Инерционное звено обладает только инерционными свойствами. Абсолютно инерционных звеньев на самом деле не существует. Все реальные звенья кроме инерционных, обладают еще упругими и диссипативными свойствами. При расчетах автомобиля инерционными звеньями считают маховик двигателя, массу автомобиля. Инерционное звено аккумулирует кинетическую энергию. Инерционность оценивается при прямолинейном движении – массой  $m$  (кг), а при угловом – моментом инерции  $J$  (кг·м<sup>2</sup>). Условные обозначения инерционных звеньев: прямоугольник для моделей с поступательным перемещением масс и окружность – с угловым перемещением.

Упругое звено имеет только упругие свойства. К таким звеньям можно придти, когда инерционные и диссипативные качества звена незначительные. Упругие звенья аккумулируют потенциальную энергию. Примерами таких звеньев являются полуоси, пружины, торсионы, валы. Упругие качества оцениваются жесткостью  $c$ , под которой понимают отношение изменения силы (момента), приложенной к звену, к его деформации. Часто используют обратную величину - податливость  $e = 1/c$ . Условные обозначения упругих звеньев динамических моделей - прямые или ломаные линии (пружины).

Диссипативные звенья рассеивают энергию. Чисто диссипативных звеньев не существует. К ним можно отнести амортизаторы автомобиля. Оцениваются коэффициентом демпфирования  $b$ , под которым подразумевают отношение силы (момента) к скорости его деформации. Параметры звеньев находят теоретическими или экспериментальными методами. Для простейших деталей формулы для расчета моментов инерции и жесткостей приводятся в соответствующей литературе.

Редукторные звенья изменяют скорость перемещения масс системы. Характеризуются передаточным отношением. Примерами таких звеньев являются коробка передач, дополнительная передача, главная передача и т. д.

### 1.1. Приведение динамической модели

Приведенная модель не имеет редукторных звеньев и потому все инерционные звенья перемещаются в установившемся режиме с одной скоростью. Параметры системы обычно приводятся к одной базовой координате. При этом энергии звеньев до и после приведения должны остаться неизменными.

Соответствующие формулы для выполнения приведения:

$m_n = m_c/u^2$  и  $J_n = J_c/u^2$  - для инерционных звеньев;

$c_n = c_c/u^2$ ,  $e_n = e_c \cdot u^2$  - для упругих звеньев;

$b_n = b_c/u^2$  - для диссипативных звеньев,

где  $u$  - передаточное отношение редукторных звеньев, размещенных между базовой координатой и координатой, соответствующей приводимому звену.

Нижний индекс "n" соответствует приведенному звену, а "c" - неприведенному.

Пример выполнения приведения показан на рис. 1.1.

### 1.2. Составление уравнений движения

Существуют разные методы. Наиболее распространенные - принцип Даламбера и уравнения Лагранжа второго рода.

Принцип Даламбера основан на сведении задач динамики к задачам статики путем приложения к массам сил инерции. Уравнения движения записываются непосредственно как сумма активных сил, реакций и сил инерции, действующих вдоль рассматриваемой координате.

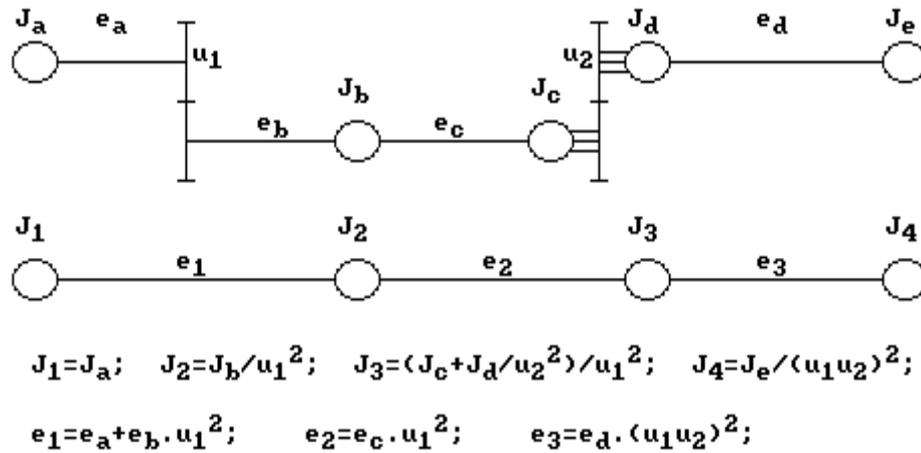


Рис.1.1. Приведение параметров динамической модели к массе  $J_a$ .

Уравнения Лагранжа обычно записывают в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial q_i'} - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_{\Pi}}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i'} = Q_i = \frac{\partial W}{\partial q_i},$$

где  $E_k$ ,  $E_{\Pi}$  и  $\Phi$  - энергии системы: кинетическая, потенциальная и функция рассеивания  $\Phi$ ;  $Q_i$  - внешняя сила, действующая вдоль координаты  $q_i$ . Нужно иметь в виду, что  $E_k$ , записанная в декартовых координатах, является функцией только скоростей и не зависит от координаты  $q_i$ . Однако, записанная в обобщенных координатах,  $E_k$  может быть функцией  $q_i$  и  $q_i'$ .

Внешняя сила  $Q_i$  при необходимости находится как производная виртуальной работы  $W$  по  $q_i$ .  $Q_i = \partial W / \partial q_i$ .

Полная кинетическая энергия 
$$E_k = 0,5 \sum_1^n m_i (x_i')^2 + 0,5 \sum_1^k I_j (\varphi_j')^2$$

Потенциальная энергия (понимается как приращение при перемещении масс)

$$E_n = 0,5 \sum_1^n c_i \Delta_i^2 + 0,5 \sum_1^k c_{\varphi_j} \varepsilon_j^2,$$

где  $c_i$ ,  $c_{\varphi_j}$  - жесткости линейные и угловые упругих звеньев;  $\Delta_i$ ,  $\varepsilon_j$  - линейные и угловые деформации.

Функция рассеивания 
$$\Phi = \sum_1^n \int F_i d(q_i'),$$
 где  $F_i$  - сила трения.

Если  $F_i = b_i q_i'$  и  $b_i = const$ , то 
$$\Phi = \int b_i q_i' d(q_i') = 0,5 b_i (q_i')^2.$$

Для силы постоянного трения  $F = F_0 \operatorname{sgn}(q_i')$  и 
$$\Phi_i = \int F_0 \operatorname{sgn}(q_i') d(q_i') = F_0 \operatorname{sgn}(q_i').$$

Пример 1. Используя принцип Даламбера, записать уравнения движения для трехмассовой динамической модели (рис. 1.2).

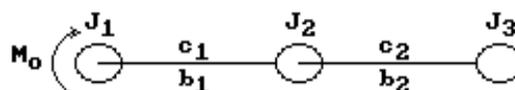


Рис. 1.2. Трехмассовая динамическая модель

Решение. Суммируя крутящие моменты, действующие вдоль обобщенных координат  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$ , получим:

$$\begin{aligned} J_1\varphi_1'' + M_1 &= M_0; \\ J_2\varphi_2'' - M_1 + M_2 &= 0; \\ J_3\varphi_3'' - M_2 &= 0, \end{aligned}$$

где  $M_1 = M_{b1} + M_{c1} = b_1(\varphi_1' - \varphi_2') + c_1(\varphi_1 - \varphi_2)$ ;

$$M_2 = M_{b2} + M_{c2} = b_2(\varphi_2' - \varphi_3') + c_2(\varphi_2 - \varphi_3).$$

После простых преобразований получаем систему уравнений относительно углов поворота масс  $\varphi_i$ :

$$(J_1\varphi_1'' + b_1\varphi_1' + c_1\varphi_1) - (b_1\varphi_2' + c_1\varphi_2) = M_0;$$

$$[J_2\varphi_2'' + (b_1 + b_2)\varphi_2' + (c_1 + c_2)\varphi_2] - (b_1\varphi_1' + c_1\varphi_1) - (b_2\varphi_3' + c_2\varphi_3) = 0;$$

$$(J_3\varphi_3'' + b_2\varphi_3' + c_2\varphi_3) - (b_2\varphi_2' + c_2\varphi_2) = 0.$$

Пример 2. Используя уравнения Лагранжа II рода, вывести уравнения движения для подвески автомобиля (рис. 1.3).

Решение. Кинетическая энергия системы

$$E_k = 0,5(mz'^2 + J\varphi'^2 + m_1\xi_1'^2 + m_2\xi_2'^2)$$

Приняв за начало координат положение статического равновесия, получим для потенциальной энергии

$$E_n = 0,5(c_{p1}\Delta_{\delta 1}^2 + \tilde{n}_{\delta 2}\Delta_{\delta 2}^2 + \tilde{n}_{\phi 1}\Delta_{\phi 1}^2 + \tilde{n}_{\phi 2}\Delta_{\phi 2}^2),$$

где  $\Delta_i$  – деформации упругих элементов (рессор и шин):

$$\Delta_{p1} = \xi_1 - z_1; \quad \Delta_{p2} = \xi_2 - z_2; \quad \Delta_{u1} = q_1 - \xi_1; \quad \Delta_{u2} = q_2 - \xi_2.$$

Перемещения  $z_1$  и  $z_2$  подрессоренной массы  $m$  над балками переднего и заднего мостов соответственно равны:  $z_1 = z + a\varphi$  и  $z_2 = z - b\varphi$ .

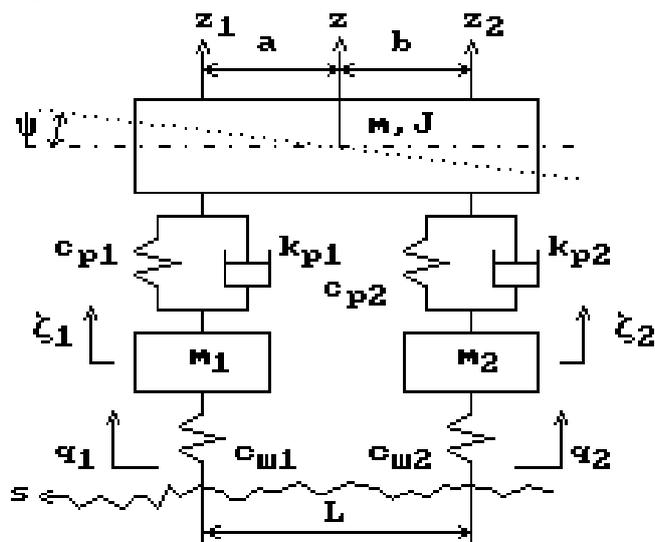


Рис. 1.3. Трехмассовая динамическая модель подвески автомобиля

С учетом сказанного выражение для потенциальной энергии принимает вид:

$$E_n = 0,5[c_{p1}(\xi_1 - z - a\varphi)^2 + c_{p2}(\xi_1 - z + b\varphi)^2 + c_{u1}(q_1 - \xi_1)^2 + c_{u2}(q_2 - \xi_2)^2].$$

Энергия, рассеиваемая в системе:

$$\Phi = 0,5(k_{\delta 1}\Delta_{\delta 1}^2 + k_{\delta 2}\Delta_{\delta 2}^2 + k_{\phi 1}\Delta_{\phi 1}^2 + k_{\phi 2}\Delta_{\phi 2}^2).$$

После дифференцирования энергий и подстановки полученных производных в уравнения Лагранжа, число которых равно числу обобщенных координат, получаем искомую систему уравнений.

### 1.3. Структурные схемы и графы

Представляют собой графическую запись уравнений и наглядно показывают связи между отдельными элементами объекта. Структурные схемы и графы можно по определенным правилам преобразовывать и упрощать. Такие действия эквивалентны алгебраическим преобразованиям систем уравнений. Они имеют геометрическую интерпретацию и уменьшают вероятность появления ошибок. По структурным схемам и графам записываются топологические формулы, которые впервые предложены Кирхгофом (1874 г.) и Максвеллом (1892 г.).

Структурные схемы и графы можно составлять по уравнениям и по геометрическому виду объекта. В последнем случае объект рассматривается состоящим из отдельных элементов, для каждого из которых имеются частные структурные схемы и графы.

В структурных схемах математические операции изображаются прямоугольником, внутри которого указывается вид операции (рис. 1.4).

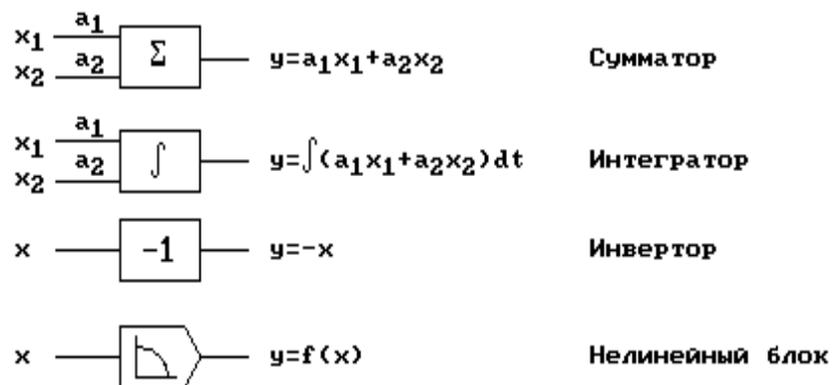


Рис. 1.4. Примеры условных обозначений математических операций на структурных схемах

В соответствии с рис. 9 один из вариантов структурной схемы для дифференциального уравнения

$$y'' + a_1 y' + a_2 y = F$$

будет иметь следующий вид (рис.1.5):

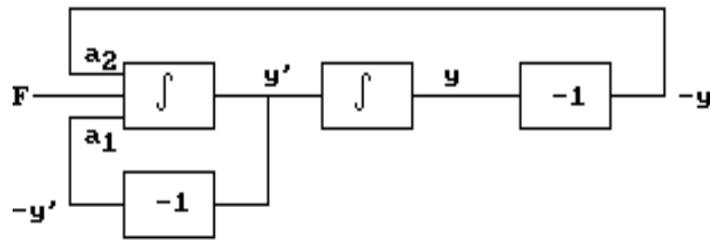


Рис. 1.5. Структурная схема дифференциального уравнения второго порядка (вариант)

Теория направленных графов получила основное развитие за рубежом. Разработано несколько типов графов, с помощью которых решаются системы линейных алгебраических уравнений. Наиболее известен М-граф, предложенный Мэзоном в 1956 г. Он представляет собой графическую трактовку известного в математике правила Крамера. Мэзон показал, что определитель системы имеет вполне определенный физический смысл и разработал упорядоченную методику его нахождения.

При использовании графов исходные уравнения заменяются графом. Затем по его виду записывается решение в виде передаточной функции (см. ниже). Граф, как и структурная схема строится по определенным правилам. Его вид зависит от геометрии объекта и принятых выходных координат. Графом называют геометрическую фигуру, образованную точками и соединяющими их линиями (рис. 1.6).

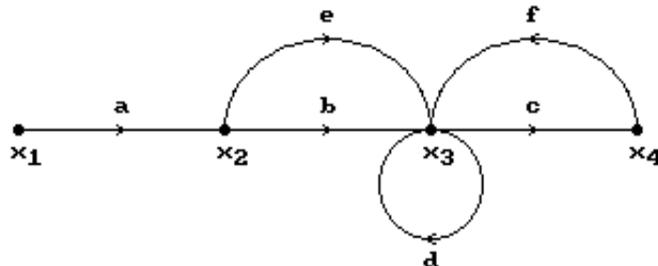


Рис. 1.6. Пример графа объекта

Точки  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  и  $x_4$  называют вершинами или узлами графа. Они соответствуют принятым входным и выходным координатам. Линии  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , ... $f$  называют ветвями или ребрами графа. Они определяют связи и соотношения между координатами графа.

Направления передачи сигналов указывают стрелками. Ветви графа образуют пути прохождения сигналов. Различают прямые и обратные, замкнутые и разомкнутые пути. В замкнутом пути (на рис.1.6 путь f-a) сигнал возвращается к исходному узлу. Он образует контур обратной связи, частным случаем которого является петля (путь d).

Правила упрощения и преобразования графов.

Правило 1. Устранение узла.  $x_2 = ax_1$ ;  $x_3 = bx_2 = abx_1$

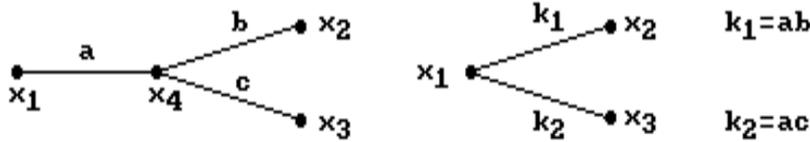


Правило 2. Объединение ветвей.  $x_2 = ax_1 + bx_1 = (a+b)x_1$



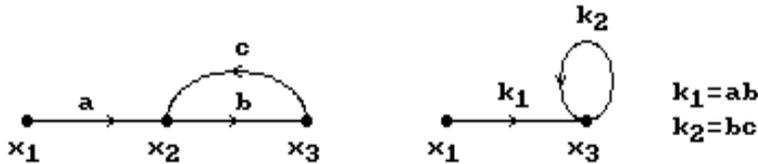
Правило 3. Устранение простой узловой точки.

$$x_4 = ax_1; \quad x_2 = bx_4; \quad x_3 = ax_4; \quad x_2 = abx_1; \quad x_3 = acx_1$$



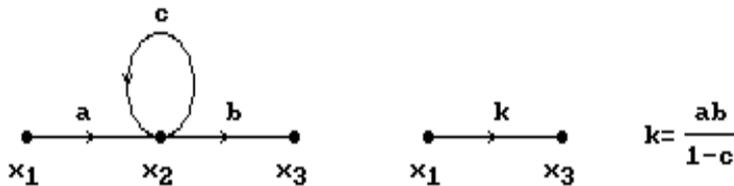
Правило 4. Устранение контура обратной связи на пути прохождения сигнала.

$$x_2 = ax_1 + cx_3; \quad x_3 = bx_2; \quad x_3 = abx_1 + bcx_1$$



Правило 5. Исключение петли.

$$x_2 = ax_1 + cx_2; \quad x_2 = a/(1-c)x_1; \quad x_3 = bx_2; \quad x_3 = ab/(1-c)x_1$$



Пример. Построить граф для трехмассовой динамической модели (рис. 1.7)

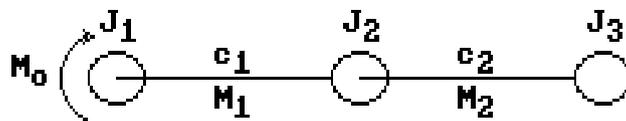


Рис.1.7. Трехмассовая динамическая модель

Примем в качестве выходных координат скорости масс и моменты в упругих звеньях. Уравнения движения для рассматриваемой модели

$$\begin{aligned} J_1 \varphi_1'' + M_1 &= M_0; \\ J_2 \varphi_2'' - M_1 + M_2 &= 0; \\ J_3 \varphi_3'' - M_2 &= 0, \end{aligned}$$

где  $M_1 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2)$ ;  $M_2 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3)$ .

Запишем их в виде

$$\begin{aligned}\varphi_1' &= 1/(J_1 s)M_0 - 1/(J_1 s)M_1; \\ \varphi_2' &= 1/(J_2 s)M_1 - 1/(J_2 s)M_2; \\ \varphi_3' &= 1/(J_3 s)M_2,\end{aligned}$$

где  $1/s$  – символ интегрирования. Соответствующий граф показан на рис. 1.8.

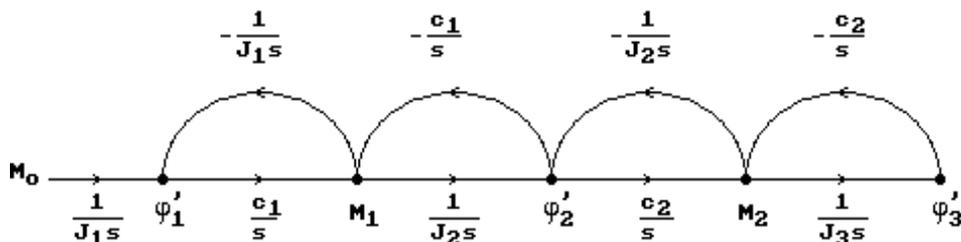


Рис.1.8. Вариант графа трехмассовой динамической модели

#### 1.4. Передаточные функции объектов

Нахождение передаточной функции в общем случае сводится к составлению уравнений движения, записи их в преобразованиях Лапласа и решении относительно изображений обобщенных координат – выходной и входной. Под передаточной функцией понимают отношение изображения выходной координаты к изображению входной координаты при нулевых начальных условиях. Рассмотрим сказанное на простом примере. Пусть поведение объекта описывается дифференциальным уравнением

$$a_0 y'' + a_1 y' + a_2 y = b_0 x' + b_1 x,$$

где  $y$  и  $x$  – соответственно выходная и входная координаты.

Преобразованное по Лапласу дифференциальное уравнение имеет вид:

$$(a_0 s^2 + a_1 s + a_2)y(s) = (b_0 s + b_1)x(s).$$

Отсюда передаточная функция равна 
$$W(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{b_0 s + b_1}{a_0 s^2 + a_1 s + a_2}.$$

Для системы уравнений используют правило Крамера.

Пример. Для трехмассовой динамической модели (рис. 1.7) найти передаточные функции  $W_1(s) = \frac{M_1(s)}{M_0(s)}$  и  $W_2(s) = \frac{M_2(s)}{M_0(s)}$  между моментами  $M_1$  и  $M_2$  в упругих звеньях и входным моментом  $M_0$ .

Решение. Приняв в качестве обобщенных координат моменты в упругих звеньях, получим следующие уравнения движения:

$$M_1'' + \lambda_1 M_1 - \frac{c_1}{J_2} M_2 = \frac{c_1}{J_1} M_0;$$

$$M_2'' + \lambda_2 M_2 - \frac{c_2}{J_2} M_1 = 0.$$

После преобразования по Лапласу получим

$$(s^2 + \lambda_1)M_1(s) - \frac{c_1}{J_2}M_2(s) = \frac{c_1}{J_1}M_0(s);$$

$$(s^2 + \lambda_2)M_2(s) - \frac{c_2}{J_2}M_1(s) = 0.$$

Отсюда искомые передаточные функции

$$W_1(s) = \frac{M_1(s)}{M_0(s)} = \frac{c_1}{J_1} \frac{R_2}{R}; \quad W_2(s) = \frac{M_2(s)}{M_0(s)} = \frac{c_1 c_2}{J_1 J_2} \frac{1}{R},$$

где  $R = R_1 R_2 - \gamma_{12}$ ;  $R_1 = s^2 + \lambda_1$ ;  $R_2 = s^2 + \lambda_2$ ;  $\gamma_{12} = c_1 c_2 / J_2^2$ ;  $\lambda_1 = c_1(1/J_1 + 1/J_2)$ ;  $\lambda_2 = c_2(1/J_2 + 1/J_3)$ ;

Анализ передаточных функций показывает, что их можно записывать непосредственно по виду динамической модели без составления уравнений движения.

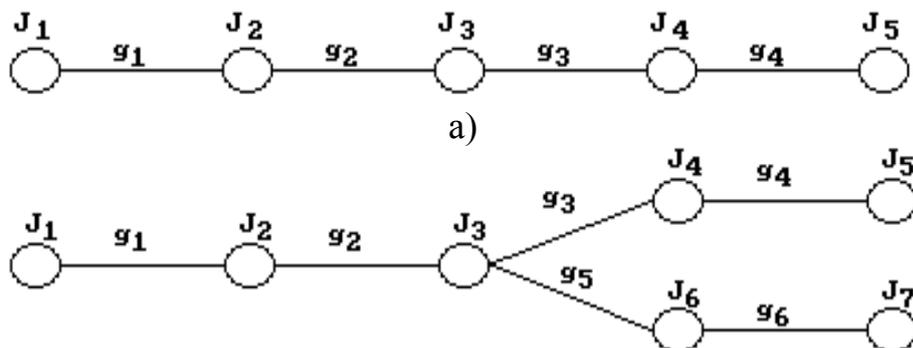
Структура передаточной функции динамической модели имеет следующий вид:

$$W(s) = K \cdot B / C.$$

Переменная  $K$  учитывает параметры модели, расположенные на пути прохождения сигнала от входной до выходной координат. Переменная  $B$  соответствует характеристическому определителю части динамической системы (подсистемы), расположенной вне пути прохождения сигнала. Переменная  $C$  соответствует характеристическому определителю части динамической модели, расположенной на пути прохождения входного сигнала. Если за входной сигнал принято внешнее воздействие, то  $C$  соответствует характеристическому определителю всей системы.

При анализе пути прохождения сигнала массы, расположенные на пути его прохождения, считаются закрепленными, а упругие звенья – разорванными, что равноценно приравниванию нулю соответствующих координат. Если имеется несколько путей прохождения сигнала, то передаточная функция равна сумме передаточных функций, определяемых отдельно для каждого пути.

Ниже приведены примеры некоторых передаточных функций между моментами  $M_i$  и углами поворота масс  $\varphi_i$  для динамических моделей, показанных на рис. 1.9. Упруго-диссипативная характеристика  $g_i = b_i s + c_i$  учитывает диссипативные (коэффициент  $b_i$ ) и упругие (коэффициент  $c_i$ ) свойства  $i$ -го звена.



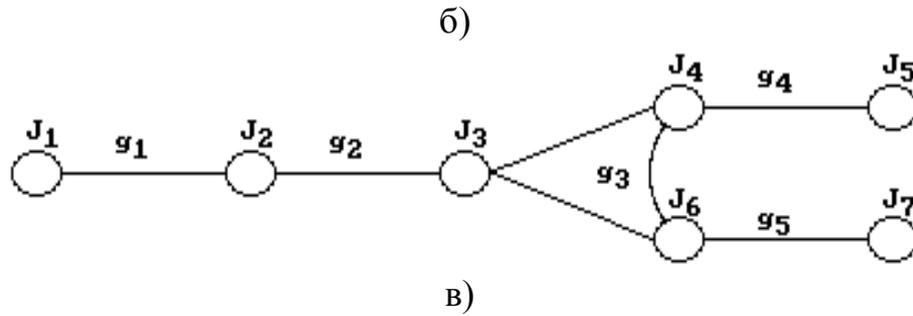


Рис. 1.9. Динамические модели различных типов

Неразветвленная динамическая модель (рис 1.9 а).

$$W_{02}^M(s) = \frac{M_2(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2}{J_1 J_2} \frac{R_{34}}{R}; \quad W_{04}^M(s) = \frac{M_4(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2 g_3 g_4}{J_1 J_2 J_3 J_4} \frac{1}{R};$$

$$W_{01}^{M\varphi}(s) = \frac{\varphi_1(s)}{M_0(s)} = \frac{1}{J_1} \frac{R_{1234}^{(1)}}{R}; \quad W_{04}^{M\varphi}(s) = \frac{\varphi_4(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2 g_3}{J_1 J_2 J_3 J_4} \frac{R_4^{(4)}}{R};$$

Разветвленная динамическая модель (рис 1.9 б).

$$W_{02}(s) = \frac{M_2(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2}{J_1 J_2} \frac{R_{3456}}{R}; \quad W_{03}(s) = \frac{M_3(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2 g_3}{J_1 J_2 J_3} \frac{R_4 R_{56}^{(2)}}{R};$$

Динамическая модель с дифференциальным разветвлением (рис. 1.9 в).

$$W_{02}(s) = \frac{M_2(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2}{J_1 J_2} \frac{R_{345}}{R}; \quad W_{03}(s) = \frac{M_3(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2 g_3}{J_1 J_2 J_3} \frac{R_4 R_5}{R};$$

$$W_{04}(s) = \frac{M_4(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 g_2 g_3 g_4}{J_1 J_2 J_3 J_4} \frac{R_5}{R};$$

### 1.5. Частотные характеристики объекта. Амплитудные частотные характеристики

Частотные характеристики оценивают свойства объекта при воздействии на него гармонических возмущений. Частотные характеристики самым тесным образом связаны с передаточными функциями. Для получения частотных характеристик достаточно в передаточной функции  $W(s)$  заменить  $s$  на  $j\omega$ . В результате получается комплексная частотная характеристика (КЧХ)  $W(j\omega)$ . Все остальные характеристики являются ее частными случаями.

Амплитудная частотная характеристика представляет собой отношение амплитуды выходного установившегося сигнала к амплитуде входного гармонического воздействия различной частоты.

АЧХ можно найти из КЧХ, разложив последнюю на вещественную  $ReW$  и мнимую  $ImW$  части:

$$W(j\omega) = ReW + jImW, \quad \text{где } j = \sqrt{-1}.$$

Тогда АЧХ будет равна

$$A(\omega) = \sqrt{(ReW)^2 + (ImW)^2}.$$

Пример. Найти АЧХ для объекта, поведение которого описывается уравнением

$$a_0 y'' + a_1 y' + a_2 y = bx,$$

Решение. Передаточная функция равна

$$W(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{b}{a_0 s^2 + a_1 s + a_2}.$$

После замены  $s$  на  $j\omega$  получаем

$$W(j\omega) = \frac{b}{a_0(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_2}.$$

Разделив последнее выражение на вещественную и мнимую части, после простых преобразований находим АЧХ

$$A(\omega) = \frac{b}{\sqrt{(a_2 - a_0\omega^2)^2 + \omega^2 a_1^2}}.$$

Более просто АЧХ находится при использовании выражения

$$A(\omega) = \sqrt{W(j\omega) \cdot W(-j\omega)}.$$

Типичный график АЧХ показан на рис. 1.10.

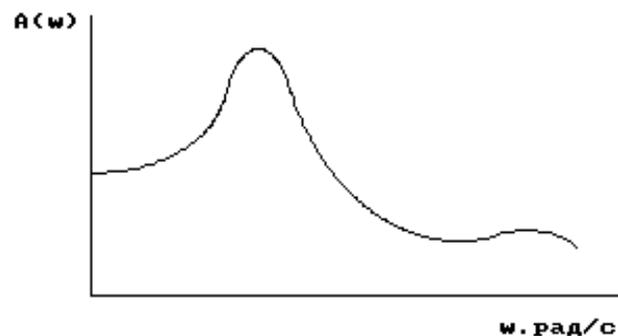


Рис. 1.10. Пример графика амплитудной частотной характеристики объекта.

Точки максимумов АЧХ соответствуют резонансным частотам объекта. При уменьшении трения в системе эти максимумы увеличиваются, стремясь к бесконечности при уменьшении трения до нуля.

### 1.6. Вероятностные модели объектов

К вероятностным моделям приходят, если структура, параметры объекта или действующие на него возмущения являются случайными функциями. Вероятностные расчеты базируются на дисциплинах: теория вероятностей и математическая статистика, теория случайных функций, статистическая динамика.

Функция, значение которой является случайной величиной при каждом данном значении независимой переменной, называется случайной. Она может рассматриваться как бесконечная последовательность случайных величин и зависит от одной или нескольких независимо изменяющихся переменных. Случайные функции, для которых независимой переменной является время,

называют стохастическими. В дальнейшем, если особо не оговорено, в качестве независимой переменной принято время  $t$ .

Функция, получаемая в результате каждого отдельного опыта, является конкретной реализацией случайной функции, представляющей собой совокупность всех реализаций. Случайная функция  $x(t)$  при данном  $t = t_i$  есть случайная величина  $x(t_i)$  и называется сечением функции.

При рассмотрении случайных процессов выделяют такие, статистические характеристики которых не изменяются во времени. Эти процессы и соответствующие им случайные функции называются стационарными. Процессы и соответствующие им функции, не обладающие свойством инвариантности (неизменности) статистических характеристик при временных сдвигах, называют нестационарными. Исследование систем, случайные процессы в которых стационарны, значительно проще исследования нестационарных систем. С другой стороны, процессы во многих объектах могут приближённо рассматриваться как стационарные.

Свойство эквивалентности среднего по времени среднему по множеству носит название эргодичности. Для эргодического стационарного процесса все усреднённые характеристики одинаковы для всех реализаций, и эти реализации могут быть заменены одной реализацией, достаточно продолжительной по времени. Для определения характеристик стационарной эргодической случайной функции можно ограничиться одним опытом вместо множества опытов, необходимых для определения характеристик неэргодического процесса. Не всякая стационарная функция является эргодической. Простейшим примером является функция, все реализации которой постоянны по времени, но различны по уровню.

Ниже рассмотрены характеристики случайных процессов в предположении, что они обладают свойствами стационарности и эргодичности.

Основными статистическими характеристиками случайной функции являются: плотность распределения, математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение или дисперсия, корреляционная функция, спектральная плотность.

Плотность распределения определяет вероятность того, что значения ординат в произвольный момент времени находятся в определённом интервале:

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{\Delta x}.$$

Математическое ожидание (среднее значение) непрерывной случайной функции

$$\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x dt \quad \text{или} \quad \bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} x p(x) dx.$$

Для дискретной случайной функции

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad \text{или} \quad \bar{x} = \sum_{i=1}^N x_i p(x_i).$$

Разность  $x - \bar{x}$  называется центрированной случайной функцией. Её математическое ожидание равно нулю.

Дисперсия и среднее квадратическое отклонение характеризуют разброс значений  $x(t)$  случайной функции относительно математического ожидания. Дисперсия непрерывного и дискретного процессов соответственно равна:

для центрированной функции

$$D_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2 dt; \quad D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2;$$

для нецентрированной функции

$$D_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T (x - \bar{x})^2 dt; \quad D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2.$$

Среднее квадратическое отклонение  $\sigma_x = \sqrt{D_x}$ .

Плотность вероятности, математическое ожидание и дисперсия не характеризуют протекание случайного процесса во времени. Для оценки временной структуры центрированной случайной функции используют корреляционную функцию, которая определяет взаимосвязь случайных значений функции во времени:

$$R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau)dt,$$

где  $x(t+\tau)$  - значение случайной функции  $x(t)$  при смещённом на  $\tau$  значении аргумента (времени). Для дискретной функции

$$R_x(n) = \frac{1}{N-n} \sum_{i=1}^{N-n} x_i x_{i+n}.$$

Пусть, например, имеется ряд дискретных значений функции  $x_1, x_2, \dots, x_N$ . Тогда

$$R_x(0) = \frac{1}{N} (x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_N^2) = D_x;$$

$$R_x(1) = \frac{1}{N-1} (x_1 x_2 + x_2 x_3 + \dots + x_{N-1} x_N);$$

$$R_x(2) = \frac{1}{N-2} (x_1 x_3 + x_2 x_4 + \dots + x_{N-2} x_N);$$

$$R_x(n) = \frac{1}{N-n} (x_1 x_{n+1} + x_2 x_{n+2} + \dots + x_{N-n} x_N).$$

Из формул видно, что при нулевом сдвиге ( $\tau = 0$  или  $n=0$ ) значение  $R_x$  будет максимальным и равным дисперсии  $D_x$  (рис. 1.11). С увеличением сдвига  $\tau$  значения  $R_x(\tau)$  уменьшаются. При некотором значении  $\tau = \tau_0$ , называемом временем корреляции, кривая  $R_x(\tau)$  пересекает ось абсцисс. При  $\tau > \tau_0$  значения функции  $x(t)$  являются практически независимыми друг от друга случайными величинами. Конечное значение  $R_x(\infty) = \bar{x}^2$ . Для центрированной случайной

функции  $R_x(\infty) = 0$ . Часто удобнее пользоваться нормированной безразмерной корреляционной функцией  $\rho_x(\tau) = R_x(\tau)/R_x(0)$ .

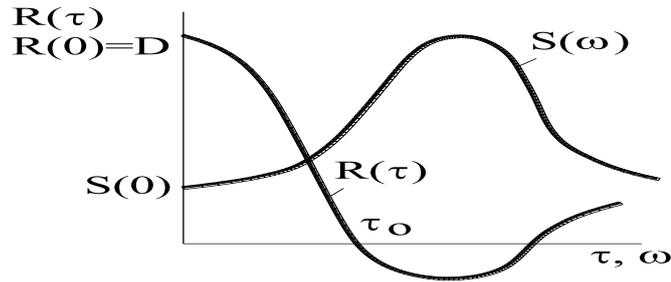


Рис. 1.11. Графики корреляционной функции  $R_x(\tau)$  и спектральной плотности  $S_x(\omega)$

Корреляционные функции являются неслучайными и их можно аппроксимировать функциональной зависимостью

$$\rho_x(\tau) = \sum_{i=1}^n a_i e^{-\alpha_i |\tau|} \cos(\omega_i \tau).$$

В большинстве случаев достаточно ограничиться одним слагаемым

$$\rho_x(\tau) = e^{-\alpha |\tau|} \cos(\beta \tau).$$

Спектральная плотность пропорциональна квадратам амплитуд колебаний и характеризует энергию колебаний на различных частотах (рис. 18).

Для получения спектральной плотности достаточно взять интеграл Фурье от корреляционной функции:

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j\omega \tau} d\tau.$$

Этот интеграл называют прямым функциональным преобразованием Фурье. Обратное преобразование позволяет найти корреляционную функцию по спектральной плотности:

$$R_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_x(\omega) e^{j\omega \tau} d\omega.$$

Последние два выражения после определённых преобразований можно записать в более удобном для практических расчётов виде:

$$S_x(\omega) = 2 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos(\omega \tau) d\tau; \quad R_x(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) \cos(\omega \tau) d\omega.$$

При  $\tau = 0$

$$R_x(0) = D_x = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) d\omega.$$

Таким образом, дисперсия амплитуд стационарной случайной функции пропорциональна площади, ограниченной кривой  $S_x(\omega)$  и осями координат.

Спектральная плотность производной случайной функции  $S_{x'}(\omega) = \omega^2 S_x(\omega)$ .

Случайный процесс  $x$ , в котором отсутствует взаимосвязь между предыдущими и последующими значениями  $x$ , называется абсолютно случайным процессом или белым шумом. В этом случае время корреляции  $\tau_0=0$ ,  $R_x(\tau)$  представляет собой  $\delta$ -функцию, а  $S_x$  является постоянной величиной, не зависящей от  $\omega$ . В чистом виде белый шум нереализуем, так как требует бесконечно большой мощности. Однако многие физические процессы близки к нему (в определенном интервале частот).

Из теории случайных функций известно, что для линейного объекта спектральная плотность выходного сигнала равна спектральной плотности входного сигнала, умноженной на квадрат модуля АЧХ объекта:  
 $S_y(\omega) = S_x(\omega)A_x^2(\omega)$ .

Тогда дисперсия выходного сигнала

$$D_y = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} (A_x^2(\omega)S_x(\omega))d\omega.$$

Обычно оптимальными условиями работы объекта являются такие, при которых дисперсия выходного сигнала минимальна.

#### Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение понятиям модели, моделирования, адекватности и точности модели.
2. Основные виды моделей и по каким классификационным признакам они разделяются.
3. Из каких элементов состоят динамические модели автомобилей.
4. Каким образом осуществляется приведение параметров динамической модели к базовой координате.
5. Опишите принцип Даламбера и уравнения Лагранжа второго рода.
6. Как осуществляется графическая запись уравнений с помощью структурной схемы и графов
7. Что понимают под передаточной функцией объектов
8. Что представляют собой частотные и амплитудно-частотные характеристики объекта.
9. Опишите вероятностные модели объектов
10. Изложите основные статистические характеристики случайной функции.

#### Тестовые вопросы

1. Дайте определение модели:
  - А) Это совокупность объектов и соотношений между ними, отражающих требуемые свойства моделируемого объекта
  - Б) Это математическое описание моделируемого объекта, находящееся в компьютере
  - \*В) Это некоторое средство, с помощью которого собирается полезная информация о реальном объекте
  - Д) Программный продукт, состоящий из одного или нескольких файлов
  - Е) Все ответы правильные.
  
2. Какие признаки классифицируют модель:
  - А) по типу отображаемых свойств объекта – структурные, функциональные; по принадлежности к иерархическому уровню – на модели на микро-, макро- и мегауровне;
  - Б) по форме представления свойств объекта – на графические, аналитические, алгоритмические, имитационные; по способу определения параметров – на теоретические, эмпирические, комбинированные;

- В) по характеру изменения параметров и свойств объекта – на детерминированные и вероятностные;  
Д) по способу определения параметров – на теоретические, эмпирические, комбинированные;  
\*Е) Ответы А, Б, В, Д.

3. Какие элементы входят в динамическую модель автомобиля:

- А) инерционные, упругие;  
Б) диссипативные, редукторные;  
В) статические, упругие;  
Д) диссипативные, жесткие;  
\*Е) Ответы А, Б.

4. Какие формулы приводят динамическую модель:

- А)  $m_n = m_0/u^2$  и  $J_n = J_0/u^2$ ;  
Б)  $c_n = c_0/u^2$ ,  $e_n = e_0 \cdot u^2$ ;  
В)  $b_n = b_0/u^2$ ;  
Д) Ответы А и Б;  
\*Е) Ответы А, Б, В.

5. Укажите наиболее распространенные методы составления уравнений движения:

- \*А) принцип Даламбера и уравнения Лагранжа второго рода;  
Б) уравнения Эйлера и уравнение неразрывности;  
В) уравнение неразрывности и принцип Даламбера;  
Д) уравнения Эйлера и уравнения Лагранжа;  
Е) ответы А и Б.

6. Структурные схемы и графы, это:

- А) графическая запись уравнений;  
Б) действие эквивалентное алгебраическим преобразованиям систем уравнений;  
В) геометрическая интерпретация элементов объекта;  
Д) топологические формулы;  
\*Е) все ответы верны.

7. При исследовании графов:

- А) исходное уравнение заменяется графом;  
Б) решение записывается в виде передаточной функцией;  
В) принимается геометрическая фигура, образованная точками и соединяющими их линиями;  
\*Д) ответы А, Б и В;  
Е) ответы А и В.

8. Укажите правильный ответ по пониманию передаточной функции объектов:

- А) это изображения выходной координаты к изображению входной координаты при нулевых начальных условиях;  
Б) это соотношение  $W(s) = y(s) / x(s)$ ;  
В) это обобщенная структура  $W(s) = K \bullet B / C$ ;  
Д) ответы А и В;  
\*Е) ответы А, Б и В.

9. Как можно получить частотные характеристики объекта:

- \*А) заменой в передаточной функции  $W(s)$   $s$  на  $j\omega$

- Б) заменой в передаточной функции  $W(s)$   $s$  на  $e^{j\omega}$ ;
- В) заменой в передаточной функции  $W(s)$   $s$  на  $\ln(j\omega)$ ;
- Д) заменой в передаточной функции  $W(s)$   $s$  на  $\cos(j\omega)$ ;
- Е) заменой в передаточной функции  $W(s)$   $s$  на  $\sin(j\omega)$ .

10. Какая из ниже приведенных формул определяет дисперсию процесса:

- А)  $p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{\Delta x}$ ;
- Б)  $\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x dt$ ,  $\bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} xp(x) dx$ ;
- \*В)  $D_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2 dt$ ;  $D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2$ ;
- Д)  $\sigma_x = \sqrt{D_x}$ ;
- Е)  $R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau) dt$ .

11. Какая из ниже приведенных формул определяет среднеквадратическое отклонение:

- А)  $p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{\Delta x}$ ;
- Б)  $\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x dt$ ,  $\bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} xp(x) dx$ ;
- В)  $D_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2 dt$ ;  $D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2$ ;
- \*Д)  $\sigma_x = \sqrt{D_x}$ ;
- Е)  $R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau) dt$ .

12. Какая из ниже приведенных формул определяет корреляционную функцию:

- А)  $p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{\Delta x}$ ;
- Б)  $\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x dt$ ,  $\bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} xp(x) dx$ ;
- В)  $D_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2 dt$ ;  $D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2$ ;
- Д)  $\sigma_x = \sqrt{D_x}$ ;
- \*Е)  $R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau) dt$ .

## Глава 2. Взаимодействие колеса с дорогой

Прежде чем рассматривать движение всех автомобилей, рассмотрим основные зависимости, связанные с работой одного из важнейших устройств автомобилей - колеса.

Посредством колеса осуществляется взаимодействие автомобилей с внешней средой - дорогой. Через колеса передаются силы, которые удерживают автомобиль на дороге, передвигают и останавливают, заставляют изменять направление движения. Несмотря на простоту, колеса являются сложным устройством, работа которых в зависимости от поставленной цели и степени точности, может изображаться и описываться с помощью различных моделей. Можно условно рассматривать следующие 4 случая движения колеса:

- движение колеса, деформируемого под действием нормальной реакции по твердой опорной поверхности, когда ее деформация мала, по сравнению с радиальной деформацией колеса и ею можно пренебречь.
- движение жесткого колеса по деформируемой поверхности
- движение деформируемого колеса по деформированной поверхности
- движение жесткого колеса по твердой опорной поверхности.

### 2.1. Классификация и характеристика дорог колесных машин

Единая дорожная микронеровность может характеризоваться ее высотой и длиной. Обмерив на некотором участке дороги микронеровности можно получить их средние параметры. Такие средние характеристики микропрофиля могут дать в первом приближении оценку воздействия дороги на автомобиль. Однако такое представление не дает структурного анализа микронеровностей. Поэтому применяется статическая оценка микропрофиля дороги, базирующаяся на использовании спектрального анализа. В этом случае микропрофиль является случайной функцией протяженности дороги, пройденной автомобилем. Для ограничения объема выборки считают, что случайная функция, описывающая микропрофиль, стационарна и эргодична. Поэтому микропрофиль дороги как случайная функция может быть охарактеризована спектральной плотностью дисперсий неровностей.

Динамические импульсные нагрузки возникают в автомобиле при наездах на препятствия, торможениях и т.д.

В настоящее время отсутствует единая общепринятая классификация дорожных условий с точки зрения их повреждающего воздействия на конструкцию автомобиля. Известны попытки ряда исследователей произвести классификацию дорожных условий, в частности, по микро и макропрофилям автомобильных дорог именно по их влиянию на динамическую нагруженность трансмиссии и несущих систем, и их влиянию на эксплуатационные свойства автомобиля.

Так, в работах Артушина И.В., Бабкова В.Ф., Безбородова Г.Б., Великанова Д.П., Гришкевича А.И., Лахно Р.П. и др. основными показателями, характеризующими дорожные условия, приняты:

- коэффициент сопротивления качению;
- ровность покрытия для дорог с твердым покрытием, с деформированной поверхностью.

В зависимости от типа и состояния покрытия микропрофили дороги разделяются на четыре группы. В таблице 2.1 приведены значения показателей.

Таблица 2.1

Классификация дорог по типу и состоянию покрытия

Группа дорог	Коэффициент сопротивления качению	Состояние поверхности покрытия	
		Измерительная ровность	Глубина колеи
1	0,015-0,020	200	-
2	0,020-0,030	200-500	-
3	0,030-0,050	500-800	До 20 см для грунтовых дорог в сухом состоянии
4	0,050-0,200	Более 800	Более 5 см для деформированных поверхностей

По характеру микропрофиля в зависимости от рельефа местности и технической категории дороги разделены на три группы: горизонтальные, холмистые и перевальные.

К горизонтальным дорогам отнесены участки дорог длиной в 10-15 км, проходящие в равнинной или слабохолмистой местности и состоящие на 80-90% из горизонтальных элементов с предельно допускаемыми уклонами 5% на длине не более 10%. К этой группе дорог можно отнести все дороги 1-й и 2-й технических категорий.

К холмистым - отнесены дороги, проходящие в пересеченной местности с чередующимися подъемами и спусками, с предельно допустимыми уклонами 70% на длине не более 15%. К перевальным отнесены дороги проходящие через высокогорные перевалы, у которых разности уровней достигают значительных величин с предельно допускаемыми уклонами до 150%.

Яценко Н.Н. и Прутчиков О.К. предложили классификацию микропрофиля автомобильных дорог по длине и высоте поверхностей.

По длине поверхности условно разделены на четыре группы:

I - импульсные (короткие неровности длиной до 0.3 м., воздействие их аналогично приложению импульсов вертикальной силы - ударов к колесам в контакте с дорогой);

II - автомагистраль;

III - булыжные и гравийные дороги;

IV - грунтовые дороги.

Характеристики автомобильных дорог можно определять прямым и косвенным способами. Прямой способ заключается в непосредственном измерении неровностей дороги и статической обработке результатов этих измерений (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Характеристика микропрофиля дорог с различным покрытием.

Дорожное покрытие	Дисперсия $S_x^2$ , см <sup>2</sup>	Среднее квадратичное отклонение $S_x$ , см
Автомобильная дорога с асфальтобетонным покрытием.	0,638 – 1,60	0,8 – 1,26
Автомобильная дорога с цементобетонным покрытием.	0,250 – 1,54	0,5 – 1,24
Булыжное щебеночное, гравийное шоссе (в удовлетворительном состоянии).	1,83 – 5,24	1,35 – 2,29
То же в плохом состоянии.	6,23 – 10,7	2,50 – 3,28

Косвенным способом определяют статические характеристики дорог по результатам их воздействия на автомобиль как динамическую систему с заданными параметрами. Для этого можно исследовать процесс относительных вертикальных колебаний кузова и колес задней подвески легкового автомобиля при его движении с заданными постоянными скоростями на дорогах разных категорий.

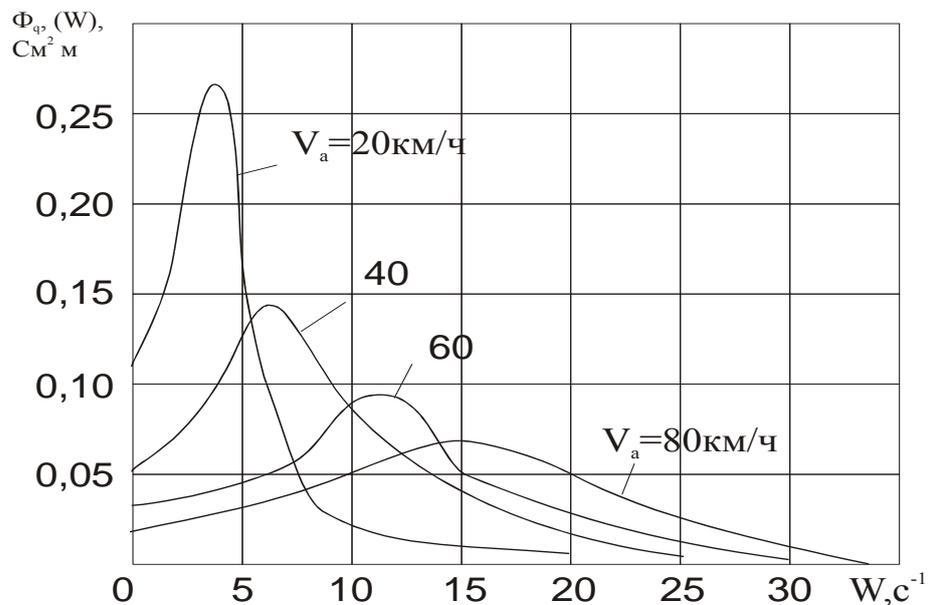


Рис.2.1. Спектральная плотность  $\Phi_q(\omega)$  воздействия микропрофиля булыжной дороги на автомобиль при различных скоростях движения. ( $\omega$  - круговая частота).

На основании анализа процессов колебаний определяют характер микропрофиля дорог и устанавливают соответствующую корреляционную функцию.

Поскольку корреляционная функция и спектральная плотность связаны между собой преобразованием Фурье, то по виду корреляционной функции микропрофиля дороги можно определить ее спектральную плотность.

Обычно принимают, что корреляционная функция профиля дороги с учетом скорости движения автомобиля имеет вид

$$K_q(\tau_k) = K_q(0) e^{-\alpha_2 V_a |\tau_k|} \cos \beta_2 V_a \tau_k,$$

где  $K_q(0) = S_x^2$  – дисперсия микропрофиля дороги;  $\alpha_2$  и  $\beta_2$  – коэффициенты, характеризующие соответственно степень нерегулярности и скрытую периодичность, имеющиеся в микропрофиле дороги при скорости автомобиля  $V_a = 1$  м/с;  $V_a$  – скорость движения автомобиля;  $\tau_k$  – время.

Например, параметры корреляционной функции микропрофиля бульжного щебеночного, гравийного шоссе в удовлетворительном состоянии имеют следующие значения:

$$K_q(0) = 2.89 \text{ см}^2, \alpha_2 = 0.32 \text{ м}^{-1}, \beta_2 = 0.64 \text{ м}^{-1}$$

В работах Островцева А.Н., Трофимова О.Ф., Красикова В.С. предложен принцип классификации микропрофилей дорог, основанный на количественной оценке воздействия дороги на транспортное средство. Предлагается аппроксимировать экспериментальную кривую спектральной плотности микропрофиля дороги степенной функцией, а в качестве обобщенного показателя принять значение спектральной плотности по частоте точки перегиба функций.

Если этот принцип классификации автомобильных дорог получит дальнейшее экспериментальное подтверждение для различных типов автомобильных дорог, то он позволит решать различные задачи оптимального проектирования и доводки узлов и агрегатов новых конструкций и прогнозировать их ресурс, оценивать некоторые эксплуатационные свойства, рассчитывать нагруженность узлов, работающих в реальных условиях эксплуатации.

В НАМИ (Россия) разработана классификация условий эксплуатации и нагрузочных режимов автомобилей. Все условия эксплуатации делятся на пять групп: очень легкие, легкие, средние, тяжелые и очень тяжелые.

Критерием, определяющим включение нагрузочного режима в ту или иную группу, является повреждающее действие, которое получает деталь в тех или иных условиях эксплуатации. Границы между группами выбираются с использованием кривых выносливости.

Проведенная таким способом классификация представлена в таблице 2.3.

№№ п/п	Эксплуатационные условия	Нагрузочные режимы, входящие в данную группу
I	Очень легкие	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Асфальтированное равнинное шоссе – нагрузка до 75% без прицепа.</li> <li>• Асфальтированное равнинное шоссе – с полной нагрузкой без прицепа.</li> <li>• Асфальтированное пересеченное шоссе – нагрузка до 75% без прицепа и с прицепом.</li> <li>• Асфальтированное равнинное шоссе – нагрузка до 75% с прицепом.</li> <li>• Булыжное шоссе в удовлетворительном состоянии – без полезной нагрузки.</li> </ul>
II	Легкие	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Грунтовая дорога в удовлетворительном состоянии – без полезной нагрузки.</li> <li>• Булыжное шоссе в удовлетворительном состоянии – нагрузка 50% от полной.</li> <li>• Асфальтированное пересеченное шоссе – с полной нагрузкой без прицепа и с прицепом.</li> <li>• Асфальтированное равнинное шоссе – с полной нагрузкой без прицепа и с прицепом.</li> </ul>
III	Средние	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Булыжное шоссе в удовлетворительном состоянии – нагрузка 75-100% без прицепа и с прицепом.</li> <li>• Грунтовая дорога в удовлетворительном состоянии – нагрузка 50% без прицепа.</li> <li>• Разбитое булыжное шоссе – без полной нагрузки.</li> </ul>
IV	Тяжелые	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Разбитая грунтовая дорога – без полезной нагрузки.</li> <li>• Разбитое булыжное шоссе – нагрузка 50%.</li> <li>• Грунтовая дорога в удовлетворительном состоянии – нагрузка 75-100% без прицепа и с прицепом.</li> </ul>
V	Очень тяжелые	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Разбитая грунтовая дорога – нагрузка 50-100% без прицепа.</li> <li>• Разбитое булыжное шоссе – нагрузка 75-100% без прицепа.</li> </ul>

В опубликованных работах по-разному подходят к оценке и характеристике продольного профиля автомобильной дороги.

В качестве обобщенной характеристики профиля автомобильной дороги Лурье М.И. предложил средневзвешенную по длине крутизну подъемов, определяемую из выражения

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_1 l_1 + \alpha_2 l_2 + \dots + \alpha_n l_n}{\sum_{m=1}^n l_m},$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  - крутизна подъемов отдельных отрезков дороги, %;  $l_1, l_2, \dots, l_n$  - протяженность соответствующие отрезком, м;  $\sum_{m=1}^n l_m$  - суммарная длина всех подъемов.

Это выражение, указывает автор, учитывает два важных фактора: общую крутизну подъемов и отношение их общей длины к длине всего маршрута. Значение  $\alpha_{cp}$  может изменяться от 0 до 6%.

Определение характеристики продольного профиля дороги с помощью  $\alpha_{cp}$  является неоднозначным, так как  $\alpha_{cp}$  может характеризовать несколько профилей с одинаковыми уклонами, с одинаковыми длинами подъемов, но с разным количеством уклонов. (В одном общая длина для уклонов может составлять большую часть от длины маршрута, а в другом - меньшую).

В данном случае необходимо учитывать соотношение общих длин подъемов и спусков маршрута.

Исследования показывают, что кривая распределения уклонов продольного профиля близка к нормальному закону.

Гистограмма плотности распределения уклонов продольного профиля горизонтального участка автомобильной дороги можно представить следующим образом (рис. 2.2).

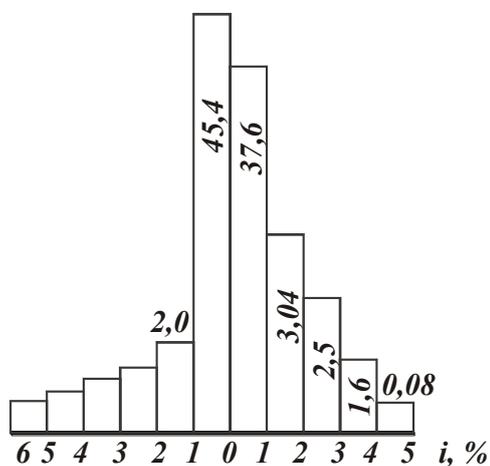


Рис.2.2. Гистограмма плотности распределения уклонов продольного профиля горизонтального участка автомобильных дорог.

Для использования характеристик продольного профиля дороги в теоретических расчетах тяговой динамики автомобиля, для каждой группы участков необходимо создать профили эталонных дорог. Создание эталонной дороги возможно, если профили, входящие в группу дорог, описываются случайными функциями. При такой постановке вопроса профиль дороги является одной конкретной реализацией случайной функции.

Для конкретного сечения дороги случайная функция превращается в случайную величину и, следовательно, исследование случайной функции сводится к изучению случайных величин в отдельных сечениях.

Поскольку кривые распределения уклонов продольного профиля близки к нормальному закону, плотность вероятности определяется по известному из теории вероятности выражению:

$$f(i) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} l^{-\frac{(i-\tau)^2}{2\sigma^2}}$$

где  $\sigma$  - среднеквадратичное отклонение;  $\tau$  - математическое ожидание.

На колесо могут действовать различные силы и моменты, в результате их действия, шина деформируется в радиальном, тангенциальном и боковом направлениях. Возникают также угловые деформации. Рассмотрим неподвижное эластичное колесо, которое нагружается нормальной нагрузкой  $P_z$  (рис. 2.3).

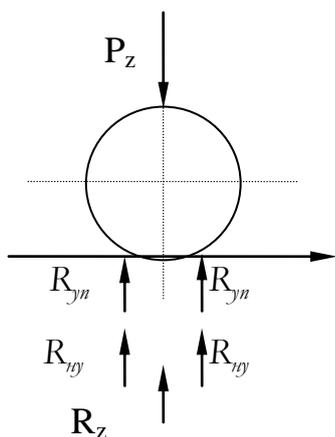


Рис.2.3.

В этом случае элементы профиля шины деформируются симметрично относительно центра поперечной плоскости колеса. При таком деформировании шины силы упругого сопротивления  $R_{yn}$  зависящие лишь от величины деформации и жесткости элементов шины слева и справа от центральной поперечной плоскости 1-1 равны по величине. Силы неупругого сопротивления  $R_{ny}$ , зависящие от демпфирующих свойств и скорости деформации, также равны.

Равнодействующая элементарных составляющих этих сил, являющейся нормальной реакцией  $R_z$  опорной поверхности, лежит в центральной поперечной плоскости, т.е. проходит через ось колеса.

Рассмотрим качение колеса с угловой скоростью  $\omega_k$  (рис.2.4).

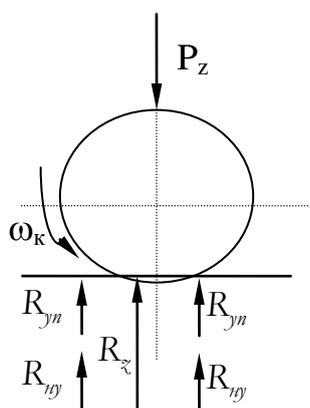


Рис. 2.4.

При таком качении его деформирование несколько изменяется. Как правило, действительное объемное колесо можно заменить плоской моделью и принять, что его контакт с опорной плоскостью осуществляется по отрезку, соответственно длине опорной площадки. Сила упругого сопротивления  $R_{уп}$ , в зоне сжатия шины (спереди оси) и в зоне восстановления (сзади оси) также как при неподвижном колесе одинаково направлены и равны.

Однако силы неупругого сопротивления  $R_{нy}$  действующие в сторону противоположную деформации, оказываются направленными впереди в ту же сторону что и силы  $R_{уп}$ , а сзади в противоположную.

Таким образом, силе упругого и неупругого сопротивления при качении колеса впереди складываются, а в задней части – вычитаются. Центр давления или точка приложения нормальной реакции  $R_z$  оказываются впереди оси колеса на величину  $a$ , называемую продольным сносом нормальной реакции.

Пусть к оси колеса приложена продольная сила  $P_x$ , тогда ось колеса смещается в направлении этой силы на величину  $c$ , в результате действительного смещения нормальной реакции от проекции оси определяется разностью:  $v = a - c$ , при любом направлении силы  $P_x$ .

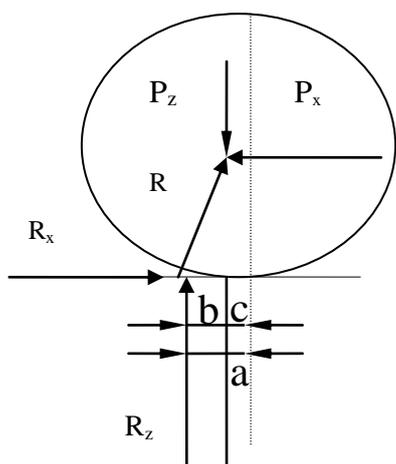


Рис.2.5.

Равнодействующая  $R$  продольной реакции  $R_x$  и реакции  $R_z$  направлена к оси колеса и равна их сумме. За счет смещения нормальной реакции  $R_z$  создается момент относительно оси колеса.

$M_f = a \cdot R_z$ . Этот момент направлен в сторону, противоположную вращению колеса и препятствует его вращению. Поэтому, его называют моментом сопротивления качению колеса.

### 2.3. Режимы силового нагружения

В зависимости от характера и направления сил и моментов, действующих на колесо различают следующие режимы силового нагружения колеса:

- 1) ведомый режим качения колеса, при котором колесо приводится во вращение продольной силой ( $P_x$ ), приложенной на оси колеса и

совпадающей по направлению со скоростью  $V_x$  – его продольного перемещения. Крутящий момент колеса при этом равен нулю. В этом режиме почти всегда находятся передние колеса заднеприводных автомобилей или задние колеса переднеприводных.

- 2) Ведущий режим качения колеса – при котором, колесо приводится во вращение крутящим моментом  $M_{кр}$ , вектор которого совпадает с вектором угловой скорости  $\omega_k$  и нагружен продольной силой  $P_x$ , называемой силой тяги колеса  $P_k$ , противоположной по направлению скорости  $V_x$ .
- 3) Свободный режим качения колеса – при котором колесо приводится во вращение крутящимся моментом, а продольная сила равна нулю.
- 4) Нейтральный режим качения колеса – при котором колесо приводится во вращение одновременно крутящим моментом и толкающей силой.
- 5) Тормозной режим качения колеса – при котором колесо приводится во вращение толкающей силой и нагружено крутящим моментом, вектор которого противоположен вектору угловой скорости.

Из этих режимов наиболее распространенными являются ведущий, ведомый и тормозной режимы. При установившемся движении свободный и нейтральный режимы бывают у колес многоприводных автомобилей, причем в реальных условиях, особенно мала вероятность свободного движения.

#### 2.4. Радиусы колеса

Для составления уравнения равновесия и описания движения колеса введем понятие о радиусах колеса. В отличие от жесткого колеса у эластичного колеса можно различить следующие радиусы, величина и наименование которых условны.

Свободный радиус колеса равен половине диаметра наибольшего окружного сечения боковой дорожки колеса при отсутствии контакта колеса с опорной

поверхностью:  $r_c = \frac{1}{2}d$ ,

Статический радиус  $r_{cm}$  - расстояние от центра неподвижного колеса, на которое действует только нормальная нагрузка, до опорной поверхности.

Динамический радиус  $r_a$ , - расстояние от центра колеса до опорной плоскости при движении колеса.

Радиус качения колеса называют отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости:

$$r_k = \frac{V_x}{\omega_k}$$

Необходимость в таком радиусе объясняется тем, что вследствие тангенциальной эластичности и проскальзывания отдельных элементов колеса, путь  $S$ , проходимый колесом до  $N$  оборотов, не равен произведению величины  $2\pi N$  на радиус  $r_0$  или тем более  $2\pi N r_c$ , а равен величине:  $2\pi N$  умноженной на некоторый фиктивный радиус  $r_k$ , т.е. на такой, который нельзя непосредственно

измерить, т.к. этот радиус связывает поступательное и угловые скорости колеса, он является одной из важнейших его кинематических характеристик.

При рассмотрении динамических систем, в которых эластичное колесо является одним из основных элементов, существенным является описание взаимосвязи деформации элементов шин в зоне контакта.

## 2.5. Сцепление колеса с опорной поверхностью

Контакт деформируемого колеса с опорной поверхностью осуществляется по определенной площадке, поэтому при действии направленной в любую сторону реакции этой поверхности происходит скольжение хотя бы части элементов шины. На плоской твердой опорной поверхности сцепление можно уподобить трению скольжения. Если до настоящего времени не установлены точные физические законы трения, хотя трение является одним из самых распространенных явлений природы и встречается во всех задачах механики, то тем более это можно отнести к сцеплению. Практически при определении силы сцепления пользуются зависимостями, которые представляют собой только некоторое приближение к действительности. У резины, как основного материала шины, в начальный момент скольжения сила трения резко увеличивается, а затем при повышении скорости скольжения уменьшается. Не совсем строго, но качественно эту закономерность можно применить и к шине, имея так же в виду, что с увеличением продольной реакции увеличивается относительное количество скользящих элементов шины, определяющих зону скольжения и уменьшающих зону сцепления опорной площади.

При рассмотрении качения колеса большое практическое значение имеет не скорость скольжения, а коэффициент скольжения  $S$  колеса. Тогда зависимость силы, а при постоянной нагрузке колеса, зависимость коэффициента продольной силы колеса  $K_p = P_x / P_z$  от коэффициента скольжения  $S$  колеса с эластичной шиной приобретает следующий вид (рис. 2.6)

При прямолинейном движении колеса величину продольной реакции, а в общем случае величину результирующей (продольной и боковой) реакции в опорной плоскости при полном скольжении будем называть силой сцепления колеса ( $P_\phi$ ) отношение силы сцепления к нормальной нагрузке колеса назовем коэффициентом сцепления

$$\phi = \frac{P_\phi}{P_z},$$

где  $P_z$ -нормальная нагрузка.

Коэффициент сцепления колеса  $\phi$  с опорной поверхностью зависит, прежде всего от рода и состояния сцепляющихся тел шины и опорной поверхности.

Коэффициент  $\phi$ , хотя и не очень в большой степени, но зависит также от площади контакта. Некоторое влияние на коэффициент  $\phi$  оказывает скорость качения колеса.

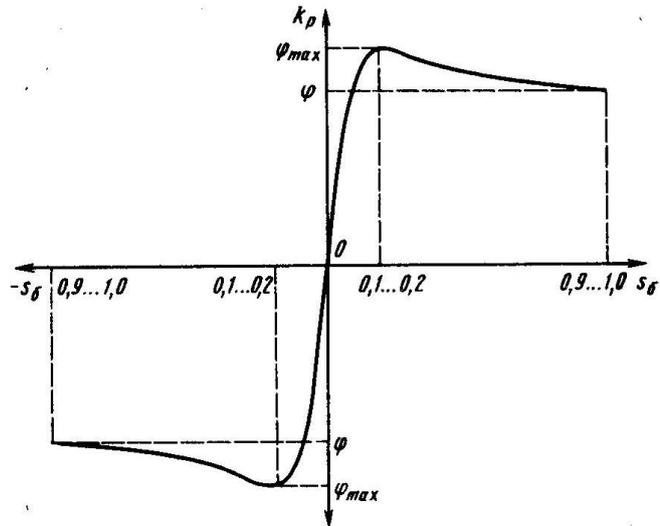


Рис.2.6. Зависимость коэффициента продольной силы от коэффициента скольжения.

Значения коэффициента  $\varphi$  в зависимости от различных опорных поверхностей приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Опорная поверхность	Коэффициент сцепления шин		
	Высокого давления	Низкого давления	Высокая проходимость
Асфальтобетонное покрытие:	Обычно для	расчета 0,8	
сухое	0,50...0,70	0,7...0,80	0,7...0,8
мокрое	0,35...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60
покрытое грязью	0,25...0,45	0,25...0,40	0,25...0,45
Щебеночное покрытие:			
сухое	0,50...0,60	0,60...0,70	0,60...0,75
мокрое	0,30...0,40	0,40...0,50	0,4...0,55
Грунтовая дорога:	обычно для	расчетов 0,6	
сухая	0,40...0,50	0,50...0,60	0,50...0,60
после дождя	0,20...0,40	0,30...0,45	0,35...0,50
в период распутицы	0,15...0,25	0,15...0,25	0,20...0,30
влажная	0,35...0,40	0,40...0,50	0,4...0,50
Снег:	для расчетов	0,4	
рыхлый	0,20...0,30	0,20...0,40	0,20...0,40
укатанный	0,15...0,20	0,20...0,25	0,30...0,50
обледенелая дорога, лед	0,08...0,15	0,10...0,20	0,05...0,10
	для ледяной	дороге 0,2	

## 2.6. Сопротивление качению колеса

Как было отмечено, при качении колеса происходят различные деформации шины и опорной поверхности, которые сопровождаются

необратимыми потерями. Эти потери определяют сопротивление качению колеса – один из основных видов сопротивления движению автомобиля.

Необратимые потери при качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности обусловлены следующими причинами:

- внутренним трением в шине;
- проскальзыванием элементов шины по опорной поверхности;
- присасыванием элементов шины по опорной поверхности;
- аэродинамическим сопротивлением.

Сопротивление качению колеса можно характеризовать различными показателями, такими как мощность, момент, сила и коэффициент сопротивления качению.

Ниже приведены значения коэффициента сопротивления качению  $f$  (таблица 2.5), полученные при испытаниях стандартных шин в ведомом режиме в зависимости от дорожного покрытия и его состояния.

Зависимость коэффициента сопротивления качению Таблица 2.5

Опорная поверхность	Коэффициент сопротивления качению
Асфальтобетонное покрытие:	
в хорошем состоянии	0,008...0,015
в удовлетворительном состоянии	0,015...0,02
Грунтовая дорога:	
сухая	0,025...0,035
после дождя	0,05...0,15
Гравийное в хорошем состоянии	0,02...0,025
Снежная укатанная	0,03...0,05
Обледенелая дорога, лед	0,015...0,03
Булыжное:	
в хорошем состоянии	0,025...0,03
с выбоинами	0,035...0,05

## 2.7. Мощностной баланс колеса

Для определения основных преобразующих средств колеса рассмотрим его мощностной баланс. К ведущему колесу мощность подводится посредством крутящегося момента  $M_k$ , часть этой мощности затрагивается на сопротивление качению самого колеса, а другая передается через ось к корпусу автомобиля, приводя его вместе с остальными частями автомобиля силой  $R_x$  в поступательное движение со скоростью равной скорости колеса  $V$ . Поскольку в зоне контакта колеса с опорной поверхностью происходит скольжение элементов шины, следует учесть рассеяние при этом мощности скольжения, которая пропорциональна продольной силе реакции  $R_x$  в контактной площадке колеса и скорости скольжения  $V_s$ , наконец, в общем случае следует еще учесть мощность, затрачиваемую на разгон колеса. Таким образом, мощностной баланс ведущего колеса можно описать следующим уравнением:

$$M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V + R_x V_s + M_{ka} \omega_k, \quad (2.1)$$

где  $M_{ка} = I_k d\omega_k/dt$  – инерционный момент колеса;  
 $I_k$  – момент инерции колеса;  $d\omega_k/dt$  – угловое ускорение колеса.

В зависимости от режима качения знаки и величины составляющих это уравнение могут изменяться, но структура его остается.

Например: при свободном режиме отпадают 2 и 3 слагаемые; при тормозном режиме крутящийся момент  $M_k$  и сила  $R_x$  – отрицательны; в ведомом режиме  $M_k = 0$ ; в нейтральном режиме – мощность подводится не только через момент, но и силы  $P_k$ .

Разделив обе части уравнения – на  $V_x$ , и учитывая, что  $r_k = v_k/\omega_k$  при постоянной скорости получим

$$\frac{M_k}{r_k} = \frac{M_f}{r_k} + R_x = P_{ко} \quad (2.2)$$

$$r_k = \frac{V_x - V_s}{W_k}$$

Левая часть равенства (2.2) представляет собой силу, которую непосредственно изменить нельзя, поэтому она является фиктивной. Ее можно назвать окружной силой колеса  $P_{ко}$ .

Первое слагаемое правой части этого выражения представляет собой условную количественную характеристику сопротивления качению колеса, является силой. Это сила – сила сопротивления качению:

$$P_f = \frac{M_k}{r_k}.$$

Более общей количественной характеристикой сопротивления качению колеса является безразмерная величина – коэффициент сопротивления качению:

$$f = \frac{P_f}{P_z}.$$

Таким образом, часть полной окружной силы используется на преодоление сопротивления качению этого колеса, а другая часть представляет собой продольную реакцию  $R_x$  опорной поверхности или равную ей, но противоположно направленную ей силу тяги колеса, которую в данном случае будем обозначать  $P_k$ , тогда из равенства (2.2) получим:

$$P_k = P_{ко} + P_f$$

Для решения уравнения мощностного баланса необходимо определить окружное усилие  $P_k$  в зависимости от относительного проскальзывания колеса  $S_k$ . Широко распространена зависимость

$$S_k = A(P_k / R_k) + B(P_k / R_k)^n \quad (2.3)$$

где  $R_k$  – нормальная реакция;

$A, B, n$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств грунта и протектора.

Если  $A, B, n$  известны, то можно построить обратную зависимость:

$$P_k / R_k = f(S_k) \quad (2.4)$$

Н.А. Ульяновым предлагается следующая зависимость окружной силы:

$$P_k = 2B_i \cdot K_{cp}^* \left[ A_1^*(a-2d) - A_2^* \left\{ \frac{1}{S_k^n} \left[ (a-d) - \frac{n(a^3-d^3)}{3r_k^2} + \frac{n(n+1)(a^5-d^5)}{10r_k^4} \right] - \left[ d + \frac{nd^3}{3r_k^2} + \frac{n(n-1)d^5}{10r_k^4} \right] \right\} \right] \quad (2.5)$$

где  $A_1^* = \mu_{c\tau} - U_n \cdot K_{cp}^*$ ;  $A_2^* = \mu_{c\tau} - \mu_{n\tau} - (U_c - U_n) \cdot K_{cp}^*$ ;

$S_k^n = \frac{\omega_k r_k}{V_a}$  – коэффициент проскальзывания центральной опорной точки шины;  $K_{cp}^* = \tau$  – закон деформации шин;  $\mu_{c\tau}$  – условный коэффициент трения скольжения резины, при  $S_k \rightarrow \infty$  или  $S_k \rightarrow 0$  и  $\tau \rightarrow 0$ ;

$$U_c = \operatorname{tg} \alpha_c = \frac{(\mu_{c\tau} - \mu_{ci})}{\tau}, \quad U_n = \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{(\mu_{n\tau} - \mu_{ni})}{\tau},$$

$\mu_{ni}$  – условный коэффициент трения покоя резины при  $\tau \rightarrow 0$ ;

$B_n$  – ширина протектора;

$n$  – параметр, зависящий от вида и состояния опорной поверхности;

$r_k$  – радиус качения.

Зависимость  $d=d(S_k)$  определяется по формуле:

$$d = \pm r_c \sqrt{\frac{1}{S_k} - 1}, \text{ при } 0 < S_k < 1;$$

$$d = 0, \text{ при } S_k \geq 1.$$

Зависимости (2.4) и (2.5) применимы при установившихся движениях автомобилей.

Для не установившегося движения можно рассмотреть модель качания, характеризующаяся двумя параметрами касательной деформации шины и коэффициента сжатия набегающих волокон.

$$\dot{P}_k + (\varepsilon_p + K_{np}) \omega_k P_X = C_\lambda (r_p \omega_k - v_k) - C_\lambda r_0 \omega_k \mu(R_k) \quad (2.6)$$

где  $C_\lambda$  – касательная (продольная) жесткость шины, которую для конкретной шины можно считать зависящей лишь от радиальной нагрузки и

давление в шине;  $\varepsilon_p$  – коэффициент относительного сжатия от касательной нагрузки;  $K_{np}$  - параметр, зависящий от коэффициента касательной нагрузки;

$\mu(R_k) = \varepsilon_R R_k$ ,  $\varepsilon_R$  – коэффициент относительного сжатия от нормальной нагрузки.

Уравнение (2.6) продольных (касательных) нагрузок вполне определяется тремя числовыми параметрами ( $r_0$ ,  $C_\lambda$ ,  $\varepsilon_p$ ) и двумя функциями  $K_{np}(\tau)$  и  $\mu(R_k)$ .

Все эти параметры и функции можно определить по экспериментальным данным по качанию колеса в установившемся режиме при различных значениях нормальной и касательной нагрузок.

### Вопросы для самопроверки

1. Модели взаимодействия колеса и опорной поверхности
2. Основные показатели, характеризующие дорожные условия
3. На какие группы разделены автомобильные дороги
4. Способы определения характеристик автомобильных дорог
5. Корреляционная функция микропрофиля дорог
6. Классификация условий эксплуатации и нагрузочных режимов автомобилей
7. Силы, действующие на колесо
8. Основные режимы силового нагружения колеса
9. Радиусы колеса
10. Мощностной баланс колеса. Уравнение мощностного баланса
11. Сила сопротивления качению. Коэффициент сопротивления качению
12. Сцепление колеса с опорной поверхностью. Коэффициент сцепления
13. Зависимость коэффициента продольной силы колеса от коэффициента скольжения.  
Зависимость окружной силы, предложенная Н.А. Ульяновым.
14. Зависимость окружной силы для неустановившегося движения колеса.

### Тестовые вопросы

1. Сколько случаев движения колеса можно рассматривать:  
А) 6;  
Б) 5;  
\*В) 4;  
Д) 3;  
Е) 2.
2. На какие группы разделены автомобильные дороги по длине поверхности:  
\*А) импульсные, автомагистрали, булыжные и гравийные, грунтовые;  
Б) скальные, автомагистрали, булыжные и гравийные, грунтовые;  
В) песчаные, автомагистрали, булыжные и гравийные, грунтовые;  
Д) щебеночные, автомагистрали, булыжные и гравийные, грунтовые;  
Е) мостовые, автомагистрали, булыжные и гравийные, грунтовые.
3. Какие имеются способы определения характеристик автомобильных дорог:  
А) прямой;  
Б) косвенный;  
В) интегральный;  
Д) дифференциальный;  
\*Е) А и Б.

4. На какие группы делятся все условия эксплуатации и нагрузочных режимов автомобилей:

- А) очень легкие, очень тяжелые;
- Б) легкие, средние, тяжелые;
- В) легкие, тяжелые;
- Д) очень легкие, средние, очень тяжелые;
- \*Е) А и Б.

5. Перечислите режимы силового нагружения колеса:

- А) ведомый и ведущий;
- Б) свободный и нейтральный;
- В) тормозной;
- \*Д) А, Б и В;
- Е) А и В.

6. Какие радиусы колеса различают у эластичного колеса:

- \*А) свободный, статический, динамический, радиус качения;
- Б) зависимы и независимый;
- В) полный, тангенциальный, продольный;
- Д) А, Б и В;
- Е) А и В.

7. Коэффициент сцепления зависит:

- А) от рода и состояния сцепляющихся тел шины и опорной поверхности;
- Б) от площади контакта;
- В) от скорости качения колеса;
- Д) от психологического состояния водителя;
- \*Е) А, Б и В.

8. По каким причинам происходит сопротивление качению колеса:

- А) внутренним трением в шине;
- Б) проскальзыванием элементов шины по опорной поверхности;
- В) присасыванием элементов шины по опорной поверхности;
- Д) аэродинамическим сопротивлением;
- \*Е) все ответы верны.

9. В каких пределах изменяются расчетные коэффициенты сцепления и сопротивления качению:

- А)  $\varphi$ : 0...2       $f$ : 0...1;
- Б)  $\varphi$ : 1...1,5       $f$ : 0,1...0,5;
- \*В)  $\varphi$ : 0,2...0,8       $f$ : 0,008...0,005;
- Д)  $\varphi$ : 0,1...1,1       $f$ : 0,08...0,5;
- Е)  $\varphi$ : 1...100       $f$ : 0...0,005.

10. Укажите правильный ответ полного уравнения мощностного баланса ведущего колеса:

- А)  $M_k \omega_k = R_x V + R_x V_s + M_{ka} \omega_k$ ;
- Б)  $M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V_s + M_{ka} \omega_k$ ;
- В)  $M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V + M_{ka} \omega_k$ ;
- \*Д)  $M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V + R_x V_s + M_{ka} \omega_k$ ;
- Е)  $M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V + R_x V_{sk}$ .

## **Глава 3. Прямолинейное движение автомобилей по твердой плоской опорной поверхности**

### **3.1. Силы, действующие на автомобиль**

При движении на автомобиль действуют различные внешние и внутренние силы и моменты. Внешней по отношению к автомобилю являются силы, действующие со стороны окружающей автомобиль среды, то есть дороги и воздуха. Эти силы можно подразделить на активные и пассивные. Первые могут быть движущими силами либо силами сопротивления движению в зависимости от того, совершают они полезную работу или работу сопротивления.

Пассивные силы – сила тяжести и нормальные реакции - непосредственно работу не совершают, но, оказывают большое влияние на показатели движения автомобиля.

Движущими являются силы тяги и крутящие моменты, если направление последних совпадает с направлением угловой скорости колес.

К силам сопротивления движения относятся сила сопротивления воздуха, сила сопротивления подъему, сила тяги на крюке, если автомобиль тягач.

Пользуясь принципом Даламбера к числу внешних сил можно отнести силу инерции поступательного движущей массы автомобиля.

Для удобства анализа сопротивления целесообразно тангенциальные реакции колес заменить их составляющими: реакциями, равными полным окружным силам колес  $P_{ко}$  и силами сопротивления качению  $P_f$ .

Первые из них будем считать движущими силами, а вторые - силами сопротивления.

Внутренние силы и моменты автомобиля - это силы и моменты взаимодействия между деталями самого автомобиля.

Движущим является крутящий момент двигателя.

В деталях и соединениях трансмиссии и ходовой части происходят деформации и перемещения, следовательно, возникают сопротивления, приводящие к потере энергии.

### **3.2. Уравнение прямолинейного движения автомобиля**

В наиболее общем случае автомобиль совершает весьма сложное движение, прежде всего нельзя строго говорить о движении автомобиля в целом, так отдельные ее части перемещаются одна относительно другой, например валы зубчатые колеса вращаются относительно оси расположенных в картерах, колеса и мосты перемещаются в вертикальной плоскости относительно корпуса. Колеса, кроме того, перевертываются относительно шкворней и т.д. Самая большая часть автомобиля – корпус, или кузов совершает поступательное перемещение вдоль трех координатных осей и угловые перемещения вокруг них.

Автомобиль представляет собой сложную многомассовую систему. Рассматривать все движения этой системы одновременно в большинстве

случаев не целесообразно из-за громоздкости получаемой системы уравнения. Для решения различных задач можно делать те или иные упрощения.

Так прямолинейным будем называть такое движения автомобиля, при котором в вертикальной продольной плоскости симметрии  $XoZ$  проходящей через середину колеи, основное перемещение происходит в направлении оси  $X$ , а дополнительное (при колебаниях на неровностях дороги) – в направлении оси  $Z$ . Движение в поперечной плоскости, за исключением вращения валов двигателя и трансмиссии, отсутствуют.

Предположим, что все части автомобиля перемещаются по направлению  $X$  с одинаковой скоростью, вертикальные перемещения отсутствуют, соответствующие детали двигателя, трансмиссии и колеса совершают вращательные движения. Автомобиль движется по ровной дороге.

Для описания движения автомобиля воспользуемся уравнением изменения кинетической энергии системы:

$$dW_k = \sum_{i=1}^k dA_{bmi} + \sum_{j=1}^k dA_{bmj}$$

где  $dW_k$  – дифференциал кинетической энергии системы,  $dA_{bmi}$  и  $dA_{bmj}$  – элементарные работы внешних и внутренних сил на  $i$ -м и  $j$ -м перемещениях, в диапазоне от 1 до  $k$  и  $m$  соответственно.

Кинетическая энергия автомобиля состоит из суммы кинетической энергии  $W_{kx}$  массы всего автомобиля, поступательно движущегося по оси  $x$ , и кинетической энергии  $W_{квр}$ , вращающихся частей:

$$W_{kx} = \frac{m_a v_a^2}{2}$$

$$W_{квр} = \frac{I_D \omega_D^2}{2} + \sum_i \frac{I_{mpi} \omega_{mpi}^2}{2} + \sum_k \frac{I_k \omega_k^2}{2}$$

где:  $m_a$  – масса автомобиля;  $I_D, I_{mpi}, I_k$  – моменты инерции вращающихся и приведенных к ним частей двигателя, деталей трансмиссии, колес соответственно;  $\omega_D, \omega_{mpi}, \omega_k$  – угловые скорости выходного вала двигателя, деталей трансмиссии, колес.

Пренебрегая относительно малыми величинами моментов инерции деталей трансмиссии, получим:

$$dW_{kx} = m_a v_a dv_a$$

$$dW_{квр} = I_D \omega_D d\omega_D + I_k \omega_k d\omega_k$$

Сумма элементарных работ внешних сил будет равна:

$$\sum dA_{\text{вн}} = -P_c dS = -(P_f + P_w + P_h + P_{kp}) dS$$

где  $dS$  – элементарное перемещение автомобиля.

Работа внутренних сил состоит из полезной работы двигателя  $A_D$  и работы внутренних сил сопротивления в трансмиссии  $A_{mp}$ .

Элементарная полезная работа двигателя:

$$dA_D = M_D d\varphi_D$$

где  $d\varphi_D$  - элементарный угол поворота вала двигателя;  $M_D$  – момент вала двигателя.

В общем случае к трансмиссии подводится момент:

$$M'_D = M_D - M_{ДА},$$

где

$$M_{ДА} = I_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2}$$

Тогда элементарная работа сопротивлений в трансмиссии:

$$dA_{TP} = \left( M_D - I_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} \right) (1 - \eta_{TP}) d\varphi_D$$

Подставив полученной выражение дифференциала кинетической энергии, элементарной работы внешних и внутренних сил в уравнение (11), с учетом, что:

$$\omega_D = U_{TP} \omega_k$$

где  $U_{TP}$  - передаточное число трансмиссии;

$$\omega_k = \frac{V_a}{r_k}$$

$$P_c = P_f + P_h + P_w + P_{kp} + P_n$$

где  $P_n$  – приведенная к колесу эквивалентная сила сопротивления в подвеске при колебаниях, и разделив обе части равенства на  $\frac{V_a}{dt}$ , получим:

$$m_a \frac{dV_a}{dt} + \frac{I_D U_{TP}^2 \eta_{TP}}{r_k^2} \frac{dV_a}{dt} + \sum \frac{I_k}{r_k^2} \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_D U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c \quad (3.1)$$

Сомножитель величины  $\frac{dV_a}{dt}$  всех трех слагаемых первой части этого уравнения имеет размерность массы. Приведем их к поступательной

движущейся массе автомобиля  $m_a$  с помощью коэффициента приведенной массы, для чего поделим левую часть уравнения на  $m_a \frac{dV_a}{dt}$

$$1 + \frac{I_D U_{TP}^2 \eta_{TP}}{r_k^2 m_a} + \sum \frac{I_k}{r_k^2 m_a} = \delta_a$$

Тогда уравнение (3.1) преобразуется в следующее

$$m_a \delta_a \frac{dv_a}{dt} = \frac{M_D U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c \quad (3.2)$$

Выражение (3.2) является уравнением движения автомобиля.

### 3.3. Моделирование тягово – динамических характеристик автомобиля с гидромеханической трансмиссией

При проектировании новых и совершенствовании конструкций находящихся в эксплуатации автомобилей необходимо оценивать расчетным путем их тягово-динамические характеристики. Важнейшим динамическим качеством автомобилей является приемистость, то есть способность быстрому разгону.

Основными измерителями, характеризующие приемистость автомобиля принимаются:

1. величина ускорения  $j$
2. продолжительность разгона  $t_{разг}$
3. путь разгона  $S_{разг}$ .

Тяговая характеристика автомобилей определяется из его динамических качеств, измерителем, которого является динамический фактор.

Рассмотрим математическую модель тягово-динамических показателей автомобиля с гидромеханической трансмиссией в процессе разгона.

Автомобиль рассматривается как материальное тело, движение которого в зависимости от передаточного числа коробки передач описывается уравнением:

$$m_a j_i = P_{ki} - P_{\Sigma i} \quad i = 1 \dots z$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;  $j_i$  – ускорение автомобиля;  $P_{ki}$  – касательные усилия на колеса;  $P_{\Sigma i}$  – суммарная сила сопротивления движения;  $z$  – число передач коробки передач.

Касательные суммы на колеса определяются  $P_{ki}$  зависимостями:

$$P_{ki} = \frac{M_T U_0 U_i \eta_T}{r_k}$$

где  $M_T$  – момент на турбинном колесе гидротрансформатора;  $U_0$  - передаточное число главной передачи;  $U_i$  - передаточное число коробки передач;  $\eta_T$  - КПД трансмиссии;  $r_k$  - радиус качения ведущих колес.

Скорость автомобиля в зависимости от частоты вращения турбинного колеса и передаточных чисел трансмиссии можно записать в виде

$$V_i = (1 - \delta) \frac{0,377 r_k \eta_T}{U_0 U_i},$$

где  $\delta$ -буксование ведущих колес.

Суммарные силы сопротивления движению

$$P_{\Sigma i} = P_f + P_{wi} + P_\alpha,$$

$$P_f = m_a g f_k \cos \alpha, \quad P_{wi} = \frac{0,1 k_w A V_i^2}{3,6^2}, \quad P_\alpha = m_a g \sin \alpha,$$

где  $f_k$  – коэффициент сопротивления качению колеса,  $\alpha$ -коэффициент сопротивления подъему,  $k_w$  – приведенный коэффициент сопротивления воздуха,  $A$  – площадь лобовой поверхности автомобиля,  $g$ - ускорения свободного падения.

Значение коэффициента  $k_w$  ( $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ ) колеблется в широких пределах, например, для грузовых автомобилей  $0,5 \dots 0,6$ , для легковых автомобилей с высокой обтекаемостью  $0,12 \dots 0,2$ .

Динамический фактор рассчитывается по формуле:

$$D_i = \psi + \frac{\bar{\sigma}_{ep} J_i}{g}$$

где  $\psi$  – приведенный коэффициент дорожных сопротивлений;  $\bar{\sigma}_{ep}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс для груженого автомобиля весом  $G'$  определяется эмпирической формулой

$$\bar{\sigma}_{ep} = 1 + (0,04 + 0,05 z^2) \frac{G}{G'},$$

где  $G$  – вес автомобиля.

Величину расхода топлива  $Q_T$ , кг/с, можно получить из уравнения

$$\frac{dQ_T}{dt} = \frac{g_D N_D}{3,6 \cdot 10^6 \gamma}$$

где  $g_D$  – удельный расход топлива,  $\text{г}/\text{кВт} \cdot \text{ч}$ ;  $N_D$  – мощность двигателя,  $\text{кВт}$ ;  $\gamma$  – плотность топлива  $\text{кг}/\text{л}$ .

Перед началом моделирования производится расчет согласования гидротрансформатора с двигателем по внешней характеристики двигателя. Передаваемый гидротрансформатором крутящий момент определяется его геометрическими размерами и тремя характеристиками:

$$\lambda_H = f(i_{TH}), K_G = f(i_{TH}), \eta_G = f(i_{TH}),$$

где  $\lambda_H$  - коэффициент момента входного вала (насоса гидротрансформатора);  $K_G$  - коэффициент трансформации крутящего момента гидротрансформатора;  $\eta_G$  - КПД гидротрансформатора;  $i_{TH}$  - передаточное отношение гидротрансформатора, то есть отношение угловых скоростей турбины к насосу.

Указанные характеристики трансформатора являются исходными для расчета характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора, которая определяет тягово-динамические свойства и топливную экономичность автомобиля.

Двигатель в сочетании с гидротрансформатором представляет собой новую силовую установку, имеющую внешнюю характеристику, отличную от исходных характеристик двигателя и гидротрансформатора.

Крутящие моменты на насосном и турбинном колесе определяются формулами

$$M_H = \lambda_H \rho n_H^2 D_a^5$$

$$M_T = K_G M_H$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $n_H$  - частота вращения насосного колеса;  $D_a$  - активный диаметр гидротрансформатора.

Частоту вращения турбинного колеса можно записать в виде:

$$n_T^2 = \frac{M_T i_{TH}}{K_G \lambda_H \rho D_a^5}$$

Тягово-скоростные свойства и топливо-экономичность зависит так же от количества передач и значения передаточных чисел.

Основной задачей при выборе передаточных чисел гидромеханической передачи является обеспечение работы двигателя в наивыгоднейших режимах. Рабочий силовой диапазон системы двигатель – гидротрансформатор, включающий наивыгоднейшие режимы их работы (трансформацию крутящего момента с высокой КПД, режим гидромукты и блокировки гидротрансформатора) может быть представлен:

$$D_{д-г} = \frac{M_{T\eta}}{M_{T\delta}}$$

Значение общего передаточного числа трансмиссии при включении низшей (первой) передачи выбирается из условий обеспечения необходимой тяги при длительном движении автомобиля в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях и работе гидротрансформатора с максимальным КПД для исключения перегрева ГМП.

$$U_H = \frac{\psi_{\max} m_a r_k g}{M_{T\eta} \eta_T U_0}$$

где  $\psi_{\max}$ - максимальный коэффициент суммарного дорожного сопротивления.

Передаточное число главной передачи определяется из условия, что максимальную скорость  $V_{\max}$  автомобиль должен развивать на прямой передаче

$$U_0 = 0,377 r_k n_T / V_{\max}$$

Общее передаточное число трансмиссии при включении высшей передачи определяется из условия использования полной мощности двигателя с целью получения максимальной скорости движения автомобиля

$$U_0 = r_k (m_a g f_k + 10 K_w A V_{\max}^2 / 3,6^2) / (M_{T0} \eta_T U_0)$$

Диапазон коробки передач

$$D_{к.п.} = \frac{U_H}{U_0}$$

Число передач в коробке передач  $Z = 1 + \frac{\ln D_{к.п.}}{\ln D_{д-т}}$ .

### 3.4. Моделирование процесса движения автомобилей с гидрообъемной трансмиссией

Рассмотрим задачу движения автомобиля с гидрообъемной трансмиссией, которое состоит из дизеля, насоса, гидромотора, колесного движителя и соединительных трубопроводов (рис. 3.1).

При математическом описании гидрообъемной трансмиссии применим модульный принцип, согласно которому для каждого из выше перечисленных элементов составляется математическая модель и далее, согласно принятой схеме эти элементы соединяются между собой граничными условиями.

Динамика дизеля с регулятором описывается уравнениями моментов на валу и движения муфты регулятора

$$\begin{cases} \dot{\omega}_D = \frac{\left( M_D(\omega_D) + M_z - k_D Z_j - \sum \frac{M_{Hi}}{U_D} \right)}{J_{д.пр}} \\ \dot{Z}_j = \frac{\left( (\vartheta + k Z_j) \omega_D^2 i_{pez}^2 - c Z_j - F \right)}{v}, 0 \leq Z_j \leq Z_{\max} \end{cases} \quad (3.3)$$

где  $J_{д.пр}$  – приведенный к валу дизеля момент инерции вращающихся деталей;  $M_D(\omega_D)$  – внешняя характеристика дизеля;  $M_z$ - приращение крутящего момента при максимальной подаче топлива;  $k_D$ ,  $\vartheta$ ,  $k$  - постоянные настройки регулятора дизеля;  $M_H$ – нагрузочный момент насоса, приводимый к валу дизеля;

$U_D$  – передаточное число редуктора;  $\nu$  – коэффициент вязкого трения в регулятора дизеля;  $i_{рег}$  – передаточное отношение привода регулятора;  $c$ ,  $F$  – жесткость и сила предварительного сжатия пружины;  $Z_{max}$  – максимальный ход муфты регулятора.

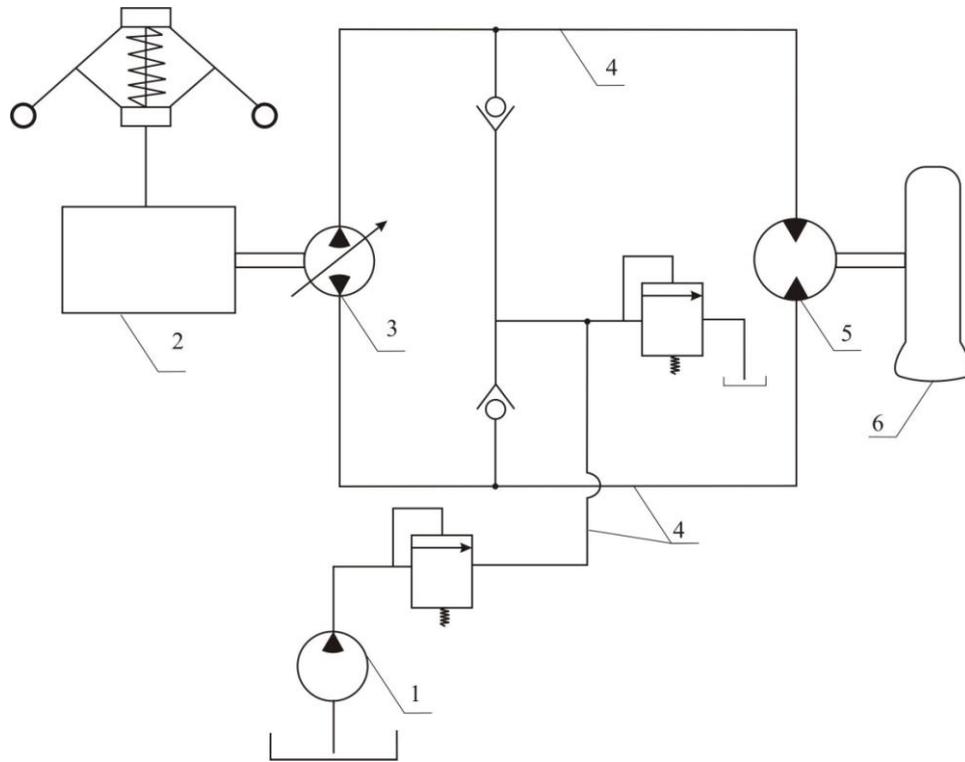


Рис.3.1. Схема соединения элементов гидрообъемной трансмиссии.  
 1 – насос; 2 – дизель; 3-регулируемый реверсивный гидронасос;  
 4– трубопроводы; 5 – гидромотор; 6 – колесо.

Насос описывается уравнениями моментов на валу и потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь, при этом не учитывается неравномерность подачи вследствие кинематических особенностей насоса:

$$\begin{aligned}
 M_H &= q_H f(q)(p_{вых} - p_{вх}) + a_\omega \omega_D / U_D + a_p (p_{вых} - p_{вх}) + a \\
 Q_{вых} &= q_H f(q) \omega_D / U_D - K_{ут} p_{вых}
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

где  $q_H$  – максимальный рабочий объем насоса;  $f(q)$  – параметр регулирования;  $\omega_D$  – угловая скорость вала дизеля;  $a_\omega$  – коэффициент гидромеханических потерь, зависящий от угловых скоростей;  $a_p$  – коэффициент гидромеханических потерь, зависящий от давления;  $a$  – постоянная гидромеханических потерь;  $p_{вх}$ ,  $p_{вых}$  – давление на входе и выходе насоса;  $Q_{вых}$  – расход на выходе насоса;  $K_{ут}$  – коэффициент объемных потерь насоса.

Математическая модель гидромотора включает уравнения моментов, а также соотношение потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь

$$M_{ГМ} = V_{ГМ} (p_{z.m.вых} - p_{z.m.вх}) - (v_{\omega} \omega_{z.m.} + v_p |p_{z.m.вых} - p_{z.m.вх}| \text{sign} \omega_{z.m.} + v \cdot \text{sign} \omega_{z.m.})$$

$$\frac{dp}{dt} = E_{ж} (0,5 Q_{z.m.вх} - (V_{z.m.} \omega_{z.m.} + \kappa_{yT} p_{z.m.вх})) / V_{z.m.} \quad (3.5)$$

где  $V_{z.m.}$  - максимальный рабочий объем гидромотора;  $\omega_{z.m.}$  - угловая скорость вала гидромотора;  $v_{\omega}, v_p$  - коэффициенты гидромеханических потерь, зависящие от угловой скорости и давления,  $p_{z.m.вх}$ ,  $Q_{z.m.вх}$  - давление и расход на входе гидромотора,  $E_{ж}$  - податливость жидкости,  $v$  - постоянная гидромеханических потерь.

Математическая модель движения жидкости в трубопроводе.

Проведенные исследования показали, что если длина трубопровода не превышает 3м, то (динамика) движения жидкости описывается следующими уравнениями:

$$\begin{cases} p_{вх} = p_{вых} + p_e + p_j + p_m \Rightarrow \\ Q_{вх} = Q_{вых} + Q_{сж} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \rho e \frac{d^2 x}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho l v}{f} \frac{dx}{dt} + (0,443 \frac{k_{\varepsilon} \rho v}{\sqrt{f}} + 0,5 \xi \rho) \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dx}{dt} + p_{вых} = p_{вх} \\ \frac{dp}{dt} = \frac{E_{ж} (Q_{вх} - Q_{вых})}{V_{ж}} \end{cases} \quad (3.6)$$

где  $\text{sign} \frac{dx}{dt} = \begin{cases} 1 & v > 0 \\ -1 & v < 0 \end{cases}$ ,  $p_{вх}$ ,  $Q_{вх}$  - давления и расход жидкости во входе трубопровода;  $p_{вых}$ ,  $Q_{вых}$  - давления и расход жидкости в выходе из трубопровода;  $p_l$ ,  $p_j$ ,  $p_m$  - потери давления по длине, инерционные потери и местные потери;  $Q_{сж}$  - расход жидкости на податливость жидкости и трубопровода;  $t$  - время;  $x$  - координата вдоль оси магистрали;  $\rho$  и  $E_{ж}$  - плотность, модуль объемной упругости жидкости;  $d_T$ ,  $\delta_T$ ,  $E_T$  - соответственно диаметр, толщина стенки и модуль упругости материала трубопровода;  $k_{\varepsilon}$  - коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости  $\varepsilon$  гидравлических магистралей;  $f$  и  $l$  площадь и длина трубопровода,  $v$  - кинематическая вязкость жидкости.

Если длина трубопровода превышает 3м, то движения жидкости описывается следующими уравнениями:

$$\frac{\partial Q}{\partial z} = -\frac{f}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - 27,5 \frac{v}{f} Q - 0,445 \frac{K_{\varepsilon}}{f \sqrt{f}} Q^2 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = - \left[ \frac{E_{ж} \delta_T E_T}{E_T \delta_T + d_T E_{ж}} \right] \frac{1}{f} \frac{\partial Q}{\partial x}$$

где  $\delta_T$  - толщина стены трубопровода;  $E_T$  – модуль упругости трубопровода.

Уравнения динамики колесного движителя имеют вид:

$$m_a \cdot j = P_{ki} - P_{\Sigma i}$$

$$J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - M_{ni} - M_{fi}$$

где  $M_{ni}$  – активный момент на валу гидромотора  $i$ -го колеса;  $J_{ki}$  – момент инерции  $i$ -го колеса;  $P_{ki}$  – касательное усилие на  $i$ -м колесе;  $P_{\Sigma i}$  – суммарная сила сопротивления движению;  $M_{ki}$  – момент от касательного усилия на колесе;  $M_{fi}$  – момент сопротивления качению.

Момент от касательного усилия для  $i$ -го колеса можно записать зависимостью:

$$M_{ki} = \varphi_i R_{zi} r_{ki}$$

где  $\varphi_i = P_{ki} / R_{zi}$ ;  $R_{zi}$  – нормальные реакции взаимодействия колеса с опорной поверхностью.

Нормальные реакции взаимодействия колеса с опорной поверхностью можно записать в виде

$$R_{zi} = 0.5 \cdot m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot (b - H_{cm} \cdot \dot{V}_a / g) L_a, i = 1, 2$$

$$R_{zi} = 0.5 \cdot m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot (a + H_{cm} \cdot \dot{V}_a / g) L_a, i = 3, 4$$

где  $L_a$  – база трактора;  $a, b$  – соответственно расстояние от центра масс трактора до передней и задней оси;  $H_{cm}$  – расстояние от центра масс трактора до опорной поверхности;  $\alpha$  - угол подъема.

Момент сопротивления качению  $i$ -го колеса определяется формулой:

$$M_{fi} = f_i R_{zi} r_{ki}$$

Граничные условия для приведенных уравнений получаются следующим образом: входным данным для решения системы уравнений (3.3) является внешняя характеристика вала дизеля  $M_D(\omega_D)$ . Решая (3.3) определяем угловую скорость вала дизеля, которая является входным параметром насоса. Обратная связь осуществляется через момент насоса  $M_H$ . По уравнениям (3.4) определяем  $M_H$  и расход, который является входным для трубопровода. Обратная связь осуществляется через давления. Дальнейшую связь между элементами трансмиссии можно представить в виде

$$Q_{вхТр} = Q_{выхН}, P_{выхТр} = P_{гм.вх}, \\ Q_{вх.гм} = Q_{выхТр}, \omega_{гм} = \omega_k, M_k = M_{гм.вых}$$

#### Вопросы для самопроверки

1. Внешние силы, действующие на автомобиль при движении
2. Внутренние силы, действующие на автомобиль при движении
3. Какое движение называется прямолинейным движением автомобиля
4. Уравнение изменения кинетической энергии системы

5. Уравнение прямолинейного движения автомобиля
6. Как осуществляется динамический расчет кривошипно-шатунного механизма
7. Как осуществляется расчет приведенных моментов инерции.
8. Основные измерители, характеризующие приемистость автомобиля и его динамических качеств.
9. Уравнение движения автомобиля с ГМТ
10. Касательное усилие на колесе и суммарная сила сопротивления движению автомобиля с ГМТ
11. Опишите структурную схему системы автоматического регулирования гидротрансформатора.
12. Уравнения дизеля, гидронасоса и гидромотора автомобиля с ГОТ.
13. Уравнения движения жидкости в трубопроводе автомобиля с ГОТ.
14. Уравнения динамики колесного движителя
15. Как составляются граничные условия для уравнений элементов ГОТ.

### Тестовые вопросы

1. Какие внешние силы и моменты, действуют на автомобиль при движении:

- А) сила тяжести, нормальные реакции, полные окружные силы;
- Б) силы тяги, крутящие моменты;
- В) силы сопротивления воздуха, подъему, качению, сила тяги на крюке;
- Д) сила инерции поступательного движения;
- \*Е) все ответы верны.

2. Какие внутренние силы и моменты, действуют на автомобиль при движении:

- \*А) крутящий момент двигателя, сопротивления, возникающие в деталях и соединениях трансмиссии и ходовой части;
- Б) сила тяжести, нормальные реакции, полные окружные силы;
- В) силы тяги, крутящие моменты;
- Д) силы сопротивления воздуха, подъему, качению, сила тяги на крюке;
- Е) сила инерции поступательного движения.

3. Укажите уравнения прямолинейного движения автомобиля:

$$*А) dW_k = \sum_{i=1}^k dA_{bmi} + \sum_{j=1}^k dA_{bmj};$$

$$Б) \sum dA_{su} = -P_c dS = -(P_f + P_w + P_h + P_{kp}) dS;$$

$$В) dA_{TP} = \left( M_D - I_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} \right) (1 - \eta_{TP}) d\varphi_D;$$

$$*Д) m_a \delta_a \frac{dv_a}{dt} = \frac{M_D U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c;$$

$$Е) \delta_a = 1 + \frac{I_D U_{TP}^2 \eta_{TP}}{r_k^2 m_a} + \sum \frac{I_k}{r_k^2 m_a}.$$

4. Какие параметры определяет тягово-динамические характеристики автомобилей при разгоне:

- А) величина ускорения;
- Б) продолжительность разгона, путь разгона;
- В) динамический фактор, расход топлива;
- \*Д) А, Б и В;
- Е) А и Б.

5. Уравнения движения автомобиля в зависимости от передаточного числа коробки передач имеет вид:

\*А)  $m_a \dot{j}_i = P_{ki} - P_{\Sigma i} \quad i = 1 \dots z;$

Б)  $P_{ki} = M_T U_0 U_i \eta_T / r_k;$

В)  $P_{\Sigma i} = P_f + P_{wi} + P_{\alpha};$

Д)  $D_i = \psi + \frac{\bar{\sigma}_{sp} j_i}{g};$

Е)  $\frac{dQ_T}{dt} = \frac{g_D N_D}{3,6 \cdot 10^6 \gamma}.$

6. По каким формулам описываются характеристики гидромеханической передачи:

А)  $U_H = \frac{\psi_{\max} m_a r_k g}{M_{T\eta} \eta_T U_0};$

Б)  $U_0 = 0,377 r_k n_T / V_{\max};$

В)  $U_{\epsilon} = r_k (m_a g f_k + 10 K_w A V_{\max}^2 / 3,6^2) / (M_{T\bar{\sigma}} \eta_T U_0);$

Д)  $D_{Д-Т} = \frac{M_{T\eta}}{M_{T\bar{\sigma}}}, D_{к.п.} = \frac{U_H}{U_{\epsilon}}, Z = 1 + \frac{\ln D_{к.п.}}{\ln D_{Д-Т}};$

\*Е) все ответы верны.

7. Из каких элементов состоит гидрообъемная трансмиссия автомобиля:

А) гидротрансформатора, дизеля, насоса, гидромотора, и колесного движителя;

Б) гидромуфты, дизеля, насоса, гидромотора, и колесного движителя;

\*В) дизеля, насоса, гидромотора, колесного движителя и соединительных трубопроводов;

Д) гидрораспределителя, дизеля, насоса, гидромотора, и колесного движителя;

Е) гидроцилиндра, дизеля, насоса, гидромотора, и колесного движителя.

8. Какими уравнениями описывается динамика дизеля:

\*А) уравнениями моментов на валу и движения муфты регулятора;

Б) уравнениями моментов на валу и потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь;

В) уравнениями моментов, а также соотношениями потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь;

Д) уравнениями баланса давлений и расходов жидкости;

Е) уравнениями движения автомобиля и колеса.

9. Какими уравнениями описывается динамика насоса:

А) уравнениями моментов на валу и движения муфты регулятора;

\*Б) уравнениями моментов на валу и потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь;

В) уравнениями моментов, а также соотношениями потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь;

Д) уравнениями баланса давлений и расходов жидкости;

Е) уравнениями движения автомобиля и колеса.

10. Какими уравнениями описывается динамика колесного движителя:

А) уравнениями моментов на валу и движения муфты регулятора;

Б) уравнениями моментов на валу и потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь;

В) уравнениями моментов, а также соотношениями потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь;

Д) уравнениями баланса давлений и расходов жидкости;

\*Е) уравнениями движения автомобиля и колеса.

## Глава 4. Криволинейное движение автомобилей

Автомобили практически все время движутся по криволинейным траекториям. Это объясняется не только тем, что абсолютно прямолинейных участков дорог очень мало, но главное тем, что автомобилю приходится поворачивать с одной дороги или улицы на другую, объезжать, что-либо, сторониться чего-либо, на конец на автомобиль всегда действуют боковые силы, которые изменяют или стремятся изменить траекторию движения, а водителю приходится его корректировать. Принято выделять условно прямолинейное движение по траектории с кривизной менее  $0,002 \text{ м}^{-1}$  (радиусом кривизны более 500 м), а все остальные движения относятся к криволинейным.

Траектории движения автомобилей изменяются либо по желанию водителя, либо в результате каких – то внешних воздействий, либо вследствие изменения некоторых параметров самого автомобиля в процессе его движения. Криволинейное движение часто называют поворотом, хотя обычно применяют этот термин в тех случаях, когда траектория движения изменяется по желанию водителя. Свойство автомобиля совершать повороты с максимальной кривизной (минимальным радиусом) на дороге и местности называется поворотливостью. Чем больше кривизны возможной траектории, то есть чем меньше радиус поворота автомобиля, тем лучше его поворотливость. Таким образом, основным показателем оценки поворотливости является радиус поворота автомобиля.

У автомобилей имеется множество радиусов поворота. За расчетный радиус поворота  $R_{\text{д}}$  будем принимать расстояние от мгновенного центра вращения (поворота) до продольной оси автомобиля. Проекция мгновенного центра на продольную ось автомобиля является полюсом поворота. Можно определить любой другой радиус, в частности, радиус поворота по переднему наружному колесу, который обычно приводится в технических характеристиках. Поскольку траекторию движения автомобиля принято характеризовать траекторией центра масс, радиусом кривизны траектории считается расстояние от мгновенного поворота до центра масс.

Признаком криволинейного движения является перемещение в плане любых двух точек автомобиля, это возможно когда две точки автомобиля имеют различные по величине или направлению скорости движения. Минимальный радиус поворота служит показателем оценки статической поворотливости автомобиля. Этот показатель наиболее важен, но он не дает исчерпывающей характеристики поворотливости. В ряде случаев важен не только сам факт поворота автомобиля с определенным радиусом, но и за какое время и на какой угол сможет повернуться автомобиль или несколько снижается его скорость в процессе поворота в сравнении с прямолинейным движением. Такие данные характеризуют уже динамическую поворотливость.

Процесс поворота автомобиля состоит из трех этапов:

- переход от прямолинейного движения к криволинейному движению, когда кривизна траектории увеличивается;

- вход в поворот движение с постоянной кривизной, называется равномерный поворот
- возвращение к прямолинейному движению - выход из поворота.

Исследование криволинейного движения автомобиля ведут в двух направлениях:

1. Определение и исследование кинематических параметров: траектории скорости и ускорения движения автомобиля;
2. Определение силовых параметров: крутящих моментов продольных, боковых и нормальных реакций колес, а также сил и моментов возникающих при повороте.

В общем случае, колесные машины могут совершать поворот тремя основными способами:

1. Изменением углов между плоскостями вращения колес и продольной осью машины за счет поворота управляемых колес.
2. Изменением этих же углов за счет изменения положения одной части машины относительно другой (сочлененные машины).
3. Изменения величины скоростей колес разных сторон (левый и правый). Так совершают поворот гусеничные машины. Этот способ называется бортовым поворотом.

#### 4.1. Боковой увод колеса

Отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоскости его вращения при действии любой по величине боковой силы называется явлением бокового увода (или просто увода). А угол между этим вектором и плоскостью вращения углом увода.

В реальных эксплуатационных условиях углы бокового увода могут достигать 7-8<sup>0</sup>, а в некоторых случаях 10-12<sup>0</sup>. При повороте эти углы соизмеримы с углами поворота управляемых колес. Поэтому они оказывают существенное влияние на кинематику поворота.

Характеристикой бокового увода является коэффициент сопротивления боковому уводу шины:

$$k_y = \frac{R_y}{\delta},$$

где  $R_y$ - равнодействующая реакция элементарных боковых касательных сил;  $\delta$  - угол увода.

Коэффициент сопротивления боковому уводу шины зависит от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов, к ним относятся высота и ширина профиля шины, углы наклона нитей и число слоев корда, давление воздуха в шинах, нагрузка колеса и многое другое.

С увеличением размеров профиля шины, особенно ширины, повышается жесткость шины, что приводит к росту коэффициента  $k_y$ . У широкопрофильных шин этот коэффициент больше, чем у тороидных. Имеется эмпирическая формула для многих тороидных шин (преимущественно для легковых

автомобилей) отражающие с достаточной степенью точности, влияние размеров шины на коэффициент сопротивления боковому уводу:

$$k_y = 780(d_{ш} + 2B_{ш})B_{ш}(P_w + 98),$$

где  $d_{ш}$  и  $B_{ш}$  соответственно посадочный диаметр и ширина профиля шины, м;  $P_w$  – давление воздуха в шине, кПа.

С увеличением числа слоев корда коэффициент  $k_y$  растет, с уменьшением угла наклона нитей корда величина  $k_y$  возрастает. Коэффициенты сопротивления боковому уводу камерных и бескамерных шин почти одинаковы. На величину  $k_y$  влияет высота протектора. С уменьшением глубины рисунка у значительно изношенной шины  $k_y$  может возрасти на 30-40%. С увеличением внутреннего давления воздуха  $P_w$  жесткость шины повышается и значительно изменяется коэффициент  $k_y$ .

Установлено также, что на величину коэффициента  $k_y$  большое влияние оказывает нормальная нагрузка  $P_z$  (или нормальная реакция  $R_z$ ) колеса. С увеличением этой нагрузки сопротивление боковому уводу увеличивается, а затем несколько падает. Существенное влияние на сопротивление боковому уводу оказывают продольные (тяговые и тормозные) реакции. С увеличением этих сил сопротивление уводу уменьшается.

Д.А.Антоновым разработана теория нелинейного увода, идея которой состоит в том, что учитывается влияние различных факторов (нормальной и тангенциальной реакции, давления воздуха и других) на величину коэффициента сопротивления боковому уводу, причем каждый из этих факторов не постоянный, а зависит от различных параметров. Он предложил определять значение коэффициента сопротивления боковому уводу в зависимости от некоторой постоянной величины этого коэффициента ( $k_{y0}$ ) и ряда переменных коэффициентов, являющихся функциями нормальной нагрузки, тангенциальной реакции, коэффициента сцепления и других, называемых в свою очередь, коэффициентами коррекции, каждый из которых меньше единицы:

$$k_y = k_{y0}q_Nq_Tq_\phi q_{ш}q_\beta q_H q_{ГР}$$

При нагрузках колеса, близких к номинальным, и движении в средних эксплуатационных условиях, соответствующих автомобилям определенных типов, значения коэффициентов сопротивления боковому уводу шин легковых автомобилей находятся в диапазоне 20...40 кН/рад, грузовых автомобилей и автобусов 60...120 кН/рад, для шин особо большого размера этот коэффициент может быть в несколько раз больше (например, для шины 40.00-57 автомобиля-самосвала 7521 величина  $k_y$  составляет 400...500 кН/рад).

#### **4.2. Кинематические и силовые характеристики автомобиля при повороте**

Рассмотрим кинематику поворота автомобиля и силы, действующие на него при повороте.

Мгновенный центр поворота автомобиля можно найти, если известно направление скоростей двух любых его точек.

Пусть известно направление скоростей  $V_1$  и  $V_2$  точек 1 и 2, являющихся серединами задней и передней осей двухосного автомобиля, направление  $V_1$  и  $V_2$  связано с несколькими процессами, возникающими при повороте, при отсутствии увода или бокового скольжения, направление скоростей каждого из колес совпадало бы с плоскостями их вращения (рис.4.1). Возникающие при повороте автомобиля боковые силы вызывают увод колес, что приводит к отклонению направлений скоростей  $V_1$  и  $V_2$  от указанных выше, кроме того, кинематика подвесок колес в большинстве случаев такова, что возникающий при повороте автомобиля поперечный наклон (крен) его кузова приводит к повороту неуправляемых колес относительно оси автомобиля и дополнительному повороту в одну или другую сторону. Углы  $\delta_1$  и  $\delta_2$  на которые отклоняется направление скоростей  $V_1$  и  $V_2$  за счет увода или бокового скольжения, развала и кинематики подвески будем называть углами увода соответственно передней и задней оси. Отношение боковой силы действующей на ось к углу ее увода будем называть коэффициентом сопротивления уводу оси ( $k_{y1}$  - для передней оси;  $k_{y2}$  для задней оси).

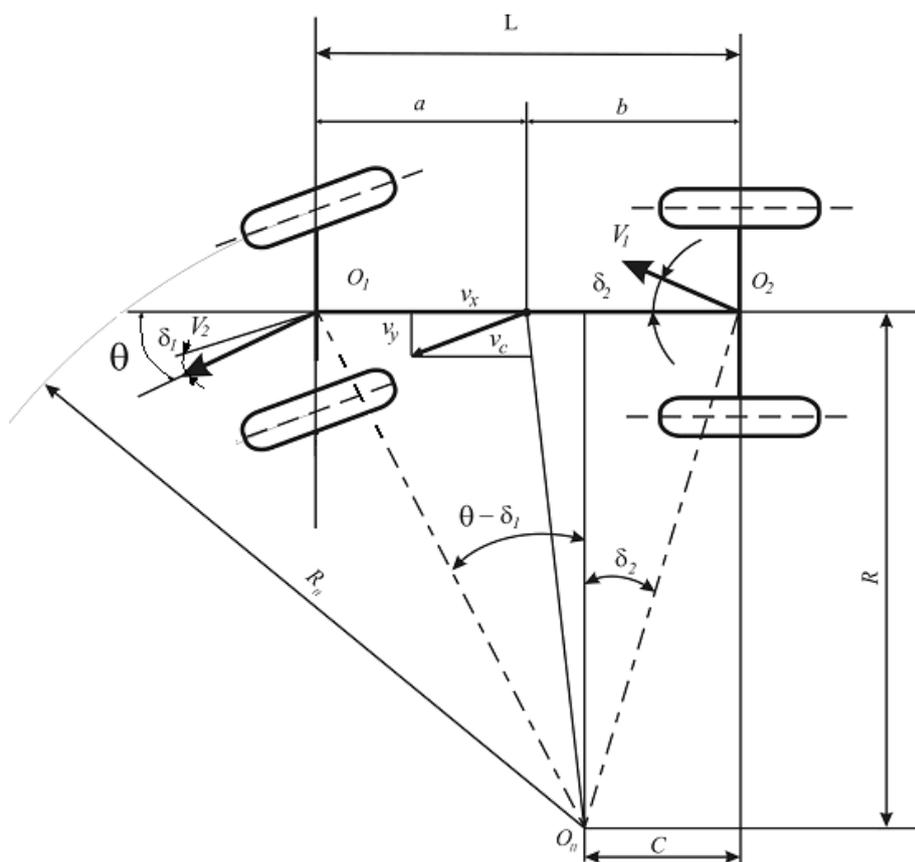


Рис. 4.1. Схема поворота автомобиля.

Мгновенном центром поворота автомобиля является точка  $O_n$  пересечения перпендикуляров к направлениям скоростей  $V_1$  и  $V_2$ .

Радиус поворота определяется выражением:

$$R_n = (R + 0,5B) / \cos(\theta - \delta_1), \quad (4.1)$$

где  $R = l / (\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}(\delta_2))$ ;  $B$  – колея по задним колёсам;  $l$  – база автомобиля.

Угловая скорость поворота автомобиля определяется выражением:

$$\omega_a = V_c / R$$

$V_c$  – направлена по продольной оси и является скоростью автомобиля  $V_a$ .

Тогда:

$$\omega_a = V_c / R = V_a (\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}(\delta_2)) / l.$$

Место расположения центра тяжести определяется из соотношения:

$$R_1 a = R_2 b, \quad b = l - a$$

Откуда:

$$a = R_2 l / (R_1 + R_2), \quad b = l - a$$

где  $R_1, R_2$  – нормальные реакции дороги на колёса передней и задней оси.

Продольная  $P_{ux}$  и поперечная  $P_{uy}$  составляющие силы инерции в системе координат связанной с автомобилем имеет вид (рис. 4.2):

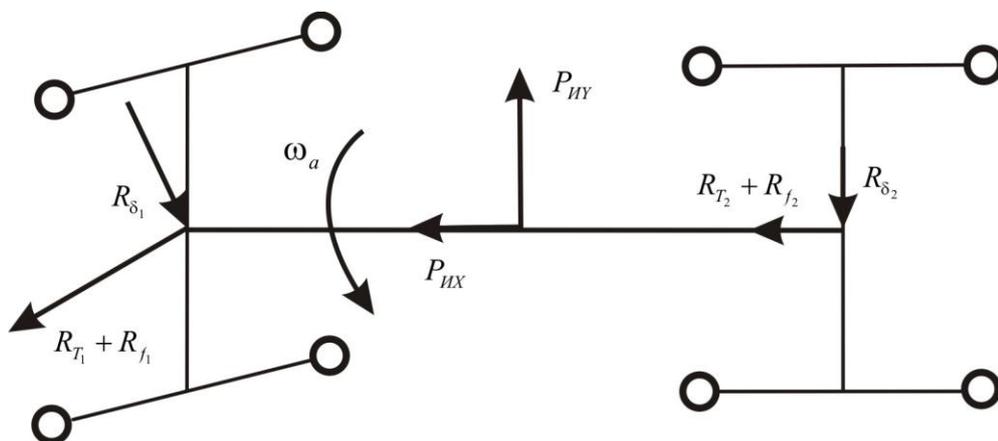


Рис.4.2. Схема сил, действующих на автомобиль.

$$P_{ux} = m_a (j - V_y \omega_a); \quad (4.2)$$

$$P_{uy} = m_a (V_a \omega_a + dV_y / dt); \quad (4.3)$$

где  $V_y, dV_y / dt$  – скорость и ускорение бокового смещения автомобиля.

Положительное направление  $P_{ux}$  противоположно направлению движения автомобиля, а  $P_{uy}$  от центра поворота автомобиля.

Боковые силы, действующие на колёса, равны произведению коэффициента сопротивления уводу  $\kappa_y$  на величину угла увода  $\delta$ :

$$R_{\delta 1} = \kappa_{y1} * \delta_1, \quad R_{\delta 2} = \kappa_{y2} * \delta_2, \quad (4.4)$$

Максимальное значение боковой силы ограничено произведением нагрузки, действующей на колесо на коэффициент сцепления колеса с почвой.

По результатам экспериментов, проведённых на различных конструкциях автомобилей можно сделать следующие выводы относительно зависимостей коэффициента сопротивления уводу:

1. Коэффициент сопротивления уводу не зависит от скорости движения автомобилей.

2. Коэффициент сопротивления уводу может незначительно меняться в зависимости от передаваемого через колесо тягового усилия.

3. При увеличении вертикальной нагрузки на колесо, коэффициент сопротивления уводу вначале увеличивается, а затем начинает падать. Боковая сила, соответствующая данному углу увода, возрастает с увеличением нагрузки на колесо значительно медленнее, чем нагрузка.

4. Коэффициент сопротивления уводу увеличивается при увеличении внутреннего давления в шине, ширине обода колеса и уменьшении угла наклона нитей корда покрышки.

$K_y$  – для шин автомобилей можно принимать от 2000 до 4500 кг/рад, а угол увода от  $1^\circ$  до  $5^\circ$ .

5. При небольших углах увода зависимость между боковой силой и углом увода можно считать линейной.

В качестве примера на рис.4.3 приведены зависимости боковой силы от нагрузки и углов увода.

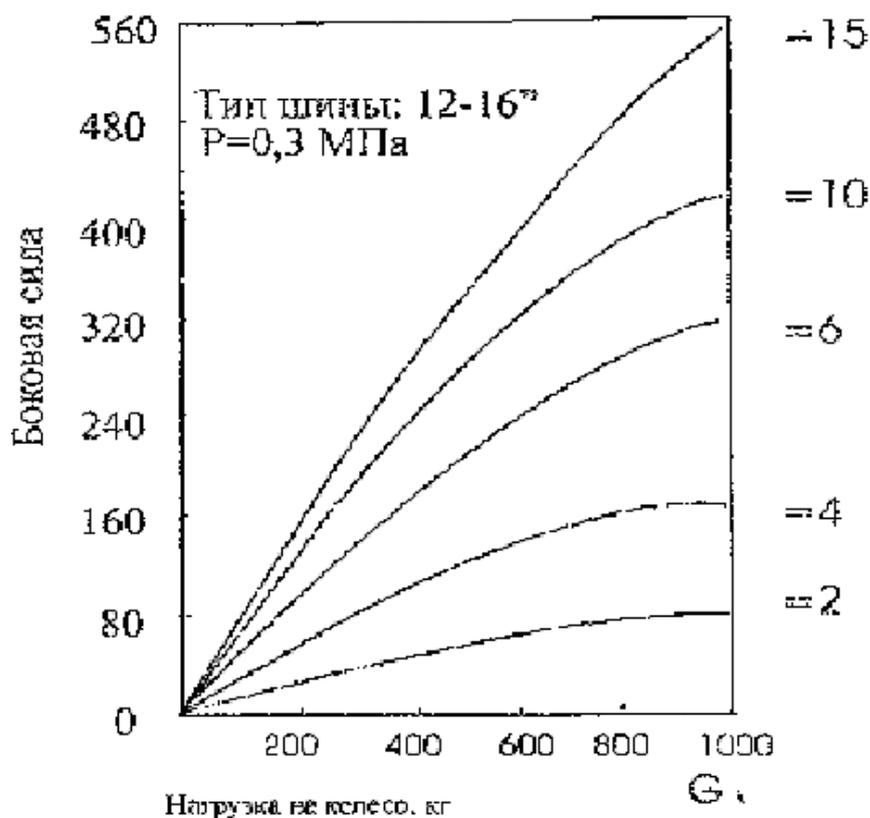


Рис.4.3. Зависимость боковой силы от нагрузки

Данную зависимость можно аппроксимировать следующей функцией:

$$k_y = 0.0016\delta^2 - 0,064\delta + 0.83$$

Продольные силы состоят из сил сопротивления качению колес по дороге и тормозных (тяговых) сил.

Силы сопротивления качению колес передней и задней оси по дороге с коэффициентом сопротивления  $f$  определяются следующим образом:

$$R_{f1}=R_1*f, \quad R_{f2}=R_2*f; \quad (4.5)$$

Тормозная сила на каждом колесе при действии дискового тормоза:

$$R_{Ti} = R_{T2} = M_T * n * i_p / r_k \quad (4.6)$$

где  $M_T$  – тормозной момент, развиваемый одним диском,  $n$  – количество тормозных дисков,  $i_p$  – передаточное число колёсного редуктора,  $r_k$  – радиус качения колеса.

### 4.3. Динамика поворота автомобиля

Напишем уравнение бокового движения центра масс. При этом будем считать, что  $\delta_1$  и  $\delta_2$  невелики и их косинусы равны единице, а синусы самим углам. Из рис.4.2

$$P_{uy} = R_{\delta 1} \cos \theta + R_{\delta 2} - (R_{T2} + R_{f2}) \sin \theta$$

или с учетом (4.3), (4.4) и (4.5)

$$m_a \frac{dV_y}{dt} = (k_{y1} \delta_1 \cos \theta + k_{y2} \delta_2 - (R_1 f + M_T i_p / r_k) \sin \theta) - V_a \omega_a \quad (4.6)$$

Выразим углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$  через  $\alpha$ ,  $\omega_a$  и  $V_y$ .

$$\delta_1 = \operatorname{tg} \theta - \frac{a \omega_a + V_y}{V_a}, \quad \delta_2 = \frac{b \omega_a - V_y}{V_a} \quad (4.7)$$

Для получения уравнения курсового движения составим уравнения моментов.

$$J_z \frac{d\omega}{dt} = -R_{\delta 1} a \cos \theta + R_{\delta 2} b + (R_{T2} + R_{f2}) b \sin \theta$$

или считая  $J_z = m_a a b$

$$m_a a b \frac{d\omega}{dt} = -k_{y1} \delta_1 a \cos \theta + k_{y2} \delta_2 b + (R_2 f + M_T i_p / r_k) b \sin \theta \quad (4.8)$$

Система уравнений первого порядка при предположении, что задние колеса неведущие и  $\theta$  невелико, что позволяет пренебречь членами продольных сил  $R_{Ti}$ ,  $R_{T2}$ , может быть заменены двумя независимыми уравнениями второго порядка. Будем считать, что  $V_a = \text{const}$ .

$$\begin{aligned} \ddot{\omega}_a + m \dot{\omega}_a + p \omega_a &= q_{y1} \dot{\theta} + q_{y2} \operatorname{tg} \theta \\ \ddot{V}_y + m \dot{V}_y + p V_y &= q_{\omega 1} \dot{\theta} + q_{\omega 2} \operatorname{tg} \theta \end{aligned} \quad (4.9)$$

где

$$\begin{aligned}
m &= g(\zeta_1 + \zeta_2)/V_a; p = g^2[(\zeta_2 - \zeta_1)V_a/(g\ell) + \zeta_1\zeta_2]/V_a^2; \\
q_{y1} &= -\zeta_2 ag/(\ell \cos^2 \theta); q_{y2} = \zeta_2 g^2(V_a^2/g - \zeta_1 a)/(V_a \ell); \\
q_{\omega 1} &= -\zeta_2 g/(\ell \cos^2 \theta); q_{\omega 2} = -\zeta_1 \zeta_2 g^2/(V_a \ell); \zeta_1 = k_{y1}/(m_{a1} g); \\
\zeta_2 &= k_{y2}/(m_{a2} g);
\end{aligned}$$

$\zeta_1, \zeta_2$  – удельные коэффициенты сопротивления соответственно передней и задней осей;  $m_{a1}, m_{a2}$  – массы, приходящиеся переднюю и заднюю оси.

Решая уравнения, можно определить зависимость курсовых и боковых параметров движения автомобиля от угла поворота управляемых колёс.

При известных  $\omega_a$  и  $v_y$ , можно найти в каждый момент времени координаты центра масс автомобиля и его курсовой угол:

$$\begin{aligned}
x &= \int (V_a \cos \gamma - V_y \sin \gamma) dt + c_1 \\
y &= \int (V_a \sin \gamma + V_y \cos \gamma) dt + c_2 \quad (4.10) \\
\gamma &= \int \omega_a dt + c_3
\end{aligned}$$

#### Вопросы для самопроверки

1. Криволинейное движение автомобиля
2. Поворот и поворотливость автомобиля
3. Статическая и динамическая поворотливость
4. Этапы процесса поворота автомобиля.
5. Основные направления исследований криволинейного движения автомобиля.
6. Основные способы поворота автомобиля
7. Боковой увод
8. Коэффициент бокового увода
9. Факторы, влияющие на коэффициент бокового увода
10. Теория нелинейного увода
11. Кинематика поворота
12. Поворачиваемость автомобиля
13. Силы, действующие на автомобиль при повороте
14. Уравнения криволинейного движения.

#### Тестовые вопросы

1. К криволинейным относятся движения по траектории с кривизной:
  - А) менее  $0,002 \text{ м}^{-1}$  (радиус кривизны более 500 м);
  - Б) более  $0,002 \text{ м}^{-1}$  (радиус кривизны менее 500 м);
  - В) более  $0,02 \text{ м}^{-1}$  (радиус кривизны менее 50 м);
  - Д) более  $0,2 \text{ м}^{-1}$  (радиус кривизны менее 5 м);
  - \*Е) Б, В и Д.
2. Что является основным показателем поворотливости автомобиля:
  - А) скорость поворота;
  - Б) путь поворота;
  - В) ускорение поворота;
  - \*Д) радиус поворота;
  - Е) угол увода.
3. Из сколько этапов состоит процесс поворота:

- А) пяти;
- Б) четырех;
- \*В) трех;
- Д) двух;
- Е) все ответы верны.

4. Явление бокового увода, это:

- А) отклонение вектора ускорения эластичного колеса от плоскости его вращения;
- \*Б) отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоскости его вращения;
- В) отклонение вектора перемещения эластичного колеса от плоскости его вращения;
- Д) отклонение радиуса поворота эластичного колеса от плоскости его вращения;
- Е) отклонение радиуса кривизны эластичного колеса от плоскости его вращения.

5. Коэффициент сопротивления боковому уводу шины зависит от:

- А) размеров профиля шины;
- Б) углов наклона нитей и числа слоев корда;
- В) давления воздуха в шинах;
- Д) нагрузки колеса;
- \*Е) все ответы верны.

6. Какие основные силы действуют на автомобиль при его повороте:

- А) сила тяжести, нормальные реакции, полные окружные силы;
- Б) силы тяги, крутящие моменты;
- \*В) силы инерции, боковые силы, силы сопротивления качению колес, тормозная сила;
- Д) силы сопротивления воздуха, подъему, качению, сила тяги на крюке;
- Е) крутящий момент двигателя, сопротивления, возникающие в деталях и соединениях трансмиссии и ходовой части.

7. Уравнение бокового движения имеет вид:

А)  $R_n = (R + 0,5B) / \cos(\theta - \delta_1)$ ;

Б)  $\omega_a = V_a(\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}(\delta_2)) / l$ ;

В)  $m_a \delta_a \frac{dv_a}{dt} = \frac{M_d U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c$  ;

\*Д)  $m_a dV_y / dt = (k_{y1} \delta_1 \cos \theta + k_{y2} \delta_2 - (R_1 f + M_T i_p / r_k) \sin \theta) - V_a \omega_a$  ;

Е)  $m_a a b d\omega / dt = -k_{y1} \delta_1 a \cos \theta + k_{y2} \delta_2 b + (R_2 f + M_T i_p / r_k) b \sin \theta$  .

8. Уравнение курсового движения имеет вид:

А)  $R_n = (R + 0,5B) / \cos(\theta - \delta_1)$ ;

Б)  $\omega_a = V_a(\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}(\delta_2)) / l$ ;

В)  $m_a \delta_a \frac{dv_a}{dt} = \frac{M_d U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c$  ;

Д)  $m_a dV_y / dt = (k_{y1} \delta_1 \cos \theta + k_{y2} \delta_2 - (R_1 f + M_T i_p / r_k) \sin \theta) - V_a \omega_a$  ;

\*Е)  $m_a a b d\omega / dt = -k_{y1} \delta_1 a \cos \theta + k_{y2} \delta_2 b + (R_2 f + M_T i_p / r_k) b \sin \theta$  .

9. Радиус поворота автомобиля определяется выражением:

\*А)  $R_n = (R + 0,5B) / \cos(\theta - \delta_1)$ ;

Б)  $\omega_a = V_a(\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}(\delta_2)) / l$ ;

В)  $R_{\delta i} = k_{yi} \delta_i$ ;

Д)  $R_{fi} = R_i f$ ;

Е)  $R_{Ti} = R_{T2} = M_T n i_p / r_k$ .

## Глава 5. Устойчивость и управляемость автомобилей

### 5.1. Определение и показатели устойчивости

Выше было рассмотрено, как движется автомобиль, причем при действии постоянных в данных условиях силовых факторов. Движение автомобиля описывается при этом уравнениями движения, составляющими, которых являются силы и моменты сил. Однако, кроме сил, учитываемых уравнениями, движения на автомобиль действуют разнообразные факторы, которые обычно не учитывают вследствие либо их малости, либо случайного характера в сравнении с основными силами. Возмущающими воздействиями являются, например, порыв ветра, неровности дороги и другие. Эти воздействия могут быть как силовыми, так и кинематическими, в некоторых случаях может возникнуть неустойчивость движения или положения автомобиля. Нужно различать 2 вида потери устойчивости, которые происходят в следующих случаях:

- в результате нарушения статического или динамического равновесия при определенных соотношениях сил и реакциях сил, действующих на автомобиль;
- вследствие действия возмущающих факторов, не учитываемых в уравнениях движения.

Первый вид неустойчивости характеризуется опрокидыванием, либо потерей сцепления при повороте, торможении, движении на подъем или с уклона, либо при совместном действии этих факторов. Границы устойчивости определяются в этом случае решением уравнений равновесия относительно тех параметров, которые определяют эти границы. Возмущающие факторы при этом не учитываются.

Второй вид неустойчивости связан с действием на статически и динамически уравновешенный автомобиль возмущающих факторов, в результате чего изменяются параметры движения автомобиля. При действии возмущающих факторов движение автомобиля как любой динамической системы характеризуется переходным процессом, возникающим вследствие нарушения равновесия или изменения параметров движения.

Под устойчивостью понимается свойство автомобиля сохранять в заданных пределах независимо от скорости движения и действия внешних сил, инерционных сил и сил тяжести, направление движения и ориентацию продольной и вертикальной оси при отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя.

Различают траекторную и курсовую устойчивость: первая характеризуется способностью сохранять направление движения центра масс; вторая – способностью сохранять ориентацию продольной оси автомобиля, следовательно, показателем траекторной устойчивости является сохранение или изменение направления вектора скорости центра масс. А при постоянстве продольные составляющие этого вектора - изменение величины боковой его составляющей. Показателем курсовой устойчивости является изменение угловой скорости относительно оси, перпендикулярной к плоскости, в которой движется автомобиль. В связи с этим можно следующим образом оценивать

траекторную и курсовую устойчивость. Если дополнительная боковая составляющая вектора поступательной скорости и угловая скорость в плоскости дороги, возникшие в следствии какого-либо возмущения непрерывно увеличивается или их изменение носит колебательный характер с увеличивающимися амплитудами, то движение автомобиля будет неустойчивым. Если же с течением времени эти параметры стремятся к нулю, то движение автомобиля устойчиво.

Теория устойчивости движения основывается на математическом аппарате исследования дифференциальных уравнений, разработанным Ляпуновым А.М. Он определил свойства возмущенного состояния системы, заключающейся в тенденции к восстановлению движения, характеризующегося параметрами, которые имелись до возникновения возмущения. Поскольку весьма часто в процессе взаимодействия автомобиля с внешней средой, особенно при криволинейном движении, связано со скоростью и зависит от нее, представляется целесообразным определять и устойчивость движения в зависимости от скорости. Итак, в дальнейшем скорость, при которой автомобиль теряет устойчивость будем называть критической скоростью  $V_{кр}$ . Отклонение автомобиля от заданной траектории, а его продольной оси от заданного направления за счет упругости и проскальзывания отдельных элементов шин допустимо, но если весь автомобиль или его отдельные части скользят, перемещаясь в боковом направлении, то это уже является предельным случаем потери устойчивости.

Такая потеря устойчивости называется заносом.

Потеря устойчивости положения автомобиля относительно продольной и поперечной оси параллельных опорной плоскости называется опрокидыванием автомобиля относительно этих осей.

## 5.2. Устойчивость движения

Рассмотрим траекторную и курсовую устойчивость движения автомобиля.

Предположим, что автомобиль движется по криволинейной траектории при постоянных параметрах движения. Система сил и моментов, действующих на автомобиль с учетом принципа Даламбера, удовлетворяет условиям равновесия.

Движение автомобиля характеризуется величиной и направлением скорости  $V_c$  его центра масс и угловой скоростью  $\omega_z$ .

Вектор скорости:  $\vec{V}_c = \vec{V}_x + \vec{V}_{cy}$

Вектор скорости  $V_c$  направлен под углом  $\psi$  к продольной оси автомобиля. Для определения устойчивости следует проанализировать как под действием какого-либо возмущения изменится (или не изменится) направление скорости  $V_c$  и угол  $\psi$  или, что то же самое как изменится боковая составляющая  $V_{cy}$  скорости при постоянной скорости автомобиля  $V_x$ , кроме того надо знать как изменится угловая скорость  $\omega_z$  продольной оси, от которой отсчитывают угол  $\psi$

или величина  $V_{cy}$ . Скорости  $V_{iy}$  средин осей автомобиля в боковом направлении выразим через скорость автомобиля  $V_a = V_x$  и углы  $\theta_i$  и  $\delta_i$

$$\frac{V_{iy}}{V_a} = \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i)$$

при малых углах:  $\delta_i = \theta_i - \frac{V_{iy}}{V_a}$ . (5.1)

Составим уравнение равновесие автомобиля

$$\begin{cases} m_a a_x = \sum_{i=1}^n R_{xi} \cos \theta_i + R_{yi} \sin \theta_i - P_c \\ m_a a_y = \sum_{i=1}^n R_{xi} \sin \theta_i + R_{yi} \cos \theta_i \\ I_z \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^n R_{xi} l_i \cos \theta_i + R_{yi} l_i \sin \theta_i - M_{nm} \end{cases} \quad (5.2)$$

где  $M_{nm}$  – суммарный момент сопротивления повороту.

Преобразовав первое уравнение системы (5.2) с учетом выражений (4.6), (5.1) заменив  $R_{yi} = k_{yi} \delta_i$  получим

$$\frac{dV_{cy}}{dt} + \left( V_a + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{m_a V_a} \right) \omega_z + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi}}{m_a V_a} V_{cy} + \frac{\sum_{i=1}^n (k_{yi} + R_{xi}) \theta_i}{m_a} = 0 \quad (5.3)$$

Аналогично с учетом выражений (4.8), (5.1) преобразуем третье уравнение системы (5.2)

$$\frac{d\omega_z}{dt} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{I_z V_a} V_{cy} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2}{I_z V_a} \omega_z - \frac{\sum_{i=1}^n (k_{yi} + R_{xi})}{I_z} = 0 \quad (5.4)$$

Представим, что в некоторые моменты времени автомобиль под влиянием какого-либо возмущения вышел из состояния равновесия, т.е. начальные параметры  $V_{cy0}$ ,  $\omega_{z0}$ , характеризующие его движение изменились.

$$\begin{cases} V_{cy}(t) = V_{cy0} + \Delta V_{cy} \\ \omega_z(t) = \omega_{z0} + \Delta \omega_z \end{cases} \quad (5.5)$$

Параметры  $\Delta V_{cy}$ ,  $\Delta \omega_z$  являются кинематическими возмущениями.

Движение автомобиля устойчиво, если параметры движения после малого их отклонения будут оставаться вблизи прежних значений в течении всего дальнейшего времени. Тогда при решении уравнений (5.3), (5.4) с начальными условиями (5.5) величины

$$\Delta V_{cy} = V_{cy}(t) - V_{cy0}$$

$$\Delta \omega_z = \omega_z(t) - \omega_{z0}$$

должны быть малыми при всех значениях  $t > t_0$ .

Как известно, возмущенное движение описываемое дифференциальными уравнениями (5.3), (5.4) выражается относительно невозмущенного движения таким же уравнением, но без свободного члена, оно называется уравнением возмущения.

Таким образом, получаем

$$\begin{cases} \frac{d(\Delta V_{cy})}{dt} + \left( V_a + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{m_a V_a} \right) \Delta \omega_z + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi}}{m_a V_a} \Delta V_{cy} = 0 \\ \frac{d(\Delta \omega_z)}{dt} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{I_z V_a} \Delta V_{cy} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2}{I_z V_a} \Delta \omega_z = 0 \end{cases} \quad (5.6)$$

Систему можно записать в следующем виде

$$\begin{cases} \frac{d(\Delta V_{cy})}{dt} + b_1 \Delta \omega_z + a_1 \Delta V_{cy} = 0 \\ \frac{d(\Delta \omega_z)}{dt} + a_2 \Delta V_{cy} + b_2 \Delta \omega_z = 0 \end{cases} \quad (5.7)$$

В этой системе линейных однородных дифференциальных уравнений  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $a_2$ ,  $b_2$  являются постоянными коэффициентами.

Систему (5.7) можно привести к одному уравнению второго порядка:

$$\frac{d^2(\Delta \omega_z)}{dt^2} + (a_1 + b_2) \frac{d(\Delta \omega_z)}{dt} + (a_1 b_2 - b_1 a_2) \Delta \omega_z = 0 \quad (5.8)$$

Решение такого уравнения имеет вид

$$\Delta \omega_z = A e^{p_1 t} + B e^{p_2 t} \quad (5.9)$$

где  $A, B$  – постоянные интегрирования;  $p_1, p_2$  – корни характеристического уравнения получаемого в результате записи уравнения (5.8) в операторной форме:

$$p^2 + (a_1 + b_2)p + (a_1 b_2 - b_1 a_2) = 0 \quad (5.10)$$

Систему (5.7) можно преобразовать в уравнение относительно  $\Delta V_{cy}$  и получить аналогичное характеристическое уравнение.

Известно, что если корни характеристического уравнения отрицательные вещественные или комплексные с отрицательной вещественной частью, то правая часть выражения (5.9) и аналогичного ему выражения относительно  $\Delta V_{cy}$ , а значить и возмущение  $\Delta V_{cy}$  и  $\Delta \omega_z$  будут с течением времени уменьшаться и при  $t \rightarrow \infty$  стремится к нулю.

При отрицательных вещественных корнях процесс изменения величин  $\Delta V_{cy}$  и  $\Delta \omega_z$  соответствует кривой а) рис. 5.1.

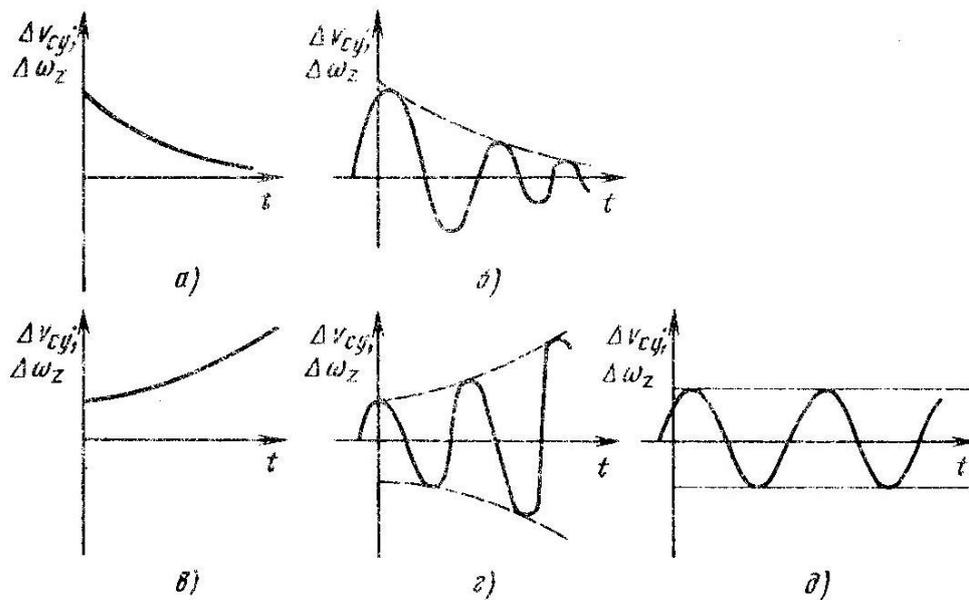


Рис. 5.1. Характеристики колебаний параметров движения

При паре комплексных корней с отрицательной вещественной частью процесс происходит в соответствии с кривой б).

В обоих случаях  $\Delta V_{cy}$  и  $\Delta \omega_z$  изменившиеся в результате какого либо возмущения после прекращения действия этого возмущения будут стремиться к своим прежним значениям. Это означает, что автомобиль способен сам в силу присущего ему характеристик, отраженных в уравнениях движения сопротивляться внешним возмущениям. Движение его оказывается устойчивым.

Переходной процесс при наличии вещественных положительных корней можно представить в виде кривой в) рис.5.1.

А для пары комплексных сопряженных корней с положительной вещественной частью в виде кривой г).

Если среди корней уравнения (5.10) имеются пара комплексных корней с вещественной частью равной нулю, колебание величин  $\Delta V_{cy}$  и  $\Delta \omega_z$  будут незатухающими с постоянной амплитудой (кривая д).

В этом случае движение находится на грани устойчивости и неустойчивости. Но, поскольку возникшие колебания не затухают, движение следует считать неустойчивым.

Таким образом, необходимым и достаточным условием устойчивости движения служит наличие отрицательной вещественной части в корнях характеристического уравнения. Этим условиям удовлетворяют неравенства:

$$\begin{cases} (a_1 + b_2) > 0 \\ (a_1 b_2 - b_1 a_2) > 0 \end{cases} \quad (5.11)$$

Коэффициенты  $a_1, b_2$  всегда положительны, поэтому первое неравенство удовлетворяется всегда, а второе имеет следующее содержание

$$a_1 b_2 - b_1 a_2 = 2 \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 \sum_{i=1}^n k_{yi} - \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2}{I_z m_a V_a^2} - \frac{2 \left( \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i \right)^2}{I_z m_a V_a^2} > 0$$

или

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 \sum_{i=1}^n k_{yi} - \left( \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i \right)^2}{m_a \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}} \quad (5.12)$$

Как видно из формулы (5.12) основное влияние на величину критической скорости оказывает место расположение центра масс автомобиля и соотношение коэффициентов  $k_{yi}$  – сопротивления боковому уводу. Сам процесс изменения траектории движения автомобиля без участия водителя, лишь за счет упругих свойств шин зависит фактически от соотношения углов бокового увода колес различных осей.

### 5.3. Устойчивость неустановившегося движения

Устойчивость неустановившегося движения может быть исследована по предложенной Д.А. Антоновым формуле аналогичной уравнению (5.12), но с учетом ускорения автомобиля:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} \left( \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 - 2 a_x I_z \right) - \left( \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i \right)^2}{m_a \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}} \quad (5.13)$$

К неустойчивому движению могут привести дополнительные перемещения управляемых колес.

В следствии наличия зазоров в рулевом приводе и податливости его деталей, действующие на управляемые колеса силы, даже при фиксированном положении рулевого механизма, отклоняются от установленного положения. Эти дополнительные перемещения колес могут являться одной из причин неустойчивого движения автомобиля.

Такое явление может быть уменьшено или исключено стабилизацией управляемых колес, т.е. способностью управляемых колес возвращаться в нейтральное положение без участия водителей.

#### 5.4. Занос и опрокидывание автомобиля

В предельном случае потери устойчивости является боковое скольжение (занос) и опрокидывание автомобиля.

Боковое скольжение оси или занос начнется, если будет нарушено соотношение

$$\varphi R_{z0} \geq \sqrt{R_{x0}^2 - R_{y0}^2}, \quad (5.14)$$

где  $R_{x0}$ ,  $R_{y0}$ ,  $R_{z0}$  – реакции действующие на пару колес.

Опрокидывание автомобиля может происходить относительно как продольной оси, так и поперечной оси. Предельным углом наклона  $\beta_{онп}$  автомобиля на косогоре соответствующей потере устойчивости автомобиля по опрокидыванию является угол при котором сумма нормальных реакций колес борта, расположенных выше станут равны нулю. Это приводит к следующему соотношению:

$$\operatorname{tg} \beta_{онп} = \frac{G_n \left[ \frac{B}{2} - h_{кр} \operatorname{tg} \left( \frac{G_n h_{кр} \sin \beta_{онп} + P_{аун} h_{кр}}{\sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \cos \beta_{онп}} \right) \right] + G_n \frac{B}{2}}{G_n h_{\delta n} + G_n h_{\delta н}}, \quad (5.15)$$

где  $h_{кр}$  – высота расположения центра крена;  $G_n$  – подрессоренная масса;  $G_n$  – неподрессоренная масса;  $G_n \sin \beta_{онп}$  – боковая составляющая силы тяжести;  $G_n \cos \beta_{онп}$  – нормальная составляющая силы тяжести;  $h_{\delta n}$  и  $h_{\delta н}$  – высота расположения центра подрессоренных и неподрессоренных масс под опорной поверхностью;  $c_{pyi}$  – коэффициент угловой жесткости подвески.

Опрокидывание автомобиля может произойти и при его движении по горизонтальной поверхности. Напишем соотношение для скорости при движении, с которой по траектории радиусом  $R_n$  автомобиль теряет устойчивость по опрокидыванию

$$V_{онп} = \sqrt{\frac{G_n \left( \frac{B}{2} \right) g R_n \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right)}{(G_n h_{\delta n} + G_n h_{\delta н}) \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) - G_n^2 h_{кр}^2}}, \quad (5.16)$$

Для большинства автомобилей  $\frac{G_n}{G_n} = 4 \div 7$ ,  $\frac{h_{\delta n}}{h_{\delta н}} = 1,2 \div 1,8$ .

Поэтому последнее выражение приближенно можно записать в виде

$$V_{опр} \approx \sqrt{\frac{BgR_n}{[(2,10...2,16)h_0]}}$$

### 5.5. Управляемость автомобиля

Выше были определены и исследованы основные параметры криволинейного движения автомобиля вне связи системы его управления. В реальных условиях движения автомобиля всегда находится под управляющим воздействием.

Действия водителя направленные на сохранение или изменение величины и направления скорости движения, а также ориентации продольной оси автомобиля называется управлением.

Свойство автомобиля, определяющее его способность подчиняться управляющему воздействию, называется управляемостью.

Лучшей управляемостью обладает тот автомобиль, который выполняет сигнал управления с заданной точностью при минимальных затратах нервной и физической энергии водителя.

В теории автоматического управления понятие управляемости вообще не используется, т.к. характеристики объекта управления принимаются заданными. Для характеристики работы системы управления применяют понятие устойчивости и качества переходного процесса.

Управляемость автомобиля зависит не только от его конструктивных характеристик, но и от изменяющихся дорожных условий, а также индивидуальных особенностей водителя, как управляющего звена системы регулирования.

Поэтому управляемость – свойство неизолированного автомобиля, а системы «автомобиль-водитель», точнее системы «дорога–автомобиль–водитель».

#### Вопросы для самопроверки

1. Виды потери устойчивости
2. Устойчивость, траекторная и курсовая устойчивость
3. Критическая скорость. Формула критической скорости
4. Занос и опрокидывания
5. Уравнение возмущения
6. Управление, управляемость автомобиля.

#### Тестовые вопросы

1. Чем характеризуется неустойчивость автомобиля:

- А) опрокидыванием;
- Б) потерей сцепления при повороте, торможении и т.д.;
- В) действием возмущающих факторов;
- Д) переходными процессами;
- \*Е) все ответы верны.

2. Под устойчивостью понимается свойство автомобиля:

- А) сохранять в заданных пределах направление движения и ориентацию продольной и вертикальной оси при управляющих воздействиях со стороны водителя;

- \*Б) сохранять в заданных пределах направление движения и ориентацию продольной и вертикальной оси при отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя;
- В) изменять в заданных пределах направление движения и ориентацию продольной и вертикальной оси при управляющих воздействиях со стороны водителя;
- Д) изменять в заданных пределах направление движения и ориентацию продольной и вертикальной оси при отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя;
- Е) сохранять в заданных пределах направление движения и ориентацию продольной и вертикальной оси.

3. Укажите необходимое и достаточное условие устойчивости движения автомобиля:

- А) наличие вещественных положительных корней в характеристическом уравнении;
- Б) наличие пары комплексных сопряженных корней с положительной вещественной частью;
- В) наличие пары комплексных корней с вещественной частью равной нулю;
- \*Д) наличие отрицательной вещественной части в корнях характеристического уравнения;
- Е) А, Б и В.

4. При нарушении какого условия начнется неустойчивое движение автомобиля:

А) 
$$V_{кр} = \sqrt{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 \sum_{i=1}^n k_{yi} - \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i\right)^2} / m_a \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i ;$$

Б) 
$$\phi R_{z0} \geq \sqrt{R_{x0}^2 - R_{y0}^2} ;$$

В) 
$$tg \beta_{onp} = \left( G_n \left[ \frac{B}{2} - h_{кр} tg \left( \frac{G_n h_{кр} \sin \beta_{onp} + P_{ayn} h_{кр}}{\sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \cos \beta_{onp}} \right) \right] + G_n \frac{B}{2} \right) / (G_n h_{он} + G_n h_{он});$$

Д) 
$$V_{onp} = \left( G_n \left( \frac{B}{2} \right) g R_n \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) \right) / \left( (G_n h_{он} + G_n h_{он}) \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) - G_n^2 h_{кр}^2 \right);$$

Е) все ответы верны.

5. При нарушении какого условия начнется занос автомобиля:

А) 
$$V_{кр} = \sqrt{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 \sum_{i=1}^n k_{yi} - \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i\right)^2} / m_a \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i ;$$

\*Б) 
$$\phi R_{z0} \geq \sqrt{R_{x0}^2 - R_{y0}^2} ;$$

В) 
$$tg \beta_{onp} = \left( G_n \left[ \frac{B}{2} - h_{кр} tg \left( \frac{G_n h_{кр} \sin \beta_{onp} + P_{ayn} h_{кр}}{\sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \cos \beta_{onp}} \right) \right] + G_n \frac{B}{2} \right) / (G_n h_{он} + G_n h_{он});$$

Д) 
$$V_{onp} = \left( G_n \left( \frac{B}{2} \right) g R_n \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) \right) / \left( (G_n h_{он} + G_n h_{он}) \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) - G_n^2 h_{кр}^2 \right);$$

Е) все ответы верны.

6. При нарушении какого условия начнется опрокидывание автомобиля:

$$A) V_{кр} = \sqrt{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 \sum_{i=1}^n k_{yi} - \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i\right)^2} / m_a \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i ;$$

$$B) \varphi R_{z0} \geq \sqrt{R_{x0}^2 - R_{y0}^2} ;$$

$$B) tg \beta_{онп} = \left( G_n \left[ \frac{B}{2} - h_{кр} tg \left( \frac{G_n h_{кр} \sin \beta_{онп} + P_{аун} h_{кр}}{\sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \cos \beta_{онп}} \right) \right] + G_n \frac{B}{2} \right) / (G_n h_{он} + G_n h_{он});$$

$$D) V_{онп} = \left( G_n \left( \frac{B}{2} \right) g R_n \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) \right) / \left( (G_n h_{он} + G_n h_{он}) \left( \sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_n h_{кр} \right) - G_n^2 h_{кр}^2 \right);$$

\*E) B и Д.

7. От чего зависит управляемость автомобиля:

- A) от его конструктивных характеристик;
- B) от изменяющихся дорожных условий;
- B) от индивидуальных особенностей водителя;
- \*Д) А, Б и В;
- Е) А и Б.

8. Управляемость, это:

- A) свойство автомобиля, определяющее его способность двигаться по прямолинейной траектории;
- \*Б) свойство автомобиля, определяющее его способность подчиняться управляющему воздействию;
- B) свойство автомобиля, определяющее его способность двигаться по криволинейной траектории;
- Д) свойство автомобиля совершать круговые движения;
- Е) свойство автомобиля, определяющее его способность к устойчивому движению.

## Глава 6. Торможение автомобиля

Торможение – создание и изменение искусственного сопротивления движения автомобиля с целью уменьшения скорости движения, либо удержания его неподвижной.

Торможение важный этап всего процесса движения автомобиля, т.к. служит одним из путей, обеспечивающих активную безопасность движения.

При торможении уменьшается или полностью рассеивается энергия автомобиля, накопленная в процессе предыдущего движения и достижения соответствующей скорости или горизонтального уровня, причем скорость определяет кинетическую энергию автомобиля, а горизонтальный уровень потенциальную. Преобразование этой накопленной энергии в работу трения или каких-то других сопротивлений может осуществляться в тормозных механизмах на валах трансмиссии, двигателя или в других местах «связанных» с валом двигателя или трансмиссии. В зависимости от того, где и каким образом происходит преобразование энергии, различают торможение колесными тормозами, двигателем, трансмиссионными тормозами, тормозами-замедлителями, неколесное торможение.

Каждый автомобиль должен иметь рабочую, запасную и стояночную тормозные системы. Во всех автомобилях механизмами рабочей системы являются колесные тормоза, стояночная тормозная система предназначена для удержания автомобиля на месте, а у некоторых автомобилей служат одновременно и запасной системой.

Реализуют экстренное и служебное торможение. Экстренное торможение производится с максимально возможной интенсивностью, главным образом с помощью рабочей системы. Служебное торможение используют для плавного изменения скорости автомобиля, оно осуществляется либо также рабочей системой, либо различными тормозами-замедлителями. Частным случаем, которых может быть двигатель автомобиля.

Интенсивность торможения зависит от сил и моментов сопротивления, которые создаются в процессе торможения (рис.6.1).

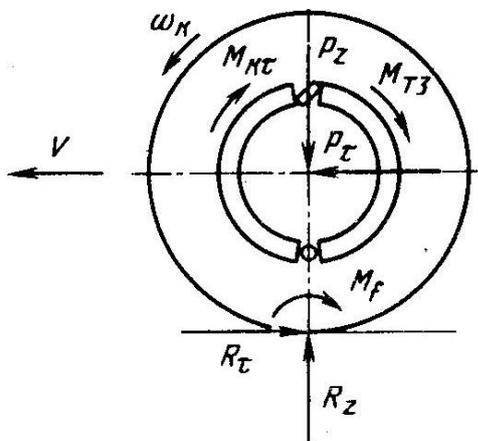


Рис.6.1. Силы, действующие на тормозящее колесо.

Уравнение движения тормозящего колеса в наиболее общем виде, т.е. когда оно связано через трансмиссию с тормозом-замедлителем, имеет вид:

$$R_{\tau} r_k = M_{k\tau} + M_f + M_{T_3} \frac{u_{T_3}}{\eta_{T_3}} - I_{анп} \frac{d\omega_k}{dt}$$

где  $R_{\tau}$  - продольная сила колеса (индекс  $\tau$  - вводится, чтобы отметить процесс торможения);  $M_{k\tau}$  - момент, создаваемый на колесе с помощью тормозного привода;  $M_{T_3}$  - момент сопротивления тормоза-замедлителя;  $I_{анп}$  - приведенный к колесам момент инерции вращающихся частей, соединенных при торможении с тормозящим колесом;  $u_{T_3}$  - передаточное число от тормоза-замедлителя до колеса;  $\eta_{T_3}$  - КПД от тормоза-замедлителя до колеса.

В случае если тормозом - замедлителем является двигатель, то  $u_{T_3} = u_{транс.}$  С увеличением передаточного числа  $u_{T_3}$  эффективность использования этого тормоза увеличивается.

Движение автомобиля при торможении на ровной поверхности с постоянным отрицательным ускорением (замедлением) можно описать уравнением:

$$m_n a_{\tau} \delta_m = \sum R_{\tau i} + \sum f_i R_{zi} \pm G_m \sin \alpha + k_w FV_m^2$$

где  $\delta_m$  - коэффициент приведенной массы.

### 6.1. Тормозная диаграмма и тормозной путь автомобиля

Весь процесс торможения состоит из нескольких этапов, которые показаны на тормозной диаграмме (рис.6.2), представляющая собой зависимость замедления или тормозной силы от времени.

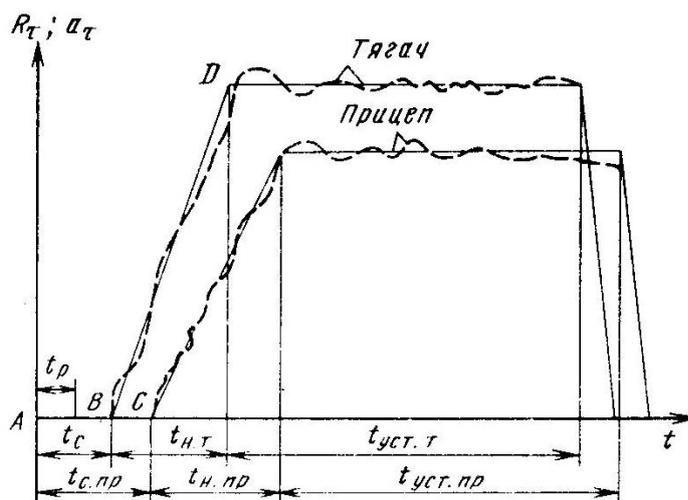


Рис.6.2. Тормозная диаграмма автомобиля.

В точке А водитель получает сигнал о необходимости торможения. Время  $t_p$  - время реакции водителя, в течение которой он осознаёт необходимость торможения и переходит к непосредственному действию. Это

время зависит от квалификации водителя, его возраста, психологического состояния и колеблется от 0,2 до 1,5 секунд.

Началом торможения принято считать момент времени, когда водитель начнет нажимать на тормозную педаль (точка В), время  $t_c$  называется временем запаздывания, в это время устраняются зазоры в тормозном приводе, перемещение тормозной педали и других деталей не встречая сопротивления. Оно зависит от типа конструкции и технического состояния привода и составляет приблизительно 0,2 с для гидравлического привода и 0,6 с для пневматического. В течение времени  $t_n$  увеличивается усилие на тормозной педали, давление в тормозном приводе, тормозные моменты колес, тормозные силы и соответственно – замедление автомобиля. Этап заканчивается, когда тормозная сила и замедление становятся постоянными. Сумму  $t_c + t_n$  называют временем срабатывания. Последний основной этап – установившееся торможение продолжительностью  $t_{уст}$ .

Основным показателем оценки тормозных свойств является тормозной путь – это расстояние, которое проедет автомобиль с момента начала торможения до заданной скорости  $V_k$  или до полной остановки. Определим тормозную путь на отдельных этапах торможения. Сопротивлением воздуха и сопротивлением качению пренебрегаем. Процесс торможения рассмотрим на горизонтальной плоской дороге, при отключенном двигателе. За время  $t_c$  автомобиль движется с начальной скоростью  $V_0$ , путь, который он при этом проедет:  $S_c = V_0 t_c$

Принимаем, что на участке ВД замедление нарастает пропорционально времени,  $a_\tau = ct$  тогда за время  $t_n$  величина пути торможения

$$S_n = \int_0^{t_n} V_0 dt - \frac{1}{2} \int_0^{t_n} ct^2 dt = V_0 t_n - \frac{1}{6} ct_n^3$$

Подставив в это уравнение  $c = \frac{a_{\tau \max}}{t_n}$ , получим

$$S_n = V_0 t_n - \frac{1}{6} a_{\tau \max} t_n^2$$

В конце этого этапа скорость автомобиля:

$$V_n = V_0 - \frac{1}{2} a_{\tau \max} t_n.$$

Принимаем, что на последнем этапе происходит торможение при постоянной силе и замедлением. Скорость автомобиля уменьшается с  $V_n$  до  $V_k$ . Работу тормозных сил приравняем к изменению кинетической энергии автомобиля (пренебрегаем кинетической энергией колес и других деталей, которые на этом этапе уже практически не вращаются).

$$\sum R_{\bar{i}} S_{yct} = m_M a_{\tau \max} S_{yct} = \frac{1}{2} m_H (V_H^2 - V_k^2)$$

откуда определяем

$$S_{yct} = \frac{V_H^2 - V_k^2}{2a_{\tau \max}} = \frac{\left( V_0 - \frac{a_{\tau \max} t_H}{2} \right)^2 - V_k^2}{2a_{\tau \max}}$$

Полный тормозной путь:

$$S_{\tau} = S_c + S_H + S_{yct} = V_0 t_c + V_0 t_H - \frac{1}{6} a_{\tau \max} t_H^2 + \frac{\left( V_0 - \frac{a_{\tau \max} t_H}{2} \right)^2 - V_k^2}{2a_{\tau \max}}$$

Если конечная скорость  $V_k=0$ ,  $a_{\tau \max} = \varphi g$ , то

$$S_{\tau} = V_0 (t_c + t_H) + \frac{V_0^2}{2\varphi g} - \frac{1}{24} \varphi g t_H^2$$

## 6.2. Математическое описание движения автомобиля при торможении в циклическом режиме

Тормозные системы современных автотранспортных средств, кроме обеспечения минимального тормозного пути должны гарантировать устойчивость движения в процессе торможения. Причем последнее во многих случаях оказывается более важным, чем достижение минимального пути.

Одним из эффективных способов повышения безопасности движения является применение высокочувствительных быстродействующих автоматических антиблокировочных систем, включаемых в тормозную систему.

Назначением АБС является устранение блокирования колёс автомобиля при торможении, по крайней мере длительного блокирования (задача минимум), а также автоматического определения и поддержания режима торможения с оптимальным (близким к максимальному) коэффициентом сцепления в изменяющихся условиях торможения (задача – максимум).

Тормозная система с АБС работает в циклическом режиме торможения и оттормаживания колеса. Изменения давления рабочей среды в колесном тормозном цилиндре зависит от характеристик всех звеньев тормозной системы автомобиля и дорожных условий.

Одним из важнейших требований эффективной работы АБС является обеспечение необходимого быстродействия тормозной системы при сохранении достаточно высокого качества переходных процессов. Поэтому вопросы исследования динамики гидравлического тормозного привода в различных фазах цикла регулирования приобретают особую актуальность.

По алгоритму функционирования различают двухфазовые и трехфазовые АБС. В двухфазовых имеется фаза автоматического оттормаживания и торможения. В трехфазовых АБС между фазами автоматического оттормаживания и торможения предусматривается фаза выдержки, в течении которой давление в колёсных цилиндрах остаётся на определённом уровне. Такое регулирование, в отличии от двухфазного, позволяет увеличить среднее значение тормозного момента за цикл торможение-оттормаживание, что значительно повышает эффективность торможения автомобиля.

Регулирование давления в колёсных цилиндрах осуществляется с помощью модуляторов давления.

На рис.6.3 приведена схема модулятора давления разработанного для автомобилей БелАЗ.

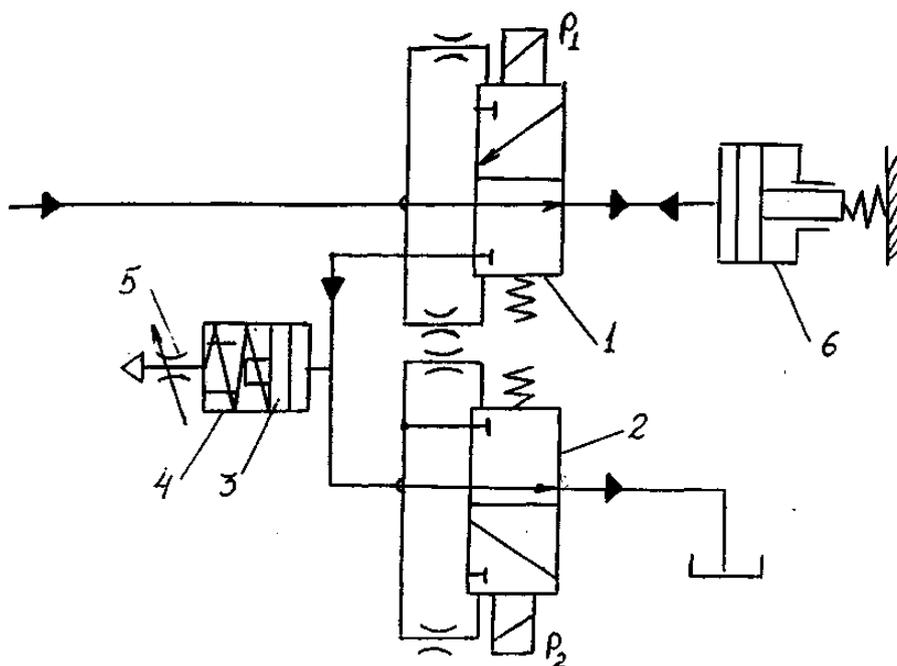


Рис.6.3. Модулятор давления.

Модулятор давления содержит двухпозиционный свободно открытый основной 1 и вспомогательный 2 электрогидравлические клапаны (ЭГК), между которыми установлено разгрузочное устройство, содержащее поршень 3 с пружиной 4, штоковая полость которого сообщена через регулируемый дроссель 5 с атмосферой, а также тормозной цилиндр 6.

Модулятор работает следующим образом. При торможении жидкость под давлением от тормозного крана поступает через ЭГК 1 в исполнительный тормозной цилиндр 6. В момент начавшегося юза (блокировки) затормаживаемого колеса система управления переключает клапан 1 (сигнал  $P_1$ ) на растормаживание колеса. Полость колесного цилиндра при этом сообщается с линией слива гидравлического привода через открытые клапаны 1 и 2. Одновременно движущаяся под давлением жидкость перемещает поршень 3, сжимая пружину 4, и заполняет безштоковую полость разгрузочного устройства, обеспечивая, таким образом, быстрое снижение давления в цилиндре 6, несмотря на сопротивление поршня 3 и трубопровода линии слива.

Установленная в штоковой полости пружина 4 и дроссель 5 обеспечивают требуемую упругую характеристику разгрузочного устройства.

Для обеспечения выдержки давления в цилиндре 6, система управления перекрывает клапаном 2 (сигнал  $P_2$ ) линию слива. Упругие свойства разгрузочного устройства (пружина 4, сжатый воздух в штоковой полости, жидкость в безштоковой полости) в момент остановки движущегося потока жидкости сглаживающего гидравлический удар, вызывающий волновые и кавитационные явления в гидравлическом приводе. В результате энергия остановленного потока рассеивается, перемещая дополнительно поршень 3.

При повторном торможении выключаются клапаны 1 и 2, соединяя соответственно магистраль от тормозного крана с цилиндром 6 и безштоковую полость разгрузочного устройства с линией слива.

При повторном блокировании колеса система управления включает клапан 1 на снижение давления в колесном цилиндре 6 (оттормаживания) и цикл повторяется.

Приведенный принцип модуляции можно представить в виде

$$p_i = \begin{cases} p_{Hi}, & \text{если } US_i = 0 \text{ и } t < t_{Ti} + \tau_{zi} \\ p_{Hi} + \dot{p}_{Ti} \cdot t, & \text{если } US_i = 0 \text{ и } t_{Ti} + \tau_{zi} \leq t < t_{OTi} + \tau_{zi} \\ p_{Ti} - \dot{p}_{oTi} \cdot t, & \text{если } US_i = 1, UW = 0 \text{ и } t_{OTi} + \tau_{zi} \leq t < t_{Bi} + \tau_{zi} \\ p_{Bi}, & \text{если } US_i = 1, UW = 1 \text{ и } t > t_{Bi} + \tau_{zi} \end{cases}$$

где  $p_{Hi}$  – начальное давление в гидроприводе;  $p_{Ti}$  – максимальное давление фазы торможения;  $p_{vi}$  – давление при фазе выдержки;  $p_{Ti}$ ,  $p_{oTi}$  – изменение давления при торможении и оттормаживании;  $t_{Ti}$  – продолжительность фазы торможения;  $t_{OTi}$  – продолжительность фазы оттормаживания;  $t_{Bi}$  – продолжительность фазы выдержки;  $\tau_{zi}$  – время запаздывания привода.

Рассмотрим процесс торможения автомобиля в циклическом режиме с помощью зависимости коэффициента сцепления  $i$ -го колеса с дорогой  $\varphi_i$  от коэффициента проскользывания  $S_{ki}$ , построенной при заданной нормальной реакции  $R_{zi}$  ( $i = 1 \dots 4$ ). Эту зависимость можно представить в виде

$$\varphi_i = \begin{cases} a_1 * s_i, & \text{если } s_{кр} < s_i < 1; \\ \varphi_{max}, & \text{если } s_i = s_{кр}; \\ \varphi_{max} - a_2 * (s_i - s_{кр}), & \text{если } 0 < s_i \leq s_{кр} \end{cases}$$

где  $a_1, a_2$  – угол наклона  $\varphi - s$  – диаграммы в до и после критической зоне;

$s_{кр}$  – критическое проскальзывания колеса;  $\varphi_{max}$  – максимальный коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Уравнение динамики равновесия моментов, действующих на колесо относительно оси его вращения при торможении, имеет вид

$$M_{Ti} + M_{fi} - M_{\varphi i} - J_{ki} \dot{\omega}_{ki} = 0, \quad i = 1 \dots 4,$$

где  $M_{Ti}$  – тормозной момент  $i$  – го колеса;  $J_{ki}$  – момент инерции  $i$  – го колеса.

$$\text{Замедление колеса } \dot{\omega}_{ki} = \frac{M_{Ti} + M_{fi} - M_{\varphi i}}{J_{ki}}$$

Замедление автомобиля описывается уравнением

$$\dot{V}_a = - \frac{\sum M_{Ti} + M_{fi}}{r_{gi} m_a},$$

где  $m_a$  – масса автомобиля.

Характеристика тормозного момента  $M_{Ti}$  на режиме торможения описывается полиномами 2-й степени, на режиме оттормаживания полиномами 3-й степени

$$M_{Ti} = \begin{cases} a_{T0} + a_{T1} * 10^{-3} * p_i + a_{T2} * p_i^2, & \text{при } US_i = 0 \\ a_{OT0} + a_{OT1} * p_i + a_{OT2} * p_i^2 + a_{OT3} * p_i^3, & \text{при } US_i = 1, \end{cases}$$

где  $a_{Ti}$  – коэффициенты регрессии зависимости  $M_T = f(p_i)$  при торможении;  $a_{oti}$  – коэффициенты регрессии той же зависимости при оттормаживании,  $p_i$  – давление жидкости в колёсном тормозном цилиндре, определяется из характеристик гидравлического тормозного привода.

Работа гидравлического тормозного привода с АБС в режиме циклического регулирования тормозного момента определяется последовательным чередованием фаз торможения и оттормаживания, время переходных процессов которых зависит от параметров сигналов управления электронно-решающего блока (ЭРБ) АБС.

Релейные сигналы  $US_i$ ,  $UW_i$ , вырабатываемые ЭРБ на сброс, выдержку и повышения давления, можно представить как

$$US_i = \begin{cases} 0 & , \text{ если } s_i \leq s_{кр} - k_1 (s_i - \dot{a}_{1i}); \\ 1 & , \text{ если } s_i \geq s_{кр} - k_2 (s_i - \dot{a}_{2i}); \end{cases} \quad (6.1)$$

$$UW_i = \begin{cases} 0 & , \text{если } \dot{\omega}_{ki} < 0 ; \\ 1 & , \text{если } \dot{\omega}_{ki} \geq 0 ; \end{cases} \quad (6.2)$$

где  $\dot{s}_i = (V_a * \dot{V}_{ki} - \dot{V}_a * V_{ki}) / V_a$  – скорость изменения проскальзывания колеса,  $V_{ki}$  – скорость  $i$  – го колеса;

$$\dot{c}_{1i} = V_a * J_{ki} * \dot{M}_{Ti} / (r_{gi}^2 * R_{zi}^2 * a^2_1),$$

$\dot{c}_{2i} = V_a * J_{ki} * \dot{M}_{OTi} / (r_{gi}^2 * R_{zi}^2 * a^2_2)$ , ширина зоны нечувствительности при коррекции в до- и после критической области;  $M_{Ti}$  – скорость изменения тормозного момента;  $k_1, k_2$  – коэффициент коррекции производной относительно проскальзывания.

По разработанной математической модели проведены численные расчёты для задней оси автомобиля-самосвала, при этом рассмотрены 3 варианта торможения: без ABS, с применением ABS двухфазового регулирования и с применением ABS трёхфазового регулирования.

На рис. 6.4 и 6.5 приведены результаты расчета изменения скорости автомобиля и его колеса, а также тормозного момента колеса в процесса торможения без ABS. При расчетах были приняты следующие исходные данные: масса автомобиля 21 525 кг, коэффициент сцепления 0.4 (мокрый асфальт). Результаты показывают, что после 0,3-0,4 секунд скорость колеса становится равной нулю. Это означает, автомобиль далее будет двигаться юзом и теряет свою устойчивость.

На рис. 6.6 и 6.7. приведены результаты расчета процесса торможения автомобиля с применением ABS трёхфазового регулирования при тех же начальных условиях. Анализ результатов показывает, что применением ABS устраняется неустойчивое состояние автомобиля.

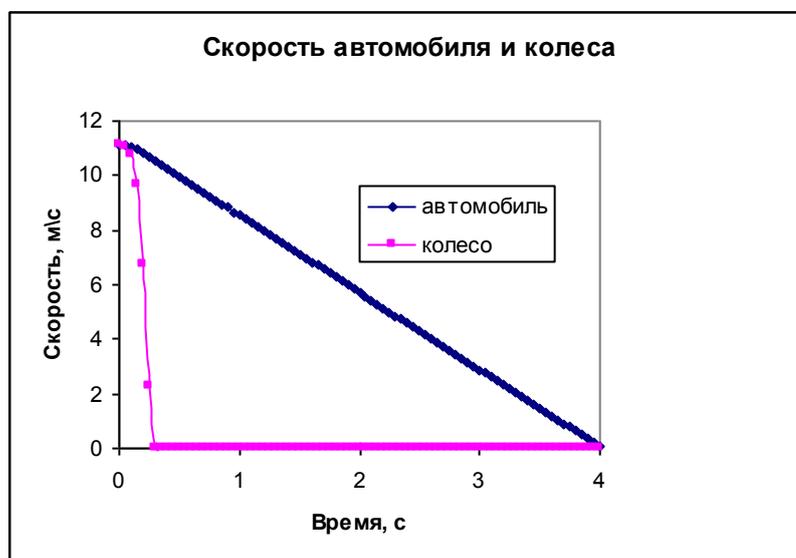


Рис. 6.4



Рис.6.5

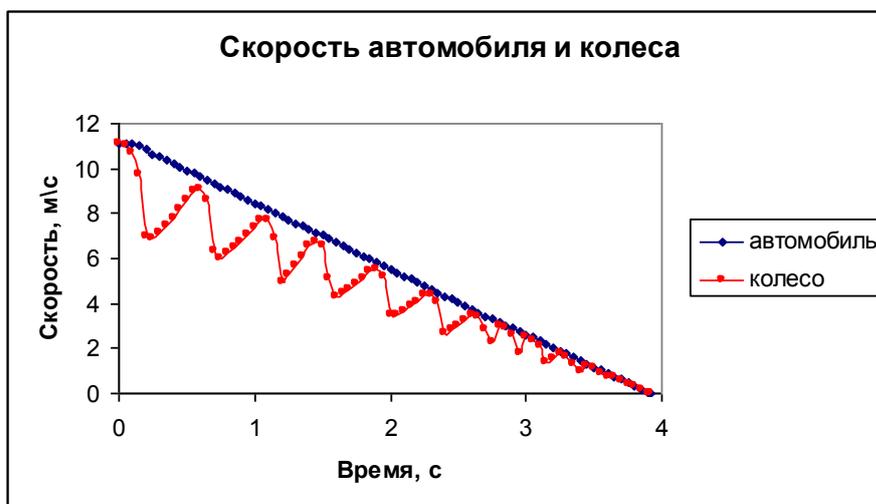


Рис.6.6

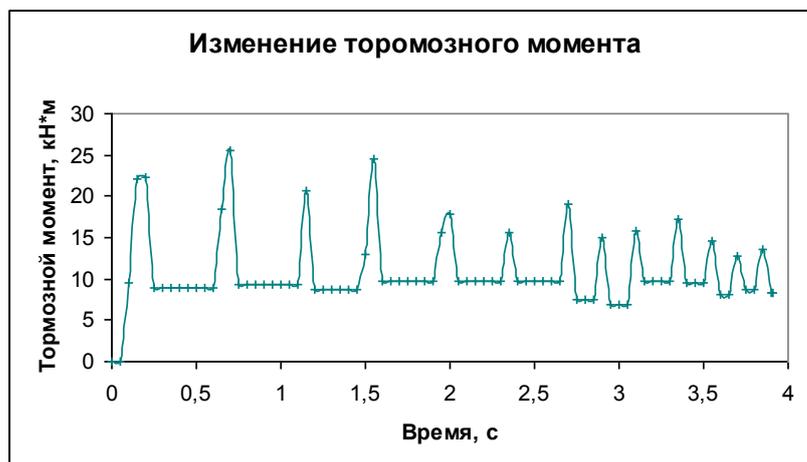


Рис.6.7

Полученные результаты хорошо согласуются с данными стендовых и дорожных испытаний приведённых в работе.

Таким образом, на основе предложенной математической модели можно определить рациональные параметры тормозной системы с АБС, провести анализ различных алгоритмов функционирования АБС и обосновать наиболее приемлемый алгоритм для конкретного типа автомобиля.

### Вопросы для самопроверки

1. В чем состоит суть процесса торможения.
2. Опишите этапы процесса торможения (тормозная диаграмма).
3. Выведите формулы для определения тормозного пути.
4. Уравнение движения тормозящего колеса
5. Уравнение торможения автомобиля.
6. Динамика движения автомобиля при торможении в циклическом режиме
7. Регулирование давления в колёсных цилиндрах с помощью модуляторов давления.
8. Алгоритмы функционирования АБС.

### Тестовые вопросы

1. В процессе торможения:  
А) уменьшается или полностью рассеивается энергия автомобиля;  
Б) происходит преобразование этой накопленной энергии в работу трения или каких-то других сопротивлений;  
В) рассеивание энергии в основном происходит в тормозных механизмах на валах трансмиссии и двигателя;  
Д) создаётся и изменяется искусственное сопротивление движению автомобиля с целью уменьшения скорости движения, либо удержания его неподвижной;  
\*Е) все ответы верны.

2. Чем обеспечивается торможение автомобиля:  
А) колесными тормозами, трансмиссионными тормозами;  
Б) двигателем, тормозами-замедлителями;  
В) неколесное торможение;  
\*Д) А, Б и В;  
Е) А и Б.

3. Укажите уравнения движения тормозящего колеса в наиболее общем виде:

А)  $M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V + R_x V_s + M_{ka} \omega_k$ ;

\*Б)  $R_\tau r_k = M_{k\tau} + M_f + M_{T3} \frac{u_{T3}}{\eta_{T3}} - I_{анп} \frac{d\omega_k}{dt}$ ;

В)  $m_n a_\tau \delta_m = \sum R_{ai} + \sum f_i R_{zi} \pm G_m \sin \alpha + k_w FV_m^2$ ;

Д)  $m_a \delta_a \frac{dv_a}{dt} = \frac{M_D U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c$ ;

Е)  $dW_k = \sum_{i=1}^k dA_{bmi} + \sum_{j=1}^k dA_{bmj}$ .

4. Укажите уравнения движения автомобиля при торможении на ровной поверхности:

А)  $M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x V + R_x V_s + M_{ka} \omega_k$ ;

Б)  $R_\tau r_k = M_{k\tau} + M_f + M_{T3} \frac{u_{T3}}{\eta_{T3}} - I_{анп} \frac{d\omega_k}{dt}$ ;

\*В)  $m_n a_\tau \delta_m = \sum R_{ai} + \sum f_i R_{zi} \pm G_m \sin \alpha + k_w FV_m^2$ ;

$$Д) m_a \delta_a \frac{dv_a}{dt} = \frac{M_{Д} U_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_c;$$

$$Е) dW_k = \sum_{i=1}^k dA_{bmi} + \sum_{j=1}^k dA_{bmj}.$$

5. Тормозная диаграмма состоит из следующих временных этапов:

А) время неустановившегося движения  $t_{нуст}$ , время установившегося торможения  $t_{уст}$ ;

Б) время срабатывания  $t_c + t_n$ , время разгона  $t_p$ , время установившегося торможения  $t_{уст}$ ;

В) время срабатывания  $t_c + t_n$ , время разгона  $t_p$ , время неустановившегося движения  $t_{нуст}$ ;

\*Д) время запаздывания  $t_c$ , время нарастания усилия  $t_n$ , время установившегося торможения  $t_{уст}$ ;

Е) время запаздывания  $t_c$ , время нарастания усилия  $t_n$ , время поворота  $t_{п}$ .

6. Полный тормозной путь определяется формулой:

$$А) S_c = V_0 t_c;$$

$$Б) S_n = V_0 t_n - \frac{1}{6} a_{\tau \max} t_n^2;$$

$$В) S_{ycm} = \left( \left( V_0 - \frac{a_{\tau \max} t_n}{2} \right)^2 - V_k^2 \right) / 2a_{\tau \max};$$

$$*Д) S_{\tau} = V_0 t_c + V_0 t_n - \frac{1}{6} a_{\tau \max} t_n^2 + \left( \left( V_0 - \frac{a_{\tau \max} t_n}{2} \right)^2 - V_k^2 \right) / 2a_{\tau \max};$$

$$Е) S_{c+n} = V_0 (t_c + t_n) - \frac{1}{6} a_{\tau \max} t_n^2.$$

7. Назначением АБС является:

А) устранение блокирования колёс;

Б) автоматическое определение и поддержание режима торможения с оптимальным коэффициентом сцепления;

В) обеспечение циклического режима торможения и оттормаживания колеса;

Д) обеспечение устойчивости движения в процессе торможения;

\*Е) все ответы верны.

8. Характеристики тормозного механизма описываются:

\*А) на режиме торможения полиномами 2-й степени, на режиме оттормаживания полиномами 3-й степени;

Б) на режимах торможения и оттормаживания полиномами 2-й степени;

В) на режимах торможения и оттормаживания полиномами 3-й степени;

Д) на режимах торможения и оттормаживания линейными функциями;

Е) на режиме торможения полиномами 3-й степени, на режиме оттормаживания полиномами 2-й степени.

## Глава 7. Колебание автомобиля

### 7.1. Типы колебаний. Гармоническое колебание

*Колебания* являются процессами, повторяющимися через одинаковые промежутки времени (при этом далеко не все повторяющиеся процессы являются колебаниями!). В зависимости от физической природы повторяющегося процесса различают колебания механические, электромагнитные, электромеханические и т.п. При механических колебаниях периодически изменяются положения и координаты тел. При электрических – напряжение и сила тока. В зависимости от характера воздействия на колеблющуюся систему различают свободные колебания, вынужденные, автоколебания и параметрические колебания.

- *Свободными (собственными)* колебаниями называются такие колебания, которые происходят в системе, предоставленной самой себе после того, как ей был сообщен толчок, либо она была выведена из положения равновесия. Примером могут служить колебания шарика, подвешенного на нити. Для того, чтобы вызвать колебания, надо либо толкнуть шарик, либо, отведя в сторону, отпустить его.

- *Вынужденными* называются такие колебания, в процессе которых колеблющаяся система подвергается воздействию внешней периодически изменяющейся силы (например, колебания моста, возникающие при прохождении по нему людей, шагающих в ногу).

- *Автоколебания*, как и вынужденные колебания, сопровождаются воздействием на колеблющуюся систему внешних сил, однако, моменты времени, когда осуществляются эти воздействия, задаются самой колеблющейся системой. То есть система, сама управляет внешним воздействием. Примером автоколебательной системы являются часы, в которых маятник получает толчки за счет энергии поднятой гири или закрученной пружины, причем эти толчки происходят в моменты прохождения маятника через среднее положение.

- *Параметрические* колебания осуществляются при периодическом изменении параметров колеблющейся системы (качающийся на качелях человек периодически поднимает и опускает свой центр тяжести, тем самым меняя параметры системы). При определенных условиях система становится неустойчивой - случайно возникшее отклонение из положения равновесия приводит к возникновению и нарастанию колебаний. Это явление называется параметрическим возбуждением колебаний (т.е. колебания возбуждаются за счет изменения параметров системы), а сами колебания – параметрическими.

Несмотря на разную физическую природу, для колебаний характерны одни и те же закономерности, которые исследуются общими методами. Важной кинематической характеристикой является форма колебаний. Она определяется видом той функции времени, которая описывает изменение той или иной физической величины при колебаниях. Наиболее важными являются такие колебания, при которых колеблющаяся величина изменяется со временем *по*

закону синуса или косинуса. Они называются *гармоническими*. Этот вид колебаний особенно важен по следующим причинам. Во-первых, колебания в природе и в технике часто имеют характер очень близких к гармоническим. Во-вторых, периодические процессы иной формы (с другой зависимостью от времени) могут быть представлены как наложение, или суперпозиция, гармонических колебаний.

Гармоническое колебание описывается периодическим законом:

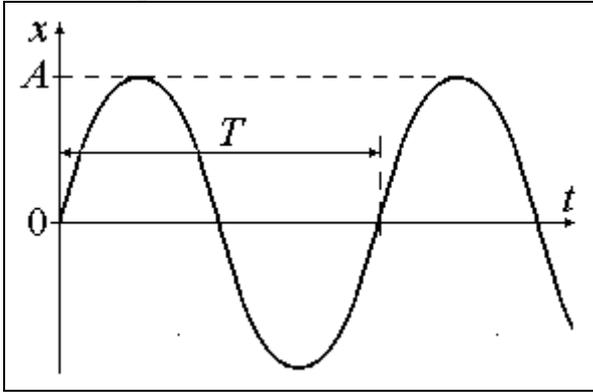


Рис. 7.1. Гармоническое колебание

$$x(t) = A \cos(\omega_0 t + \varphi_0) \quad (7.1)$$

Здесь  $x(t)$  - характеризует изменение какой-либо физической величины при колебаниях (смещение положения маятника из положения равновесия; напряжение на конденсаторе в колебательном контуре и т.д.),  $A$  - амплитуда колебаний,  $\omega_0 t + \varphi_0$  - фаза колебаний,  $\varphi_0$  - начальная фаза,  $\omega_0$  - циклическая частота;

величину  $\omega_0$  называют также *собственной частотой* колебаний. Такое название подчеркивает, что эта частота определяется параметрами колебательной системы. Система, закон движения которой имеет вид (7.1), называется *одномерным гармоническим осциллятором*. Помимо перечисленных величин

для характеристики колебаний вводят понятия *периода*  $T = 2\pi / \omega_0$ , т.е. времени

одного колебания, и *частоты*  $\nu = 1/T = \omega_0 / 2\pi$ , определяющей число колебаний в единицу времени. За единицу частоты принимается частота такого колебания, период которого равен 1 с. Эту единицу называют *герцем (Гц)*. Дифференцируя дважды по времени уравнение (7.1), получаем соотношение:

$$\frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \omega_0^2 x(t) = 0 \quad (7.2)$$

называемое *уравнением одномерного классического гармонического осциллятора* с частотой  $\omega_0$ . Это дифференциальное уравнение имеет второй порядок, поэтому у него есть два независимых решения. Одно из них -  $A \cos(\omega_0 t + \varphi_0)$ . Другим независимым решением является  $A \sin(\omega_0 t + \varphi_0)$ . Общее решение уравнения (7.2) можно записать как линейную комбинацию независимых решений:

$$C_1 A \cos(\omega_0 t + \varphi_0) + C_2 A \sin(\omega_0 t + \varphi_0). \quad (7.3)$$

Часто полагают, что  $C_1=1, C_2=-i$ . Тогда в соответствии с формулой Эйлера ( $\exp(i\varphi) = \cos \varphi + i \sin \varphi$ ) выражение (7.3) может быть записано в виде

$$z(t) = A \cos(\omega_0 t + \varphi_0) - iA \sin(\omega_0 t + \varphi_0) = A \exp(-i(\omega_0 t + \varphi_0)). \quad (7.4)$$

Такой *комплексной формой* записи закона гармонического колебания широко пользуются. Это связано с удобством работы с экспоненциальной функцией. Так как наблюдаемые значения каждой физической величины вещественны, то наблюдаемый закон гармонических колебаний может быть получен из (7.4) взятием вещественной части от величины  $z(t)$ , которая называется *комплексным вектором колебаний*:  $x(t) = \operatorname{Re} z(t)$ .

## 7.2. Колебательная система эквивалентная автомобилю

Колебательная система, эквивалентная автомобилю, состоит из нескольких упруго связанных масс. Вид ее зависит от конструктивных особенностей автомобиля. Так, колебательная система, эквивалентная грузовому автомобилю (рис.7.2,а) имеет неподдрессоренную А и поддрессоренную Б части, опирающиеся на дорогу через шины, моделированные пружиной и демпфером 1, характеризующими радиальную жесткость шины и затухание в ней.

Подвески 2 автомобиля – рессорные, с амортизаторами спереди. Рессоры предполагают плохо смазанными, и поэтому переднюю подвеску моделируют пружиной, амортизатором и источником сухого трения, а заднюю – пружиной и источником сухого трения. С поддрессоренной частью связаны упругими подвесками 3 массы двигателя В, кабины Г и карданного вала Е с кабиной, в свою очередь, через сиденье 4 связан человек Д.

Особенностями эквивалентной системы для легкового автомобиля (рис.7.2,б) являются: наличие спереди поперечины Ж, упруго связанной с

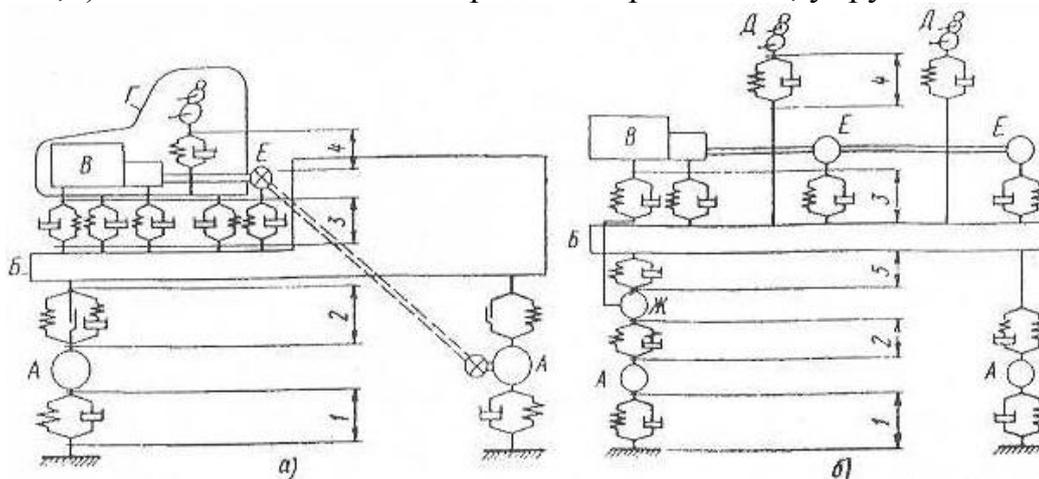


Рис 7.2. Системы, эквивалентные автомобилю (частоты до 30 -40Гц): а – грузовому; б – легковому; 1- шины; 2 – подвеска; 3 – упругие подвески двигателя, кабины, главной передач; 4 – сиденье; 5 – упругие опоры поперечины.

кузовом (несущей системой) Б; независимая подвеска задних колес, при которой масса Е главной передачи упруго связана с кузовом; практическое отсутствие сухого трения в подвесках; наличие упругого крепления амортизаторов. Эти системы можно было бы рассматривать в данном виде,

однако из-за их громоздкости и трудности анализа, данную деталь это нецелесообразно.

Основанием для упрощения данных систем (рис. 7.2) является различие частот собственных колебаний масс автомобиля: кузова 1-3 Гц; колес 7-12 Гц. Частоты колебания остальных масс автомобиля более высокие, поэтому будем относить их к вибрационным частотам. Перейдем к эквивалентной системе (рис.7.3,а), которая обладает четырьмя степенями свободы. Здесь имеются три массы: подрессоренная  $M$ , рассматриваемая, как твердое тело, в которое включены все упруго связанные с ней массы; неподрессоренные массы  $m_1$  и  $m_2$ , соединенные упругими элементами, имеющими жесткость  $2c_p$  и соответствующими упругому устройству подвеску, и амортизаторами с коэффициентом сопротивления  $2k$ , характеризующим гасящее устройство подвески. Неподрессоренные массы связаны с дорогой пружинами, имеющими жесткость  $2c_{ш}$ , и амортизаторами с коэффициентом сопротивления  $2k_p$ , отражающим затухание в шинах. Эти величины характеризуют радиальную жесткость шины и трение в ней, обуславливающее сопротивление колебаниям.

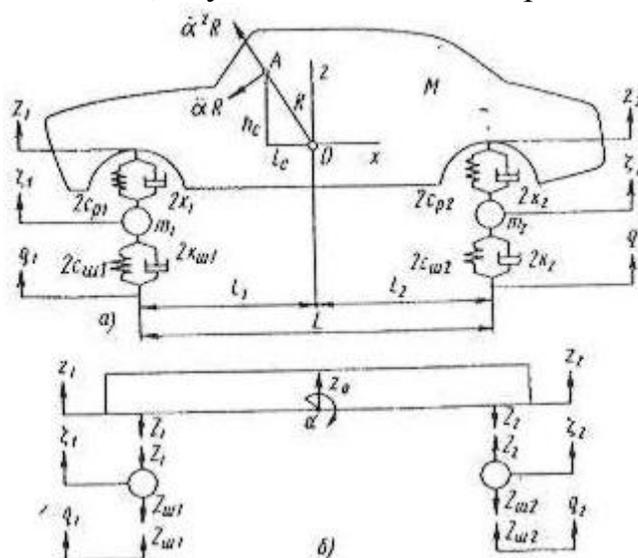


Рис. 7.3. Системы, служащие для описания вертикальных колебаний автомобиля: а – эквивалентная трехмассовая система; б – силы, действующие на подрессоренную и неподрессоренную массы

### 7.3. Методика расчета вертикальных колебаний автомобиля на дорогах с различным микропрофилем

Выбор координат, характеризующих положение подрессоренных и неподрессоренных масс при колебаниях, зависит от поставленной задачи. Это могут быть координаты  $z_0$  и  $\alpha$ , т. е. вертикальное перемещение центра тяжести подрессоренной части и угол ее поворота, можно рассматривать координаты  $z_1$  и  $z_2$  - вертикальные перемещения точек кузова над осью передних или задних колес, колебания неподрессоренных масс описываются перемещениями  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$ . Перечисленные координаты связаны между собой зависимостями:

$$z_0 = \frac{z_2 l_1 - z_1 l_2}{L}; \quad z_1 = z_0 - \alpha l_1; \quad \alpha = \frac{z_2 - z_1}{L}; \quad z_2 = z_0 + \alpha l_2; \quad (7.5)$$

Опишем движение масс системы координатами:  $z_0, \alpha, \zeta_1, \zeta_2$  и  $z_1, z_2, \zeta_1, \zeta_2$ .

Для составления уравнений движения воспользуемся уравнениями динамики, нанеся силы  $Z_n$  и  $Z_{ul}$ , действующие на массы автомобиля (рис.7.3,б). Сила  $Z_n$ , передающаяся через подвеску, состоит из двух слагаемых:  $Z_p$  — от упругого элемента и  $Z_a$  — от амортизатора (в дальнейшем отсчет деформаций упругих элементов и шин будет вестись от положения статического равновесия, когда статическая нагрузка на элемент уравнивается упругой силой от его статического прогиба) [34].

$$\text{Тогда: } Z_{n1,2} = Z_p + Z_a = 2c_{p1,2}(z_0 \pm l_{1,2}) + 2k_{1,2}(z_0 \pm l_{1,2}\alpha - \zeta_{1,2}) \quad (7.6)$$

$$Z_{u1,2} = 2c_{u1,2}(\zeta_{1,2} - q_{1,2}) + 2k_{u1,2}(\zeta_{1,2} - q_{1,2})$$

Для масс  $M$  и  $m_{1,2}$  напомним следующие уравнения равновесия:

$$M\ddot{z}_0 + Z_{n1} + Z_{n2} = 0; \quad -M\rho_y^2\ddot{\alpha} - Z_{n1} + Z_{n2}l_2 = 0; \quad (7.7)$$

$$m_1\ddot{\zeta}_1 - Z_{n1} + Z_{u1} = 0; \quad m_2\ddot{\zeta}_2 - Z_{n2} + Z_{u2} = 0.$$

Перепишем последние уравнения с учетом выражений (7.6):

$$\begin{aligned} M\ddot{z}_0 + 2(k_1 + k_2)\dot{z}_0 + 2(c_{p1} + c_{p2})z_0 + 2(k_1l_1 - k_2l_2)\dot{\alpha} + 2(c_{p1}l_1 - c_{p2}l_2)\alpha - \\ - 2k\dot{\zeta}_1 - 2c_{p1}\zeta_1 - 2k_2\dot{\zeta}_2 - 2c_{p2}\zeta_2 = 0; \\ M\rho_y^2\ddot{\alpha} + 2(k_1l_1^2 + k_2l_2^2)\dot{\alpha} + 2(c_{p1}l_1^2 + c_{p2}l_2^2)\alpha + 2(k_1l_1 - k_2l_2)\dot{z}_0 + 2(c_{p1}l_1 - c_{p2}l_2)z_0 - \\ - 2k_1l_1\dot{\zeta}_1 - 2c_{p1}l_1\zeta_1 + 2k_2l_2\dot{\zeta}_2 + 2c_{p2}l_2\zeta_2 = 0; \\ m_1\ddot{\zeta}_1 + 2(k_1 + k_{u2})\dot{\zeta}_1 + 2(c_{p1} + c_{u1})\zeta_1 - 2k_1\dot{z}_0 - 2c_{p1}z_0 - 2k_1l_1\dot{\alpha} - 2c_{p1}l_1\alpha = 2k_{u1}\dot{q}_1 + 2c_{u2}q_2; \\ m_2\ddot{\zeta}_2 + 2(k_2 + k_{u2})\dot{\zeta}_2 + 2(c_{p2} + c_{u2})\zeta_2 - 2k_2\dot{z}_0 - 2c_{p2}z_0 + 2k_2l_2\dot{\alpha} + 2c_{p2}l_2\alpha = 2k_{u2}\dot{q}_2 + 2c_{u2}q_2. \end{aligned} \quad (7.8)$$

Чтобы получить уравнения движения для второй системы координат, воспользуемся формулами (7.5) и запишем выражения для  $Z_n$  через координаты  $z_{1,2}$ :

$$Z_{n1,2} = 2c_{p1,2}(z_{1,2} - \zeta_{1,2}) + 2k_{1,2}(\dot{z}_{1,2} - \dot{\zeta}_{1,2})$$

Подставляя это выражение, а также формулу для  $Z_{u1,2}$  в уравнения равновесия (7.7), получим:

$$\begin{aligned} M\ddot{z}_0 + 2k_1(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2c_p(z_1 - \zeta_1) + k_2(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p2}(z_2 - \zeta_2) = 0; \\ M\rho_y^2\ddot{\alpha} + 2k_1l_1(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2c_{p1}l_1(z_1 - \zeta_1) - 2k_2l_2(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) - 2c_{p2}l_2(z_2 - \zeta_2) = 0; \\ m_1\ddot{\zeta}_1 - 2k_1(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) - 2c_{p1}(z_1 - \zeta_1) + 2k_{u1}(\dot{\zeta}_1 - \dot{q}_1) + 2c_{u1}(\zeta_1 - q_1) = 0; \\ m_2\ddot{\zeta}_2 - 2k_2(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) - 2c_{p2}(z_2 - \zeta_2) + 2k_{\phi 2}(\dot{\zeta}_2 - \dot{q}_2) + 2c_{\phi 2}(\zeta_2 - q_2) = 0. \end{aligned}$$

Умножим первое уравнение на  $l_2$  и сложим его со вторым, затем умножим первое уравнение на  $l_1$  и вычтем из него второе. Наконец, заменим переменные, пользуясь формулами:

$$\ddot{z}_0 = \ddot{z}_1 \frac{l_2}{L} + \ddot{z}_2 \frac{l_1}{L}; \quad \ddot{\alpha} = \frac{\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2}{L};$$

В результате получим:

$$\begin{aligned}
 M_1 \ddot{z}_1 + 2k_1 \dot{z}_1 + 2c_{p1} z_1 + M_3 \ddot{z}_2 - 2k_1 \dot{\zeta}_1 - 2c_{p1} \zeta_1 &= 0; \\
 M_2 \ddot{z}_2 + 2k_2 \dot{z}_2 + 2c_{p2} z_2 + M_3 \ddot{z}_1 - 2k_2 \dot{\zeta}_2 - 2c_{p2} \zeta_2 &= 0; \\
 m_1 \ddot{\zeta}_1 + 2(k_1 + k_{u1}) \dot{\zeta}_1 + 2(c_{p1} + c_{u1}) \zeta_1 - 2k_1 \dot{z}_1 - 2c_{p1} z_1 &= 2k_{u1} \dot{q}_1 + 2c_{u1} q_1; \\
 m_2 \ddot{\zeta}_2 + 2(k_2 + k_{u2}) \dot{\zeta}_2 + 2(c_{p2} + c_{u2}) \zeta_2 - 2k_2 \dot{z}_2 - 2c_{p2} z_2 &= 2k_{u2} \dot{q}_2 + 2c_{u2} q_2.
 \end{aligned} \tag{7.9}$$

Здесь введены обозначения для приведенных масс:

$$M_1 = M \frac{l_2^2 + \rho_y^2}{L^2}; \quad M_2 = M \frac{l_1^2 + \rho_y^2}{L^2}; \quad M_3 = M \frac{l_1 l_2 - \rho_y^2}{L^2}, \tag{7.10}$$

которые удовлетворяют следующим условиям:  $M_1 > 0$ ;  $M_2 > 0$ ;  $M_3 >< 0$ ;  
 $M_1 + M_2 + M_3 = M$ .

Величина и знак  $M_3$  определяются соотношением между радиусом инерции подрессоренной части и координатами ее центра тяжести. Это соотношение оценивается коэффициентом распределения подрессоренных масс автомобиля  $\varepsilon_y = \frac{\rho_y^2}{l_1 l_2}$ .

Если:  $\varepsilon_y = 1$ , то  $M_3 = 0$ ;  $M_1 = M \frac{l_2}{L}$ ;  $M_2 = M \frac{l_1}{L}$ . В этом случае система уравнений (7.9) распадается на две. Уравнения с координатами  $z_1$  и  $\zeta_1$ , соответствующие колебаниям передней части кузова, перестают быть связанными с уравнениями для координат  $z_2$  и  $\zeta_2$ , описывающими колебания задней части кузова. Приведенные массы  $M_1$  и  $M_2$  получают при этом определенный физический смысл - они равны частям подрессоренной массы неподвижного автомобиля, приходящимся соответственно на передние и задние колеса. В этом случае вместо эквивалентной системы рис. 7.3,а получаем две независимые системы с двумя степенями свободы каждая (рис. 7.4).

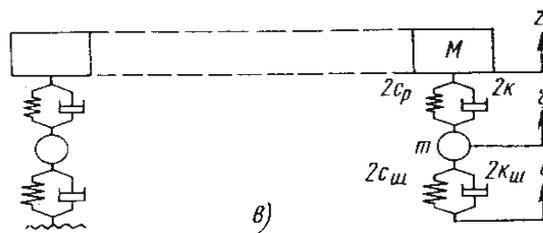


Рис.7.4. Схема двухмассовой модели автомобиля.

Для каждой из таких систем, получим следующие уравнения движения:

$$\left. \begin{aligned}
 M_1 \ddot{z}_1 + 2k_1 \dot{z}_1 + 2c_{p1} z_1 - 2k_1 \dot{\zeta}_1 - 2c_{p1} \zeta_1 &= 0; \\
 m_1 \ddot{\zeta}_1 + 2(k_1 + k_{u1}) \dot{\zeta}_1 + 2(c_{p1} + c_{u1}) \zeta_1 - 2k_1 \dot{z}_1 - 2c_{p1} z_1 &= 2k_{u1} \dot{q}(t_1) + 2c_{u1} q(t_1).
 \end{aligned} \right\} \tag{7.11}$$

$$\left. \begin{aligned}
 M_2 \ddot{z}_2 + 2k_2 \dot{z}_2 + 2c_{p2} z_2 - 2k_2 \dot{\zeta}_2 - 2c_{p2} \zeta_2 &= 0; \\
 m_2 \ddot{\zeta}_2 + 2(k_2 + k_{u2}) \dot{\zeta}_2 + 2(c_{p2} + c_{u2}) \zeta_2 - 2k_2 \dot{z}_2 - 2c_{p2} z_2 &= 2k_{u2} \dot{q}(t_2) + 2c_{u2} q(t_2).
 \end{aligned} \right\} \tag{7.12}$$

Разделив первые части систем (7.11) и (7.12) на  $M_i$ , а вторые на  $m_i$  получим:  $\omega_{0i}^2 = \frac{2c_{pi}}{M_i}$ ;  $\omega_{ki}^2 = \frac{2(c_{pi} + c_{ui})}{m_i}$ ;  $\bar{\omega}_{0i}^2 = \frac{2c_{pi}}{m_i}$ ;  $\bar{\omega}_{ki}^2 = \frac{2c_{ui}}{m_i}$ .

Все эти величины имеют размерность квадрата частоты, причем  $\omega_{0i}$  и  $\omega_{ki}$  — парциальные частоты.

Обозначим далее:  $h_{0i} = \frac{2k_i}{M_i}$ ;  $h_{k0i} = \frac{2(k_i + k_{ui})}{m_i}$ ;  $\bar{h}_{0i} = \frac{2k_i}{m_i}$ ;  $\bar{h}_{k0i} = \frac{2k_{ui}}{m_i}$ .

Здесь  $h_{0i}$  и  $h_{k0i}$  — парциальные значения затухания. Теперь уравнения (7.11) и (7.12) примут следующий вид:

$$\ddot{z}_1 + h_{01}\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 - h_{01}\dot{\zeta}_1 - \omega_{01}^2 \zeta_1 = 0; \quad (7.13)$$

$$\ddot{\zeta}_1 + h_{k01}\dot{\zeta}_1 + \omega_{k1}^2 \zeta_1 - \bar{h}_{01}\dot{z}_1 - \bar{\omega}_{01}^2 z_1 = \bar{h}_{k01}\dot{q}_1 + \bar{\omega}_{k1}^2 q_1.$$

$$\ddot{z}_2 + h_{02}\dot{z}_2 + \omega_{02}^2 z_2 - h_{02}\dot{\zeta}_2 - \omega_{02}^2 \zeta_2 = 0; \quad (7.14)$$

$$\ddot{\zeta}_2 + h_{k02}\dot{\zeta}_2 + \omega_{k2}^2 \zeta_2 - \bar{h}_{02}\dot{z}_2 - \bar{\omega}_{02}^2 z_2 = \bar{h}_{k02}\dot{q}_2 + \bar{\omega}_{k2}^2 q_2.$$

#### 7.4. Построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) колебаний автомобиля.

Знание диапазонов амплитуд и частот колебательных процессов, связанных с работой подвески, необходимо для правильного выбора характеристик аппаратуры, уменьшения аппаратурных и методических погрешностей за счет лучшего использования динамического диапазона аппаратуры и оптимизации режимов регистрации и анализа динамических процессов.

Нижние границы частотного диапазона вибраций различных точек автомобиля обусловлены низкочастотными колебаниями подрессоренной части и лежат обычно в пределах 0,3 – 0,7 Гц. Верхние границы частотного диапазона, связанные с работой подвески, лежат обычно в пределах 15 – 25 Гц. Необходимо, однако, отметить, что в ряде случаев верхние границы могут быть выше. Так, при анализе виброускорений задней неподрессоренной части легкового автомобиля значительные составляющие были зарегистрированы на частотах 20 – 22 Гц; в этом случае существенно расширен в области высоких частот до 35 – 50 Гц.

Существуют ряд документов, ограничивающих уровни действующих вибраций. Эти документы, кроме прочего, устанавливают и частотные диапазоны при измерениях вибраций. В частности, нормативы (ИСО 2631 – 74 и СН 1102 – 73) предусматривают измерение вибраций на рабочем месте водителя самоходных транспортных машин в диапазоне частот 0,7 – 90 Гц. В соответствии с действующими нормативами автомобильной промышленности (ОН 025 332 – 69) при оценке работы подвески диапазон частот 0,707, то есть первые пять октав со средними геометрическими частотами 1, 2, 4, 8, 16 Гц.

При оценке колебаний автомобиля испытателю приходится измерять различные параметры – относительные перемещения кузова и колес, относительные скорости перемещений кузова и колес, ускорения подрессоренных и неподрессоренных частей. В большинстве случаев

динамические процессы колебаний являются случайными, и интенсивности их можно характеризовать дисперсиями или средними квадратическими значениями. На основании многолетнего опыта испытаний можно определить диапазоны вероятных значений перемещений, скоростей и ускорений. В табл. приведены такие значения (построенные по средним квадратическим значениям  $\sigma$  на базе нормального распределения) для грузовых и легковых автомобилей в диапазоне частот 0,7 – 22,5 Гц.

Таблица 7.1

№	Измеряемые величины	Асфальт	
		Ровный	изношенный
1	Относительные перемещения колес и кузова, см	1 – 3	1,5 – 5
2	Относительные скорости колес и кузова, см/с	30 – 50	40 – 120
3	Вертикальные виброускорения, см/с <sup>2</sup>		
	На сиденье водителя	50 – 120	100 – 300
	Подрессоренных частей	40 – 250	60 – 500
	Неподрессоренных частей	300 – 600	300 – 3000

Плавностью хода называют свойство автомобиля обеспечивать защиту водителя, пассажиров, перевозимых грузов и элементов конструкции автомобиля от динамических нагрузок, возникающих в результате взаимодействия колес с неровностями дороги. Для количественной оценки плавности хода применяют различные показатели, которые учитывают ускорения, скорости, перемещения, частоты колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс и другие величины.

Движение автомобиля по дорогам с неровной поверхностью происходит с интенсивными колебаниями подрессоренных и неподрессоренных масс. Эти колебания являются случайными, поэтому их исследование должно базироваться на статической динамике. Несмотря на большие возможности и преимущества методов статической динамики, они не исключают детерминистической теории колебаний.

Сложность системы поддрессирования автомобиля обусловлена не только большим числом масс, но и многообразием различных связей между основными элементами, направляющими устройствами. Так, например, системы первичного поддрессирования многоосных автомобилей образуются параллельным соединением неподрессоренных масс, имеющих упруго-демпфирующую связь с подрессоренной массой. Последовательное соединение масс с помощью упругих и демпфирующих элементов представляет собой так называемую рядную колебательную систему. Жесткое соединение неподрессоренных масс в поперечной плоскости осуществляется при зависимой подвеске колес.

Для улучшения плавности хода часто связывают между собой упругие и демпфирующие элементы колес и осей автомобиля. Таковы системы различных

балансирных и выравнивающих подвесок. Связь между рессорами и амортизаторами в этом случае может быть механической, гидравлической, пневматической или комбинированной.

В последнее время стали применяться так называемые активные системы подрессоривания, являющиеся по существу системами автоматического управления (САУ). На автомобилях также используют регулируемые пневмогидравлические системы подвесок. Основными элементами этих систем являются различные регулируемые упругие элементы – пневморессоры.

Появление активных и регулируемых систем существенно изменило методы исследования и расчета подрессоривания. Поэтому современная теория подрессоривания представляет собой своеобразное сочетание теории колебаний упругих тел с теорией автоматического управления.

При исследовании колебаний автомобиля рассматривают линейные и нелинейные системы подвески. Разделение систем на линейные весьма условно. Многие параметры реальных систем зависят от координат и следовательно, сами системы являются нелинейными. Если ограничить диапазон изменения координат, зависимость параметров от координат может оказаться достаточно слабой и ею можно пренебречь. Так поступают, например, с нагрузочными характеристиками рессор и амортизаторов при рассмотрении малых масс. Разделение систем на линейные и нелинейные очень важно для теории и расчета подрессоривания автомобилей. Прежде всего это связано с тем, что линейные системы наиболее просто поддаются математическому исследованию. Всякая идеализация динамической системы зависит не только от ее собственных характеристик, но и от вида и характера внешних (входных) воздействий.

У многоосных автомобилях внешние воздействия определяются не только изменением их величины и характера, но и неодновременностью. Отсюда следует, что системы подрессоривания многоосных автомобилей в общем случае представляют собой системы с запаздыванием.

Число возможных перемещений подрессоренных масс автомобиля весьма велико. Только корпус автомобиля может испытывать линейные и угловые перемещения относительно трех координатных осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Однако конструкция системы подрессоривания должна обеспечивать устойчивое поступательное продольное движение автомобиля и исключать ряд возможных перемещений подрессоренных и неподрессоренных масс. Так, направляющие устройства, рессоры, амортизаторы и шины в значительной степени устраняют линейные продольные и поперечные колебания, т.е. подергивание корпуса автомобиля. Кроме того, эти устройства сводят к минимуму угловые колебания вокруг вертикальной оси, т.е. рысканье.

В результате подрессоренный корпус автомобиля совершает главным образом линейные вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания. Следовательно, систему первичного подрессоривания можно рассматривать как динамическую систему с четырьмя и более степенями свободы. Большинство реально выполненных систем подрессоривания многоосных автомобилей является симметричными относительно продольной

оси. В этом случае продольно-угловые колебания становятся независимыми от поперечно-угловых и наоборот.

### **7.5. Построение АЧХ колебаний автомобиля при различном изменении конструктивных параметров автомобиля**

В системах поддрессоривания и виброзащиты часто встречаются последовательные соединения масс, упругих и демпфирующих элементов. К таким рядным системам относятся, многомассовые системы, включающие вторичное поддрессоривание кабины, сидений и т.д. Рядные системы обладают некоторыми общими свойствами, которые отличают их от других систем, в том числе и от рассмотренных ранее моделей систем поддрессоривания.

Линейные рядные модели легко могут быть представлены в виде структурных схем, состоящих из типовых динамических звеньев. В этом случае рядная колебательная система разделяется на части, т.е. на динамические звенья направленного действия. Совокупность этих звеньев вместе с соединениями и линиями связи и образует структурную схему.

Свойства системы достаточно полно оцениваются частотными характеристиками, которые могут быть получены на основе выражений передаточных функций.

Как известно, амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) системы или элемента называется зависимость отношения амплитуд установившихся колебаний выходной и входной величин от частоты.

АЧХ могут служить показателями плавности хода.

АЧХ перемещений и ускорений являются объективными характеристиками двухмассовой модели, позволяющими определить влияние основных параметров на колебания и колес автомобиля. АЧХ служат также основой для расчета систем поддрессоривания при случайном воздействии. Они могут быть получены как расчетным путем, так и экспериментально при испытаниях системы подвески на вибрационных или барабанных стендах.

На рис. 7.5.а, показаны АЧХ перемещений (сплошная кривая) и ускорений (штриховая) поддрессоренных, а на рис. 7.5.б – аналогичные кривые для неподдрессоренных масс. Эти АЧХ соответствуют линейной двухмассовой модели, у которой поддрессоренная масса значительно больше неподдрессоренной, что имеет место у большинства выполненных конструкций подвески корпуса и колес.

Частотный диапазон АЧХ может быть разделен на следующие основные области: дорезонансную, низкочастотного резонанса, межрезонансную, высокочастотного резонанса и наконец, зарезонансную. Для АЧХ перемещений эти зоны обозначены соответственно цифрами I – V. Дорезонансная область характеризуется тем, что выходные координаты  $z$ ,  $\ddot{z}(t)$  копируют возмущающие воздействия (микропрофиль дороги) и их уровень мало отличается от статического.

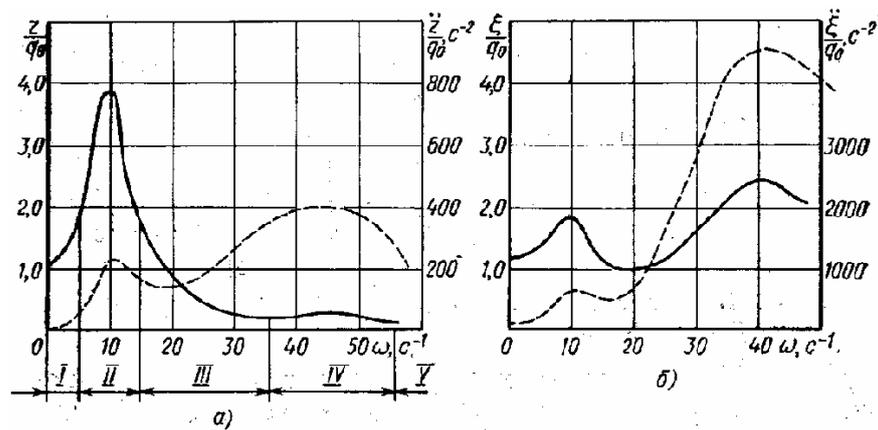


Рис. 7.5. Амплитудно-частотные характеристики перемещений и ускорений подрессоренной и неподрессоренной масс.

Область низкочастотного резонанса отличается значительным возрастанием перемещений и ускорений подрессоренных и неподрессоренных масс. В области высокочастотного резонанса перемещения подрессоренной массы невелики, однако значительно увеличиваются ускорения  $\ddot{z}(t)$  и резко увеличиваются перемещения и ускорения неподрессоренной массы, т.е.  $\xi, \ddot{\xi}$ .

В межрезонансной и зарезонансной областях координаты, характеризующие колебания, уменьшаются, причем соотношение между перемещениями и ускорениями так же, как и в резонансных областях, зависит от подрессоренной массы  $M$ , неподрессоренной массы  $m$  и других параметров модели:  $K_a, K_{ш}, c_p$  и  $c_{ш}^N$ .

При конструировании, расчете и исследовании подвески важно знать, как отражаются изменения перечисленных параметров на работе системы подрессоривания и, в частности, на АЧХ.

Рассмотрим влияния изменения отдельных параметров на АЧХ перемещений и ускорений двухмассовой модели.

АЧХ перемещений для подрессоренной (рис.7.6, а) и неподрессоренной (рис.7.6, б) массы построены для различной жесткости  $c_p$  упругих элементов, когда  $c_{p2} \ll c_{p1}$ . Со снижением жесткости рессор уменьшается амплитуда перемещений в области низкочастотного резонанса, причем его область смещается влево. Снижение жесткости сопровождается уменьшением перемещений неподрессоренных масс в области низкочастотного резонанса и более быстрым возрастанием перемещений в области высокочастотного резонанса. Уменьшение параметра  $c_p$ , очевидно, приведет к заметному снижению и ускорению в области низкочастотного резонанса. В области высокочастотного резонанса величина ускорений почти не уменьшается, но сужается область высокочастотных колебаний. Таким образом, при снижении жесткости рессор улучшается плавность хода, так как заметно уменьшаются перемещения и ускорения подрессоренных масс. Однако снижение величины неблагоприятно влияет на перемещения неподрессоренных масс в области высокочастотного резонанса, что может ухудшить устойчивость, управляемость и плавность хода.

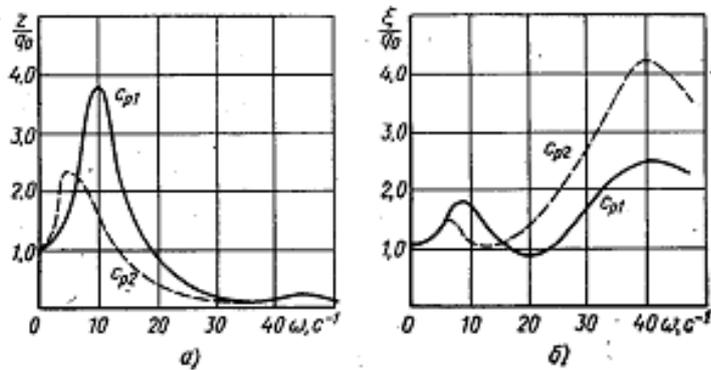


Рис. 7.6. Амплитудно-частотные характеристики при различной жесткости рессор.

На рис. 7.7. показаны АЧХ перемещений, построенные при различных параметрах  $\kappa_a$ ,  $\kappa_a'' \gg \kappa_a'$ . Как видно, увеличение коэффициента сопротивления амортизаторов вызывает уменьшение перемещение (и ускорений) подрессоренных (рис. 7.7 а) и непрессоренных (рис. 7.7 б) масс в областях II и IV резонансных частот. В межрезонансной III и зарезонансной V областях увеличение сопротивлений амортизаторов повышает перемещения (ускорения) подрессоренной массы. В результате требования, предъявляемые к нагрузочным характеристикам амортизаторов, становятся противоречивыми. С одной стороны, необходимо гасить колебания в условиях резонансов, а с другой стороны, целесообразно уменьшать коэффициенты сопротивления в межрезонансной и зарезонансной областях. Наилучшим образом этим требованиям отвечают регулируемые амортизаторы.

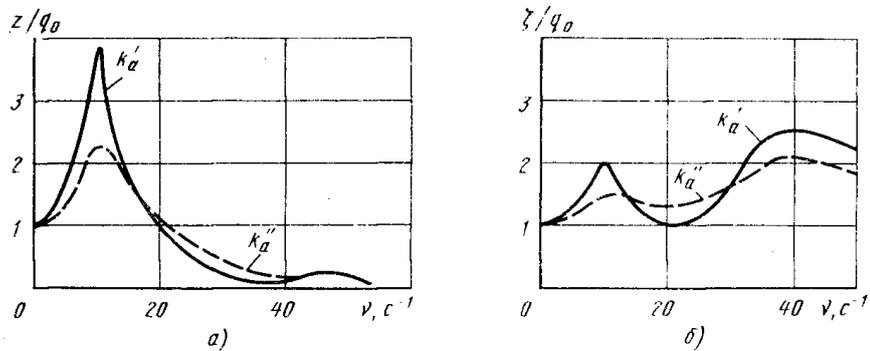


Рис. 7.7. АЧХ при различном сопротивлении амортизаторов

Влияние подрессоренной массы  $m_n$  на АЧХ показано на рис. 7.8, а. Уменьшение массы ( $m_n'' \ll \kappa_n'$ ) вызывает заметное смещение вправо области низкочастотного резонанса, одновременно в этой области, возрастают амплитуды перемещений  $z(t)$  и  $\zeta(t)$ . В области высокочастотного резонанса также наблюдается увеличение  $\zeta(t)$  непрессоренной массы (рис. 7.8, б). С уменьшением массы  $m_n$  ее ускорения увеличиваются в широком диапазоне частот. Наблюдается почти пропорциональная зависимость между уменьшением параметра  $m_n$  и координатой  $\ddot{z}(t)$ .

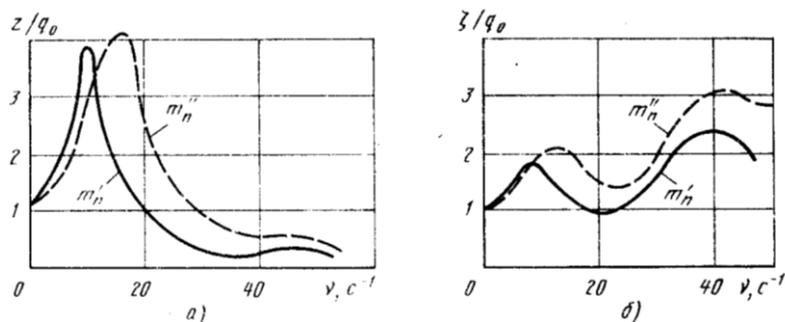


Рис. 7.8. АЧХ при различной величине подрессоренной массы

Таким образом, с уменьшением подрессоренной массы существенно ухудшается качество подрессоривания, т.е. плавность хода. Развитие систем подрессоривания, у которых значительно изменяется  $m_n$ , привело к созданию регулируемых подвесок. В этих системах увеличению или уменьшению подрессоренной массы соответствует пропорциональное изменение жесткости регулируемых рессор.

Влияние неподрессоренной массы  $m$  на АЧХ перемещений (сплошные кривые) и ускорений (штриховые кривые) показано на рис.7.9, а и б. Изменение массы неподрессоренных частей ( $m_1 \gg m_2$ ) мало влияет на перемещения  $z(t)$  и  $\xi(t)$  в области низкочастотного резонанса. В области высокочастотного резонанса уменьшение массы  $m$  вызывает уменьшение перемещений  $\xi(t)$ . Однако при больших частотах снижение параметра приводит к усилению колебаний: максимум перемещений  $m$  смещается вправо, амплитуды этих координат возрастают. Следовательно, во всех областях частот, кроме зарезонансной, с уменьшением массы неподрессоренных частей плавность хода повышается.

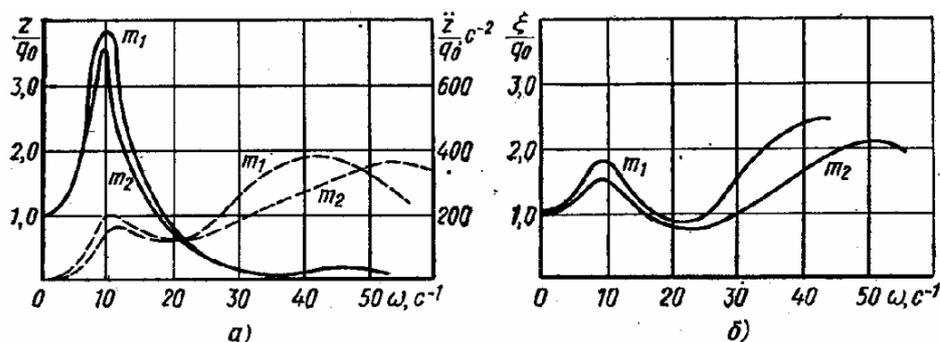


Рис. 7.9. АЧХ при различной величине неподрессоренной массы

Рассмотрим, наконец, влияние нормальной жесткости шин на АЧХ перемещений и ускорений (рис.7.10, а и б). Уменьшение жесткости шин  $c_{u2}^N \ll c_{u1}^N$  вызывает значительное увеличение перемещений  $z(t)$  и  $\xi(t)$  в области низкочастотного резонанса. Основная причина такого увеличения перемещений (сплошные кривые) заключается в относительном уменьшении затухания линейной двухмассовой системы.

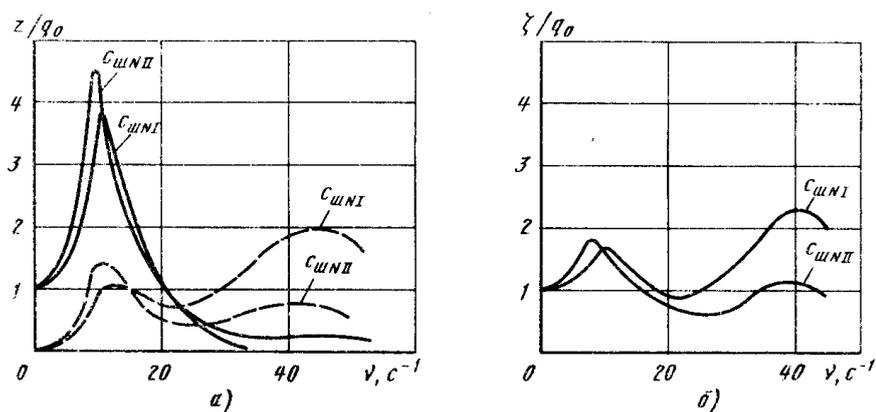


Рис.7.10. Амплитудно-частотные характеристики при различной жесткости шин

В реальных системах поддрессирования такого увеличения не наблюдается, что свидетельствует о неудовлетворительной идеализации шины в виде линейной упругодемпфирующей модели. В действительности снижение жесткости шины приводит к увеличению в ней потерь энергии. В области высокочастотного резонанса при снижении жесткости шин уменьшаются перемещения  $\xi(t)$  и снижается частота, соответствующая резонансу.

Уменьшение жесткости шин приводит к уменьшению ускорений  $\ddot{z}(t)$  в широкой области высоких частот (штриховые кривые), но к основанию рис. 7.10 можно сделать вывод о том, что со снижением нормальной жесткости шин плавность хода улучшается.

Принятая модель не учитывает сглаживающие и поглощающие способности шин, отрыв колес, пробой рессор. Например, существенной оказывается разница АЧХ, снятых различным путем на испытательных стендах: на барабанных, где колесо обкатывается по барабану, и на вибрационных стендах, где колесо и шина неподвижны. По данным экспериментальных исследований, разница в максимальных значениях амплитуд перемещений достигает до 50% и более. Существенное различие в АЧХ, снятых на различных стендах, обусловлено работой шины. В связи с этим возникают большие затруднения при оценке затухания в системе подвески по результатам эксперимента. Однако, если в качестве входного воздействия рассматривать абсолютное перемещение  $\xi(t)$  оси (колеса), то можно проще оценить затухание в двухмассовой системе. На основе формулы для модуля частотной характеристики при резонансной частоте  $\omega_{01}$ :

$$A(\omega_{01}) = \frac{1}{2\psi} \tag{7.15}$$

Таким образом, в области резонанса ( $\omega = \omega_{01}$ ) модуль частотной характеристики численно равен величине  $\frac{1}{2\psi}$ . Сравнение экспериментальных АЧХ с расчетными становится возможным по коэффициенту  $\psi$  относительного затухания.

Из рассмотрения АЧХ двухмассовой линейной модели можно сделать следующие выводы:

- на плавность хода существенное влияние оказывают все параметры системы подвески; влияние параметров взаимно связано и обусловлено;

- повысить плавность хода невозможно изменением лишь одного из параметров, поэтому задачу улучшения плавности хода следует решать оптимальным выбором всех параметров системы.

### Вопросы для самопроверки

1. Изложите типы колебаний.
2. Какой эквивалентной колебательной системой можно заменить автомобиль
3. Опишите методику расчета вертикальных колебаний автомобиля на дорогах с различным микропрофилем.
4. Как осуществляется построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) колебаний автомобиля.
5. Как влияют изменения конструктивных параметров автомобиля на АЧХ колебаний автомобиля

### Тестовые вопросы

1. В зависимости от характера воздействия на колеблющуюся систему различают следующие колебания:

- А) связанные, вынужденные, автоколебания и параметрические;
- Б) свободные, вынужденные, автоколебания и характеристические;
- \*В) свободные, вынужденные, автоколебания и параметрические;
- Д) свободные, длительные, автоколебания и параметрические;
- Е) свободные, вынужденные, собственные и параметрические.

2. Какие колебания называются свободными (собственными):

- \*А) когда система предоставлена самой себе после того, как ей был сообщен толчок;
- Б) когда система подвергается воздействию внешней периодически изменяющейся силы;
- В) когда система подвергается воздействию внешних сил, однако эти воздействия задаются самой колеблющейся системой;
- Д) когда колебания возбуждаются за счет изменения параметров самой колеблющейся системы;
- Е) все ответы верны.

3. Какие колебания называются автоколебаниями:

- А) когда система предоставлена самой себе после того, как ей был сообщен толчок;
- Б) когда система подвергается воздействию внешней периодически изменяющейся силы;
- \*В) когда система подвергается воздействию внешних сил, однако эти воздействия задаются самой колеблющейся системой;
- Д) когда колебания возбуждаются за счет изменения параметров самой колеблющейся системы;
- Е) все ответы верны.

4. Какой ответ относится к характеристикам гармонического колебания:

- А) колеблющаяся величина изменяется со временем по закону синуса или косинуса;
- Б) описывается периодическим законом:  $x(t) = A \cos(\omega_0 t + \varphi_0)$ ;
- В) описывается уравнением  $d^2 x(t)/dt^2 + \omega_0^2 x(t) = 0$ ;
- Д) комплексная форма закона:  $z(t) = A \exp(-i(\omega_0 t + \varphi_0))$ ;

\*Е) все ответы верны.

5. Укажите систему уравнений колебания двухмассовой модели автомобиля:

\*А)  $\ddot{z}_1 + h_{01}\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 - h_{01}\dot{\zeta}_1 - \omega_{01}^2 \zeta_1 = 0$ ;  $\ddot{\zeta}_1 + h_{k01}\dot{\zeta}_1 + \omega_{k1}^2 \zeta_1 - \bar{h}_{01}\dot{z}_1 - \bar{\omega}_{01}^2 z_1 = \bar{h}_{k01}\dot{q}_1 + \bar{\omega}_{k1}^2 q_1$ ;

Б)  $\ddot{z}_1 + h_{01}\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 - h_{01}\dot{\zeta}_1 - \omega_{01}^2 \zeta_1 = 0$ ;  $\ddot{\zeta}_1 + h_{k01}\dot{\zeta}_1 + \omega_{k1}^2 \zeta_1 - \bar{h}_{01}\dot{z}_1 - \bar{\omega}_{01}^2 z_1 = 0$ ;

В)  $\ddot{z}_1 + h_{01}\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 = 0$ ;  $\ddot{\zeta}_1 + h_{k01}\dot{\zeta}_1 + \omega_{k1}^2 \zeta_1 = \bar{h}_{k01}\dot{q}_1 + \bar{\omega}_{k1}^2 q_1$ ;

Д)  $\ddot{z}_1 - h_{01}\dot{\zeta}_1 - \omega_{01}^2 \zeta_1 = 0$ ;  $\ddot{\zeta}_1 - \bar{h}_{01}\dot{z}_1 - \bar{\omega}_{01}^2 z_1 = \bar{h}_{k01}\dot{q}_1 + \bar{\omega}_{k1}^2 q_1$ ;

\*Е)  $h_{01}\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 - h_{01}\dot{\zeta}_1 - \omega_{01}^2 \zeta_1 = 0$ ;  $h_{k01}\dot{\zeta}_1 + \omega_{k1}^2 \zeta_1 - \bar{h}_{01}\dot{z}_1 - \bar{\omega}_{01}^2 z_1 = \bar{h}_{k01}\dot{q}_1 + \bar{\omega}_{k1}^2 q_1$ .

6. Нижние границы частотного диапазона колебания различных точек автомобиля лежат обычно в пределах:

А) 35 – 50 Гц;

\*Б) 0,3 – 0,7 Гц;

В) 15 – 25 Гц;

Д) 0,7 – 90 Гц;

Е) 0,7, 1, 2, 4, 8, 16 Гц.

7. Верхние границы частотного диапазона колебания различных точек автомобиля лежат обычно в пределах:

А) 35 – 50 Гц;

Б) 0,3 – 0,7 Гц;

\*В) 15 – 25 Гц;

Д) 0,7 – 90 Гц;

Е) 0,7, 1, 2, 4, 8, 16 Гц.

8. На какие области может быть разделен частотный диапазон АЧХ:

А) дорезонансную, межрезонансную, зарезонансную;

Б) низкочастотного резонанса, высокочастотного резонанса;

\*В) дорезонансную, низкочастотного резонанса, межрезонансную, высокочастотного резонанса, зарезонансную;

Д) низкочастотного резонанса, межрезонансную, высокочастотного резонанса;

Е) дорезонансную, низкочастотного резонанса, высокочастотного резонанса, зарезонансную.

9. Влияние каких параметров на АЧХ важно знать при конструировании, расчете и исследовании подвески:

А) подрессоренные и неподрессоренные массы;

Б) различной жесткости рессор;

В) различного сопротивления амортизаторов;

Д) различной жесткости и сопротивления шин;

\*Е) все ответы верны.

## Глава 8. Прочность деталей автомобиля.

### 8.1. Нагрузки, вызывающие статическое (динамическое) и усталостное разрушение и изнашивание

Прочность, износостойкость и долговечность деталей автомобиля определяют по фактическим нагрузкам, полученным измерениями при испытаниях опытных образцов автомобилей, а также по расчетным нагрузкам, устанавливаемым с учетом переменного нагружения механизмов автомобиля. На рис. 8.1, *а* и *б* приведены характеристики статической и усталостной прочности. Внизу, на рис. 8.1, *а* изображено изменение эксплуатационных нагрузок, действующих на данную деталь при непрерывно меняющейся их амплитуде и средней нагрузке, равной  $Q_1$ . Предельные эксплуатационные нагрузки не достигают значения  $Q_p$ , при котором возможно мгновенное разрушение детали в эксплуатации.

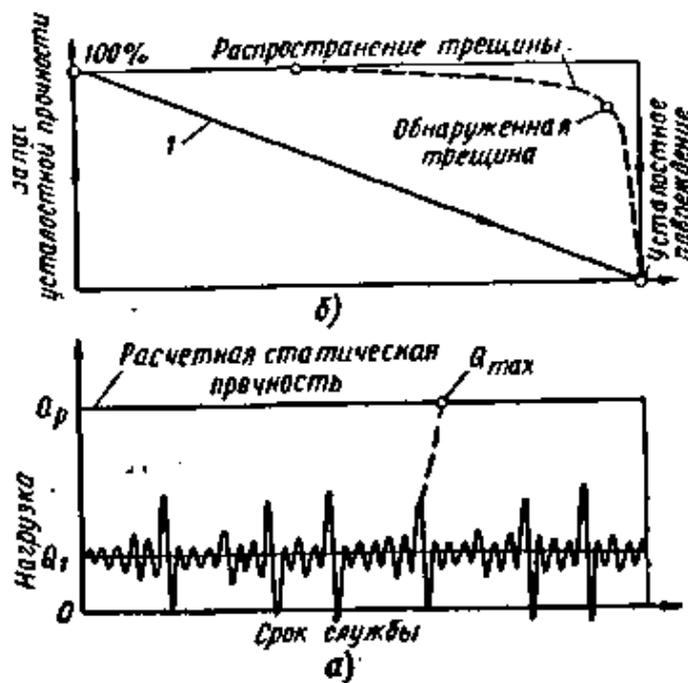


Рис.8.1. Статическая и усталостная прочность.

Нагрузка  $Q_{max}$ , вызывающая разрушение детали, если не соблюдаются правила эксплуатации, может возникнуть на любом этапе эксплуатации, независимо от срока службы детали. Вероятность разрушения в данном случае зависит от вероятности появления ситуации, при которой возникает такая разрушающая нагрузка.

Усталостные трещины зарождаются под действием длительно действующих переменных нагрузок. Следовательно, усталостное разрушение связано со временем эксплуатации или с эксплуатационным пробегом.

На рис. 8.1, *б* прямая линия *1* характеризует нарастание усталостного повреждения до момента разрушения, когда запас усталостной прочности становится равным нулю.

Таким образом, возможные виды отказов при эксплуатации автомобиля могут быть разделены на две группы:

- 1) отказы, носящие внезапный характер, например хрупкое разрушение, когда напряжение превышает предел прочности какой-либо детали конструкции;
- 2) отказы, возникающие постепенно необратимого накопления повреждений конструкции, накопление усталостных повреждений, ведущее к развитию усталостной трещины, и изнашивание в результате механических воздействий.

Нагружение узлов и деталей автомобиля в эксплуатации - процесс нестационарный: ни амплитуда, ни нагрузка не остаются постоянными. Для расчета на усталость с использованием положений теории вероятностей необходимы статистические данные о плотности распределения амплитуд переменных напряжений и числе циклов для рассчитываемой детали в заданных условиях эксплуатации.

При расчете деталей автомобиля на прочность устанавливают типовой нагрузочный режим, который определяют путем обобщения нагрузочных режимов, полученных в различных условиях эксплуатации, характерных для данного автомобиля.

Для расчета на статическую прочность необходимо выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации. При этом возникающие максимальные кратковременные напряжения не должны превосходить предела прочности материала, чтобы деталь не разрушалась.

Для расчета на усталостную прочность необходимо определить нагрузочный режим при движении в различных, характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации с учетом трогания с места, разгона и торможения. При этом подсчитывают эквивалентные напряжения, характеризующие усталость материала детали при определенном характере изменения нагрузок. В данном случае максимальные напряжения можно не учитывать, если они в эксплуатации появляются эпизодически. Экспериментально установлено, что эпизодически повторяющиеся напряжения, превышающие на 30% напряжение, соответствующее вероятности возникновения  $10^{-5}$ , существенно не влияют на срок службы детали. На этом основании при выборе режимов испытания на усталость кривые распределения «отсекаются» в точке, соответствующей вероятности  $10^{-5}$ . Нагрузки, соответствующие меньшей вероятности их появления, должны учитываться лишь при расчете на статическую прочность.

Для расчета на прочность при появлении вибраций необходимо определить режим движения автомобиля в тех ситуациях или при тех скоростях, когда возникают резонансные колебания.

Следует, однако, заметить, что при обработке конструкции должны быть приняты меры, чтобы предотвратить возможность появления резонанса при всех типичных для данного автомобиля условиях эксплуатации.

Расчет деталей на контактную прочность и износостойкость целесообразно проводить по нагрузочному режиму, определенному для усталостной прочности. Возможность этого подтверждается исследованиями, показывающими, что износ твердых тел обуславливается повторным деформированием микрообъемов материала, приводящим к возникновению трещин и отделению частиц. Иногда для расчета деталей на контактную прочность и износостойкость пользуются средней нагрузкой при введении корректирующих коэффициентов, учитывающих степень нестационарности режима (например, при расчете подшипников качения на долговечность).

Прочность и долговечность деталей автомобиля изменяется в зависимости от условий эксплуатации, причем для некоторых условий она может оказаться удовлетворительной, а для других — недостаточной. Характерные условия эксплуатации с достаточной степенью вероятности можно установить для многих групп автомобилей. Для этих условий можно было бы выпускать равнопрочные автомобили, т. е. такие, у которых срок службы всех основных агрегатов был бы одинаковым.

## 8.2. Зависимость нагрузочных режимов от условий эксплуатации и особенности конструкции

Наиболее наглядное представление о характере нагружения детали или агрегата автомобиля можно получить при помощи экспериментальных исследований. На рис. 8.2—8.5 представлены наиболее типичные процессы нагружения различных деталей автомобиля. На рис. 8.2 показаны кривые изменения по времени  $t$  крутящего момента  $M$  на карданном валу грузового автомобиля при трогании с места в различных условиях эксплуатации.

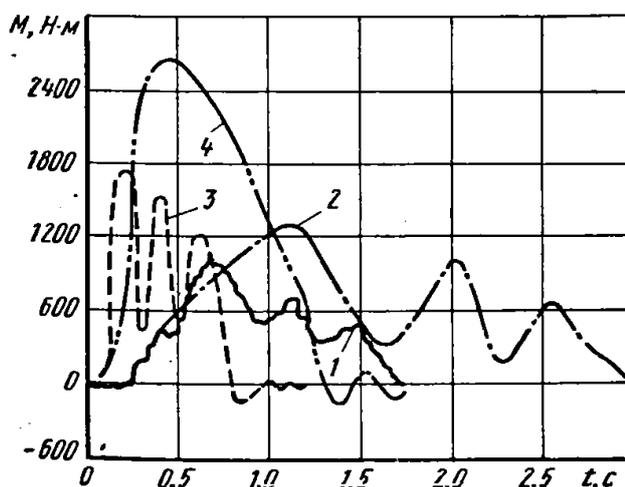


Рис. 8.2. Изменение крутящего момента  $M$  на карданном валу грузового автомобиля при различных условиях трогания с места: 1 — нормальные условия; 2 — тяжелые дорожные условия; 3 — резкое включение сцепления; 4 — трогание с раскачкой

При трогании с места на первой передаче в обычных дорожных условиях при принятой в городских условиях движения форсировке разгона (кривая 1) крутящий момент на карданном валу достигает 1050  $H \cdot m$ . Максимальный крутящий момент при этом не превышает максимального момента по

скоростной характеристике двигателя данного автомобиля  $M_{e\max}$ , приведенного к карданному валу с учетом передаточного числа  $i_k$  и к.п.д.  $\eta_{кп}$  коробки передач:

$$M_{расч} = M_{e\max} \cdot i_1 \eta_{к.п} = 205 \cdot 6,4 \cdot 0,85 = 1115 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Кривая 2 характеризует изменение крутящего момента при трогании автомобиля в тяжелых дорожных условиях, кривая 3 — при резком включении сцепления, а кривая 4 — при трогании с места застрявшего автомобиля с использованием кинетической энергии маховика. В последнем случае крутящий момент на карданном валу достигает  $2700 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , т. е. в 2,42 раза превышает максимальный крутящий момент  $M_{расч}$ , определенный по  $M_{e\max}$ .

На рис. 8.3 показан образец записи сил в продольной рулевой штанге грузового автомобиля, возникающих при переезде через одиночное препятствие. Усилия в деталях привода определены при включенном усилителе рулевого управления (при выключенном усилителе в тех же условиях движения нагрузки в деталях привода были на 25—30% меньше).

На рис. 8.4, а показана запись нагрузок, возникающих на полуосях двух грузовых автомобилей с различными двигателями при форсированном разгоне на первой передаче и переключении на вторую передачу; на одном из автомобилей установлен двигатель с максимальным крутящим моментом  $127 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (кривая 1), на другом — двигатель с максимальным крутящим моментом  $158 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (кривая 2). Передаточные числа трансмиссии обоих автомобилей были одинаковы: главной передачи  $i_0 = 5,125$ , раздаточной коробки  $i_{разд} = 1,15$ , первой передачи  $i_1 = 3,115$  и второй передачи  $i_{11} = 1,772$ , шины 6,50—16.

На рис. 8.4, б представлены нагрузки, возникающие на полуоси легкового автомобиля при форсированном разгоне по дороге с асфальтобетонным покрытием  $M_{e\max} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $i_0 = 5,14$ ,  $i_1 = 3,67$ ,  $i_{11} = 2,29$ , шины 5,20—13).

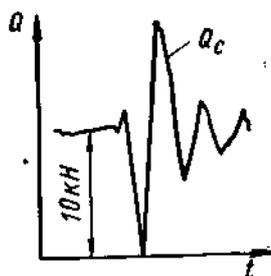


Рис. 8.3. Образец записи сил, действующих в продольной рулевой штанге грузового автомобиля при переезде через одиночное препятствие

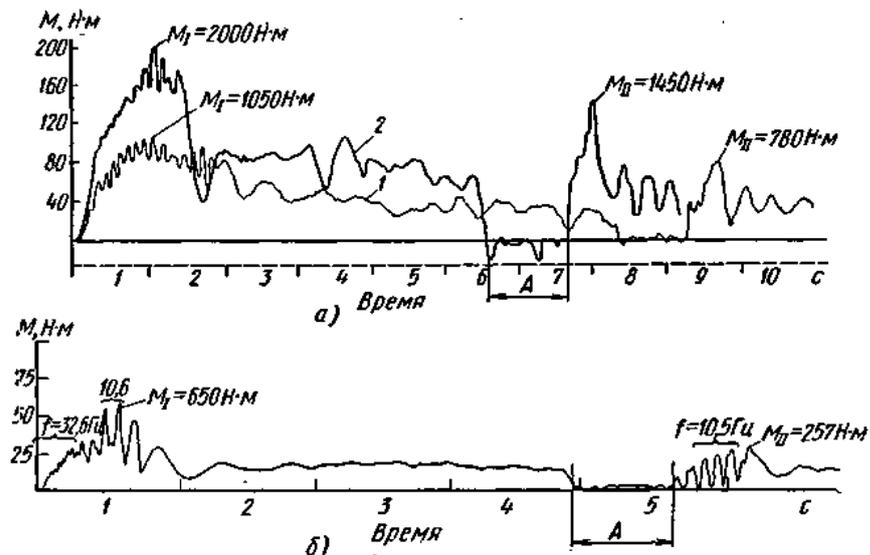


Рис. 8.4. Записи нагрузок на полуоси автомобилей при форсированном разгоне: а — грузовые автомобили с различными двигателями; б — легковой автомобиль; 1 — двигатель с  $M_{\text{emax}} = 127 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; 2 — двигатель с  $M_{\text{emax}} = 158 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_I$  и  $M_{II}$  — крутящие моменты при движении автомобиля с включенной соответственно первой или второй передачей;  $f$  — частота процесса;  $A$  — время переключения с первой передачи на вторую.

Как видно из приведенных записей, практически все нагрузки, действующие на детали и агрегаты автомобиля, имеют колебательный характер, а их частота и амплитуда зависят от качества дорожного покрытия (его микропрофиля), скорости движения автомобиля, мощности и типа двигателя, а также от колебательных свойств того или иного узла автомобиля.

На записях видны и легко учитываются те единичные максимальные динамические нагрузки, которые могут превзойти предел статической прочности той или иной детали и вызвать ее поломку (см. на рис. 8.2 кривую 4 динамического крутящего момента). Максимальные динамические нагрузки, влияющие на статическую и динамическую прочность тех или иных деталей автомобиля, должны исследоваться в тех условиях эксплуатации и на тех режимах работы, где их появление возможно.

Наиболее сложные колебательные процессы возникают в подвеске и трансмиссии автомобиля. Так, например, нагрузочный режим трансмиссии автомобиля зависит и от жесткости системы, и от передаточных чисел. Введем понятие динамического коэффициента  $k_{\text{дин}}$ , который представляет собой отношение максимального момента, возникающего на полуосях автомобиля, к расчетному моменту  $M_{\text{расч}}$ , подсчитанному по максимальному моменту двигателя  $M_{\text{emax}}$  по скоростной характеристике. На рис. 8.5 показана зависимость коэффициента  $k_{\text{дин}}$  от суммарного передаточного числа  $i_{\Sigma} = i_1 i_{\text{разд}} i_0$ .

Жесткость трансмиссии резко падает с ростом ее суммарного передаточного отношения  $i_{\Sigma}$ , при этом динамический коэффициент  $k_{\text{дин}}$  также уменьшается.

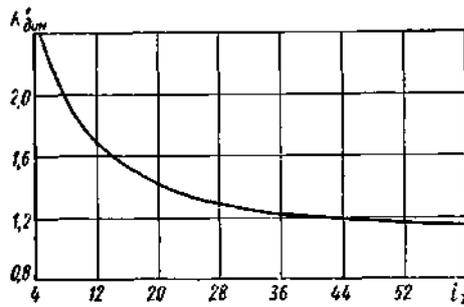


Рис. 8.5. График для определения динамического коэффициента  $k_{дин}$  трансмиссии автомобиля

На основании теоретических соображений и многочисленных экспериментальных данных зависимость между напряжением  $\sigma$  или  $\tau$  и числом циклов нагружения до разрушения (долговечностью)  $N$  выражается следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_i^m N_i &= \sigma_r^m N_0 = c_1 = const; \\ \tau_i^m N_i &= \tau_r^m N_0 = c_2 = const, \end{aligned} \right\} \quad (8.1)$$

где  $\sigma_i$  и  $\tau_i$  – текущие напряжения соответственно при растяжении – сжатии и кручении;  $m$  – угловой коэффициент кривой усталости;  $\sigma_r$  и  $\tau_r$  – пределы выносливости соответственно при растяжении – сжатии и кручении;  $N_i$  – текущее число циклов;  $N_0$  – число циклов, соответствующее пределу выносливости;  $C_1$  и  $C_2$  – постоянные.

Кривые усталости (рис. 8.6, а) получают испытанием на стенде стандартных образцов или натуральных деталей.

Результаты испытаний на усталость можно наносить на обычную равномерную сетку (см. рис. 8.6, а), но чаще их изображают в системе координат с логарифмическими шкалами (см. рис. 8.6, б), где они обычно аппроксимируются прямой линией.

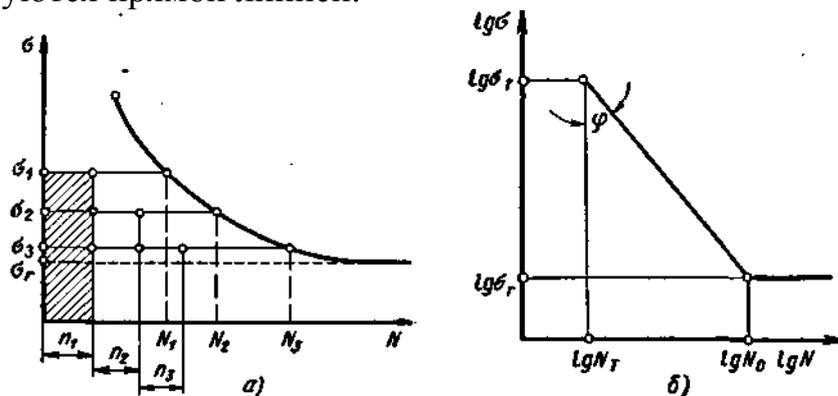


Рис. 8.6. Кривые усталости и схема суммирования повреждений: а — в простых координатах; б — в логарифмических координатах

На основании теоретических соображений и многочисленных экспериментальных данных зависимость между напряжением  $\sigma$  или  $\tau$  и числом

циклов нагружения до разрушения (долговечностью)  $N$  выражается следующими формулами:

Логарифмируя выражения (8.1), получим:

$$\left. \begin{aligned} \lg N_i + m \lg \sigma_i &= \lg c_1 = A_1 = \text{const}; \\ \lg N_i + m \lg \tau_i &= \lg c_2 = A_2 = \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

где  $A_1$  и  $A_2$  – постоянные.

Циклы могут быть симметричные и асимметричные. Индекс  $r$  означает коэффициент асимметрии цикла.

$$\text{Для изгиба } r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}, \text{ для кручения } r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}.$$

Цикл при среднем напряжении  $\sigma_{\min} = 0$  и при  $r = 1$  называют симметричным, цикл при  $\sigma_{\min} \neq 0$  и при  $r \neq 1$  – асимметричным циклом. Частный случай асимметричного цикла при  $\sigma_{\min} = 0$  и  $r = 0$  называют пульсирующим циклом.

Если деталь в эксплуатации работает с напряжениями  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  и т.д., повторяющимися соответственно  $n_1, n_2, n_3$  и т.д. раз, то, чтобы она не разрушилась ранее установленного срока службы, необходимо соблюдение условия

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots \leq 1 \quad \text{или} \quad \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (8.3)$$

Такое условие суммирования является приближенным. В общем виде оно записывается так:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} \leq a, \quad (8.4)$$

где  $a$  – величина, зависящая от материала детали и условий её нагружения.

Процесс усталостного разрушения металла рассматривается как состоящий из трёх последовательных периодов.

Первый период усталости соответствует начальной стадии действия циклических напряжений, когда в металле происходит накопление упругих искажений кристаллической решетки. В этой стадии еще не образуются субмикроскопические трещины.

Второй период усталости наступает после достижения определенного числа циклов нагружений в тех частях детали, где упругие искажения кристаллической решетки достигли критической величины, т.е. такого предельного значения, после которого наступают необратимые искажения. В этом периоде появляются субмикроскопические трещины, связанные с необратимыми искажениями кристаллической решетки и нарушением межатомных связей, что является началом разрушения металла.

Третий период усталости характеризуется окончательным разрушением испытываемого металла. Это происходит при дальнейшем развитии субмикроскопических трещин до размеров микро, а затем макротрещин.

Все периоды усталости можно представить в виде обобщенной диаграммы усталости (рис. 8.7).

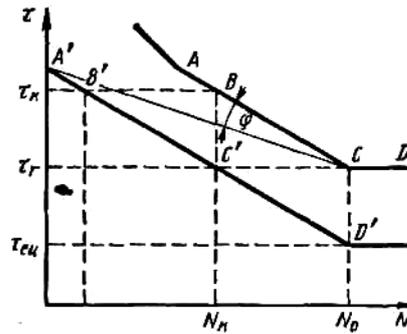


Рис. 8.7. Обобщенная диаграмма усталости: ABCD — кривая усталости; A'B'CD' — линия начала образования субмикроскопических трещин; A'C — линия начала образования микротрещин

На базе обобщенной диаграммы выводятся следующие критерии усталости:

$N_K$  — критическое число циклов (соответствующее точке  $C$  кривой усталости); при достижении критического числа циклов при напряжении, равном пределу выносливости  $\tau_r$ , начинают возникать необратимые искажения кристаллической решетки субмикроскопические трещины;

$\tau_k$  — критическое напряжение усталости (соответствует точке  $B$  кривой усталости); под действием критического напряжения разрушение наступает при  $N_K$  циклов;

$N_0$  — предельное число циклов (соответствует точке  $C$  кривой усталости); это число циклов определяет то минимальное напряжение, при котором еще может наступить разрушение;

$\tau_{сц}$  — циклический предел упругости; это напряжение, ниже которого необратимые искажения кристаллической решетки не появляются, как бы ни было велико число циклов нагружения;

$m$  — угловой коэффициент, характеризующий, в какой мере изменяется долговечность при изменении напряжения (показатель степени в уравнении кривой усталости);

$\alpha$  — циклическая константа разрушения (соответствует отрезку  $BC'$  диаграммы), численно равная разности между критическим напряжением и пределом выносливости:

$$\alpha = \tau_k - \tau_r$$

Зависимость выведена для кручения. При растяжении-сжатии и изгибе,

так как  $\tau = \frac{\sigma}{2}$ , 
$$\alpha = \frac{\sigma_k - \sigma_r}{2}$$

Величины  $\alpha$  и  $N_K$  являются постоянными для определенного металла, не зависят от режима его термообработки и вида испытаний (растяжение-сжатие, изгиб, кручение). Так, для железа, стали и чугуна  $\alpha = 30$  МПа,  $N_K = 2 \cdot 10^5$ ; для алюминия  $\alpha = 35$  МПа,  $N_K = 2,3 \cdot 10^6$  и для меди  $\alpha = 32$  МПа,  $N_K = 8,3 \cdot 10^5$ . Значение  $\alpha$  остается неизменным также при введении в металл легирующих добавок и изменении геометрических размеров образца. Величина  $N_K$  менее

стабильна, чем  $\alpha$ , и зависит от размеров испытываемого объекта, внутренних напряжений и некоторых других факторов.

### 8.3. Классификация условий эксплуатации автомобиля и основных его агрегатов

На нагрузочный режим, определяющий долговечность того или иного агрегата автомобиля, влияют особенности эксплуатации:

- дорожные условия (категория автомобильных дорог, улицы городов, виды бездорожья и проч.);
- характер перевозок (массовые, партионные, мелкие);
- климатические зоны (умеренная, жаркая сухая, с большой влажностью, зона низких температур);
- тип автомобиля по назначению (легковой, грузовой, универсальный и специализированный, городской и междугородный автобусы) и по проходимости (дорожный повышенной и высокой проходимости).

Категория дороги определяется действующими нормами и правилами Строительства автомобильных дорог общей сети.

Для большей конкретизации условий эксплуатации, а также величины межремонтных пробегов и периодичности технического обслуживания целесообразно в дополнение к разделению горных дорог по виду покрытия различать их и по профилю: горные дороги переменного профиля и перевальные дороги, отличающиеся сравнительно большими уклонами и спусками относительно большой протяженности. Горные дороги переменного профиля эквивалентны трудным участкам Пересеченной местности, а перевальные — трудным участкам горной местности.

Характеристика категорий условий эксплуатации автомобилей общего назначения приведена в табл. 8.1.

Следует иметь в виду, что одна и та же категория условий эксплуатации может оказаться «легкой» для одних механизмов (или деталей) автомобиля и «тяжелой» — для других.

#### Характеристика категорий условий эксплуатации автомобилей общего назначения

Таблица 8.1

Категории условий	Типичные условия работы автомобильного подвижного состава	Категории дороги
I	Автомобильные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и приравненным к ним покрытием за пределами пригородной зоны	I, II, III

	Автомобильные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и приравненным к ним покрытием в пригородной зоне, улицы небольших городов (с населением до 100 тыс. жителей)	I, II, III
	Автомобильные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и приравненным к ним покрытием в горной местности (ломаного профиля)	I, II, III
II	Улицы больших городов Автомобильные дороги с щебеночным или гравийным покрытием (в равнинных местностях) Автомобильные грунтовые профилированные дороги (в равнинных местностях), лесовозные дороги	I, II IV, V  V
III	Автомобильные дороги с щебеночным или гравийным покрытием в горной местности (ломаного профиля) Непрофилированные дороги и стерня (в равнинных местностях) Карьеры, котлованы и временные подъездные пути Автомобильные горные перевалочные дороги	I, II, III  —  —  —

#### Вопросы для самопроверки

1. Изложите основные характеристики статической и усталостной прочности.
2. Какие нагрузки режимы используются при расчете деталей автомобилей на статическую усталостную и контактную прочность.
3. Какая зависимость нагрузочных режимов от условий эксплуатации
4. Какая зависимость нагрузочных режимов от конструкции автомобиля
5. Опишите процесс усталостного разрушения металла как состоящий из трех последовательных периодов
6. Дайте характеристику категорий условий эксплуатации автомобилей

#### Тестовые вопросы

1. Для расчета деталей на статическую прочность необходимо:
  - \*А) выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации;
  - Б) определить нагрузочный режим при движении в различных, характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации с учетом трогания с места, разгона и торможения;
  - В) определить режим движения автомобиля в тех ситуациях или при тех скоростях, когда возникают резонансные колебания;
  - Д) определить нагрузочный режим для усталостной прочности;
  - Е) установить типовой нагрузочный режим, который определяется путем обобщения нагрузочных режимов, полученных в различных условиях эксплуатации.

2. Для расчета деталей на усталостную прочность необходимо:

- А) выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации;
- \*Б) определить нагрузочный режим при движении в различных, характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации с учетом трогания с места, разгона и торможения;
- В) определить режим движения автомобиля в тех ситуациях или при тех скоростях, когда возникают резонансные колебания;
- Д) определить нагрузочный режим для усталостной прочности;
- Е) установить типовой нагрузочный режим, который определяется путем обобщения нагрузочных режимов, полученных в различных условиях эксплуатации.

3. Для расчета деталей на контактную прочность необходимо:

- А) выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации;
- Б) определить нагрузочный режим при движении в различных, характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации с учетом трогания с места, разгона и торможения;
- В) определить режим движения автомобиля в тех ситуациях или при тех скоростях, когда возникают резонансные колебания;
- \*Д) определить нагрузочный режим для усталостной прочности;
- Е) установить типовой нагрузочный режим, который определяется путем обобщения нагрузочных режимов, полученных в различных условиях эксплуатации.

4. Нагрузки, действующие на детали и агрегаты автомобиля, зависят:

- А) от качества дорожного покрытия (его микропрофиля);
- Б) от скорости движения автомобиля;
- В) от мощности и типа двигателя;
- Д) от колебательных свойств того или иного узла автомобиля;
- \*Е) все ответы верны.

5. Укажите на общий вид условия, которые необходимо соблюсти, чтобы деталь не разрушилась ранее установленного срока службы:

- А)  $\sum n_i / N_i \leq 1$ ;
- Б)  $\sum n_i / N_i \leq a$ ;
- В)  $\sigma_i^m N_i = \sigma_r^m N_0 = c_1 = const, \tau_i^m N_i = \tau_r^m N_0 = c_2 = const$ ;
- Д)  $\lg N_i + m \lg \sigma_i = \lg c_1 = A_1 = const, \lg N_i + m \lg \tau_i = \lg c_2 = A_2 = const$ ;
- Е)  $\alpha = (\sigma_k - \sigma_r) / 2$ .

6. Из скольких последовательных периодов состоит процесс усталостного разрушения металла:

- А) 6;
- Б) 5;
- В) 4;
- \*Д) 3;
- Е) 2.

7. Чему равны величины циклической константы разрушения  $\alpha$  и критического числа циклов  $N_k$  для железа, стали и чугуна:

- А)  $\alpha = 35$  МПа,  $N_k = 2,3 \cdot 10^6$ ;

- Б)  $\alpha = 32$  МПа,  $N_K = 8,3 \cdot 10^5$ ;
- \*В)  $\alpha = 30$  МПа,  $N_K = 2 \cdot 10^5$ ;
- Д)  $\alpha = 38$  МПа,  $N_K = 5 \cdot 10^5$ ;
- Е)  $\alpha = 40$  МПа,  $N_K = 9,3 \cdot 10^5$ .

8. Какие особенности эксплуатации влияют на нагрузочный режим автомобиля:

- \*А) все пункты приведенные ниже;
- Б) дорожные условия (категория автомобильных дорог, улицы городов, виды бездорожья и проч.);
- В) характер перевозок (массовые, партионные, мелкие);
- Д) климатические зоны (умеренная, жаркая сухая, с большой влажностью, зона низких температур);
- Е) тип автомобиля по назначению (легковой, грузовой, универсальный и специализированный, городской и междугородный автобусы) и по проходимости (дорожный повышенной и высокой проходимости);

## **Глава 9. Испытания автомобиля и его агрегатов на прочность и долговечность**

В процессе отработки и доводки конструкций современных автомобилей, контроля их качества и модернизации как автомобили в целом, так и их агрегаты и детали подвергаются самым разнообразным испытаниям. Во время этих испытаний, которые можно разделить на два основных типа — дорожные и стендовые, определяют нагрузки на автомобиль и результаты их воздействия.

Все нагрузки, действующие на автомобиль, имеют колебательный характер, поэтому их можно описать с помощью ряда параметров, важнейшими из которых являются амплитуда и частота. Так как указанные параметры зависят от режима работы двигателя, скорости движения автомобиля, макро- и микропрофиля дороги, вибрационных характеристик исследуемого агрегата или детали и соседних агрегатов (их передаточных свойств), то очевидно, что анализ воздействия различных нагрузок на автомобиль - задача достаточно сложная.

### **9.1. Виды дорожных испытаний**

Дорожные испытания автомобиля делятся на *эксплуатационные, полигонные и специальные*.

При дорожных испытаниях автомобиля нагрузки воздействуют на автомобиль непосредственно как со стороны двигателя, так и со стороны дороги.

Если при испытаниях первых двух видов определяют не нагрузки, а результаты их воздействия на автомобиль и его агрегаты (износы, поломки и проч.), то при специальных исследовательских испытаниях обычно устанавливают нагрузки и частоту их приложения.

Самые простые испытания автомобиля и его агрегатов на прочность, износостойкость и долговечность — это эксплуатационные испытания. Эти испытания появились при создании первых моделей автомобилей, когда во время их обычной эксплуатации велись наблюдения за поломками и износами их агрегатов и деталей.

Действительно, наиболее объективную и исчерпывающую информацию о прочности и долговечности автомобиля и его агрегатов могут дать наблюдения за ним при эксплуатации, т. е. в процессе эксплуатационных испытаний. В настоящее время достаточно полно разработана методика проведения таких испытаний. Однако наряду с преимуществами, перечисленными выше, эксплуатационные испытания обладают крупным недостатком — большой длительностью. Так, например, если ресурс автомобиля до капитального ремонта равен 250—300 тыс. км, причем этот пробег реализуется в течение 7—8 лет, то выход из строя агрегатов, имеющих пониженный ресурс, следует ожидать не ранее половины указанного срока, т. е. через 3—4 года.

Необходимость ускорения испытаний привела к развитию полигонных испытаний, а для установления зависимости между характером нагружения и несущими способностями деталей потребовалось создание специальной регистрирующей аппаратуры. Одной из основных трудностей испытания автомобиля и его агрегатов на прочность, износостойкость и

долговечность является проблема ускорения и форсировки испытаний. Ускорение испытаний возможно путем сокращения времени, в течение которого совершается необходимый пробег; форсировка испытаний — путем подбора таких условий эксплуатации, в которых вследствие увеличения действующих нагрузок может быть уменьшена долговечность испытываемых агрегатов.

Реализация способов ускорения и форсировки эксплуатационных испытаний автомобиля — сложная техническая задача. При ускорении испытаний автомобиля, т. е. сокращении времени испытаний, может быть нарушен тепловой режим большинства его агрегатов. Так, при эксплуатации автомобиля зимой в одну смену, с частыми остановками тепловой режим большинства его агрегатов будет отличаться от их теплового режима при ускоренных испытаниях автомобиля в три смены. Тепловой режим агрегатов автомобиля несмотря на холодную погоду будет значительно выше, а следовательно, условия их смазки и процессы изнашивания будут уже другими.

При форсировке испытаний автомобиля нагрузка должна быть предельной или испытания должны проводиться в тяжелых дорожных условиях.

Ускорение и форсировка эксплуатационных испытаний автомобиля и его агрегатов возможны при сочетании особенностей испытаний обоих видов. При этом выбирают такие, эксплуатационные условия, в которых внутренние и внешние нагрузки будут наибольшими, вследствие чего предельно сокращается время, необходимое для достижения заданного пробега в установленных условиях эксплуатации. Следует отметить, что этот способ ускорения испытаний автомобиля широко используется при полигонных испытаниях.

Опытные образцы новой модели автомобиля обычно отличаются неравнопрочностью отдельных агрегатов и деталей. Поэтому в процессе доводки опытных образцов объем доводочных работ для разных агрегатов и деталей автомобиля различен. Опыт мирового и отечественного автомобилестроения показывает, что на полигоне целесообразно испытывать уже достаточно доведенные образцы автомобилей. Детали и агрегаты, отличающиеся низкой надежностью, следует доводить до требуемых эксплуатационных норм надежности при испытаниях на стендах по специальным программам.

Рассмотрим особенности дорожных испытаний отдельных видов.

**Эксплуатационные испытания.** При эксплуатационных испытаниях автомобиль совершает присущую ему транспортную работу в типичных эксплуатационных условиях (величина полезной нагрузки и холостых пробегов, дорожные условия и т. п.).

Как правило, эксплуатационные испытания больших партий автомобилей одной модели (от нескольких десятков до нескольких сотен штук) проводятся в экспериментально-производственных автохозяйствах (ЭПАХ). В этих автохозяйствах выделен специальный персонал для

тщательного учета при эксплуатации автомобилей пробега, нагрузки, объема транспортной работы, скорости движения, потока отказов, трудоемкости технического обслуживания, себестоимости ремонтных работ, расхода запасных частей и т. п. При этом точно выполняется заводская инструкция по эксплуатации автомобилей. Одновременно регистрируются вынужденные простои и поломки.

Для сокращения доли холостых пробегов и времени стоянки автомобилей под погрузочно-разгрузочными операциями в ЭПАХ имеются квалифицированные диспетчерские службы, располагающие современными средствами связи и быстродействующими вычислительными машинами. Режимы движения выбирают таким образом, чтобы обеспечивалась высокая средняя скорость при максимально возможном суточном пробеге автомобиля.

Чтобы иметь представление об общей надежности автомобилей данной модели, необходимо организовать подобные испытания в различных эксплуатационных условиях (в зависимости от видов перевозимых грузов, дорожных условий, длины езды и т. п.), для которых предназначен автомобиль, а количество испытываемых автомобилей должно быть достаточно большим для получения достоверных результатов. Чтобы оценить долговечность конструкции, длительность пробега должна быть значительной. Обычно ее принимают равной сроку службы испытываемого автомобиля до капитального ремонта.

Все неисправности, отказы и износы деталей фиксируют с указанием пробега их до замены (фактический срок службы) с момента ввода автомобиля в эксплуатацию и до направления его в капитальный ремонт.

В целях оперативной информации заводов-изготовителей лаборатории надежности систематически выпускают технические сообщения, в которых дается перечень отказов и неисправностей, сгруппированных по партиям автомобилей с указанием пробега.

Эксплуатационные испытания автомобилей продолжаются не только до направления их в первый капитальный ремонт, но и после его прохождения. Такие наблюдения дают возможность сравнивать надежность новых автомобилей и автомобилей, прошедших капитальный ремонт.

На основе полученных данных могут быть разработаны рекомендации по нормированию долговечности как автомобиля в целом, так и его отдельных агрегатов, а также нормы расхода запасных частей.

**Полигонные испытания.** Полигонные испытания автомобиля и его агрегатов проводятся с целью оценки возможного ресурса автомобиля или ускоренного выявления его «слабых» мест. Как уже указывалось, при полигонных испытаниях автомобиля наиболее успешно может быть решена проблема ускорения и форсировки испытаний как путем сокращения их времени, так и путем воздействия увеличенных (по частоте и по амплитуде) нагрузок.

Выявить прочность и износостойкость тех или иных узлов автомобиля позволяют испытания на специальных дорогах полигона. Так, например, дорога с неровной твердой поверхностью (булыжная или брусчатая, волнообразная

или с неровностями в виде брусьев, уложенных поперек полотна дороги) служит для испытания прочности подвески, рамы и других деталей ходовой части автомобиля, а также кузова. Дорога с неровной твердой поверхностью и с крутыми поворотами используется для проверки прочности и долговечности деталей рулевого управления. Движение с высокой скоростью по ровной гладкой дороге с плавными поворотами позволяет в короткий срок оценить надежность таких агрегатов автомобиля, как двигатель, подшипники трансмиссии и ступиц колес, шин, уплотнений вращающихся деталей и т. п.

В настоящее время в каждой стране с развитой автомобильной промышленностью имеются автомобильные испытательные полигоны. В частности, в России полигонные испытания автомобилей проводятся на Центральном научно-исследовательском автомобильном полигоне НАМИ (Научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института). В состав сооружений полигона (рис.9.1) входят кольцевая скоростная бетонная дорога, прямая дорога для динамометрических испытаний, кольцевая грунтовая дорога, дорога с булыжным покрытием, специальные испытательные дороги. К последним относятся: дорога со сменными неровностями для испытания подвески и несущих систем (рамы, кузова) автомобилей на усталостную прочность; дорога типа «бельгийская мостовая», дороги с

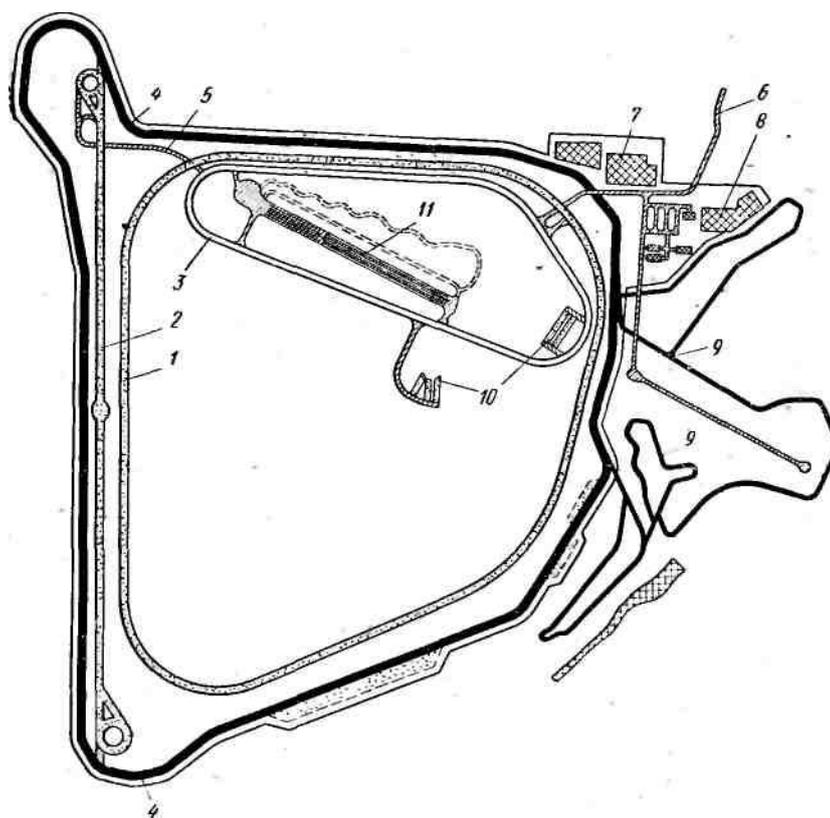


Рис.9.1. Схема полигона НАМИ:

- 1 — скоростная кольцевая дорога; 2 — динамометрическая дорога; 3 — булыжная кольцевая дорога; 4 — грунтовая дорога; 5 и 6 — служебные дороги; 7 — производственно-лабораторная база; 8 — жилой поселок; 9 — грунтовые дороги по пересеченной местности; 10 — испытательные подъемы; 11 — комплекс специальных испытательных дорог

выбитым булыжным покрытием с крупными и мелкими неровностями заданного профиля для испытаний автомобиля на плавность хода; дорога с короткими волнами типа «стиральная доска» для испытаний подвески и рулевого управления автомобиля при возникновении резонанса колебаний его неподрессоренных масс.

Для полигонных испытаний всех видов созданы специальные методики и определены соответствующие эквивалентные пробеги. На основании сопоставления видов разрушения детали при полигонных испытаниях и в условиях обычной эксплуатации устанавливают тождественность разрушения и коэффициент ускорения. Такие коэффициенты разрабатывают для каждого полигона.

При испытаниях автомобиля на прочность и долговечность на какой-либо из испытательных трасс коэффициент ускорения может быть различным для разных узлов и агрегатов испытываемого автомобиля. Так, например, при испытаниях на «бельгийской мостовой» (дорога, мощенная крупной брусчаткой, уложенной с большими зазорами на бетонное основание), как правило, прежде всего возникают поломки рессор, а значительно позже поломки других деталей ходовой части автомобиля.

По данным полигона НАМИ, при пробеге автомобилем 20 тыс. км по булыжной дороге наибольшее число поломок приходится на задние (дополнительные) и передние рессоры, а также на кронштейны дополнительных рессор. Эти поломки составляют 74—81% всех поломок автомобиля. Отказы электрооборудования достигают 5,5—10% всех неисправностей. В основном они возникают в результате выхода из строя электроламп из-за обрыва нити вследствие встряхивания. Дефекты рамы (ослабление заклепок, обрыв заклепок, образование трещин на поперечинах) составляют 2—5%. Перечисленные выше поломки по характеру совпадают с поломками, полученными в эксплуатационных условиях. Для сравнения были использованы данные автохозяйств, эксплуатирующих автомобили в районах с большим количеством (до 65%) булыжных дорог.

**Специальные исследовательские испытания.** Специальные исследовательские испытания автомобиля на прочность и долговечность проводятся, как правило, при небольших пробегах на тех скоростях и режимах движения и при той полезной нагрузке в кузове, которые определяются целями и программами испытаний.

Если при эксплуатационных и полигонных испытаниях автомобиль оборудуют небольшим количеством измерительной и регистрирующей аппаратуры, то при проведении специальных исследовательских испытаний каких-либо ограничений в отношении количества и сложности аппаратуры обычно стараются не вводить, чтобы получить максимум информации о тех нагрузках, которые воздействуют на исследуемый агрегат или деталь.

Желательно проведения комплексных испытаний автомобиля в целом или его отдельных агрегатов. В этом случае специальные испытания являются частью стендовых и полигонных испытаний. В качестве примера рассмотрим принципы отработки кабин грузовых автомобилей одной из

специализированных фирм с помощью специального комплекса приборов и оборудования. Этот комплекс включает в себя электронное оборудование для программирования испытаний, исполнительные гидравлические механизмы и вспомогательные устройства, смонтированные на отдельном фундаменте.

Вначале изготавливают опытный образец кабины, который оборудуют различными датчиками, месдозами и акселерометрами. Все сигналы от них записываются на магнитную ленту четырнадцатиканального магнитографа. При испытательных заездах автомобиля с опытным образцом кабины регистрируются все данные о нагрузках, их частота, частота угловых колебаний кабины и крен в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

При специальных дорожных заездах для определения нагрузок, действующих на кабину, водитель обязан поддерживать ту скорость движения, которая соответствует условиям обычной эксплуатации автомобиля. Для этих заездов используются близлежащие - дороги общего назначения (автостреды, плохие проселочные дороги, временные дороги на нефтепромыслах и лесоразработках), а также дороги на полигоне фирмы. Обычно протяженность испытательных пробегов составляет 56—80 км, но при необходимости, например при специальных исследованиях, пробег может быть увеличен.

Магнитограммы обрабатываются на ЭВМ как для получения гистограмм, необходимых для анализа нагруженности, так и для проведения спектрального анализа. Данные гистограмм обрабатывают согласно теории накопления повреждения, чтобы определить эквивалентную нагрузку для стендовых испытаний. Результаты проведенного анализа содержат данные, показывающие, как часто возникают различные нагрузки и с какой частотой, а также частотные диапазоны, в которых колеблются стенки кабины в трех различных плоскостях.

На основании полученных результатов в вычислительном центре составляется программа воспроизведения эксплуатационных условий нагружения для стендовых испытаний кабин грузовых автомобилей. Затем определяют пробег (в процентах) автомобиля данной модели по дорогам различного типа. Необходимые для этого данные получают при специальных испытаниях опытного образца на каждой дороге.

После определения частот колебаний панелей кабины при резонансе, их перемещений в вертикальной и горизонтальной плоскостях и углов крена устанавливают длительность испытаний на режимах, включенных в программу.

Стендовые испытания длятся 6—8 недель, что эквивалентно 4—5 годам эксплуатации грузового автомобиля или 800 тыс. км пробега. При необходимости испытания могут быть еще более ускорены, но для этого требуется выявить так называемую основную нагрузку и эту нагрузку задать испытательным механизмам.

Прочностным испытаниям кабин обычно предшествуют испытания по определению частотных характеристик, что необходимо для установления полной аналогии эксплуатационных частот и [частот, возбуждаемых при стендовых испытаниях.

При испытаниях кабин автомобилей-тягачей нагрузку прикладывают к седельному устройству тягача.

## **9.2. Виды стендовых испытаний**

Стендовые (лабораторные) испытания отдельных агрегатов, узлов и деталей автомобиля на прочность и долговечность получают все большее развитие в автомобилестроении, постепенно заменяя при решении ряда технических вопросов дорожные и, в частности, полигонные испытания. При замене эксплуатационных испытаний стендовыми наибольшие успехи достигнуты в оценке усталостной прочности и долговечности конструкций. В последнее время заметно возросло значение стендовых испытаний на долговечность элементов конструкции автомобиля при разработке и доводке новых моделей.

Анализ эксплуатационных отказов автомобилей показал, что основные причины, ограничивающие долговечность узлов и деталей автомобиля, — усталостное разрушение и износ. Физическая природа этих явлений различна, в связи с этим подход к их изучению путем проведения стендовых испытаний конструкции, а также выработка рекомендаций, повышающих ее ресурс, должны производиться по-разному при усталостном разрушении и при изнашивании. Обычно во время испытаний сложных агрегатов изнашивание и усталость развиваются одновременно и взаимосвязанно, поэтому такие испытания дают достаточно полное представление о природе эксплуатационных дефектов агрегата. Вследствие этого испытания агрегатов получили довольно широкое развитие.

Однако при проведении испытаний агрегатов из-за большого, количества побочных явлений часто невозможно получить точные количественные оценки — основу для выработки мероприятий по повышению усталостной прочности и износостойкости конструкции до необходимых значений. Целесообразнее испытывать отдельные сопряжения или детали, отдельно воспроизводя в стендовых условиях износ или усталость. Такие испытания получили широкое распространение в автомобилестроении.

В соответствии с различными задачами стендовых испытаний (испытания агрегатов в целом, испытания отдельных деталей на статическую прочность, усталостную прочность, испытание сопряжений на износ и др.) должны применяться разные стенды и методы испытаний. Даже в пределах одного вида испытаний, например на прочность, требуются различные стенды и методики при испытании агрегатов и при испытании деталей.

Стендовые испытания отдельных деталей автомобиля на прочность применяются все шире. Это объясняется тем, что прочность всего узла или агрегата, как правило, лимитируется прочностью нескольких деталей, а иногда и одной.

Повышение прочности и долговечности слабого звена обычно ведет к увеличению ресурса всего узла или агрегата. Исследование прочности и долговечности только таких деталей и простейших узлов позволяет существенно уменьшить стоимость эксперимента, изготовить больше опытных

образцов и изучить развитие повреждений при однотипных режимах, так как в этом случае эксплуатационную нагруженность детали можно воспроизвести более точно, чем при стендовых испытаниях всего агрегата. Это позволяет довольно просто решать многие вопросы, связанные с контролем качества продукции, отработкой оптимальной технологии изготовления отдельных деталей, разработкой оптимальной конструктивной формы деталей, а также производить оценку эксплуатационной долговечности отдельных элементов конструкции в стендовых условиях, имитируя эксплуатационные процессы нагружения.

Большим преимуществом испытаний отдельных деталей и простейших узлов является возможность использования универсальных испытательных машин для деталей различных типов.

### **9.3. Задачи и область применения ускоренных испытаний**

Сокращение времени усталостных испытаний автомобильных деталей имеет большое значение не только для контроля качества серийной продукции, но и для быстрой отработки новых конструкций и обеспечения их заданной долговечности.

При испытаниях деталей на долговечность в стендовых условиях ускорение, в частности, может быть достигнуто более интенсивным развитием повреждения, чем в эксплуатации. Обязательным условием при этом является получение характера разрушения, аналогичного эксплуатационному, что достигается сохранением диапазона измененных режимов испытаний в критической области, ограничивающей сферу физического принципа разрушения. Например, известно, что чрезмерное форсирование нагрузок при испытаниях зубчатых передач, подверженных разрушению поверхностного слоя от контактной усталости, приводит к иному характеру разрушения — усталостной трещине у основания зуба до того, как появились повреждения поверхности.

При ускоренных испытаниях должен изменяться лишь масштаб времени при развитии повреждения, а не закономерности самого развития, так, включение в режим усталостных испытаний нагрузок, вызывающих пластические деформации даже в микрообъемах, составляющих область появления трещины, приводит к нарушению закономерностей развития усталостных явлений.

Таким образом, выбору способа ускорения испытаний должно предшествовать предварительное исследование закономерностей ускорения развития повреждения в связи с интенсификацией режимов. Это позволяет правильно определить допустимую степень интенсификации, а кроме того, дает возможность делать объективные заключения об ожидаемых результатах при реальных режимах по результатам ускоренных испытаний. Форсирование режимов производят, как правило, или за счет увеличения действующих нагрузок, или повышения темпа их воздействия, или того и другого одновременно. Влияние этих факторов на ускорение накопления усталостного повреждения изучено лучше, чем при явлениях износа. Наличие известных

закономерностей такого типа позволяет в настоящее время принять ряд методов ускоренных испытаний на усталостную прочность и оценить их степень точности. Аналогичных надежных методов форсирования износных испытаний в связи с более сложными и разнообразными закономерностями протекания этого явления пока не разработано. Применительно к ускоренным испытаниям на усталостную прочность можно выделить две типовые задачи, решаемые различными способами.

Наиболее широкая область применения ускоренных испытаний — это контроль качества продукции. В этом случае полные характеристики сопротивления усталости для изделий данного типа известны по результатам ранее проведенных стендовых испытаний, и задача заключается в периодическом сопоставлении свойств изделий очередных партий с эталонными характеристиками данного изделия. Получение для этих целей всей кривой усталости контролируемых деталей даже при круглосуточной работе испытательного оборудования требует эксперимента, длящегося несколько месяцев, поэтому в производственных условиях становится необходимым переход на форсированные испытания.

Так как наиболее показательной характеристикой сопротивления усталостному разрушению деталей является предел выносливости, то ускоренные методы для решения задач такого типа направлены в основном на определение ускоренными испытаниями предела выносливости.

Ранее предпринимавшиеся попытки контролировать усталостные свойства по одному из режимов, соответствующему наклонному участку кривой усталости, хотя и приводили к сокращению времени испытаний, но часто не позволяли сделать необходимых заключений. Последнее связано с повышенным рассеиванием результатов в этой области нагрузок, а также с возможными вариациями наклона кривой, что иногда приводит даже к ошибочным выводам. В частности, как показывает анализ результатов испытаний, кривые усталости испытанных деталей могут пересекаться. На рис.9.2 приведены результаты испытаний коленчатых валов двигателей грузового автомобиля на переменный изгиб. Как видно, кривая усталости нормализованных валов 1 и кривая усталости улучшенных валов 2 имеют разные углы наклона и пересекаются в точке, соответствующей разрушению, происшедшему примерно после 1,1 млн. циклов нагружений.

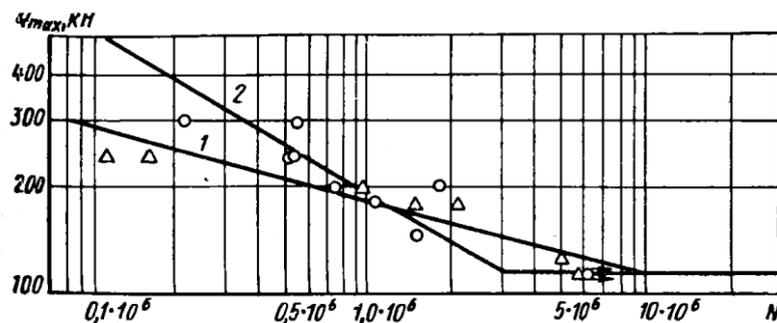


Рис.9.2. Кривые усталости коленчатых валов

Таким образом, если проводить усталостные испытания этих валов только при одном уровне нагрузки, то выводы зависели бы от выбранного режима испытаний, а именно:

1. При нагрузках выше точки пересечения кривых усталости усталостная долговечность нормализованных валов ниже, чем улучшенных. Разница тем больше, чем выше выбрана нагрузка при испытаниях.

2. При нагрузках вблизи точки пересечения кривых усталостная долговечность валов одинакова.

3. При нагрузках ниже точки пересечения усталостная долговечность нормализованных валов выше, чем улучшенных.

Очевидно, что первый и последний выводы прямо противоположны. В то же время предел выносливости детали—характеристика более определенная, и для многих деталей коэффициент запаса по усталостной прочности является единственной характеристикой при оценке прочности.

Ускоренно предел выносливости обычно определяют способами, в основу которых положен один из описанных ниже принципов.

В ряде способов (Локати, Про, Эномото и др.) используется линейная гипотеза накопления повреждений. Режим испытаний при этом представляет собой упрощенную разновидность программных испытаний, когда накопление усталости происходит последовательно на различных уровнях. Число циклов до разрушения при таких испытаниях является мерой накопленного повреждения испытанной детали и позволяет, используя гипотезу суммирования, определить область соответствующего ей значения предела выносливости.

Другие способы ускоренного определения пределов выносливости основаны на экстраполяции полученного экспериментально участка кривой усталости из области высоких нагрузок до нагрузок, соответствующих пределу выносливости. При этом используется одна из форм описания кривой усталости и известные закономерности, связывающие предел выносливости с параметрами кривой усталости.

Если задачей ускоренных испытаний является определение не предела выносливости, а усталостной долговечности конструкции путем программных испытаний, то сокращение времени испытаний строится на иных принципах. В этом случае эффект ускорения достигается исключением из статистического распределения нагрузок, составляющих программный режим тех уровней, которые не оказывают влияния на накопление усталости. Кроме того, сохраняется возможность форсирования режима с сохранением подобного распределения нагрузок, не превосходящих граничных значений критической области.

При испытании на долговечность при случайных режимах наиболее корректным считается метод форсирования процесса по частоте. Кстати, это часто используется и в рассмотренных выше ускоренных испытаниях. Однако форсирование по частоте не должно искажать физической природы разрушения. Так, например, при испытаниях листовых рессор увеличение частоты приложения нагрузок приводит иногда к чрезмерному нагреву из-за межлистового трения, а следовательно, и к искажению закономерностей

развития усталостного повреждения. Существенные искажения за счет форсирования по частоте могут появиться и при испытаниях сложных узлов, имеющих соединения с зазором, и т. п. Форсирование по частоте для деталей такого типа нужно применять осмотрительно.

**Метод Локати.** Метод Локати заключается в том, что деталь испытывают при ступенчатом увеличении нагрузки, начиная с некоторого начального напряжения  $\sigma_0$ , которое повторяется в течение  $n_0$  циклов. Без промежуточного «отдыха» напряжение увеличивают на величину  $\Delta\sigma$  до уровня  $\sigma_1$  и на этом уровне испытания продолжают в течение  $n_1 = n_0$  циклов и т. д. до разрушения детали. Число циклов на последней ступени напряжения  $n_m$  определяется разрушением образца и может быть равно или меньше  $n_0 = n_1 = \dots = n_{m-1}$ .

Испытания проводятся с соблюдением постоянства средней скорости

увеличения напряжений 
$$\alpha = \frac{\Delta\sigma}{n_i} \quad \text{или} \quad \frac{\Delta\tau}{n_i}$$

Режимы нагружения выбирают из условия обеспечения линейного суммирования усталостных повреждений  $\sum \frac{n_i}{N_i} = 1$ ,

начальный уровень задается в интервале  $0,8 \sigma_{\text{гож}} < \sigma_0 < 1,2 \sigma_{\text{гож}}$  где  $\sigma_{\text{гож}}$  — величина ожидаемого предела выносливости. Приращение напряжений  $\Delta\sigma$  задается неравенством

$$0,05\sigma_{\text{гож}} < \Delta\sigma < 0,15\sigma_{\text{гож}}$$

В случае действия касательных напряжений  $\tau$  сохраняются приведенные выше соотношения.

Режимы испытаний наносят на диаграмму, на которой в осях координат «напряжение — число циклов» изображена фактическая или предполагаемая кривая усталости и ее крайние возможные положения для данной детали. Далее суммируют отношение  $i_i/N_i$  на различных ступенях нагрузки для каждой из трех кривых усталости. По полученным результатам суммирования путем графического интерполирования определяют уровень напряжений, для которого сумма повреждений соответствует единице. Это напряжение считается пределом выносливости испытываемой детали.

**Метод ускоренных испытаний Энмото.** Метод Энмото заключается в том, что испытываемую деталь подвергают циклическому нагружению при ступенчатом увеличении амплитуды нагружения со скоростью  $10^{-5}$  МПа за цикл. Отношение разрушающего напряжения  $\sigma_p$  и предела выносливости  $\sigma_{-1}$  при этом равно 1,1-1,06.

Распределение нагрузок в реальных условиях движения автомобиля подчиняется в большинстве случаев экспоненциальному закону:

$$N_i = N_{\text{сум}} \exp(-h \cdot P_i),$$

где  $N_i$  – количество циклов действия нагрузок, равных или больших  $P_i$ ,  $N_{\text{сум}}$  – суммарное количество перемен нагрузок в течении пробега,  $h$  – параметр, зависящий от типа дороги, режима движения и т.п.

При логарифмировании этой функции получаем уравнение прямой линии в определенной системе координат:

$$\lg N_i = \lg N_{\text{сум}} - h P_i,$$

где  $h' = h l g e = 0,434h$ .

### Вопросы для самопроверки

1. Виды дорожных испытаний. Эксплуатационное
2. Виды дорожных испытаний. Полигонное
3. Виды дорожных испытаний. Специальное
4. Виды стендовых испытаний.
5. Какие задачи решаются при применении ускоренных испытаний
6. Какие имеются основные способы ускоренных испытаний
7. Какие особенности метода испытаний Локати и Экомото.

### Тестовые вопросы

1. На какие основные типы можно разделить испытания автомобиля:

- \*А) дорожные и стендовые;
- Б) эксплуатационные и полигонные;
- В) полигонные и специальные;
- Д) лабораторные и стендовые;
- Е) эксплуатационные и стендовые;

2. При дорожных испытаниях:

- А) нагрузки воздействуют на автомобиль непосредственно как со стороны двигателя, так и со стороны дороги;
- Б) различают эксплуатационные, полигонные и специальные испытания;
- В) определяют результаты воздействия нагрузок на автомобиль и его агрегаты (износы, поломки и проч.);
- Д) устанавливают нагрузки и частоту их приложения;
- \*Е) все ответы верны.

3. При эксплуатационных испытаниях:

- А) проводится тщательный учет пробега, нагрузки, объема транспортной работы, скорости движения;
- Б) проводится учет потока отказов, трудоемкости технического обслуживания, себестоимости ремонтных работ, расхода запасных частей и т. п.;
- В) количество испытываемых автомобилей должно быть достаточно большим для получения достоверных результатов;
- Д) оценка долговечности конструкции осуществляется сроком службы испытываемого автомобиля до капитального ремонта;
- \*Е) все ответы верны.

4. При полигонных испытаниях на дорогах с неровной твердой поверхностью испытывают:

- А) прочность и долговечность деталей рулевого управления;
- Б) прочность подвески, рамы и других деталей ходовой части автомобиля, а также кузова;
- В) надежность таких агрегатов автомобиля, как двигатель, подшипники трансмиссии и ступиц колес, шин, уплотнений вращающихся деталей и т. п.;

- \*Д) А и Б;
- Е) А, Б и В.

5. При ускоренных испытаниях:

- А) имеется возможность делать объективные заключения об ожидаемых результатах при реальных режимах;
- Б) форсирование режимов производят, как правило, за счет увеличения действующих нагрузок;
- В) форсирование режимов производят, как правило, за счет повышения темпа воздействия нагрузок;
- Д) Б и В одновременно;
- \*Е) все ответы верны.

6. Ускоренно предел выносливости обычно определяют способами:

- А) использующие линейную гипотезу накопления повреждений;
- Б) основывающихся на экстраполяции полученного экспериментально участка кривой усталости из области высоких нагрузок до нагрузок, соответствующих пределу выносливости;
- В) исключением из статистического распределения нагрузок, не оказывающих влияния на накопление усталости;
- Д) основывающихся на методах форсирования процесса по частоте;
- \*Е) А и Б.

7. Метод Локати заключается в том, что деталь испытывают:

- \*А) при ступенчатым увеличении нагрузки;
- Б) при ступенчатым увеличении амплитуды нагружения;
- В) при степенном увеличении нагрузки;
- Д) при степенном увеличении амплитуды нагружения;
- Е) при гармоническом изменении нагрузки.

8. Метод Эномото заключается в том, что деталь испытывают:

- А) при ступенчатым увеличении нагрузки;
- \*Б) при ступенчатым увеличении амплитуды нагружения;
- В) при степенном увеличении нагрузки;
- Д) при степенном увеличении амплитуды нагружения;
- Е) при гармоническом изменении нагрузки.

## Глава 10. Расчет прочности и долговечности деталей шасси автомобиля

### 10.1. Критерии прочности и долговечности

Критериями статической и усталостной прочности могут служить коэффициенты запаса прочности, определенные по предельным или по допустимым напряжениям.

Коэффициент запаса прочности по предельному состоянию

$$\text{или } \left. \begin{aligned} n_{np} &= \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{раб}} \\ n_{np} &= \frac{\tau_{пред}}{\tau_{раб}}, \end{aligned} \right\} \quad (10.1)$$

где  $\sigma_{пред}$  или  $\tau_{пред}$  — предельные нормальное или касательное напряжения;  $\sigma_{раб}$  или  $\tau_{раб}$  — действующие нормальное или касательное напряжения.

Детали, в которых возникают постоянные или мало изменяющиеся напряжения, рассчитывают на статическую прочность. При расчете деталей из пластичных материалов предельные напряжения определяются пределом текучести материала  $\sigma_T$  или  $\tau_T$  или пределом прочности  $\sigma_B$  или  $\tau_B$ . В случае расчета деталей из хрупких материалов предельные напряжения определяются пределом прочности  $\sigma_B$  или  $\tau_B$ . Действующим напряжением  $\sigma_{раб}$  или  $\tau_{раб}$  при этом является максимальное напряжение, которое может возникнуть в условиях эксплуатации.

Детали, подверженные повторно изменяющимся нагрузкам, рассчитывают на усталостную прочность. За предельное напряжение в некоторых случаях принимают предел выносливости при симметричном цикле нагружения  $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$  а иногда предел выносливости при соответствующей асимметрии цикла изменения напряжений  $\sigma_r$  или  $\tau_r$ . Действующим напряжением  $\sigma_{раб}$  или  $\tau_{раб}$  при этом является эквивалентное напряжение  $\sigma_3$  или  $\tau_3$ , соответствующее заданному характеру изменения напряжения по времени и определяемому кривой распределения  $f(\sigma)$  или  $f(\tau)$ . Метод определения эквивалентного напряжения изложен ниже.

Допустимый коэффициент запаса прочности  $n_{np}$ , полученный по  $\sigma_T$ ,  $\sigma_B$ ,  $\sigma_{-1}$  или  $\sigma_r$  для нормальных напряжений или по  $\tau_T$ ,  $\tau_B$ ,  $\tau_{-1}$  или  $\tau_r$  для касательных напряжений, всегда должен быть больше единицы. В зависимости от достоверности подсчитанных напряжений, свойств материала, стабильности технологические процессы при изготовлении детали и т. п. коэффициент запаса прочности может быть увеличен. Требуемый (заданный) запас прочности подсчитывают по ряду частных коэффициентов:

$$n_{np} = K_1 K_2 K_3 \dots \quad (10.2)$$

По существу коэффициент запаса прочности определяется двумя первыми коэффициентами  $K_1$  и  $K_2$ , а другие коэффициенты вносят поправки на снижение прочности изделия в условиях эксплуатации из-за ряда факторов, не учтенных при испытании стандартных образцов. При этом

$$n_0 = K_1 K_2,$$

где  $K_1$  - коэффициент стабильности свойств материала;  $K_2$  - коэффициент ответственности детали.

При расчете на статическую прочность деталей из пластичных материалов обычно принимают коэффициент запаса прочности  $n_0 = 1,2 \div 2,5$ . Меньшие значения соответствуют меньшим отношениям  $\sigma_T/\sigma_B$ . Для деталей, изготовленных из хрупких материалов,  $n_0 = 2,0 \div 6,0$ . Меньшие значения соответствуют большим значениям ударной вязкости  $a_k$ . Так, например, для ковкого чугуна принимают  $n_0 = 2$ , а для отбеленного  $n_0 = 6$ .

При расчете деталей на усталостную прочность коэффициент запаса прочности принимается меньшим, чем при расчете на статическую прочность, так как в данном случае единичные перегрузки не приводят к разрушению. Обычно принимают  $n_0 = 1,1 \div 1,5$ .

При недостаточной достоверности расчетных нагрузок коэффициент запаса следует увеличить в 1,5 - 2 раза.

В машиностроении, в частности в автомобилестроении, при расчетах на статическую прочность чаще применяют другой метод— так называемый метод расчета по допустимым напряжениям.

Метод расчета деталей на прочность по допустимым напряжениям  $[\sigma]$  или  $[\tau]$  основан на сравнении рабочих напряжений  $\sigma_{раб}$  или  $\tau_{раб}$  с допустимыми напряжениями:

$$\sigma_{раб} \leq [\sigma] \quad \text{или} \quad \tau_{раб} \leq [\tau] \quad (10.3)$$

где  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  — допустимые напряжения, определяемые по предельному напряжению  $\sigma_{пред}$  или  $\tau_{пред}$  с учетом коэффициента запаса прочности  $n_0$ .

Допустимые напряжения определяют по формулам:

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} [\sigma] &= \frac{\sigma_{пред}}{n_0} \\ [\tau] &= \frac{\tau_{пред}}{n_0} \end{aligned} \right\} \quad (10.4)$$

## 10.2. Эквивалентное напряжение при расчете на прочность и долговечность

Если деталь испытывает одновременное действие нормальных  $\sigma$  и касательных  $\tau$  напряжений, то более правильная оценка прочности деталей получается по допустимым напряжениям в соответствии с одной из теорий прочности в зависимости от свойств материала. При этом допустимые напряжения  $[\sigma]$  сравниваются с эквивалентными напряжениями  $\sigma_э$ , характеризующими влияние на прочность детали одновременного действия нормальных и касательных напряжений.

При сложном напряженном состоянии эквивалентное напряжение для пластичных материалов рекомендуется подсчитывать по формулам энергетической теории прочности:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (10.5)$$

Иногда эквивалентное напряжение для пластичных материалов подсчитывают, пользуясь теорией наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (10.6)$$

Как показывают последние исследования, данные, полученные по формулам энергетической теории прочности, лучше согласуются с экспериментальными результатами.

Для хрупких материалов применяют формулу по теории прочности Мора:

$$\sigma_3 = \frac{1-\alpha}{2} \sigma + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (10.7)$$

где  $\alpha$  — коэффициент, характеризующий различные свойства хрупкого материала при растяжении и сжатии;  $\alpha = \sigma_{в.р\text{аст}} : \sigma_{в.сж}$  ( $\sigma_{в.р\text{аст}}$  и  $\sigma_{в.сж}$  — гределы прочности соответственно при растяжении и сжатии).

Эквивалентное напряжение при расчете детали на долговечность определяют, сопоставляя кривую усталости (или кривую повреждаемости)  $N = \varphi(\sigma)$ , полученную при испытании детали в лабораторных условиях (рис. 122), с кривой накопленных частот  $\Phi(\sigma)$ , полученной при эксплуатации изделия.

По гипотезе линейного суммирования относительных усталостных повреждений детали, получаемых последней на разных Уровнях переменных напряжений  $\sigma_i > \sigma_{рд}$ , усталостное разрушение наступит в том случае, если [см. уравнение (8.4)]

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = \sum \frac{n_i}{N_i} = a,$$

где  $a$  — степень повреждаемости материала; в первом приближении  $a = 1$ .

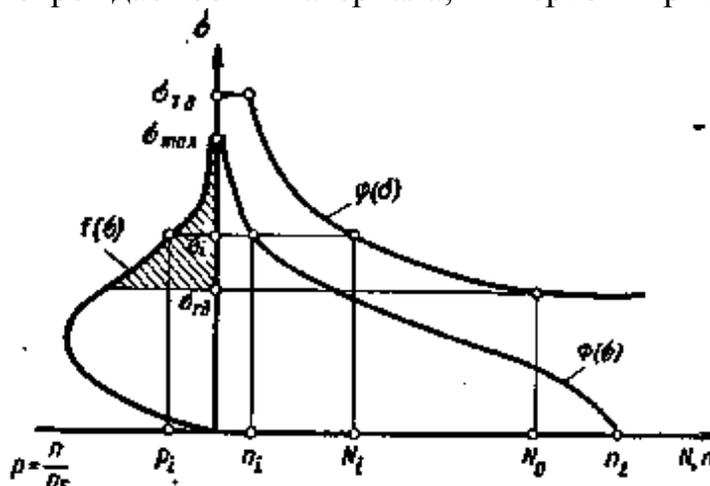


Рис. 10.1. Кривая усталости (или кривая повреждаемости)  $N = \varphi(\sigma)$ , кривая плотности распределения эксплуатационных напряжений  $p = f(\sigma)$  и кривая накопленных частот  $n = \Phi(\sigma)$ .

Подставив уравнение кривой усталости [формула (8.1)] в уравнение линейного суммирования относительных повреждений, после ряда преобразований получим условие долговечности для дискретного (ступенчатого) изменения напряжений

$$N_{\sigma} = \frac{aC}{\sum p_i \sigma_i^m} \quad (10.8)$$

где  $N_{\sigma}$  — эквивалентное суммарное число циклов изменения напряжений  $\sigma_i$  до разрушения детали;  $C$  — постоянная величина;

$$p_i = \frac{n_i}{\sum n},$$

при этом  $\sum p_i = 1$ .

Принимая, что и для приведенного (эквивалентного) напряжения  $\sigma_{\sigma}$  справедливо общее уравнение кривой усталости

$$\sigma^m N = \sigma_{\sigma}^m N_{\sigma} = C = const$$

можно получить выражение для определения напряжения  $\sigma_{\sigma}$ , которое характеризует эквивалентную долговечность  $N_{\sigma}$  детали, подверженной изменяющимся напряжениям:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \sqrt[m]{\sum p_i \sigma_i^m} \quad (10.9)$$

В случае непрерывного изменения напряжений условие линейного суммирования относительных повреждений записывается следующим образом:

$$\int \frac{dn}{N} = a, \quad (10.10)$$

где  $a$  часто принимают равной единице.

Применяя уравнение кривой усталости, построенной по данным стендовых испытаний, и условие (10.10) линейного суммирования относительных повреждений, получаем выражение для определения суммарной долговечности  $N_{\sigma}$  при непрерывном изменении напряжений, аналогичное выражению (10.8), в следующей форме:

$$N_{\sigma} = \frac{aC}{\int_{\sigma_{ro}}^{\sigma_{max}} \sigma^m f(\sigma) d\sigma} \quad (10.11)$$

Аналогично выражению (10.9) можно записать формулу для приведенного напряжения.

$$\sigma_{\sigma} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \sqrt[m]{\int_{\sigma_{ro}}^{\sigma_{max}} \sigma^m f(\sigma) d\sigma} \quad (10.12)$$

Если стендовые испытания проводятся с программированием нагрузки в соответствии со спектром нагруженности детали в эксплуатационных условиях,

то вместо показателя  $m$  следует брать показатель повреждаемости  $q$ . При этом приведенное напряжение определяют по формуле, принимая  $a = 1$ ,

$$\sigma_3 = \sqrt[q]{\int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma^q f(\sigma) d\sigma} \quad (10.13)$$

В этом выражении нижний предел интегрирования  $\sigma_{\min}$  выбирают в зависимости от взаимного расположения расчетной кривой повреждаемости  $N = \varphi(\sigma)$  (см. рис. 10.1) и кривой накопленных частот  $n = \Phi(\sigma)$ .

При этом наблюдаются следующие частные случаи:

1. Если нижний предел напряжений  $\sigma_{\min} > \sigma_{rD}$ , то нижний предел интегрирования принимают равным нижнему пределу напряжений  $\sigma_{\min}$ . Этот случай соответствует ограниченной долговечности детали.

2. Если нижний предел напряжений  $\sigma_{\min} < \sigma_{rD}$ , то нижний предел интегрирования определяется минимальным напряжением, при котором прекращается развитие трещин усталости. При использовании в расчете параметров кривой повреждаемости, т. е. показателя  $q$ , за  $\sigma_{\min}$  принимают  $\sigma_{rD}$ . При расчете по кривой усталости, т. е. при использовании показателя  $m$ , за  $\sigma_{\min}$  обычно принимают  $(0,4—0,8) \sigma_{rD}$ .

По формулам (10.11) и (10.12) можно вести расчет и при  $\sigma_{\min}$ , равном пределу выносливости детали, но в этом случае степень повреждаемости материала  $a$  нужно определять по формуле, предложенной В.П.Когаевым:

$$a = \frac{\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{-1}} \xi - k}{\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{-1}} - k},$$

где  $\sigma_{\max}$  — максимальная амплитуда напряжений в спектре нагрузок;

$$\xi = \frac{1}{\sigma_{\max}} \sum_{i=1}^{i=j} p_i \sigma_i;$$

$p_i$  — относительное число циклов действия амплитуды;

$$k = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{-1}}$$

$\sigma_{\min}$  — минимальное повреждающее напряжение.

Коэффициент запаса усталостной прочности при непрерывном изменении напряжений, характеризуем функцией плотности распределения эксплуатационных напряжений  $f(\sigma)$ ,

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{rD}}{\sigma_3} = \frac{\sqrt[q]{c}}{\sqrt[q]{N_0 \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma^q f(\sigma) d\sigma}}. \quad (10.14)$$

Если деталь одновременно подвергается изгибу и кручению (например, полуразгруженная полуось), то необходимо провести отдельные испытания детали на изгиб и кручение и обработать результаты для получения

коэффициента запаса прочности  $n_\sigma$  и  $n_\tau$ . Последний определяется по формуле, аналогичной формуле (10.14):

$$n_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_9} \quad (10.15)$$

Далее можно найти общий коэффициент запаса усталостной прочности

$$n_y = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (10.16)$$

Иногда вычисляют запас усталостной долговечности  $n_D$ , для которого применяют следующее выражение:

$$n_D = \frac{N_0}{N_9} = \frac{C}{N_0 \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma^q f(\sigma) d\sigma} \quad (10.17)$$

Следует иметь в виду, что между  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  имеется зависимость

$$n_D = n_\sigma^q \quad (10.18)$$

### 10.3. Влияние размеров, конструктивных форм и других факторов на прочность и долговечность деталей

Расчет деталей автомобиля на прочность и долговечность обычно проводят, не имея значений предельных напряжений натуральных деталей. Для расчета используют механические характеристики материала полученные при испытании стандартных образцов по ГОСТу (табл. 10.1). Однако даже при статической нагрузке результаты испытаний образцов и деталей часто не совпадают. Пределы прочности  $\sigma_{вд}$  и  $\tau_{вд}$ , пределы текучести  $\sigma_{тд}$  и  $\tau_{тд}$  и пределы выносливости  $\sigma_{рд}$  и  $\tau_{рд}$  для детали, подсчитанные по данным, полученным для стандартных образцов, не всегда дают точные результаты. В качестве примера в табл. 10.2 приведены механические характеристики полуосей из стали 40X, определенные при статическом кручении на стенде. В табл. 10.3 для сравнения приведены механические характеристики стандартных образцов, вырезанных из стали 40X с той же термообработкой.

Таблица 10.1

Механические свойства некоторых материалов при нормальной температуре

Материал	Предел прочности $\sigma_B$ МПа, не менее	Предел текучести $\sigma_T$ МПа, не менее	Относительное удлинение $\delta$ в %	Предел выносливости при изгибе $\sigma_r$ в МПа, не менее
Сталь:				
10, нормализованная	340	210	31	160
20, »	410	250	25	170
45, »	610	360	16	250
45X, закаленная и отпущенная	1050	850	9	400

30ХГСА, то же	1100	850	10	510
50ХФА »	1300	1100	10	550
12ХНЗА »	950	700	11	390
40ХНМА »	1000	850	12	450
Чугун:				
СЧ 35-56				
при растяжении	350	300	<1	150
при сжатии	1200	-	-	-
СЧ 24-44				
при растяжении	240	180	<1	120
при сжатии	1000	-	-	-
Алюминиевые сплавы:				
АЛ4, закаленный и состаренный	260	200	4	90
Д16, то же	470	330	17	110
Магнийевый сплав МА5	300	220	8	130
Титановый сплав ВТЗ	1100	950	12	450

Таблица 10.2

Механические характеристики материала полуосей грузового автомобиля при статическом кручении

Параметры	№ полуоси				
	1	2	3	4	5
Модуль сдвига G в МПа	$7,9 \cdot 10^4$	$8,1 \cdot 10^4$	$8,0 \cdot 10^4$	$8,4 \cdot 10^4$	$8,6 \cdot 10^4$
Крутящий момент $M_n$ , соответствующий пределу пропорциональности, в Н·м	14 500	16 000	18 000	16 500	20 000
Предел пропорциональности $\tau_n$ в МПа	591	652	733	673	815
Крутящий момент $M_T$ , соответствующий пределу текучести, в Н·м	1650	1800	1 950	1850	2 300
Предел текучести $\tau_T$ в МПа	633	733	795	753	938
Крутящий момент $M_B$ , соответствующий пределу прочности, в Н·м	22 200	22 450	24 600	21050	>25000*
Предел прочности $\tau_B$ в МПа	904	915	1003	859	>1019*
Максимальный угол закручивания $\varphi_{max}$ в градусах	986,0	1 192,8	206,8	472,8	>45,1 *

\* Полуось не разрушилась.

Таблица 10.3

Механические характеристики образцов из стали 40Х при статическом кручении

Параметры	№ образца					
	1	2	3	4	5	6
Крутящий момент $M_n$ , соответствующий пределу пропорциональности, в Н·м	1080	1020	930	730	690	710
Предел пропорциональности $\tau_n$ в МПа	638	650	592	465	440	452
Крутящий момент $M_T$ , соответствующий пределу текучести, в Н·м	1200	1190	1150	900	850	860
Предел текучести $\tau_T$ в МПа	765	758	733	573	541	548

Крутящий момент $M_b$ , соответствующий пределу прочности, в Н-м	1620	1540	1540	1200	1200	1120
Предел прочности $\tau_b$ в МПа	1032	982	982	764	764	713
Максимальный угол закручивания $\varphi_{max}$ в градусах	71	99	114	296	760	605

Сопоставление данных табл. 10.2 и 10.3 показывает, насколько характеристики, определенные при непосредственном испытании детали, не совпадают с характеристиками, полученными при испытании стандартного образца.

Понижение пределов, прочности  $\sigma_{вд}$ , пределов текучести  $\sigma_{тд}$  и пределов выносливости  $\sigma_{рд}$  натурной детали принято учитывать коэффициентом влияния абсолютных размеров  $\varepsilon$  (с соответствующим индексом), ориентировочные значения которого для некоторых материалов приведены на рис. 10.2.

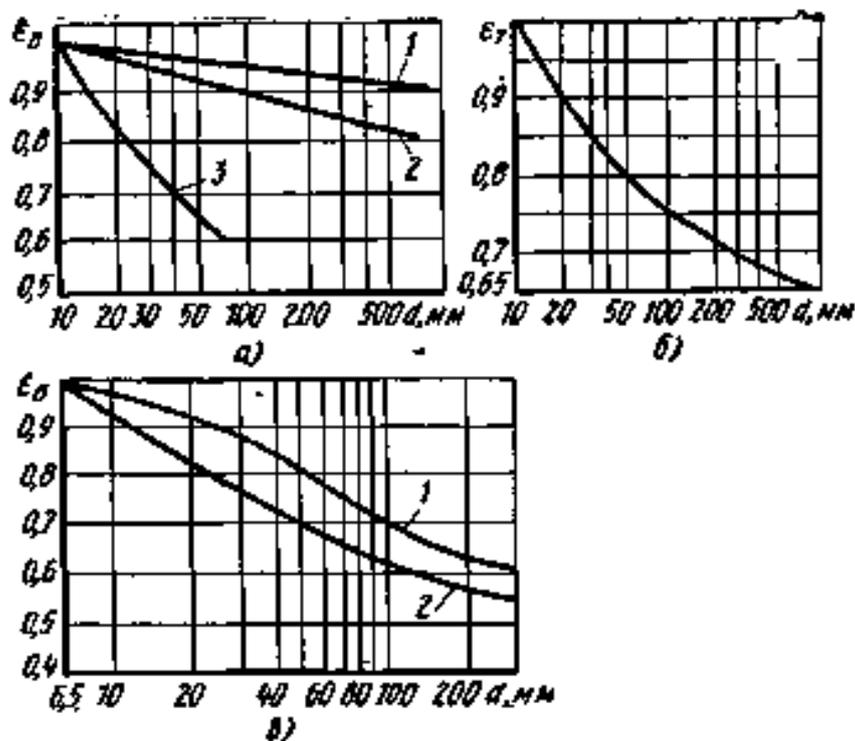


Рис.10.2. Коэффициенты влияния абсолютных размеров: а — на предел прочности; б — на предел текучести; в — на предел выносливости; 1— углеродистая и марганцовистая стали; 2— легированная сталь; 3 — серый чугун

При использовании механических характеристик стандартных образцов аналогичные характеристики натуральных деталей определяются по следующим формулам:

$$\text{предел прочности:} \quad \sigma_{вд} = \varepsilon_B \sigma_B; \quad (10.19)$$

$$\text{предел текучести:} \quad \sigma_{тд} = \varepsilon_T \sigma_T; \quad (10.20)$$

$$\text{предел выносливости:} \quad \sigma_{рд} = \varepsilon_\sigma \sigma_r. \quad (10.21)$$

Коэффициенты влияния абсолютных размеров  $\varepsilon$  для ориентировочной оценки механических характеристик детали можно брать с графиков на рис. 10.2 в зависимости от ее наибольших размеров  $d$ , а более точное значение этих коэффициентов получается при соответствующих испытаниях натуральных деталей и

образцов (см. табл. 10.1—10.3). В случае кручения для определения характеристик коэффициент  $\varepsilon$  можно брать по рис. 10.2, как это делалось для нормальных напряжений.

На характеристики прочности и долговечности деталей большое влияние оказывают концентрации напряжений и состояние (чистота) поверхности.

Концентрацию напряжений при расчете на статическую прочность учитывают *теоретическим коэффициентом концентрации* напряжений  $\alpha_\sigma$  или  $\alpha_\tau$ , значения которого имеются в справочной литературе в зависимости от формы концентраторов напряжений. Для примера на рис. 10.3 приведены величины этого коэффициента для ступенчатого вала при различных нагружениях. При этом напряжения в детали с концентратором напряжений определяют по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ДК} &= \sigma_{Д0} / \alpha_\sigma; \\ \tau_{ДК} &= \tau_{Д0} / \alpha_\tau. \end{aligned} \right\} \quad (122)$$

Влияние концентраторов напряжений в детали при действии переменных нагрузок учитывается *эффективным коэффициентом концентрации напряжений*  $k_\sigma$  или  $k_\tau$ , значения которого также имеются в технической литературе. На рис. 10.3 даны значения  $k$

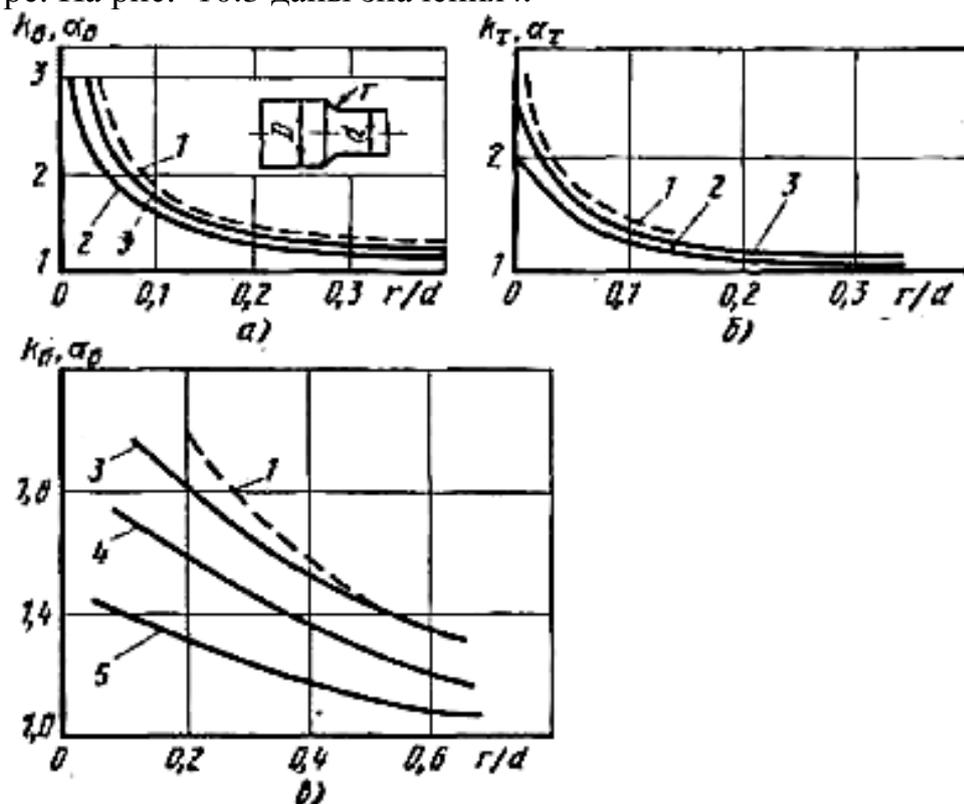


Рис. 10.3. Коэффициенты концентрации для ступенчатых валов с соотношением  $D/d = 2,0$  при  $d = 30 \div 50$  мм;

*a* - при изгибе; *б* - при кручении; *в* - при растяжении-сжатии; 1 -  $\alpha_\sigma$  или  $\alpha_\tau$ ; для коэффициентов  $k_\sigma$  или  $k_\tau$ ; 2 -  $\sigma_b = 500$  МПа; 3 -  $\sigma_b = 1200$  МПа; 4 -  $\sigma_b = 800$  МПа; 5 -  $\sigma_b = 400$  МПа

для ступенчатого вала при различных видах нагружения. В этом случае характеристику усталостной прочности детали с концентратором напряжений

определяют по аналогичной характеристике детали без концентратора напряжений, по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{rK} &= \sigma_r / k_\sigma; \\ \tau_{rK} &= \tau_r / k_\tau. \end{aligned} \right\} \quad (10.23)$$

Эффективный коэффициент концентрации  $k_\sigma$  или  $k_\tau$  обычно меньше теоретического коэффициента концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  или  $\alpha_\tau$  и связан с ним следующим соотношением:

$$\left. \begin{aligned} k_\sigma &= 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1); \\ k_\tau &= 1 + q_\tau (\alpha_\tau - 1), \end{aligned} \right\} \quad (10.24)$$

где  $q_\sigma$  и  $q_\tau$  — коэффициенты чувствительности детали к концентрации напряжений.

Коэффициенты  $q_\sigma$  и  $q_\tau$  в значительной степени зависят от материала. Обычно для стальных деталей принимают  $q_\sigma = 0,6 \div 0,9$ . При отсутствии данных по  $q_\tau$  можно приближенно определить значение  $k_\tau$  по формуле

$$k_\tau = 1,0 + 0,6(k_\sigma - 1) \quad (10.25)$$

Для различных концентраторов напряжений и разных материалов значения  $q_\sigma$  и  $q_\tau$  можно найти в технической литературе. Для примера на рис. 10.4 приведены графики для определения коэффициента чувствительности  $q$  в зависимости от предела прочности стали  $\sigma_B$ , отношения  $\sigma_T/\sigma_B$  и радиуса  $r_0$  в зоне концентрации напряжений. При этом значения  $q_\sigma$  и  $q_\tau$  определяют, исходя из соответствующих числовых значений  $q$  на графиках (рис. 10.4) по следующим соотношениям:

$$\left. \begin{aligned} q_\sigma &= 0,5 \left[ (q) \sigma_B + (q) \sigma_T / \sigma_B \right] \\ q_\tau &= (q) \sigma_T / \sigma_B \end{aligned} \right\} \quad (10.26)$$

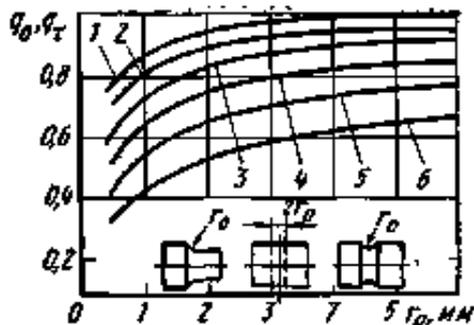


Рис. 10.4. Коэффициент чувствительности  $q$  в зависимости от предела прочности стали  $\sigma_B$ , отношения  $\sigma_T/\sigma_B$  и радиуса надреза  $r_0$ :

1 -  $\sigma_B = 1300$  МПа или  $\sigma_T/\sigma_B = 0,95$ ; 2 -  $\sigma_B = 1200$  МПа или  $\sigma_T/\sigma_B = 0,9$ ; 3 -  $\sigma_B = 1000$  МПа или  $\sigma_T/\sigma_B = 0,8$ ; 4 -  $\sigma_B = 800$  МПа или  $\sigma_T/\sigma_B = 0,7$ ; 5 -  $\sigma_B = 600$  МПа или  $\sigma_T/\sigma_B = 0,6$ ; 6 -  $\sigma_B = 400$  МПа или  $\sigma_T/\sigma_B = 0,5$

Ухудшение характеристик усталостной прочности детали из-за качества механической обработки оценивается коэффициентом состояния

поверхности  $k_n$ , который определяется как отношение характеристики усталостной прочности испытываемого образца с определенной обработкой поверхности к аналогичной характеристике (обычно пределу выносливости) шлифованного образца.

При расчете детали коэффициент  $k_n$  учитывается совместно с коэффициентом концентрации  $k_\sigma$  или  $k_\tau$  по следующей зависимости

$$\left. \begin{aligned} k_\sigma &= k_\sigma + k_n - 1; \\ k_\tau &= k_\tau + k_n - 1. \end{aligned} \right\} \quad (10.27)$$

Численное значение коэффициентов  $k_n$  берется из справочной литературы. В табл. 10.4 даны приближенные значения  $k_n$  для стальных валов в зависимости от  $\sigma_B$  и состояния поверхности.

Таблица 10.4

Значения коэффициента состояния поверхности в зависимости от механической обработки и предела прочности (при изгибе и кручении)

Вид обработки	$\sigma_B=400$ МПа	$\sigma_B=800$ МПа	$\sigma_B=1200$ МПа
Шлифование ( $\nabla 9$ - $\nabla 10$ )	1,00	1,00	1,00
Тонкая обточка ( $\nabla 9$ - $\nabla 10$ )	1,05	1,10	1,25
Грубая обдирка ( $\nabla 3$ - $\nabla 5$ )	1,20	1,25	1,50
Необработанная поверхность	1,30	1,50	2,20

Некоторые виды термообработки деталей упрочняют материал, что приводит к повышению характеристик усталостной прочности. Это влияние оценивается коэффициентом упрочнения  $\beta$ , который определяется как отношение характеристик усталостной прочности (обычно предела выносливости) детали с поверхностным упрочнением к аналогичной характеристике для детали без упрочнения. При расчетах влиянием предшествующей механической обработки при поверхностном упрочнении обычно пренебрегают, полагая  $k_n = 1$ . В этом случае, принимая во внимание коэффициент концентрации напряжений  $k_\sigma$  или  $k_\tau$ , влияние упрочнения учитывают следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} k_\sigma &= \frac{k_\sigma}{\beta}; \\ k_\tau &= \frac{k_\tau}{\beta}. \end{aligned} \right\} \quad (10.28)$$

Значения коэффициента  $\beta$  можно найти в справочной литературе. В табл. 10.5 для ориентировочных расчетов приведен коэффициент  $\beta$  для валов диаметром 30—40 мм при наличии концентрации напряжений и без нее. Для деталей больших размеров рекомендуется принимать меньшие значения  $\beta$ .

Коэффициент упрочнения (повышения предела выносливости) при различных видах поверхностной обработки

Вид поверхностной обработки	Материал	Значения $\beta$ для образцов	
		без концентрации напряжений	с концентрацией напряжений
Закалка т. в. ч.	Чугун	1,2	1,2
	Конструкционная сталь	1,2—1,5	1,5—2,5
Азотирование	То же	1,10—1,15	1,3—2,0
Цементация	»	1,1—1,5	1,2—2,0
Обкатка роликами	»	1,10—1,25	1,3—1,8
Обдувка дробью	»	1,1 1,2	1,1-1,5
	Алюминиевые и магниевые сплавы	1,05—1,15	-

Совместное влияние абсолютных размеров детали, концентрации напряжений, состояние поверхности и поверхностного упрочнения может быть учтено общим коэффициентом, который определяется следующим образом:

при расчете на статическую прочность

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\sigma_d} &= \frac{\alpha_{\sigma}}{\varepsilon}; \\ \alpha_{\tau_d} &= \frac{\alpha_{\tau}}{\varepsilon}; \end{aligned} \right\} \quad (10.29)$$

при расчете на усталостную прочность

$$\left. \begin{aligned} k_{\sigma_d} &= \frac{k_{\sigma}^*}{\varepsilon_{\sigma}}; \\ k_{\tau_d} &= \frac{k_{\tau}^*}{\varepsilon_{\tau}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

Значения всех коэффициентов, входящих в эти формулы, берутся в зависимости от конкретных условий работы детали.

Для некоторых случаев их величины были даны на рис. 10.2— 10.4 и в табл. 10.4 и 10.5. Более подробные данные по выбору указанных коэффициентов можно найти в специальной литературе.

#### 10.4. Определение срока службы деталей автомобиля для заданных условий эксплуатации

В заводской практике часто бывает необходимо приближенно оценить срок службы детали, используя при этом результаты испытаний прототипа конструкции или упрощенных моделей детали. В этих условиях наиболее приемлемой является применение гипотезы линейного суммирования относительных усталостных повреждений [см. формулы (10.8) и (10.11)].

Решение интегралов, входящих в выражения для эквивалентной долговечности, зависит от математического закона кривой распределения эксплуатационных напряжений  $p = f(\sigma)$  (см. рис. 10.1). Если экспериментально полученное распределение эксплуатационных напряжений  $f(\sigma)$  близко к нормальному закону, то интеграл можно вычислить с помощью таблиц функции нормального распределения. Если эта функция  $f(\sigma)$  не соответствует нормальному закону распределения, то интеграл может быть вычислен методом Симпсона или другими приближенными методами.

Для практического пользования можно рекомендовать графоаналитическое решение интеграла, которое одновременно отличается большей простотой по сравнению с чисто аналитическим решением. Минимальная долговечность детали в данных условиях эксплуатации может быть определена в соответствии с заданной минимально допустимой вероятностью разрушения деталей в эксплуатации. В этом случае для расчета берется кривая усталости при заданной вероятности неразрушения.

Следует отметить, что при расчетах на усталостную прочность с учетом условий эксплуатации неизбежны погрешности. Они обуславливаются неточностями при систематизации нагрузочных режимов, условностями при выборе нагрузки в процессе стендовых испытаний на усталость, разбросом экспериментальных данных и т.п. Поэтому в дальнейшем расчетные данные необходимо уточнять по результатам эксплуатационных испытаний. Можно рекомендовать следующий порядок расчета детали автомобиля с целью проверки ее срока службы в характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации:

1. Установить классификацию условий эксплуатации для данного автомобиля: типы дорог, полезная нагрузка, скоростной режим и т. д.
2. При помощи дорожных испытаний автомобиля одним из рекомендованных способов записать нагрузочный режим детали и построить корреляционные таблицы для каждого из принятых условий эксплуатации.
3. Построить кривые распределения нагруженности детали для каждого из принятых условий эксплуатации.
4. При помощи стендовых испытаний данных деталей построить кривые усталости.
5. Вычислить корреляционные уравнений долговечности.
6. Подсчитать коэффициент запаса усталостной прочности и предельный срок службы детали (в километрах пробега) для каждого из принятых условий эксплуатации.

В качестве иллюстрации использования характеристик усталостной прочности для оценки долговечности деталей автомобилей приведем результаты расчетов прочности и долговечности полуосей автомобиля средней грузоподъемности для трех условий эксплуатации согласно статистическому распределению нагрузки (рис. 10.5):

- 1) движение автомобиля по очень плохим дорогам с твердым покрытием (крутящий момент значительно меняется как по величине, так и по направлению) — кривая 1;

2) движение по плохим грунтовым дорогам и по участкам бездорожья (крутящий момент распределяется более равномерно относительно некоторой средней величины) — кривая 2;

3) движение по ненакатанной грунтовой дороге, характерной для сельской местности, — кривая 3.

По корреляционным таблицам, построенным при: испытании автомобиля в соответствующих дорожных условиях, можно определить число перемен напряжений  $\omega_0$  за 1 км пробега.

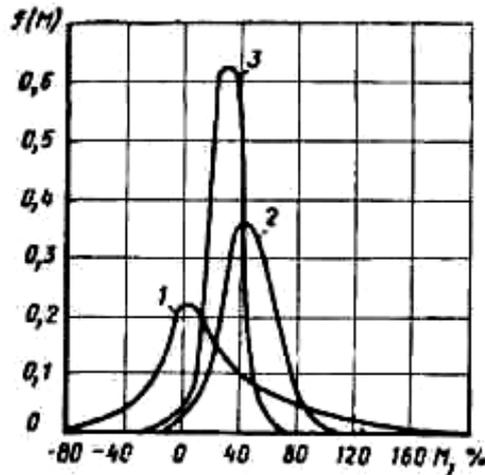


Рис. 10.5. Статистическое распределение крутящего момента  $M$  на полуосях грузового автомобиля в зависимости от условий эксплуатации

Принимая запас усталостной прочности  $n_\tau$  равным единице, по формуле (10.11) имеем

$$N_g = \frac{C}{\int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau^q f(\tau) d\tau}.$$

Зная число перемен напряжений  $\omega_0$  за 1 км пробега, определяем возможный пробег в километрах в данных условиях эксплуатации:

$$L = \frac{N_g}{\omega_0} = \frac{C}{\omega_0 \int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau^q f(\tau) d\tau} \quad (10.31)$$

Учитывая рассеивание долговечности, в данную формулу можно подставить значения доверительных границ с заданной вероятностью. При этом получим интервал возможного пробега детали в данных условия  $L_{\min}$ - $L_{\max}$ :

$$L_{\min} = \frac{C_{\min}}{\omega_0 \int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau^q f(\tau) d\tau}$$

$$L_{\max} = \frac{C_{\max}}{\omega_0 \int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau^q f(\tau) d\tau}$$

Расчет производился исходя из заданного срока службы полуоси 100 тыс. км. Материал полуоси — сталь 40Х. Предел текучести для полуоси  $\tau_T = 778$  МПа, предел выносливости (при симметричном цикле)  $\tau_{-1} = 163$  МПа. При стендовых испытаниях полуосей при симметричном цикле показатель степени  $m = 4,25$ . Интегралы вычислялись графо-аналитическим методом. Результаты статических испытаний полуосей даны в табл. 10.2, а окончательная расчетная долговечность приведена в табл. 10.6

Как следует из табл. 10.6, полуоси обладают достаточным запасом статической прочности  $n_{np}$  даже в самых трудных условиях эксплуатации. Запас усталостной прочности  $n_\tau$  оказался недостаточным для первого и второго условий эксплуатации автомобиля. Однако в действительности автомобилю не приходится весь срок службы (100 тыс. км) работать на таких тяжелых дорогах.

Таблица 10.6.

Расчетная долговечность полуосей грузового автомобиля в различных условиях эксплуатации

Расчетные параметры	Условия эксплуатации полуосей (см. рис. 126)		
	1	2	3
Коэффициент асимметрии $r$	-0,445	-0,133	-0,375
Предел выносливости $\tau_{гд}$ в МПа	208	248	217
Постоянная $C \cdot 10^{-16}$	6,43	2,76	5,50
Максимальное напряжение $\tau_{\max}$ в МПа	676	416	269
Эквивалентное напряжение $\tau_3$ в МПа	770	570	179
Коэффициенты запаса:			
усталостной прочности $n_\tau$	0,260	0,435	1,21
статической прочности $n_{np}$	1,15	1,87	2,89
Эквивалентное число циклов $N_3$ до разрушения детали	$0,6 \cdot 10^6$	$5,5 \cdot 10^6$	$200 \cdot 10^6$
Предельный пробег $L$ в км	600	5200	190000

Срок службы детали в смешанных условиях эксплуатации автомобиля определяют по предельному пробегу в конкретных условиях и по продолжительности работы автомобиля в этих условиях, выраженной в долях  $\alpha_i$  общего пробега  $L_\Sigma$  до капитального ремонта. Общий пробег  $L_\Sigma$  в км распределяется по условиям эксплуатации 1, 2, . . . ,  $n$  следующим образом:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n = \Sigma \alpha_i = 1.$$

Следовательно, для условий 1, 2, . . . ,  $n$  пробег составляет

$$\alpha_1 L_\Sigma + \alpha_2 L_\Sigma + \dots + \alpha_n L_\Sigma = L_\Sigma. \quad (10.32)$$

Вероятность  $P$  разрушения детали при пробеге на режиме, соответствующем условиям эксплуатации 1, 2, ...,  $n$ , будет, равна отношению пробега в данных условиях к пробегу, при котором в этих условиях происходит разрушение детали. Следовательно

$$P_1 = \frac{\alpha_1 L_\Sigma}{L_1}; \quad P_2 = \frac{\alpha_2 L_\Sigma}{L_2}; \quad \dots; \quad P_n = \frac{\alpha_n L_\Sigma}{L_n}; \quad (10.33)$$

при этом  $\sum_{i=1}^{i=n} P_i = 1$

Если исходить из независимого влияния на прочность детали отдельных режимов движения, то разрушение ее станет неизбежным, когда сумма вероятностей будет равна единице. Это условие может быть записано следующим образом:

$$\frac{\alpha_1 L_\Sigma}{L_1} + \frac{\alpha_2 L_\Sigma}{L_2} + \dots + \frac{\alpha_n L_\Sigma}{L_n} = 1 \quad (10.34)$$

Отсюда срок службы детали в смешанных условиях эксплуатации автомобиля можно выразить через частные сроки службы в каждом конкретном случае эксплуатации:

$$L_\Sigma = \frac{1}{\frac{\alpha_1}{L_1} + \frac{\alpha_2}{L_2} + \dots + \frac{\alpha_n}{L_n}},$$

или в общем виде

$$L_\Sigma = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{L_i}} \quad (10.35)$$

где  $L_i$  — предельный пробег детали (по долговечности) в конкретных условиях эксплуатации автомобиля;  $\alpha_i$  — время работы автомобиля в соответствующих условиях эксплуатации в долях общего пробега. Данный метод оценки долговечности деталей автомобиля может быть использован при любых сочетаниях условий эксплуатации. Если требуется определить срок службы детали с некоторой вероятностью ее гарантированного пробега, то уравнение (10.34) следует приравнять не к единице, а к некоторой величине  $P_r$ , меньшей единицы и соответствующей заданной гарантированной вероятности. В этом случае в формуле (10.35) в числителе следует поставить величину  $P_r$ .

Предположим, что в рассмотренном ранее случае (см. рис. 10.5) грузовой автомобиль эксплуатировался в различных условиях: -при следующих значениях  $\alpha_i$ : на дорогах с твердым покрытием в очень плохом состоянии (условия 1,  $\alpha_1 = 0$ ); на плохих грунтовых дорогах (условия 2,  $\alpha_2 = 0,03$ ); на грунтовых дорогах, характерных для сельской местности (условия 3,  $\alpha_3 = 0,60$ ) и на дорогах с хорошим асфальтобетонным покрытием ( $\alpha_4 = 0,37$ ).

Возможные по долговечности пробеги для условий 1—3 приведены в табл. 10.6. При движении автомобиля по хорошим дорогам с асфальтобетонным покрытием усталостных поломок полуоси не наблюдается и, следовательно, в этих условиях возможный пробег можно принять равным

бесконечности. Тогда общий пробег полуосей грузового автомобиля в смешанных условиях эксплуатации

$$L_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{0}{600} + \frac{0.03}{5200} + \frac{0.60}{190000} + \frac{0.37}{\infty}} = 111 \text{ тыс. км}$$

Учитывая установленный срок службы автомобиля 100 тыс. км, можно определить коэффициент запаса долговечности полуоси автомобиля для принятых условий эксплуатации:

$$n_D = \frac{1,11 \cdot 10^5}{10^5} = 1,11$$

Если  $n_D < 1$ , то деталь (полуось) сломается от усталостных повреждений раньше установленного пробега автомобиля. Если  $n_D > 1$ , то рассчитываемая деталь (полуось) будет работать без усталостных поломок более установленного срока службы автомобиля.

Графический анализ коэффициентов запасов усталостной прочности  $n_{\sigma}$  или  $n_{\tau}$  и долговечности  $n_D$  удобно производить по номограмме, приведенной на рис. 10.6. Пусть по расчету получился пробег  $L = 225$  тыс. км, а заданный пробег до ремонта автомобиля  $L_3 = 100$  тыс. км. В этом случае на левой ветви горизонтальной оси номограммы находим  $L = 225$  тыс. км и проводим вертикаль до наклонного луча с  $L_3 = 100$  тыс. км, от которого продолжаем горизонтальную линию до наклонного правого луча  $n_D$ , определяющего коэффициент запаса долговечности. Если от луча  $n_D$  провести вертикальную линию вниз до пересечения с правой ветвью горизонтальной оси, то получим  $n_D = 2,25$ . Горизонтальная линия  $L_3$  —  $n_D$  пересекает лучи  $n_{\sigma}$  с различными значениями показателя  $m$  кривой усталости. Предположим, что в заданном примере при расчете показатель  $m = 3$ , тогда от луча  $n_{\sigma}$  с показателем  $m = 3$  проводим вертикальную линию до пересечения с левой ветвью горизонтальной оси и получаем коэффициент запаса усталостной прочности  $n_{\sigma} = 1,25$ .

Вероятностные методы расчета деталей на прочность при переменных нагрузках были разработаны С.В.Серенсенем и В.П.Когаевым. При этом спектры эксплуатационных нагрузок для различных режимов работы детали получаются путем применения метода пересечений и аппроксимируются экспоненциальным законом.

Для оценки долговечности детали нужно провести испытания ее на усталость, результаты которых аппроксимируются в виде показательной функции.

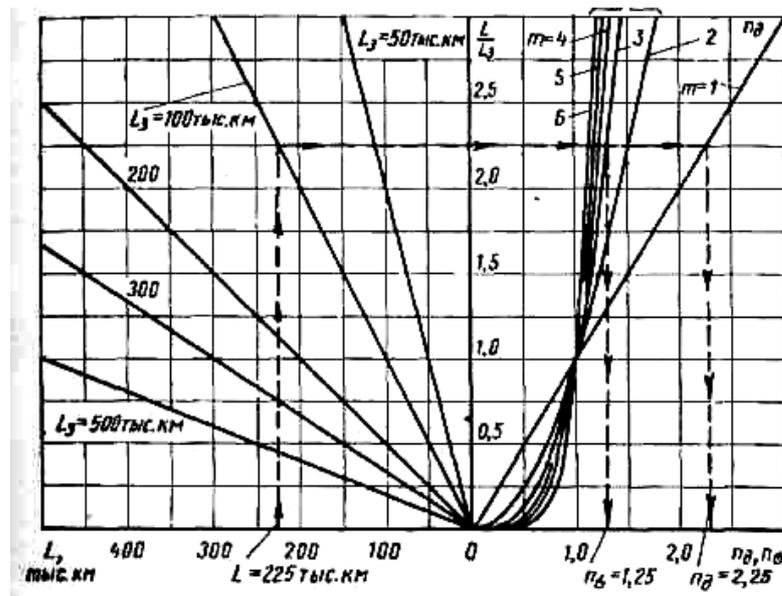


Рис. 10.6. Номограмма для определения зависимости коэффициентов запаса усталостной прочности  $n_\sigma$  и долговечности  $n_D$  от заданного срока службы детали  $L$

Вероятностные методы расчета на изгиб и контактную прочность цилиндрических зубчатых колес станков при действии переменных нагрузок разработаны Д. Н. Решетовым и Р. М. Петрусевичем.

Характер нагружения деталей автомобиля представляет собой стационарный случайный процесс, обладающий эргодическим свойством. При этом мгновенные значения нагрузок или напряжений можно считать распределенными по нормальному закону. Таким образом, для определения усталостной долговечности можно применить теорию случайных функций. Графики нагружения, подобные графикам, изображенным на рис. 10.7, в условиях эксплуатации автомобиля можно наблюдать, например, для рессор подвески при установившемся движении автомобиля с некоторой постоянной скоростью по дороге с однородным покрытием. При этом предполагается, что действующие напряжения  $\sigma(t)$  не достигают значения, соответствующего полному разрушению детали, а превышение напряжениями предела текучести  $\sigma_T$  весьма маловероятно. Детали в этом случае могут выходить из строя вследствие постепенного развития усталостной трещины в результате превышения напряжениями  $\sigma(t)$  уровня  $\sigma_T$  при котором образуется накопление усталостных повреждений. За уровень  $\sigma_T$  часто принимают предел выносливости асимметричного цикла, полученного с помощью схематизированной диаграммы предельных напряжений.

Для решения задач по определению срока службы детали рассматривают стационарный случайный процесс с математическим ожиданием, равным нулю, поэтому действующие напряжения центрируют путем вычитания из действующего напряжения  $\sigma(t)$  в каждый момент времени  $t$  среднего напряжения  $\sigma_{cp}$ :

$$\sigma_0(t) = \sigma(t) - \sigma_{cp}$$

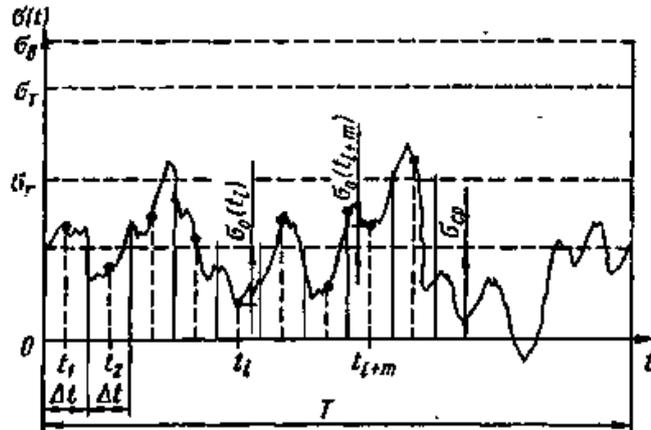


Рис. 10.7. Стационарный случайный процесс погружения

Предполагается, что статистические характеристики для случайной функции  $\sigma_0(t)$  и ее производной  $\dot{\sigma}_0(t)$  известны. В первую очередь необходимо найти средние квадратические отклонения центрированной случайной функции  $S(\sigma_0)$  и ее первой производной  $S(\dot{\sigma}_0)$ . Ожидаемый срок службы (долговечность) может быть определен по следующей формуле:

$$T_i = \frac{T_e S^2(\sigma_0) N_0 \sigma_r^m}{\int_{x_0}^{\infty} \sigma_0^{m+1} \exp\left[-\frac{\sigma_0^2}{2S^2(\sigma_0)}\right] d\sigma_0} \quad (10.36)$$

где  $T_e$  — эффективный период изменений нагрузки;

$$T_e = 2\pi \frac{S(\sigma_0)}{\dot{S}(\sigma_0)}; \quad (10.37)$$

$x_0$  — нижняя граница интегрирования, определяемая как отношение напряжения  $\sigma_r$  (рис.10.7), при котором наблюдается накопление усталостных напряжений, к среднему квадратичному отклонению  $S(\sigma_0)$  нагруженности детали;  $x_0 = \sigma_r / S(\sigma_0)$ .

Выражение  $N_0 \sigma_r^m$  в формуле (10.36) характеризует постоянные величины кривой усталости для центрированных напряжений  $\sigma_0$ :

$$\sigma_0^m N = \sigma_r^m N_0 = C = const$$

Интеграл, входящий в знаменатель формулы (10.36), можно выразить через табулированные функции:

$$\int_{x_0}^{\infty} \sigma_0^{m+1} \exp\left[-\frac{\sigma_0^2}{2S^2(\sigma_0)}\right] d\sigma_0 = S^{m+2}(\sigma_0) \psi(m+2) P(x_0^2, m+2) \quad (10.38)$$

где  $\psi(m+2)$  — нормировочная постоянная распределения Пирсона третьего типа;  $P(x_0^2, m+2)$  — функция кси-квадрат распределения Пирсона третьего типа. Нормировочную постоянную распределения можно вычислить через полную гамма-функцию:

$$\psi(m+2) = 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right) \quad (10.39)$$

где  $\Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right)$  — полная гамма-функция.

После подстановки выражения (10.38) в формулу (10.36) получим расчетную формулу для определения долговечности детали:

$$T_n = \frac{T_e N_0 \sigma_r^m}{\psi(m+2) P(x_0^2, m+2) S^m(\sigma_0)} \quad (10.40)$$

Для иллюстрации предложенного способа определения долговечности воспользуемся результатами дорожных испытаний рамы автомобильного прицепа. По полученной записи в течение времени  $T_0 = 60$  с на протяжении  $L_0 = 300$  м были получены значения среднего квадратического отклонения динамической нагрузки  $S(\sigma_0) = 8,45$  МПа и ее первой производной  $S(\dot{\sigma}_0) = 7,35$  МПа/с.

Для параметров кривой усталости были приняты следующие значения:  $N_0 = 2 \cdot 10^6$ ;  $m = 9$ ;  $\sigma_r = 36,5$  МПа. При этих данных по формуле (10.39) функция  $\psi(m+2) = 1,18 \cdot 10^3$ . Чтобы определить функцию  $P(x_0^2, m+2)$ , вначале находим

$$x_0^2 = \frac{(0,7\sigma_r)^2}{S^2(\sigma_0)} = 9,1$$

тогда при  $m + 2 = 11$  функция  $P(x_0^2, m+2) = 0,612$ ; эффективный период изменения нагрузки по формуле (10.37)  $T_e = 0,723$  с. После подстановки полученных значений в формулу (10.40), получаем  $T_n = 1,034 \cdot 10^9$  с = 290000 ч.

При движении с той же скоростью, что и в процессе опытных записей, срок службы рамы  $L_n = 0,517 \cdot 10^7$  км.

Если известна спектральная плотность процесса нагружения  $\Phi(\omega)$ , то по формулам теории случайных функций будем иметь.

$$\left. \begin{aligned} S^2(\sigma_0) &= \int_0^{\infty} \Phi(\omega) d\omega; \\ S^2(\dot{\sigma}_0) &= \int_0^{\infty} \omega^2 \Phi(\omega) d\omega \end{aligned} \right\} \quad (10.41)$$

Подставив выражения (10.41) в формулу (10.37), получим следующее выражение для эффективного периода изменений нагрузки:

$$T_e = 2\pi \left( \frac{\int_0^{\infty} \Phi(\omega) d\omega}{\int_0^{\infty} \omega^2 \Phi(\omega) d\omega} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (10.42)$$

Если автомобиль с заданной нагрузкой все время движется по однотипной дороге с постоянной скоростью, то для некоторых деталей автомобиля, в частности для рессор, нагружение будет являться узкополосным случайным процессом с явно выраженным максимумом спектральной плотности  $\Phi(\omega)$  при частоте  $\omega_0$ , соответствующей частоте собственных колебаний детали. В этом случае

$$S^2(\dot{\sigma}_0) = \int_0^{\infty} \omega^2 \Phi(\omega) d\omega \approx \int_0^{\infty} \omega_0^2 \Phi(\omega) d\omega$$

Учитывая выражения (10.41), получаем

$$S^2(\dot{\sigma}_0) \approx \omega_0^2 S^2(\sigma_0)$$

После подстановки последнего выражения в формулу (10.42) получим

$$T_e \approx \frac{2\pi}{\omega_0}, \quad (10.43)$$

что для процесса с детерминированной частотой  $\omega_0$  изменения нагрузки совпадает с формулой обычного периода.

С учетом формулы (10.43) из выражения (10.40) легко получить расчетную ожидаемую долговечность детали, когда нагружение является узкополосным процессом:

$$T_n \approx \frac{2\pi N_0 \sigma_r^m}{\omega_0 \psi(m+2) P(x_0^2, m+2) S^m(\sigma_0)} \quad (10.44)$$

Для примера определим долговечность рессоры автомобиля при движении по улучшенной грунтовой дороге с постоянной скоростью  $v_a = 50$  км/ч. После обработки записи нагружения получаем: среднее квадратическое отклонение динамических напряжений  $S(\sigma_0) = 90$  МПа; основная частота изменения нагрузки -  $\omega_0 = 10$  Гц. Параметры кривой усталости для данного случая нагружения имеют следующие значения:  $\sigma_r = 200$  МПа;  $N_0 = 5 \cdot 10^6$ ;  $m = 5$ . При этих данных по формуле (10.39) функция  $\psi(5+2) = 5,66 \cdot 3,32 = 18,70$ ; функция дает  $P(x_0^2, m+2)$  значение  $P(5; 7) = 0,66$ . Подставив эти величины в формулу (10.44), получим  $T_n = 8,15 \cdot 10^6$  с = 2260 ч, что соответствует сроку службы  $L_n = 113$  тыс. км при данной скорости движения. Если принять заданный пробег до капитального ремонта  $L_0 = 100$  тыс. км, то для данных

условий эксплуатации получим удовлетворительный коэффициент запаса долговечности  $n_D = \frac{L_n}{L_0} = 1.13$

### 10.5. Расчет деталей вновь проектируемого автомобиля на долговечность

Расчет деталей вновь проектируемого автомобиля на долговечность начинается с установления параметров, определяющих усталостную прочность. В ряде литературных источников приводятся зависимости для определения предела выносливости материала  $\sigma_{-1}$  при изгибе симметричным циклом по пределу прочности при растяжении. Предел выносливости при изгибе для сталей, у которых  $\sigma_B = 300 - 1200$  МПа,

$$\sigma_{-1} \approx 0,5 \sigma_B$$

для сталей с  $\sigma_B = 1200 - 1800$  МПа

$$\sigma_{-1} \approx 400 + 1/6 \sigma_B$$

Обычно принимают, что предел выносливости при растяжении-сжатии  $\sigma_{-1}$  связан следующей зависимостью с пределом выносливости при изгибе  $\sigma_{-1}$ :

$$\sigma_{-1p} = 0,7 \sigma_{-1}$$

предел выносливости при кручении  $\tau_{-1} = (0,5 \div 0,58) \sigma_{-1}$

Зависимость между пределом выносливости  $\sigma_{-1}$  при нагрузке с симметричным циклом (с коэффициентом асимметрии  $r = -1$ ) и пределом выносливости  $\sigma_r$  при нагрузке с любым асимметричным циклом может быть установлена на основании спрямленной диаграммы предельных напряжений. Спрямяющая линия проходит через точку с координатами  $\sigma_0$  или  $\sigma_{-1}$  соответствующую пределу выносливости, и через точку с координатой  $\sigma_T$ , соответствующую пределу текучести. Напишем уравнение для текущего значения  $\sigma_r$  этой прямой линии:

$$\sigma_r = \sigma_{-1} + \frac{\sigma_T - \sigma_{-1}}{\sigma_T} \sigma_m = \sigma_{-1} + (1 - \varphi_\sigma) \sigma_m$$

где  $\varphi_\sigma$  — коэффициент, характеризующий качество материала

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}$$

Учитывая, что

$$\sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = \frac{1}{2} (1 + r) \sigma_{\max}$$

и преобразуя приведенное выше уравнение, получаем окончательно

$$\sigma_r = \frac{2\sigma_{-1}}{(1 + \varphi_\sigma) - (1 - \varphi_\sigma)r}$$

Как следует из табл. 10.7, предел выносливости  $\tau_{рд}$  для полуосей грузового автомобиля при различной асимметрии цикла, подсчитанный по приведенной выше формуле, достаточно хорошо совпадает с пределом выносливости, определенным экспериментально.

Таблица 10.7

Пределы выносливости  $\tau_{rД}$  полуосей грузовых автомобилей при различной асимметрии цикла

Коэффициент асимметрии $r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$	Предел выносливости $\tau_{rД}$ в МПа, определенный	
	экспериментально	аналитически
-1,0	162,6	162,6
-0,5	203,8	207,5
0,0	236,5	269,0
0,5	—	400,0
1,0	778,0	778,0

При проектировании автомобиля материал и размеры детали часто приходится подбирать на основании данных механических характеристик материала, полученных при стендовых испытаниях стандартных образцов. В этом случае необходимо установить зависимость между пределом выносливости образца  $\sigma_{-1}$  испытанного при симметричном цикле нагружения, и пределом выносливости детали  $\sigma_{rД}$  при асимметричном цикле нагружения с коэффициентом асимметрии  $r$ .

Для симметричного цикла нагружения ( $r = -1$ )

$$\sigma_{-1Д} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigmaД}}$$

где  $k_{\sigmaД}$  - коэффициент, подсчитываемый по формуле (10.30).

В данном случае коэффициент  $k_{\sigmaД}$  учитывает влияние концентрации напряжений, размера детали, качества поверхности и наличия остаточных напряжений.

При асимметричном цикле коэффициент  $k_{\sigmaД}$  влияет только на амплитуду цикла  $\sigma_a$ . При этом

$$\sigma_r = \sigma_m + \frac{\sigma_a}{k_{\sigmaД}}.$$

После преобразования получим

$$\sigma_{rД} = \frac{2\sigma_{-1}}{(k_{\sigmaД} + \varphi_{\sigma}) - (k_{\sigmaД} - \varphi_{\sigma})r} \quad (10.46)$$

Значения предела выносливости  $\tau_{rД}$  при различных циклах, полученные экспериментально при испытании полуосей, достаточно хорошо совпадают со значениями, вычисленными по приведенной выше формуле с использованием механических характеристик стандартных образцов (см. табл. 10.8). При этом следует учитывать, что в технической литературе отсутствуют конкретные значения коэффициентов  $k_{\sigmaД}$  определенных непосредственно на автомобильных деталях.

Пределы выносливости полуосей  $\tau_{гд}$  в МПа

Метод определения	Коэффициенты асимметрии				
	—1.0	—0.5	0.0	0,5	1.0
Экспериментальный	162,6	203,8	236,5	-	778,0
По механическим характеристикам закаленных образцов	146,0	182,0	241,0	359,0	700,0
То же, улучшенных образцов	160,0	193,0	236,0	311,0	-

Зная предел выносливости  $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$  можно приближенно определить показатель  $m$  кривой усталости. В логарифмических- координатах показатель  $m$  характеризует наклон верхнего участка кривой усталости, поэтому он является функцией отношения  $\sigma_{-1}/\sigma_B$  или  $\tau_{-1}/\tau_B$ . Если верхний участок кривой усталости ограничен величиной  $\sigma_T$ , соответствующей числу циклов  $N_T$ , то на основании геометрических соотношений (см. рис. 8.6, б)

$$m = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\lg N_0 - \lg N_T}{\lg \sigma_T - \lg \sigma_{-1}} \quad (10.47)$$

В ряде случаев это уравнение принимает вид

$$m = k \frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{ВД}}$$

На рис.10.8 показано изменение показателя  $m$  кривой усталости в зависимости от отношения  $\sigma_{-1}/\sigma_{ВД}$  для различных автомобильных деталей, испытанных при симметричном, пульсирующем и асимметричном циклах.

Как видно из рис. 10.8, коэффициент  $k = \operatorname{tg} \alpha$  для различных автомобильных деталей близок к 35 (прямая линия). С учетом - возможных отклонений приведенное выше уравнение может быть

написано в виде

$$m = 35 \left( \frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{ВД}} \pm 0,043 \right) \quad (10.48)$$

На основании результатов испытаний полуосей грузовых автомобилей, изготовленных из стали 40Х, при нагрузке с различным коэффициентом асимметрии цикла зависимость показателя  $m$  от коэффициента асимметрии цикла  $r$  и показателя  $m_r$  соответствующего нагружению по симметричному циклу, можно выразить следующим образом:

$$m_r = \frac{m_{-1} \sqrt[3]{4(1-r)}}{2} \quad (10.49)$$

Данные табл. 10.9 подтверждают достаточно хорошее совпадение результатов, полученных экспериментально, с результатами подсчета по формуле (10.49) при отрицательных значениях  $r$ .

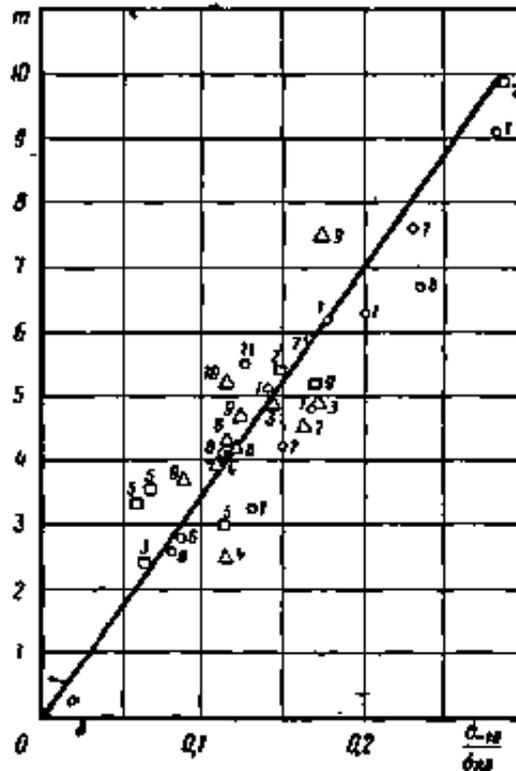


Рис. 10.8. Зависимость показателя  $m$  от отношения  $\sigma_1 / \sigma_D$  для автомобильных от  $\lg C$  для автомобильных деталей:

Д — симметричный цикл; О — пульсирующий цикл; □ — асимметричный цикл; 1 — картеры ведущих мостов; 2 — шатуны; 3 — коленчатые валы; 4 — вторичные валы коробок передач; 5 — шатунные болты; 6 — поворотные цапфы; 7 — чашки дифференциалов; 8 — полуоси; 9 — шаровые пальцы; 10 — корпуса поворотной цапфы; 11 — поворотные кулаки переднего ведущего моста

Как уже указывалось, для перехода от показателя  $m$  к показателю  $q$  можно воспользоваться приближенной зависимостью.

Значение  $N_0$  определяется как долговечность, соответствующая по корреляционному уравнению нагрузке, вызывающей напряжение, равное пределу выносливости  $\sigma_{гд}$  детали. Обычно  $N_0$  близко к  $10^7$  циклам нагружения. При предварительных расчетах величину  $N_0$  с достаточной для практических целей точностью можно определять по эмпирической формуле. Эта формула для ряда автомобильных деталей получается из основного уравнения усталостной прочности детали при стендовых испытаниях и имеет следующий вид (для  $\sigma$  в кгс/мм<sup>2</sup>):

$$\lg C = 4.71 + 1.61 m \quad (10.50)$$

По формуле (10.50), если известно  $m$ , определяют  $\lg C$ . Затем по уравнению кривой усталости, зная  $m$  и  $\sigma_{гд}$  находят  $\lg N_0$  и, следовательно,  $N_0$ .

На рис. 10.9 показана зависимость показателя  $m$  от постоянной величины  $\lg C$  для кривых усталости различных автомобильных деталей.

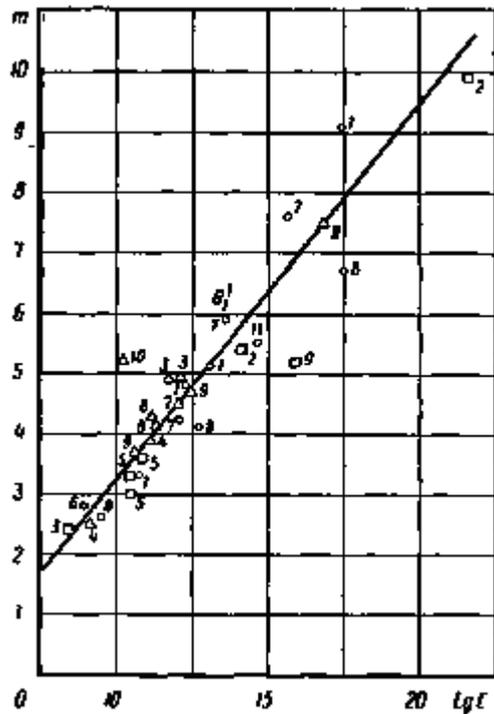


Рис.10.9. Зависимость показателя  $m$  от  $\lg C$  для автомобильных деталей, описанных на рис. 10.8.

Таблица 10.9

Значения показателя  $m_r$

Метод определения	Коэффициент асимметрии $r$		
	-1,0	-0,5	0
Экспериментальный	4,25	3,84	3,12
Расчетный	4,25	3,85	3,37

Таким образом, при определении долговечности детали вновь проектируемого автомобиля можно рекомендовать следующий порядок расчета:

1. По результатам испытаний образцов материала, из которого намечено изготавливать деталь, определяют предел текучести  $\sigma_T$  или  $\tau_T$  и предел выносливости  $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$ .

2. Учитывая влияние различных факторов, характеризующих коэффициентами концентрации напряжений, размеров, качества поверхности, остаточных напряжений и др., находят общий коэффициент  $k_d$  и по нему определяют предел выносливости  $\sigma_{гд}$  или  $\tau_{гд}$  детали.

3. Зная  $\sigma_{гд}$  и  $\sigma_{-1д}$  или  $\tau_{гд}$  и  $\tau_{-1д}$ , находят ориентировочно  $m$  (или  $q$ ) и  $N_0$ ; затем строят кривую усталости (или повреждаемости).

4. Задавшись условиями эксплуатации автомобиля, от типовых- кривых распределения переходят к частной кривой распределения напряжений для данной детали, соответствующей наиболее характерным условиям эксплуатации автомобиля.

5. Аналитическим или графо-аналитическим методом определяют эквивалентное напряжение в детали  $\sigma_3$  или  $\tau_3$  и соответствующую эквивалентную усталостную долговечность  $N_3$ .

6. По эквивалентной (суммарной) долговечности  $N_3$  определяют срок службы детали в километрах пробега и соответствующий запас долговечности  $n_d$ .

В процессе изготовления деталей проектируемого автомобиля и при его последующей доводке необходимо все полученные данные проверять экспериментально, определяя при стендовых испытаниях кривые усталости (или повреждаемости) деталей. Окончательное суждение о долговечности данной детали можно получить по кривым распределения, построенным применительно к определенным условиям эксплуатации. В качестве примера на рис. 10.10 показано нормальное распределение сроков службы 3400 автомобильных рессор (рис. 10.10, а) и соответствующая - кривая убыли (рис. 10.10, б).

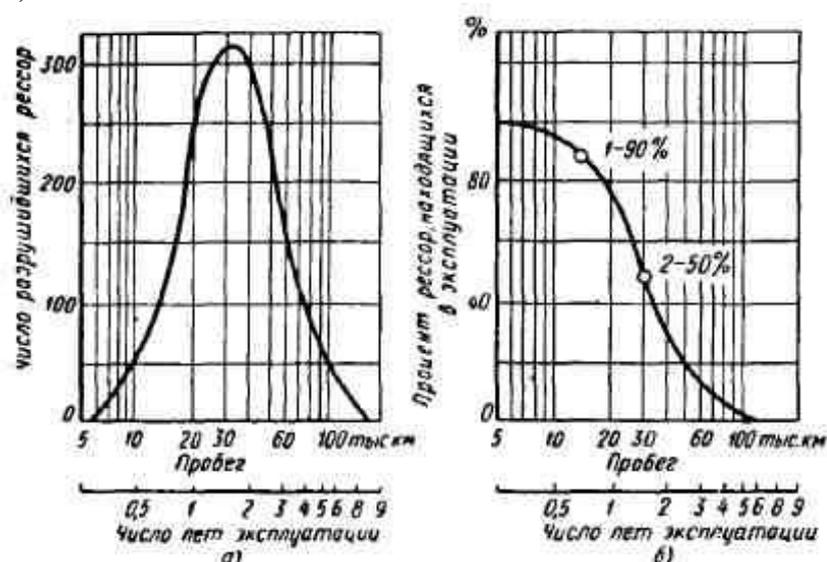


Рис. 10.10. Распределение сроков службы и кривая убыли рессор грузового автомобиля

В данных условиях эксплуатации 90% рессор выдерживают пробег 14 тыс. км; при пробеге 30 тыс. км число вышедших из строя рессор достигает 50%. Анализ таких кривых позволяет с заданной вероятностью назначать срок службы детали, планировать потребность запасных частей и т. п. Р.В.Кугель отмечает также, что по форме кривой распределения сроков службы можно судить о целесообразности введения тех или иных конструктивных или технологических изменений. Если один конструктивно-технологический вариант имеет асимметричную форму кривой распределения сроков службы с максимумом на начальном участке, то это свидетельствует о каком-то повторяющемся дефекте. Следует отдать предпочтение варианту, имеющему нормальный закон распределения сроков службы с максимумом, сдвинутым в сторону большего пробега.

## 10.6. Расчет вероятности разрушения полуоси грузового автомобиля

В качестве примера рассмотрим порядок расчета полуоси грузового автомобиля с целью определения ее минимальной долговечности в заданных условиях эксплуатации автомобиля в соответствии с определенной минимально допустимой вероятностью разрушения полуоси. Воспользуемся методом последовательных приближений, основанным на учете постепенного снижения предела выносливости вследствие возникающих в эксплуатации циклических перегрузок. Срок службы современных грузовых автомобилей достигает 300 тыс. км. и более. При таком сроке службы суммарное число циклов, действующих на полуось автомобиля, может значительно превышать  $10^7$ — $10^8$  циклов. Рассчитаем полностью разгруженную полуось грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т, имеющую минимальный диаметр 48 мм и изготовленную из стали со следующими характеристиками:  $N_0 = 6 \cdot 10^6$ ;  $m = 3,3$ ;  $\tau_{-1д} = 90$  МПа;  $\nu_{\tau-1д} = 0,08$ .

Полагаем, что грузовой автомобиль будет эксплуатироваться в различных условиях: в городе с интенсивным движением, по асфальтированным шоссе, проходящим по равнинной и пересеченной местностям, по разбитому бульжному шоссе, по грунтовым дорогам хорошего и плохого качества. Если заданы доли времени работы автомобиля в перечисленных выше условиях, то можно вычислить смешанную функцию распределения амплитуд напряжений и соответствующую функцию распределения долговечности полуоси для всего комплекса эксплуатационных условий. Функции распределения амплитуд напряжений в полуоси для конкретных дорожных условий могут быть найдены по результатам тензометрирования нагрузок в указанных выше дорожных условиях. Эти функции распределения нагрузки представлены на рис. 10.11. Кривые удовлетворительно описываются правой ветвью нормального закона распределения.

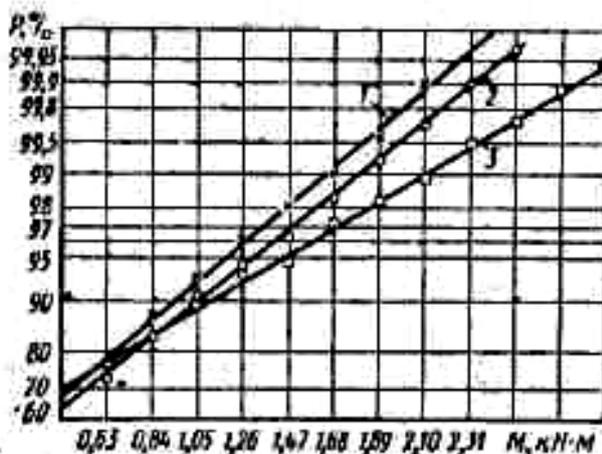


Рис. 10.11. Функции распределения амплитуд нагрузки на полуось грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т при движении по различным дорогам: 1-асфальтированное шоссе по равнинной местности; 2 - асфальтированное шоссе по пересеченной местности; 3 - разбитая грунтовая дорога

Исходные данные для расчета, полученные путем тензометрирования нагрузок на полуоси, приведены в табл. 10.10.

Таблица 10.10

Исходные данные для расчета полуоси грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5т

Дороги	$S_{\tau a}$ в МПа	$N_0$ на 200 км пробега	$V_{sr}$
Улицы городов	41	484	0.185
Асфальтированное шоссе по равнинной местности	30	370	0.05
То же, по пересеченной местности	33,5	722	0,086
Разбитое булыжное шоссе	39	45161	0,209
Грунтовая дорога хорошего качества	39	3423	0,204
Разбитая грунтовая дорога	44	88 006	0,225

Уровень напряженности определяется средним квадратическим отклонением амплитуд напряжений  $S_{\tau a}$  и числом циклов  $N_0$  на определенном отрезке пути, в данном случае равном 200 км.

Из-за ряда нерегламентируемых факторов (различные дорожные ситуации, состояние погоды, квалификация водителя и манера его езды, вариаций профиля дороги в пределах дорог данного типа и проч.) величина  $S_{\tau a}$  должна рассматриваться как случайная. По результатам нескольких заездов в одних и тех же дорожных условиях находят параметры распределения этой случайной величины: ее среднее значение  $S_{\tau a}$  и коэффициент вариации  $v_{sr}$ . При этом закон распределения величины  $S_{\tau a}$  как показывают опытные данные, близок к нормальному. При описании функции распределения амплитуд напряжений правой ветвью закона нормального распределения предельный коэффициент нагруженности  $n_p$  определяется как отношение

$$n_p = \frac{\tau_{-1D}}{S_{\tau a}}$$

где  $\tau_{-1D}$  - предел выносливости натурной полуоси.

Зависимость коэффициента  $n_p$  от  $\frac{kN_{сум}}{N_0}$  подсчитанная указанным методом, изображена на рис. 10.12. Здесь  $k = 1,8$  для легированной стали — эмпирический коэффициент, определяемый по опытными данным и характеризующий интенсивность снижения предела выносливости вследствие

циклических перегрузок;  $N_0$  — абсцисса точки перелома кривой усталости.

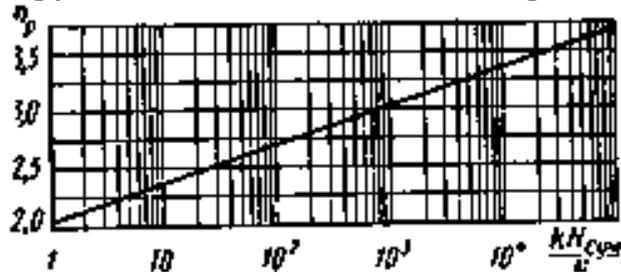


Рис. 10.12. Номограмма для определения предельного коэффициента нагруженности  $p_p$

График на рис. 10.12 построен для  $m = 3,3$ , где  $m$  — показатель наклона левой ветви кривой усталости, описываемой уравнением

$$\tau_a^m N = \tau_{-1D}^m N_0$$

Вероятность разрушения  $P$  полуоси может быть определена через квантиль нормального распределения, вычисляемый по формуле

$$U_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{v_{\tau_{-1D}}^2 \tilde{n}^2 - v_{S_{\tau}}^2}} \quad (10.51)$$

где  $v_{\tau_{-1D}}$  и  $v_{S_{\tau}}$  — коэффициенты вариации соответственно предела выносливости полуоси  $\tau_{-1D}$  и среднего квадратического отклонения амплитуд напряжений  $S_{\tau}$ ,  $\tilde{n}$  — относительный коэффициент запаса;  $\tilde{n} = n_0/n_p$ ;  $n_0$  — относительный коэффициент нагруженности по средним значениям;  $n_0 = \bar{\tau}_{-1D} / \bar{S}_{\tau}$ ,  $\bar{\tau}_{-1D}$  и  $\bar{S}_{\tau}$  — средние значения предела выносливости полуоси и среднего квадратического отклонения амплитуды напряжений.

Задаваясь различными значениями  $N_{сум}$ , по номограмме на рис. 10.12 определяют коэффициент  $n_p$ , а по выражению (10.51) квантили  $U_p$ ; по величинам  $U_p$  находят вероятность разрушения  $P$  в %.

Пробеги автомобиля  $L$  в тыс. км, соответствующие числу циклов можно вычислить по формуле

$$L = 200 \frac{N_{\sigma}}{N_{\sigma}} \quad (10.52)$$

так как величина  $N_0$  определяет число циклов нагружения при пробеге автомобиля 200 км.

Функции распределения долговечности полуоси грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т для различных условий эксплуатации, являющиеся зависимостями вероятности разрушения  $P$  % от пробега автомобиля  $L$  в тыс. км, представлены на логарифмически-нормальной вероятностной бумаге на рис. 10.13.

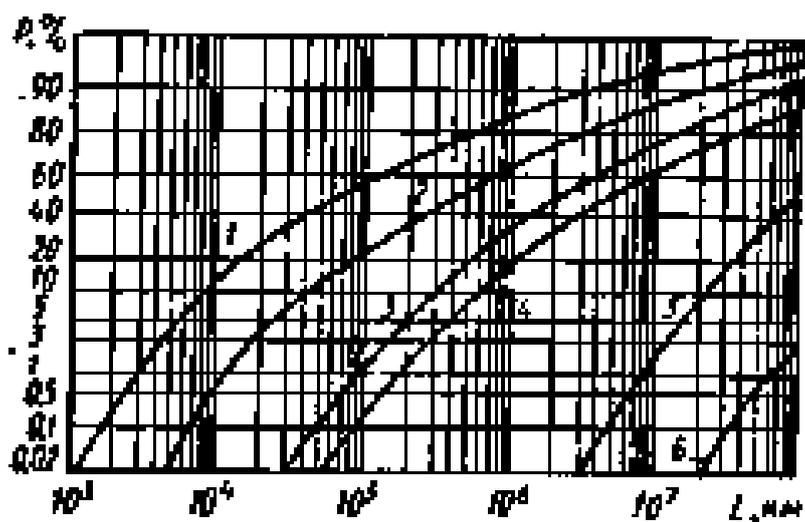


Рис. 10.13. Функции распределения долговечности полуоси грузового автомобиля грузоподъемностью 5,5 т при движении по различным дорогам: 1 — разбитая грунтовая дорога; 2 — разбитое булыжное шоссе; 3 — асфальтированные улицы города; 4 — грунтовая дорога в удовлетворительном состоянии; 5 — асфальтированное шоссе по пересеченной местности; 6 — асфальтированное шоссе по равнинной местности

Из рис. 10.13 следует, что наибольшая интенсивность накопления усталостных повреждений, приводящая к наименьшей долговечности, наблюдается как при езде по разбитой грунтовой дороге, так и по разбитому булыжному шоссе.

При езде по городским улицам долговечность полуоси уменьшается по сравнению с эксплуатацией автомобиля по равнинному асфальтированному шоссе вне города, что связано с увеличением напряженности в полуосях при частом трогании с места и переключениях передач при езде в городе. При необходимости могут быть также рассчитаны функции распределения долговечности полуоси для смешанных условий эксплуатации автомобиля [по уравнению (10.35)].

### 10.7. Повышение прочности автомобильных деталей при ударных нагрузках

Роль удара в автомобилестроении очень ограничена, так как главный вид нагрузок, при которых работают детали — это статические повторно-переменные нагрузки, создающие усталостное разрушение. Если деталь работает при повторно-переменных ударах, то условия работы её равнозначны работе на усталость. Одиночным ударам детали подвергаются только в отдельных случаях, приближающихся по своей природе к аварийным. Ударные скорости в таких случаях находятся в пределах 100-1000 см/сек, что превышает статические скорости в 1000 – 10000 раз.

Основные особенности ударного воздействия на металлическую деталь могут быть разделены на две категории

- влияние высокой скорости деформирования на физическую прочность металла как такового;

-влияние этой скорости на конструктивную прочность, т.е. на прочность детали с учетом того сложного напряженного состояния, в котором ей приходится работать.

Повышенная скорость деформирования увеличивает твердость металла (НВ), а также всякое сопротивление деформированию вообще, которое может рассматриваться как проявление твердости.

Поскольку предел прочности представляет собой также сопротивление деформированию, а не разрушению металла, он повышается вместе с твердостью.

Физической причиной общего повышения сопротивления деформированию при ударе является участие в пластичности материала теплового движения атомов. Искажение кристаллической решетки, возникающие при пластическом деформировании как результат не вполне упорядоченного скольжения, создают упрочнение материала, но вместе с тем непрерывно сглаживаются вследствие теплового движения атомов. Чем ниже температура, тем роль теплового движения меньше и тем больше поэтому получается упрочнение.

Такую же роль играет и недостаток времени, отводимого на выглаживание искажений, если мы увеличиваем скорость деформирования, т.е. переходим к удару. Таким образом, воздействие низких температур или высоких скоростей по существу имеет одинаковую природу.

В отличие от статического воздействия силы, при ударе в большинстве случаев имеют дело с заданной энергией, например, в виде произведения из веса падающей массы на высоту её падения (автомобиль, проваливающийся в рывтину). В этих случаях величина силы нам заранее неизвестна и является следствием условий удара (жесткость или мягкость контакта, деформационная способность получающей удар системы и др.).

Отсюда возникает общее правило, применимое ко всем конструкциям: все элементы конструкции должны иметь по возможности одинаковый запас прочности.

Это требование относится не только к удару, но и к статической нагрузке.

При проектировании деталей автомобиля, работающих на удар, необходимо стремиться к возможно равномерному распределению энергии, заботясь об отведении её от мест, имеющих неизбежную концентрацию напряжений, хотя бы ценой ослабления сечения.

В зависимости от преобладающих условий эксплуатационной работы детали конструктор должен применять различные методы их поверхностной обработки и обращаться к мягким слоям только в том случае, если работа детали на усталость исключена. При возможности полезно работать возможно гладкую поверхность деталей, особенно для высокопрочных сталей.

При испытании ударных образцов оказывается нарушенным основной закон механики материалов – закон подобия.

Если, как этого требует указанный закон, относить работу деформации не к площади поперечного сечения, а к кубу линейных размеров образца, то без всякого исключения больше образцы разрушаются при меньших расходах

энергии. Причины этого могут быть двоякие. С одной стороны, здесь может проявляться та неоднородность материала, которая, нося статистический характер, связана с самой природой хрупкого разрушения, начинающегося всегда со слабых или дефективных мест. Вероятность появления опасного дефекта, снижающего прочность тем больше объем изделия.

С другой стороны, помимо статички причины масштабного влияния могут заключаться и в чисто производственных моментах, связанных с трудностями термообработки больших деталей.

Поэтому желательно при конструировании там, где это возможно:

- заменять одну большую деталь несколькими малыми;
- всячески избегать концентрации напряжений (малых радиусов, глубоких выточек);
- направлять большую часть ударной энергии на участки, лишенные концентраций напряжений;
- шлифовать или полировать поверхность высокопрочных сталей, особенно в местах концентрации напряжений;
- при обработке поверхностей, где возможно, применять продольное, а не поперечное резание (по отношению к направлению наибольших напряжений);
- производить термообработку после изготовления мест с концентрацией напряжений.

Статическая конструктивная прочность, как и вообще прочность, может быть повышена либо вследствие изменения внешних факторов–условий нагружения, либо изменением внутренних факторов–подбора материала, его обработки изменения состава и т.п. Резко повысить статическую прочность можно за счет уменьшения неравномерности напряженного состояния в следствии изменения внешней формы. В основном это повышение наблюдается у малопластичных материалов, которые не могут до разрушения выровнять пики напряжений путём местной пластической деформации.

Средняя статическая прочность, особенно сопротивление разрушению или образованию первой трещины деталей трансмиссии автомобилей обычно в 3-4 раза ниже, чем средняя прочность материалов, из которых изготовлены детали.

В связи с ростом динамической напряженности в современных автомобилях и тенденциями уменьшения габаритов узлов (агрегатов) и веса, вопрос о методах конструктивного и технологического увеличения прочности деталей приобрел особую актуальность.

#### **Вопросы для самопроверки**

1. Что является критериями статической и усталостной прочности
2. Как осуществляется расчет эквивалентного напряжения.
3. Как учитывается влияние размеров на прочность и долговечность деталей.
4. Какое влияние оказывает концентрация напряжений на характеристики прочности и долговечности.
5. Какое влияние оказывает состояние (чистота) поверхности на характеристики прочности и долговечности.
6. Как оценивается влияние термообработки (упрочнение) деталей.

7. Изложите порядок расчета детали автомобиля с целью проверки ее срока службы.
8. Приведите пример расчета прочности и долговечности полуосей автомобиля для трех условий эксплуатации
9. Как определяется срок службы детали автомобиля в смешанных условиях эксплуатации
10. Изложите вероятностные методы расчета на прочность и долговечность при переменных нагрузках
11. Как производится расчет деталей проектируемого автомобиля на долговечность
12. Изложите порядок расчета вероятности разрушения полуоси грузового автомобиля.
13. В чем основные особенности ударного воздействия на металлическую деталь.
14. Каким образом может быть повышена прочность деталей автомобиля на стадии проектирования.

### Тестовые вопросы

1. Критериями статической и усталостной прочности могут служить:
  - А) коэффициент запаса прочности, определенный по нормальным напряжениям;
  - \*Б) коэффициент запаса прочности, определенный по предельным или по допустимым напряжениям;
  - В) коэффициент запаса прочности, определенный по номинальным напряжениям;
  - Д) коэффициент запаса прочности, определенный по средним напряжениям;
  - Е) коэффициент запаса прочности, определенный по предельным нагрузкам.
  
2. В каком ответе приведены последовательные обозначения предела текучести материала, предела прочности, действующего напряжения, предела выносливости при симметричном и асимметричном цикле нагружения, эквивалентного напряжения:
  - \*А)  $\sigma_T, \sigma_B, \sigma_{раб}, \sigma_{-1}, \sigma_T, \sigma_{\Delta}$  ИЛИ  $\tau_T, \tau_B, \tau_{раб}, \tau_{-1}, \tau_T, \tau_{\Delta}$ ;
  - Б)  $\sigma_B, \sigma_{раб}, \sigma_{-1}, \sigma_T, \sigma_{\Delta}, \sigma_T$  ИЛИ  $\tau_B, \tau_{раб}, \tau_{-1}, \tau_T, \tau_{\Delta}, \tau_T$ ;
  - В)  $\sigma_{раб}, \sigma_{-1}, \sigma_T, \sigma_{\Delta}, \sigma_T, \sigma_B$  ИЛИ  $\tau_{раб}, \tau_{-1}, \tau_T, \tau_{\Delta}, \tau_T, \tau_B$ ;
  - Д)  $\sigma_{-1}, \sigma_T, \sigma_{\Delta}, \sigma_T, \sigma_B, \sigma_{раб}$  ИЛИ  $\tau_{-1}, \tau_T, \tau_{\Delta}, \tau_T, \tau_B, \tau_{раб}$ ;
  - Е)  $\sigma_T, \sigma_{\Delta}, \sigma_T, \sigma_B, \sigma_{раб}, \sigma_{-1}$  ИЛИ  $\tau_T, \tau_{\Delta}, \tau_T, \tau_B, \tau_{раб}, \tau_{-1}$ .
  
3. По каким формулам определяются допустимые напряжения:
  - А)  $[\sigma] = \sigma_{пред} / \sigma_{раб}, [\tau] = \tau_{пред} / \tau_{раб}$ ;
  - \*Б)  $[\sigma] = \sigma_{пред} / n_0, [\tau] = \tau_{пред} / n_0$ ;
  - В)  $[\sigma] = \sigma_{раб} / n_0, [\tau] = \tau_{раб} / n_0$ ;
  - Д)  $[\sigma] = \sigma_T / n_0, [\tau] = \tau_T / n_0$ ;
  - Е)  $[\sigma] = \sigma_r / n_0, [\tau] = \tau_r / n_0$ .
  
4. Эквивалентное напряжение подсчитывается по формулам:
  - А) для пластических материалов:  $\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$ ;
  - Б) для хрупких материалов:  $\sigma_s = \frac{1-\alpha}{2} \sigma + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$ ;
  - В)  $\sigma_s = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \sqrt[m]{\sum p_i \sigma_i^m}$ ;
  - Д)  $\sigma_s = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \sqrt[m]{\int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma^m f(\sigma) d\sigma}$  ИЛИ  $\sigma_s = \sqrt[q]{\int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma^q f(\sigma) d\sigma}$ ;
  - \*Е) все ответы верны.

5. Каким коэффициентом учитывается совместное влияние размеров, конструктивных форм и других факторов детали на его прочность:

А)  $k_n$ ;

Б)  $k_\sigma, k_\epsilon, k_T$ ;

В)  $\epsilon_\sigma, \epsilon_\epsilon, \epsilon_T$ ;

Д)  $\beta$ ;

\*Е)  $\alpha_{\sigma D}, \alpha_{\epsilon D}, K_{\sigma D}, K_{\epsilon D}$ ,

6. Из сколько шагов состоит порядок расчета срока службы деталей автомобиля:

\*А) 6;

Б) 5;

В) 4;

Д) 3;

Е) 2.

7. Расчетные значения долговечности полуосей грузовых автомобилей в 3-х различных условиях эксплуатации следующие:

А) 300, 2600, 95000 км;

\*Б) 600, 5200, 190000 км;

В) 900, 7800, 285000 км;

Д) 1000, 8000, 300000 км;

Е) 100, 800, 30000 км.

8. Срок службы детали в смешанных условиях эксплуатации автомобиля определяют:

А) по предельному пробегу в конкретных условиях;

Б) по продолжительности работы в этих условиях;

В) общий пробег  $L_\Sigma = \alpha_1 L_{\Sigma 1} + \alpha_2 L_{\Sigma 2} + \dots + \alpha_n L_{\Sigma n}$  ;

Д)  $L_\Sigma = 1 / \sum \frac{\alpha_i}{L_i}$  ;

\*Е) все ответы верны.

9. Из сколько шагов состоит порядок расчета долговечности детали вновь проектируемого автомобиля:

А) 8;

Б) 7;

\*В) 6;

Д) 5;

Е) 4.

10. Для повышения прочности автомобильных деталей при ударных нагрузках желательно:

\*А) все ответы верны;

Б) заменять одну большую деталь несколькими малыми, всячески избегать концентрации напряжений (малых радиусов, глубоких выточек), направлять большую часть ударной энергии на участки, лишенные концентраций напряжений;

В) шлифовать или полировать поверхность высокопрочных сталей, особенно в местах концентрации напряжений;

Д) при обработке поверхностей, где возможно, применять продольное, а не поперечное резание (по отношению к направлению наибольших напряжений);

Е) производить термообработку после изготовления мест с концентрацией напряжений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированное проектирования машиностроительного гидропривода. / И.И.Бажин и др. –М.: Машиностроение, 1988. -312 с. ил.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. -240с.
- 3.Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М.: Машиностроение, 1980. -231с.
4. Прочность и долговечность автомобиля. Под редакцией д.т.н. Гольда Б.В. М.: Машиностроение, 1974. -328с.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. -352с.
6. Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин: Теория и расчет. –М.: Машиностроение. 1982. -279 с.
7. Шермухамедов А.А., Лебедев О.В. САПР в машиностроении. Ташкент: Фан. 2004 -112 с.

## Оглавление

Введение	4
Глава 1. Основы динамики	7
1.1. Приведение динамической модели	8
1.2. Составление уравнений движения	8
1.3. Структурные схемы и графы	11
1.4. Передаточные функции объектов	14
1.5. Частотные характеристики объекта. Амплитудные частотные характеристики	16
1.6. Вероятностные модели объектов	17
Глава 2. Взаимодействие колеса с дорогой	24
2.1. Классификация и характеристика дорог колесных машин	24
2.2. Силы и моменты, действующие на колесо	30
2.3. Режимы силового нагружения	31
2.4. Радиусы колеса	32
2.5. Сцепление колеса с опорной поверхностью	33
2.6. Сопротивление качению колеса	34
2.7. Мощностной баланс колеса	35
Глава 3. Прямолинейное движение автомобиля по твердой плоской опорной поверхности	40
3.1. Силы, действующие на автомобиль	40
3.2. Уравнение прямолинейного движения автомобиля	40
3.3. Моделирование тягово – динамических характеристик автомобиля с гидромеханической трансмиссией	43
3.4. Моделирование процесса движения автомобилей с гидрообъемной трансмиссией	46
Глава 4. Криволинейное движение автомобилей	52
4.1. Боковой увод колеса	53
4.2. Кинематические и силовые характеристики автомобиля при повороте	54
4.3. Динамика поворота автомобиля	58
Глава 5. Устойчивость и управляемость автомобилей	61
5.1. Определение и показатели устойчивости	61
5.2. Устойчивость движения	62
5.3. Устойчивость неустановившегося движения	66
5.4. Занос и опрокидывание автомобиля	67
5.5. Управляемость автомобиля	68
Глава 6. Торможение автомобиля	71
6.1. Тормозная диаграмма и тормозной путь автомобиля	72
6.2. Математическое описание движения автомобиля при торможении в циклическом режиме	74
Глава 7. Колебание автомобиля	82

	7.1. Типы колебаний. Гармоническое колебание	82
	7.2. Колебательная система эквивалентная автомобилю	84
	7.3. Методика расчета вертикальных колебаний автомобиля на дорогах с различным микропрофилем	85
	7.4. Построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) колебаний автомобиля	88
	7.5. Построение АЧХ колебаний автомобиля при различном изменении конструктивных параметров автомобиля	91
Глава 8.	Прочность деталей автомобиля	98
	8.1. Нагрузки, вызывающие статическое (динамическое) и усталостное разрушение и изнашивание	98
	8.2. Зависимость нагрузочных режимов от условий эксплуатации и особенности конструкции	100
	8.3. Классификация условий эксплуатации автомобиля и основных его агрегатов	106
Глава 9.	Испытания автомобиля и его агрегатов на прочность и долговечность	110
	9.1. Виды дорожных испытаний	110
	9.2. Виды стендовых испытаний	116
	9.3. Задачи и область применения ускоренных испытаний	117
Глава 10.	Расчет прочности и долговечности деталей шасси автомобиля	123
	10.1. Критерии прочности и долговечности	123
	10.2. Эквивалентное напряжение при расчете на прочность и долговечность	124
	10.3. Влияние размеров, конструктивных форм и других факторов на прочность и долговечность деталей	128
	10.4. Определение срока службы деталей автомобиля для заданных условий эксплуатации	134
	10.5. Расчет деталей вновь проектируемого автомобиля на долговечность	144
	10.6. Расчет вероятности разрушения полуоси грузового автомобиля	150
	10.7. Повышение прочности автомобильных деталей при ударных нагрузках	153
	Список литературы	158

## Mundarija

Kirish		4
1. Bob.	Dinamika asoslari	7
	1.1. Dinamik modelni keltirish	8
	1.2. Xarakat tenglamalarini tuzish	8
	1.3. Tarkibiy sxemalar va graflar	11
	1.4. Ob'ektlarning uzatma funksiyalari	14
	1.5. Ob'ektning chastotaviy tavsiflari. Amplituda –chastotaviy tavsiflari	16
	1.6. Ob'ektlarning ehtimoliy modellari.	17
2. Bob.	G'ildirakning yo'l bilan o'zaro ta'siri	24
	2.1. G'ildirakli mashinalar yo'lining klassifikatsiyasi va tavsifi	24
	2.2. G'ildirakka tasir etuvchi kuch va momentlar	30
	2.3. Kuch yuklanishining rejimlari	31
	2.4. G'ildirak radiuslari	32
	2.5. G'ildirakning texnik yuzasi bilan ilashishi	33
	2.6. G'ildirakning g'ildirashga qarshiligi	34
	2.7. G'ildirakning quvvat balansi	35
3. Bob.	Avtomobilning qattiq tayanch yuza bo'yicha to'g'ri chiziqli harakati	40
	3.1. Avtomobilga ta'sir etuvchi kuchlar	40
	3.2. Avtomobilning to'g'ri chizikli xarakati tenglamasi	40
	3.3. Hidrodinamik uzatmali avtomobillarning tortish-dinamik tavsiflarini modellashtirish	43
	3.4. Hidrohajmiy uzatmali avtomobillarni xarakat jarayonini modellashtirish	46
4. Bob.	Avtomobilarning egri chiziqli harakati	52
	4.1. G'ildirakning yonaki siljishi	53
	4.2. Avtomobil burilishining kinematik va kuch tavsiflari	54
	4.3. Avtomobilning burilish dinamikasi	58
5. Bob.	Avtomobil turg'unligi va boshqaruvchanligi	61
	5.1. Turg'unlikning ta'rifi va ko'rsatkichlari	61
	5.2. Harakatning turg'unligi	62
	5.3. O'rnatilmagan harakatning turg'unligi	66
	5.4. Avtomobilning yonaki sirpanishi va ag'darilishi	67
	5.5. Avtomobilning boshkariluvchanligi	68
6. Bob.	Avtomobilning tormozlanishi	71
	6.1. Avtomobilning tormozlanish diagrammasi va tormoz yo'li	72
	6.2. Avtomobilning davriy rejimda tormozlanishining matematik yoritilishi	74
7. Bob.	Avtomobilning tebranishi	82
	7.1. Tebranish turlari. Garmonik tebranish	82
	7.2. Avtomobilga ekvivalent bo'lgan tebranish tizimi	84
	7.3. Turli mikrokesimga ega bo'lgan yo'llarda avtomobil vertikal tebranishining hisob usuli	85

	7.4. Avtomobil tebranishining amplituda –chastotaviy tavsiflarini qurish	88
	7.5. Avtomobil konstruktiv parametrlarini har xil o'zgarishida uning tebranishining amplituda –chastotaviy tavsiflarini qurish	91
8. Bob.	Avtomobil detallarining mustahkamligi	98
	8.1. Statik (dinamik) va charchash buzilishi va yemirilishini kelitirib chiqaradigan yuklanishlar	98
	8.2. Yuklanish rejimlarini ekspluatatsiya sharoiti va konstruksiyaning o'ziga xosligiga bog'liqligi	100
	8.3. Avtomobil va uning asosiy agregatlarini ekspluatatsiya sharoiti klassifikatsiyasi	106
9. Bob.	Avtomobil va uning agregatlarini mustahkamlikka va umrboqiylikka sinash	110
	9.1. Yo'l sinovlarining turlari	110
	9.2. Stend sinovlarining turlari	116
	9.3. Jadallashtirilgan sinovlarning vazifalari va qo'llanish sohalari	117
10. Bob.	Avtomobil shassi detallarini mustahkamlikka va umrboqiylikka hisoblash	123
	10.1. Mustahkamlik va umrboqiylik kriteriyalari	123
	10.2. Mustahkamlikka va umrboqiylikka xisoblashda ekvivalent kuchlanishlar	124
	10.3. Detallarning mustahkamligi va umrboqiyligiga o'lchamlarning, konstruktiv shakllarning va boshqa faktorlarning ta'siri	128
	10.4. Berilgan ekspluatatsiya sharoitlari uchun avtomobil detallarini xizmat qilish muddatini aniqlash	134
	10.5. Yangi loyihalananayotgan avtomobil detallarini umrboqiylikka hisoblash	144
	10.6. Yuk avtomobili yarim o'qlarini sinash ehtimolining hisobi	150
	10.7. Zarbali yuklanishlarda avtomobil detallari mustahkamligini oshirish	153
	Adabiyotlar ro'yhati	158

## Table of contents

Introduction		4
Chapter 1.	Bases of dynamics	7
	1.1. Reduction of dynamic model	8
	1.2. Drawing up of the equations of movement	8
	1.3. Block diagrams and columns	11
	1.4. Transfer functions of objects	14
	1.5. Frequency characteristics of object. Peak frequency characteristics	16
	1.6. Likelihood models of objects	17
Chapter 2.	Interaction of a wheel with road	24
	2.1. Classification and the characteristic of roads of wheel machines	24
	2.2. Forces and the moments acting on a wheel	30
	2.3. Modes of force loading	31
	2.4. Radiuses of a wheel	32
	2.5. Coupling of a wheel with a basic surface	33
	2.6. Resistance качению wheels	34
	2.7. Power balance of a wheel	35
Chapter 3.	Rectilinear movement of the car on a firm flat basic surface	40
	3.1. Forces acting on the car	40
	3.2. The equation of rectilinear movement of the car	40
	3.3. Modelling traction - dynamic characteristics of the car with hydromechanical transmission	43
	3.4. Modelling of process of movement of cars with hydrovolumetric transmission	46
Chapter 4.	Curvilinear movement of cars	52
	4.1. Lateral withdrawal of a wheel	53
	4.2. Kinematic and force characteristics of the car at turn	54
	4.3. Dynamics of turn of the car	58
Chapter 5.	Stability and controllability of cars	61
	5.1. Definition and parameters of stability	61
	5.2. Stability of movement	62
	5.3. Stability of the unsteady movement	66
	5.4. Drift and overturning of the car	67
	5.5. Controllability of the car	68
Chapter 6.	Braking the car	71
	6.1. The brake diagram and a brake way of the car	72
	6.2. The mathematical description of movement of the car at braking in a cyclic mode	74
Chapter 7.	Fluctuation of the car	82
	7.1. Types of fluctuations. Harmonious fluctuation	82
	7.2. Oscillatory system equivalent to the car	84
	7.3. The Design procedure of vertical fluctuations of the car on	85

	roads with a various microstructure	
	7.4. Construction of peak-frequency characteristics of fluctuations of the car	88
	7.5. Construction of peak-frequency characteristics of fluctuations of the car at various change of design data of the car	91
Chapter 8.	Durability of details of the car	98
	8.1. The loadings causing static (dynamic) both fatigue failure and wear process	98
	8.2. Dependence of loading modes on conditions of operation and feature of a design	100
	8.3. Classification of conditions of operation of the car and its basic units	106
Chapter 9.	Tests of the car and its units for durability and durability	110
	9.1. Kinds of road tests	110
	9.2. Kinds of bench tests	116
	9.3. Tasks and a scope of the accelerated tests	117
Chapter 10.	Calculation of durability and durability of details the chassis of the car	123
	10.1. Criteria of durability and durability	123
	10.2. An equivalent pressure at calculation on durability and durability	124
	10.3. Influence of the sizes, constructive forms and other factors on durability and durability of details	128
	10.4. Definition of service life of details of the car for the set conditions of operation	134
	10.5. Calculation of details of again designed car on durability	144
	10.6. Calculation of probability of destruction to a floor of an axis of a lorry	150
	10.7. Increase of durability of car details at shock loadings	153
	The list of the literature	158