**Механизмы и несущие конструкции радиоэлектронных средств**

**Часть 1. МЕХАНИКА РЭС**

**Глава 1. Содержание дисциплины "механизмы и несущие конструкции радиоэлектронных средств "**

Механизмы входят в состав любого радиоэлектронного комплекса, являясь частью силовых приводов, устройств регистрации и воспроизведения информации, периферийного оборудования ЭВМ, автоматических манипуляторов и т.п., а несущие конструкции (каркасы и корпуса функциональных узлов, блоков и приборов) служат для размещения на них электрорадиоэлементов и соединительных проводников, т.е. самого радиоэлектронного средства. Поэтому изучение современных методов проектирования, производства и эксплуатации механизмов и несущих конструкций необходимо каждому инженеру, специализирующемуся в области проектировния РЭС.

"Механика РЭС" - первая часть дисциплины "Механизмы и несущие конструкции РЭС" обеспечивает подготовку будущего инженера соответствующей специальности в области теоретических разделов механики, на которых базируются прикладные методы создания механизмов и несущих конструкций, их деталей и узлов, и содержит:

1. Основы теории механизмов.

2. Основы расчетов деталей механизмов на прочность, жесткость и устойчивость.

3. Элементы теории точности механизмов и основы взаимозаменяемости.

В первом разделе излагаются методы анализа и синтеза механизмов - устройств для передачи механической энергии движения и преобразования его параметров, характеристики процессов движения, в том числе колебательных. Особое внимание уделяется проектированию механизмов рациональной структуры, обеспечивающих требуемые значения кинематических и динамических параметров при минимальных потерях энергии и максимальной долговечности, т.е. наиболее полно соответствующих своему целевому назначению.

Во втором разделе рассматривается поведение элементов механизма, нагруженных внешними и внутренними усилиями - напряженное и деформированное состояния материала деталей и методы обеспечения их прочности и надежности. Используя методы этого раздела, можно выбирать свойства материалов, необходимых для изготовления деталей, добиваться рациональной формы последних, определять напряжения и деформации, возникающие при работе механизмов и несущих конструкций, т.е. в конечном счете обеспечить необходимый уровень надежности технического устройства при проектировании и эксплуатации.

Третий раздел посвящен методам обеспечения функциональной взаимозаменяемости механизмов РЭС по параметрам кинематической точности, которые в значительной степени определяют функциональную пригодность всего РЭС. Рассмотрены теоретические и экспериментальные методы определения показателей кинематической точности и способы достижения их заданных значений при проектировании и изготовлении механизмов.

В развитие механики и методов проектирования механических конструкций и механизмов значительный вклад внесли русские и советские ученые: П. Л. Чебышев, Н. Е. Жуковский, Л. В. Ассур, С. П. Тимошенко, И. И. Артоболевский, Н. И. Колчин, В. А. Гавриленко, В. И. Феодосьев, Г. С. Писаренко, Н. Г. Бруевич, Л. И. Якушев, Б. А. Тайц, Л. Н. Решетов, Ф. В. Дроздов, В. В. Кулагин, С. О. Доброгурский, О. Ф. Тищенко и многие другие. Развитие этих методов продолжается и в настоящее время, в особенности с появлением новых возможностей создания оптимальных конструкций благодаря применению систем автоматизированного проектирования, использующих ЭВМ.

Особенность современного этапа развития механических устройств РЭС - увеличение интенсивности нагрузок вследствие миниатюризации аппаратуры, замена вычислительных механизмов электронными устройствами, использование механизмов с особыми кинематическими характеристиками (периферийное оборудование ЭВМ, лентопротяжные и сканирующие механизмы систем регистрации и воспроизведения информации), широкое применение автоматизированного проектирования.

Вопросы, рассматриваемые в настоящем учебном пособии, подробно изложены в следующей учебной и справочной литературе:

**РАЗДЕЛ 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ**

**Глава 2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ**

***2.1. Основные понятия и определения.***

Механизм, или передаточный механизм - это устройство для передачи механической энергии движения с преобразованием ее параметров от источника (двигателя, датчика, человека-оператора) к потребителю - устройству, для функционирования которого необходима энергия в виде механического перемещения.

Теория механизмов - наука, изучающая методы анализа и синтеза механизмов. Методам анализа посвящены три раздела:

а) структурный анализ;

б) кинематический анализ;

в) динамический анализ.

Синтез механизма проводится с использованием результатов анализа механизмов известной структуры.

***2.2. Структурный анализ механизмов.***

2.2.1. Задачи структурного анализа:

а) определение структуры - состава механизма;

б) классификация подвижных соединений звеньев - кинематических пар;

в) определение степени подвижности механизма.

Причины, вызывающие движение звеньев, не рассматриваются.

2.2.2. Структура механизма (М). М состоит из отдельных частейзвеньев, соединенных друг с другом подвижно с помощью кинематических пар. Все неподвижные детали М считают одним звеном - стойкой. Среди подвижных звеньев различают ведущие - положения или перемещения их в каждый момент времени задают с помощью обобщенных координат, ведомые, положения и перемещения которых однозначно зависят от положений или перемещений ведуших.

Кинематическая пара (КП) - соединение двух звеньев, обеспечивающее их определенное относительное перемещение. Звенья, объединенные КП в связанную систему, образуют кинематическую цепь.

Механизм - это замкнутая кинематическая цепь, обладающая определенностью перемещений звеньев, т.е. при задании перемещения ведущего звена (или звеньев) все остальные - ведомые - получают вполне определенные перемещения.

2.2.3. Кинематическая классификация КП. По характеру относительных перемещений звеньев все пары делят на 5 классов; класс пары определяется числом условий связи, наложенных на относительное перемещение звеньев: s = 6 - w, где 6 - число независимых перемещений свободного звена, w - число относительных независимых перемещений звеньев в паре. Примеры КП различных классов показаны на рис. 2.1, а их условные изображения на схемах - на рис. 2.2. Высшие КП (с точечным или линейным контактом звеньев) изображены на рис. 2.3. В винтовой паре 5-го класса линейное перемещение вдоль оси винта и вращательное вокруг нее связаны и образуют одно перемещение по винтовой линии.

2.2.4. Определение степени подвижности М по структурным формулам. Степень подвижености М - число независимых перемещений, которые нужно сообщить его ведущим звеньям, чтобы перемещения ведомых были однозначно определены.

Структурная формула М - уравнение, отражающее структуру и позволяющее определить степень подвижности:

w = 6k - sum[i\* (p)i]1, 5 + qs, (2.1)

где 6k - сумма подвижностей k свободных звеньев, обьединяемых в M; sum[i\* (p)i]1, 5 - сумма связей, образующихся в i парах класса (p)i (от 1 до 5 класса);

qs - дополнительные подвижности в M, обусловленные спецификой его структуры.

Подвижности qs появляются в M в том случае, когда перемещения части звеньев совершаются по одним и тем же поверхностям; но эти общие ограничения не мешают звеньям перемещаться относительно друг друга, т.е. становятся пассивными. Это равносильно появлению в M дополнительных подвижностей. В M на рис. 2.4 ограничения в КП A, В и С 5-го класса и в КП D 4-го класса - невозможность линейных перемещений вдоль оси Y и вращательных вокруг оси Z - обеспечивают qs =2.

2.2.5. Степень подвижности многоконтурного M . Сложные M часто содержат несколько связанных замкнутых кинематических цепей - контуров, в каждом из которых может быть различное число ограничений. Для таких M степень подвижности определяется по формуле

w = (6 - qs/c) \*k - sum (i- qs/c) \* (p)i, (2.2) где c - число контуров в M .

Это уравнение получается из (2.1) и условия k = sum[ (p)i] - c, справедливого для любого M . Например, для двухконтурного M на рис. 2.5 а, в контуре 1 q1 = 0, в контуре 2 q2 = 2 и qs = 2, следовательно, w = (6 - qs/c) \*k - sum (i- qs/c) \* (p)i = 5\*7 - 4\*7 - 3\*1 - 2\*1 = 2.

В M на рис. 2.5 б, который подобен рассмотренному, но имеет q1 = 2, q2 = 3, qs = 5 :

w = (6 - qs/c) \*k - sum (i- qs/c) \* (p)i == (6 - 5/2) \*7 - (5 - 5/2) \*9 = 2.

Степень подвижности этих M w = 2, т.е. у них должно быть два ведущих звена в каждом (например, звенья 1 и 7) .

***2.3. Пассивные звенья в механизмах***

Такие звенья в M дублируют друг друга и вводятся для повышения жесткости конструкции. Пример показан на рис. 2.6, где одно из звеньев 2 или 4 - пассивное и на перемещения остальных звеньев влияния не оказывает. При определениии степени подвижности такие звенья и соответствующие им КП не рассматривают.

***2.4. Рациональная структура механизма***

М рациональной структуры - это М, не имеющий внутренних пассивных ограничений. Эти ограничения приводят к появлению в М внутренних усилий, которые дополнительно нагружают звенья, КП и вызывают деформацию звеньев и усиленный износ КП, приводят к бесполезным потерям энергии. Пассивные ограничения в М можно найти, использовав уравнение

(2.1) в виде

q = w - 6k + sum[i\* (p)i] . (2.3)

Однако в ряде случаев, особенно для многоконтурных М, выражение (2.3) не дает верного результата, так как в нем не учитываются связи между отдельными контурами.

Точно определить пассивные ограничения в М, их характер можно с помощью метода анализа местных подвижностей в КП. Рассматривают все возможные относительные перемещения звеньев в каждой КП, которые должны обеспечить требуемую подвижность звеньев в каждом контуре. Для замыкания любого контура без внутренних усилий необходимы три линейные подвижности вдоль трех произвольно ориентированных непараллельных осей и три угловые вокруг этих осей. Недостающую линейную подвижность по какой-либо оси можно скомпенсировать угловой - поворотом звена вокруг этой оси. Избыток подвижностей в контуре обеспечивает его подвижность, недостаток - пассивные ограничения. Избыточная подвижность в одном контуре может использоваться для компенсации пассивных ограничений в другом, если эта подвижность имеется у звена, входящего в оба контура.

Для М строят таблицу - матрицу подвижностей, где линейные и угловые подвижности обозначают литерами соответствующих КП (рис. 2.7) .

Левая часть матрицы соответствует линейным подвижностям (прямая стрелка), правая - угловым (дугообразная) . В рассматриваемом М линейных подвижностей нет (нули в левой части матрицы), угловых - 6 (обозначены литерами КП в правой части) . Избыток угловых подвижностей вокруг оси Y позволяет компенсировать недостаток линейных вдоль осей X и Z, что изображено зигзагообразными стрелками с обозначением звеньев CD и BC, поворот которых обеспечивает линейные подвижности; первой указывают литеру КП, угловая подвижность в которой использована для компенсации.

Степень подвижности рассматриваемого М w = 1, число пассивных ограничений q = 1 (невозможны перемещения по оси Y). Рациональной структуру этого М можно сделать, заменив любую из его КП такой, которая обеспечивает линейную подвижность вдоль оси Y, или дополнительную угловую вокруг осей X или Z .

**Глава 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ**

***3.1. Основные понятия и определения. Задачи кинематического анализа.***

3.1.1. Кинематические параметры - положение звена относительно системы координат, его скорость и ускорение. Кинематические характеристики - функции, связывающие в М параметры движения ведущего звена с параметрами движения ведомого.

3.1.2. Кинематический анализ - раздел теории М, в котором изучают движение звеньев в М, однако причины, вызывающие движение, не рассматриваются.

Задачи кинематического анализа:

а) определение кинематических параметров звеньев М и их характер ных точек;

б) определение кинематических характеристик М.

***3.2. Основные виды движения звеньев***

3.2.1. Основные виды движения:

а) поступательное;

б) вращательное;

в) сложное.

Последний - общий случай движения, которое может быть представлено суммой поступательного и вращательного или как последовательность мгновенных вращательных движений.

3.2.2. Поступательное движение. Твердое тело или звено перемещается так, что любая прямая, связанная с телом, остается параллельной своему первоначальному положению (рис. 3.1) . Перемещения, скорости и ускорения всех точек звена соответственно одинаковы. Если положения любых двух точек (например, A и В) определить векторами (r) a и (r) b, то при движении вектор (r) ab = AB не меняется, т.е. скорости (v) a и (v) b равны; также равны и ускорения (w) a и (w) b .

3.2.3. Вращательное движение. Все точки звена движутся по круговым траекториям в параллельных плоскостях, а центры этих окружностей находятся на общей оси вращения (рис. 3.2) .

Вращение характеризуется угловой скоростью omega = dfi/dr и угловым ускорением eps = domega/dtau. Линейная скорость точки при вращательном движении v = (dfi/dtau) x r = omega x r . Линейное ускорение:

w = dv/dtau = (domega/dtau) x r + omega x (dr/dtau) = eps x r + omega x omega x r = (w) t + (w) n . (3.1)

Вектор тангенциального ускорения (w) t направлен по касательной к траектории движения, нормального w (n) - к центру вращения.

Модуль вектора полного ускорения

w = [ (eps\*ro) \*\*2 + ( (omega\*\*2) \*ro) \*\*2]\*\*0.5 = ro\*[eps\*\*2 + omega\*\*4]\*\*0.5, (3.2)

где ro - радиус вращения.

3.2.4. Сложное движение звена. Его обычно представляют суммой двух более простых движений: относительного в подвижной системе координат K' и переносного вместе с этой системой относительно системы координат K, которая обычно неподвижна (рис. 3.3) .

3.2.5. Скорости и ускорения при сложном движении. При сложном (абсолютном) движении приращение вектора скорости (v) a:

d (v)a = d (v)o + dfi x r' + (v) r\*dtau,

следовательно, абсолютная скорость (v) a есть сумма переносной (v) e и относительной (v) r скоростей:

(v)a = (v) o + omega x r' + (v) r = (v) e + (v) r . (3.3)

Приращение вектора ускорения при сложном движении:

d (w)a = d (w)o + d (omega x r') + dfi x (v) r + (w) r\*dtau ;

d (omega x r') = eps x r' + omega x omega x r' + omega x (v) r ;

dfi x (v) r = omega x (v) r.

Таким образом, ускорение при сложном движении

(w)a = (w) o + eps x r' + omega x omega x r' + 2\*omega x (v) r + (w) r. (3.4)

Составляющие абсолютного ускорения:

(w)e = (w) o + eps x r' + omega x omega x r' - переносное ускорение;

(w)k = 2\*omega x (v) r - ускорение Кориолиса;

(w)r - относительное ускорение.

***3.3. Аксоидные поверхности.***

3.3.1. Мгновенные оси и аксоидные поверхности. Сложное движение звена можно представить последовательностью мгновенных поворотов вокруг мгновенных осей, меняющих свое положение в пространстве (рис.3.4) . Последовательные положения мгновенных осей в системах координат K (неподвижной) и K' (подвижной) образуют две аксоидные поверхности - неподвижную и подвижную, в каждый момент времени контактирующие друг с другом по прямой линии - мгновенной оси. В общем случае аксоиды катятся друг по другу со скольжением. Формы аксоидных поверхностей определяются видами переносного и относительного движений.

3.3.2. Гиперболоидные аксоиды. Переносное движение совершается вокруг оси omega1, относительное - вокруг оси omega2, оси скрещиваются под углом Sigma (рис. 3.5 и 3.6) . Мгновенная ось - Omega, вдоль нее

аксоиды проскальзывают со скоростью v . Расстояние O1O2 = a, углы delta1

и delta2 определяют по формулам:

a = (v/Omega) [ (1+ 2i\*cos (Sigma) + i\*\*2) / (i\*sin (Sigma) )], (3.5)

где Omega = omega1 + omega2 ; i = omega1/omega2 ;

O1P/O2P = 1/ (i\*cos (Sigma) = (omega2/omega1) /cos (Sigma) ; (3.6)

delta1 = arc tg [sin (Sigma) / (i\*cos (Sigma) ] ;

delta2 = Sigma - delta1 . (3.7)

3.3.3. Конические аксоиды. Оси вращательных движений пересекаются, аксоиды перекатываются друг по другу без скольжения (рис. 3.7) .

Углы при вершинах конусов delta1 и delta2 определяют по формулам (3.7) .

3.3.4. Цилиндрические аксоиды. Оси вращательных движений параллельны (рис. 3.8, а - при одинаковых знаках omega1 и omega2, б - при разных) . Цилиндры катятся друг по другу без скольжения; положение мгновенной оси определяют по формуле (3.6) при Sigma = 0:

O1P/O2P = omega2/omega1 . (3.8)

3.3.5. Сложение поступательных движений (рис.3.9) . Поверхность неподвижного аксоида вырождается в траекторию перемещения центра подвижной системы координат K', в которой звено движется поступательно.

***3.4. Мгновенные центры скоростей и ускорений.***

3.4.1. Мгновенный центр скоростей в плоском движении звена точка, линейная скорость которой в данный момент равна нулю. Для плоского движения - это проекция мгновенной оси на плоскость движения (рис. 3.10) .

Для точек звена выполняется условие

(v)a/AP = (v) b/BP = ... = omega, (3.9)

где omega - угловaя скорость звена; P - мгновенный центр.

При плоском движении аксоиды проецируются на плоскость в виде центроида - геометрических мест мгновенных центров скоростей.

3.4.2. Мгновенный центр ускорений в плоском движении - точка, линейное ускорение которой в данный момент равно нулю.

Из (3.2) для любой точки звена (рис. 3.11) следует:

(w)a/AQ = (w) b/BQ = ... = [eps\*\*2 + omega\*\*4]\*\*0.5,

где eps - угловое ускорение звена; Q - мгновенный центр.

Направление на мгновенный центр ускорений определяется углом между векторами нормального (w) n и полного w ускорений.

**Глава 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМОВ**

***4.1. Кинематические характеристики механизмов.***

4.1.1. Кинематические характеристики - зависимости, связывающие в М положения, скорости и ускорения ведущего звена с соответствующими параметрами ведомого. Эти функции полностью определяются структурой и геометрическими параметрами М.

4.1.2. Функция положения М - зависимость положения ведомого звена от положения ведущего. В общем виде для М (рис. 4.1) :

fin = П (fi1) . (4.1)

4.1.3. Функция скорости М - связь скоростей ведомого звена omegan и ведущего omega1 - производная функции положения:

dfin/dtau = d[П (fi1) ]/dtau = {d[П (fi1) ]/dfi1}\* (dfi1/dtau),

d[П (fi1) ]/dfi1= П' (fi1) = omegan/omega1 . (4.2)

Передаточное отношение - величина, обратная функции скорости:

(i)1n = omega1/omegan = 1/П' (fi1) . (4.3)

4.1.4. Функция ускорения М - связь ускорений ведомого звена epsn и ведущего eps1 - вторая производная функции положения:

d2fin/dtau2 = d|{d[П (fi1) ]/dtau}\* (dfi1/dtau) |/dtau =

= П'' (fi1) \* (dfi1/dtau) \*\*2 + П' (fi1) \* (d2fi1/dtau2) =

= П'' (fi1) \*\*omega1\*\*2 + П' (fi1) \*eps1 ;

Если принять eps1 = 0, то

П'' (fi1) = d2[П (fi1) ]/dfi12 = epsn/omega1\*\*2 . (4.4)

Следовательно, функция ускорения определяет ускорение ведомого звена М при постоянной скорости ведущего.

***4.2. Методы определения кинематических характеристик.***

4.2.1. Метод векторного замкнутого контура. Сущность этого аналитического метода: звенья М представляют векторами, которые должны образовать замкнутый контур, т.е. сумма проекций звеньев- векторов на оси произвольно выбранной системы координат должна быть равна нулю.

Уравнение проекций позволяет найти функцию положения, а дифференцирование ее даст функции скорости и ускорения. Для М на рис. 4.2 уравнения проекций на оси X и Z :

r\*cos (fi1) + l\*cos (fi2) - s = 0;

h + r\*sin (fi1) - l\*sin (fi2) = 0.

Функция положения

dzet = s/r = cos (fi1) +

+ [ (l/r) \*\*2 - (h/r + sin (fi1) )\*\*2]\*\*0.5 (4.5)

Функции скорости и ускорения:

П' (fi1) = ddzet/dfi1 = v3/ (r\*omega1) ;

П'' (fi1) = d2dzet/dfi12 = w3/ (r\*omega1\*\*2) .

4.2.2. Графоаналитический метод планов. Сущность его состоит в построении векторных диаграмм, изображающих скорости и ускорения М для одного его положения, т.е. получают мгновенные значения кинематических характеристик М. Исходным является план положений М - изображение М в масштабе при некотором положении ведущего звена (рис. 4.3 а) .

План скоростей - графическое решение векторных уравнений, связывающих скорости абсолютного, переносного и относительного движений точек звеньев (рис. 4.3 б) . Аналогично строится план ускорений (рис. 4.3 в) .

***4.3. Соотношение скоростей в высших кинематических парах.***

4.3.1. Эти соотношения необходимо определять при анализе и синтезе сложных М с высшими парами. В таких парах звенья в общем случае катятся друг по другу со скольжением. Относительное движение звеньев можно представить, введя в рассмотрение подвижные аксоиды, жестко связанные со звеньями пары.

4.3.2. Кинематическая пара с вращательным движением звеньев.

Звенья вращаются вокруг осей O1 и O2, контактируя в точке K (рис. 4.4) .

Чтобы определить положение мгновенной оси, условно останавливают одно из звеньев, например звено 1, придавая ему и всем остальным скорость - (omega1) . Скорость звена 2 Omega = omega2 - omega1 определит относительное движение, а скорость вращения линии O1O2 (т.е. стойки) - (omega1) - переносное. В соответствии с (3.8) мгновенная ось находится в точке Р, для которой O1P/O2P = omega2/omega1 . Профили звеньев проскальзывают со скоростью vs, которая должна определяться расстоянием до мгновенной оси: vs = Omega\*KP = (omega2 - omega1) \*KP. Поэтому полюс Р должен находиться на нормали, проведенной к контактирующим профилям звеньев в точке контакта К (рис. 4.4) .

4.3.3. Кинематическая пара с вращательным движением одного звена и поступательным второго. Положение мгновенной оси может быть получено так же, как и в предыдущем случае: из точки контакта К проводят нормаль до пересечения с прямой, исходящей из центра O1 перпендикулярно к направлению линейной скорости v2 звена 2 (рис. 4.5) .

Линейное движение можно считать вращательным вокруг бесконечно удаленного центра, поэтому O2P бесконечно велико, и omega2 = 0. Так как omega2\*O2P = v2, следовательно:

O1P\*omega1 = v2 . (4.6)

4.3.4. Поступательное движение обоих звеньев. Касательная (рис. 4.6) к профилям звеньев определяет углы alf1 и alf2 между скоростью скольжения vs и скоростями v1 и v2 :

v1/v2 = sin (alf2) /sin (alf1) . (4.7)

***4.4. Кинематические характеристики многозвенных механизмов.***

4.4.1. Структура многозвенных М. Такие М состоят из соединенных друг с другом структурно-элементарных М с характерными кинематическими признаками основных кинематических пар. Схемы структурно-элементарных М с высшими парами изображены на рис. 4.7 и 4.8.

4.4.2. Передаточные отношения цилиндрических, конических и гиперболоидных пар с круговой формой звеньев (рис. 4.7) определяют в соответствии с (3.8) отношением диаметров аксоидов:

i12 = omega1/omega2 = d2/d1 . (4.8)

4.4.3. Передаточное отношение многоступенчатого М с последовательным соединением цилиндрических колес (рис. 4.9) :

i12 = omega1/omega2 = dn/d1\* (-1) \*\*k, (4.9)

где k - число внешних зацеплений (здесь знак учитывает направление вращения выходного звена по отношению к входному) .

Для последовательно- параллельного соединения колес (рис. 4.10) :

i12 = omega1/omega2 = [ (d2/d1) \* (d4/d3) ...

... (dn/dn-1) ]\* (-1) \*\*k . (4.10)

Если в М имеются конические и гиперболоидные пары, знак не определяют.

4.4.4. Передаточные отношения аксоидных М с переменными радиусами звеньев (рис. 4.11) определяют по формуле, аналогичной (4.8) :

i12 = omega1/omega2 = ro2/ro1, (4.11)

где ro1 и ro2 - текущие значения радиусов аксоидных поверхностей, при чем ro1 + ro2 = a.

4.4.5. Передаточное отношение М с гибким звеном (рис. 4.12) определяют из условия равенства линейных скоростей в точках касания этого звена с основными жесткими:

i12 = omega1/omega2 = AK2/AK1 . (4.12)

**Глава 5. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ**

***5.1. Задачи анализа; основные понятия и определения.***

Задачи динамического анализа:

а) определение усилий, действующих на звенья М при его работе, или силовой анализ;

б) определение законов движения М под действием приложенных усилий, или динамика механизма.

Сила - количественная мера механического взаимодействия тел.

Система сил - совокупность сил, действующих на звено. Система может быть уравновешенной, если под действием ее тело находится в равновесии. Равнодействующая - сила, заменяющая действие системы сил. Момент силы - векторное произведение радиуса-вектора точки приложения силы на саму силу (рис. 5.1) : T = (r) a x F ; плечо силы, создающей момент (расстояние до линии действия силы) : h = (r) a\*sin (alfa) .

***5.2. Условия равновесия звеньев под действием системы сил.***

Звено находится в равновесии, если равнодействующая сила R0 и ее момент T0 равны нулю:

R0 = (Rx\*\*2 + Ry\*\*2 + Rz\*\*2) \*\*0.5 = 0;

T0 = (Tx\*\*2 + Ty\*\*2 + Tz\*\*2) \*\*0.5 = 0. (5.1)

Следовательно, сумма проекций всех сил, действующих на звено, а также сумма проекций моментов этих сил на каждую из координатных осей в отдельности должны равняться нулю:

sum (Fix) = sum (Fiy) = sum (Fiz) = 0;

sum (Tix) = sum (Tiy) = sum (Tiz) = 0. (5.2)

Разновидности уравнений равновесия для плоской системы:

sum (Fix) = 0; sum (Fiy) = 0; sum (Tiz) = 0;

sum (Fix) = 0; sum (Tiy) = 0; sum (Tiz) = 0; (5.3)

sum (Tix) = 0; sum (Tiy) = 0; sum (Tiz) = 0;

***5.3. Характеристика усилий, действующих на звенья механизма.***

5.3.1. Классификация усилий. Силы и моменты, действующие на звенья М, делят на три группы:

а) внешние силовые воздействия;

б) усилия, возникающие в звеньях вследствие действия ускорений;

в) внутренние усилия в кинематических парах - реакции.

5.3.2. Внешние усилия: движущие и сопротивления. Работа движущих усилий dA = F\*ds положительна, сопротивлений - отрицательна (рис.

5.2) . Усилия полезного сопротивления приложены к выходному звену М, движущие - к входному, ведущему.

5.3.3. Силы веса. Возникают в поле тяготения, пропорциональны массе звена m и ускорению тяжести g : G = m\*g . Условно приложены в центре масс - точке, в которой может сосредоточена вся масса звена, причем состояние его под действием сил не изменяется. Координаты центра масс для тела с обьемом V (рис. 5.3) :

(x)c = (1/V) \*int (x\*dv) V; (y) c = (1/V) \*int (y\*dv) V;

(z)c = (1/V) \*int (z\*dv) V . (5.4)

Для плоского сечения площадью S координаты центра масс:

(x)c = (1/S) \*int (x\*ds) S; (y) c = (1/S) \*int (y\*ds) S . (5.5)

5.3.4. Инерционные параметры звеньев: масса при поступательном движении и моменты инерции при вращательном - меры инерционности звеньев. Моменты инерции определяют относительно соответствующей координатной оси: Jx, Jy, Jz, или относительно какой-либо точки - Ja ; в последнем случае Ja = Jxa + Jya + Jza . Момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс, называют главным моментом инерции.

Для тела обьемом V с равномерно распределенной массой момент инерции

J = int (ro\*\*2\*dm) V, (5.6)

где ro - радиус вращения элементарной массы dm.

Моменты инерции некоторых тел относительно осей, проходящих через центры масс:

- шара массой m и радиусом R:

Jc = 0.4\*m\*R\*\*2 ;

- цилиндра массой m и радиусом R, относительно оси, прохо дящей через центр масс и параллельной образующей:

Jc = 0.5\*m\*R\*\*2 ;

- тонкого стержня длиной L и массой m, относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной продольной оси стержня:

Jc = (m\*L\*\*2) /12 .

Момент инерции относительно оси, удаленной от центра масс на расстояние a (рис. 5.4) :

Ja = Jc + ma\*\*2 .

5.3.5. Инерционные усилия. Возникают при действии ускорений, пропорциональны этим ускорениям и массе звена или моменту инерции.

Сила инерции: Fи = -m\* (w)c, условно приложена в центре масс и пропорциональна его ускорению (w) c.

Момент инерционной силы: Tи = -Jc\* (eps) c, где (eps) c - угловое ускорение, Jc - момент инерции относительно центра масс.

В сложном движении, представляющем сумму поступательного и вращательного, на тело действует инерционная сила Fи и момент инерционной силы Ти (рис. 5.5) .

5.3.6. Реакции в кинематических парах. Взаимно уравновешенные усилия взаимодействия звеньев в подвижных соединениях. Реакцию можно представить как сумму нормальной (R) n и касательной (R) t (рис. 5.6) .

Касательная - сила трения, сопротивление тангенциальному смещению поверхностей - функция нормальной силы.

***5.4. Краткая характеристика сил трения.***

5.4.1. Трение имеет двойственную молекулярно - механическую природу, зависит как от взаимодействия молекулярных структур поверхностных слоев, так и от их механического сцепления. Силы трения зависят от четырех групп факторов:

а) вида трения - скольжения или качения;

б) свойств поверхностных слоев контактирующих деталей;

в) режима трения;

г) формы поверхностей кинематической пары.

5.4.2. Виды трения. Трение скольжения-процесс, при котором одни и те же зоны первой контактирующей поверхности приходят в соприкосновение с новыми зонами другой (рис. 5.7) .

Углы при трении: gamma - угол давления; fit - угол трения. Коэффициент трения f = tg (fit) .

Fт = (R) t = (R) n\*tg (fit) = f\* (R)n . (5.7)

В трущейся паре может возникнуть самоторможение, когда движение под действием внешней силы P невозможно, как бы велика она ни была, т.к. при этом P < Fт ; условие самоторможения можно записать в виде: gamma < < fit .

Трение качения - процесс, при котором все новые зоны обеих контактирующих поверхностей вступают в контакт, а мгновенная ось вращения проходит через зону контакта (рис. 5.8, а) . При качении нормальная составляющая реакции сдвинута относительно нормали, проходящей через середину зоны контакта на расстояние k, которое называют коэффициентом трения качения (рис. 5.8, б) .

5.4.3. Вторая группа факторов, определяющая физико-механическое и микрогеометрическое состояние контактирующих поверхностей: молекулярное строение, структура поверхностного слоя, внутренние напряжения в нем, твердость, упругость и другие механические свойства; микрорельеф, присущий каждой технической поверхности, и другие. В частности, микрорельеф, согласно ГОСТ 2789-73, описывается десятью параметрами, среди которых, кроме параметров, характеризующих высоту и шаг микронеровностей, должны быть их форма и направление "в плане".

5.4.4. Третья группа факторов - режим трения: удельное давление, относительные скорости, температура в контактных зонах, наличие или отсутствие на поверхностях трения оксидов или смазочных материалов, свойства этих третьих веществ.

Коэффициенты трения скольжения и качения, учитывающие влияние первых трех групп факторов, исследованы экспериментально и приведены в справочниках, для плоских поверхностей при скольжении и для плоской и цилиндрической - при качении.

5.4.4. Влияние формы контактирующих поверхностей. Учитывается введением приведенных коэффициентов трения: отношения внешних сил движущей P и сжимающей контактирующие поверхности N: f' = P/N. При наличии трения силу P находят через f' :

P = Fт = f'\*N, (5.8)

где Fт - приведенная сила трения в кинематической паре.

При качении

P = k\*N/r = f'\*N,

где f' = k/r - приведенный коэффициент трения качения.

**Глава 6. Методы определения реакций в кинематических парах и динамика механизма..**

***6.1. Методы определения реакций в кинематических парах.***

6.1.1. Сущность метода определения реакций. Для большинства методов она сводится к составлению и решению уравнений равновесия для каждого звена, в которые реакции входят как неизвестные. Внешние силы, скорость и ускорение для всех звеньев М должны быть известны; определяют реакции и движущие усилия на ведущем звене М. Инерционные силы учитываются на основе принципа д'Аламбера: в каждое мгновение движения любое тело можно рассматривать находящимся в равновесии под действием системы сил, в которую входят и силы инерции.

6.1.2. Аналитический метод определения реакций. Механизм условно расчленяют на звенья, нагружая каждое внешними усилиями, а в кинематических парах - неизвестными составляющими реакций (рис. 6.1.) . Систему уравнений равновесия для одного звена решить нельзя, так как число неизвестных больше числа уравнений, поэтому звенья обьединяют в статически определимые группы, для которых выполняется условие sum[i\*p (i)] -qs =6k.

Пример расчленения M на группы показан на рис. 6.2, а схема определения реакций в группе - на рис.6.3.

Уравнения равновесия для обоих звеньев группы:

sum (Fix) = Rb''\*cos (fi2) - Rb'\*sin (fi2) - F2\*cos (alf2) - F3\*cos (alf3) - Rd\*sin (fit) = 0;

sum (Fiy) = Rb''\*sin (fi2) - Rb'\*cos (fi2) - F2\*sin (alf2) - F3\*sin (alf3) - Rd\*cos (fit) = 0;

sum (T2c) = Rb'\*l2 - F2\*l2s\*cos (pi/2 - alf2 + fi2) - T2 = 0;

sum (T3c) = F3\*l3'\*cos (pi/2 - alf3 + fi3) - T3 - Rd\*sin (fit) \*h3y +

+ Rd\*cos (fit) \*h3x = 0.

Решение системы позволяет найти реакции Rb, Rc и Rd и их составляющие.

6.1.3. Графоаналитический метод планов сил. Уравнения статики решают графическим построением плана сил - векторной диаграммы, на которой силы представлены векторами. План сил для группы звеньев показан на рис. 6.3, в. Составляющую реакции Rb' и плечо h3x для реакции Rd находят так же, как и при аналитическом решении.

***6.2. Расчет сил и моментов трения.***

6.2.1. Силы трения - касательные составляющие реакций - находят по приведенным коэффициентам трения f' = tg (fit), если известны полные реакции в кинематических парах или их нормальные составляющие.

Последовательность определения приведенных коэффициентов трения:

а) из условия равновесия находят нормальные составляющие реакций наконтактных поверхностях;

б) по известным коэффициентам трения на плоских поверхностях рассчи тывают силы трения на реальных поверхностях;

в) из условий равновесия определяют силы движущие;

г) находят приведенный коэффициент трения как отношение движущего уси лия к усилию, сжимающему поверхности звеньев в паре.

6.2.2. Приведенные коэффициенты трения для кинематических пар с трением скольжения:

а) клиновидная направляющая прямолинейного движения (рис. 6.4) :

f' = f\*[cos (alf1) + cos (alf2) ]/[sin (alf1 + alf2) ], (6.1)

частный случай: alf1 = alf2 = alfa, f' = f/sin (alfa) ;

б) цилиндрическая направляющая для прямолинейного или вращательногодвижения (рис.6.5) - для произвольного распределения давления по цилиндрической поверхности q = q (fi) :

f' = f{int[q (fi) \*dfi]0, alfa}/{int[q (fi) \*cos (fi) \*dfi]0, alfa}, (6.2)

при q (fi) = q0\*cos (fi) и alfa = Pi/2 f' = 4f/Pi ;

в) трение на торцовой поверхности цилиндра (рис. 6.6) :

f' = 1.333\*f\* (R\*\*2 + R\*r + r\*\*2) / (R+ r) \*\*2 ; (6.3)

г) трение в винтовой паре (рис. 6.7):

для прямоугольной резьбы:

T = 0.5\*Q\*d\*f' ; f' = tg (gamma + fit) ; (6.4)

для трапецевидной и треугольной резьб:

f' = tg[gamma + arc tg (f/sin (alfa) )] ; (6.5)

самоторможение в винтовой паре наступает при gamma < fit; в этом случае сила Q не сможет заставить винт вращаться.

6.2.3. Приведенные коэффициенты трения для кинематических пар с трением качения:

а) платформа на катках (рис. 6.8) :

f' = (k1 + k2 )/d ; (6.6)

б) подшипник качения (рис. 6.9) :

T = 0.5\*Q\*fs\*d1; f' = beta\*k\* (1+ d1/d3) /d1 ; (6.7)

для реальных конструкций подшипников beta = 1.4 - 1.6.

***6.3. Коэффициенты полезного действия механизмов.***

6.3.1. Коэффициент полезного действия - отношение полезной мощности на выходе Nn к мощности движущего усилия на входе Nд : eta = Nn/Nд . Характеризует совершенство M и потери в нем, которые происходят за счет сил трения Nт = Nд - Nn :

eta = 1 - Nт/Nд . (6.8)

Мощности потерь в кинематических парах: поступательной Nт = Fт\*vs, вращательной Nт = Tт\*omegas ; vs и omegas - относительные скорости звеньев.

Сложный M можно представить как соединение более простых и КПД определять по КПД простых M, входящих в сложный.

6.3.2. КПД при последовательном соединении простых M (рис. 6.10, а) :

eta1m = Nnm/Nд = eta1\*eta2...etam . (6.9)

В такой цепи общий КПД меньше минимального частного КПД.

6.3.3. КПД при параллельном соединении простых M (рис.6.10, б) :

eta1m = Nnsum/Nд = k1\*eta1 + k2\*eta2 + ... + km\*etam, (6.10)

где k1, k2, ... km -коэффициенты, показывающие, какая часть общей мощности подведена к каждому простому M ; k1 + k2 + ... + km = 1.

В такой цепи общий КПД определяется в основном частным КПД M, через который проходит наибольшая мощность.

6.3.4. КПД при параллельно-последовательном соединении M (рис. 6.10, в) :

eta = k1\*eta1m\*eta2m...+ k2\*eta1n\*eta2n...etann +...

...+ kp\*eta1p\*eta2p...etapp, (6.11)

где коэффициенты ki учитывают распределение мощности по цепям;

etaij - частные КПД простых M .

***6.4. Определение закона движения механизма.***

6.4.1. Динамика - раздел динамического анализа, посвященный определению законов движения звеньев M. Закон движения - зависимость кинематических параметров от времени:

s = s (tau) ; v = v (tau) ; w = w (tau) ;

fi = fi (tau) ; omega = omega (tau) ; eps=eps (tau) ; (6.12)

где s, v, w - линейные, fi, omega, eps - угловые параметры движения.

Сущность метода определение законов движения звеньев и всего M сводится к интегрированию дифференциальных уравнений

F = m\* (d2s/dtau2) или T = J\* (d2fi/dtau2), являющихся выражением второго закона механики (закона Ньютона) .

Особенность определения законов движения звеньев:

а) многочисленность звеньев в сложных M, поэтому для каждого звена могут быть свои законы движения;

б/ связанность звеньев и следовательно, их движений.

6.4.2. Определение закона движения звена приведения. Чтобы оперировать минимальным числом параметров, в механизме выделяют звено приведения - какое-либо из звеньев, характер движения которого простейший: движение это прямолинейное или вращательное. Влияние массовых характеристик остальных звеньев и действующих на них усилий учитывают с помощью приведенных параметров, значения которых определяют из условий энергетической эквивалентности звена приведения и всего М. Это значит, что энергия и характер ее изменения для звена приведения и для всего M в каждый момент времени одинаковы.

6.4.3. Приведенные массовые характеристики. При поступательном движении звена приведения со скоростью (v) пр приведенную массу (m) пр находят из условия равенства кинематических энергий звена и всего M, в котором массы mi совершают поступательные движения со скоростями vi, а моменты инерции Jk - вращательные со скоростями omegak :

(m)пр = sum{ mi\*[vi/ (v)пр]\*\*2 } + sum{ Jk\*[omegak/ (v)пр]\*\*2 }. (6.13)

Соотношения vi/ (v)пр и omegak/ (v)пр представляют собой функции скорости для звеньев M, определенные по отношению к звену приведения, поэтому приведенная масса - переменная величина, определяемая функцией положения M - формой и размерами звеньев и их взаимными положениями.

Если звено приведения вращается со скоростью (omega) пр, оно должно обладать приведенным моментом инерции

(J)пр = sum{ mi\*[vi/ (omega) пр]\*\*2 } +

+ sum{ Jk\*[omegak/ (omega) пр]\*\*2 }, (6.14)

который также определяется функцией положения.

6.4.4. Приведенные силовые характеристики. Это - приведенная сила и приведенный момент, определяемый из условий равенства мощностей на звене приведения и во всем M . Приведенная сила

(F)пр = sum{ Fi\*[vi/ (v)пр]\*\*2 } + sum{ Tk\*[omegak/ (v)пр]\*\*2 }; (6.15)

приведенный момент

(T)пр = sum{ Fi\*[vi/ (omega) пр]\*\*2 } +

+ sum{ Tk\*[omegak/ (omega) пр]\*\*2 }; (6.16)

6.4.5. Уравнение движения звена приведения. Может быть получено из условия эквивалентности изменения энергии и работы на некотором элементарном перемещении (обычно учитывают только кинетическую энергию E подвижных звеньев) :

dA = dE = T\*dfi ; dA = dE = F\*ds,

где dA - элементарная работа на элементарном перемещении dfi или ds,

T - момент движущих сил, F - движущая сила.

Для звена приведения (при вращательном движении) :

d[ (E)пр]/d (fi) пр = (T) пр = d[ (J)пр\* (omega) пр\*\*2/2]/d (fi) пр .

Приведенный момент инерции (J) пр зависит от (fi) пр, поэтому

d[ (E)пр]/d (fi) пр = 0.5\*{ d (J)пр/d (fi) пр\* (omega) пр\*\*2 } +

+ (J) пр\* (omega) пр\*d (omega) пр/d (fi) пр =

= 0.5\*{ d (J)пр/d (fi) пр\* (omega) пр\*\*2 } +

+ (J) пр\*[d (omega) пр/dtau] .

Момент приведенной силы (T) пр представляют как сумму движущего момента (T) д и момента сил сопротивления (T) с :

(J)пр\*[d2 (fi) пр/dtau2] + 0.5\*{ d (J)пр/d (fi) пр\* (omega) пр\*\*2 } =

= [ (T)д + (T) с]пр . (6.17)

Это - уравнение движения M в форме моментов - для вращательного движения приведенного звена. Соответствующее выражение для поступательного движения - уравнение движения в форме сил:

(m)пр\*[d2 (s)пр/dtau2] + 0.5\*{ d (m)пр/d (s)пр) \* (v)пр\*\*2 } =

= [ (F)д + (F) с]пр . (6.18)

Уравнения (6.17) и (6.18) могут быть проинтегрированы, если известны конкретные выражения для массовых и силовых приведенных характеристик.

6.4.6. Законы движения остальных звеньев. Могут быть определены, если уравнения движения решены и для звена приведения получены зависимости типа (6.12) ; с помощью кинематических характеристик - функций положения, скорости и ускорения для М осуществляют переход к кинематическим параметрам, и, следовательно, к законам движения всех звеньев.

***6.5. Колебательные процессы в М .***

6.5.1. Периодические силы возникают в М как результат вращательного движения звеньев вокруг осей, не проходящих через центр масс. В подобных случаях инерционную силу (F) и = m\*r\*omega\*\*2 ( рис. 6.11 ) можно представить в виде суммы двух составляющих Fx = (F) и\*sin (fi) и Fz =(F) и\*cos (fi), и если omega = d (fi) /dtau, то Fx и Fz будут периодическими силами . Воздействия таких сил приводят к возникновению в механических системах колебательных (вибрационных) процессов.

6.5.2. Параметры колебательных процессов процессов получают, рассматривая движение физического тела относительно осей выбранной неподвижной системы координат. Тело массой m связано упругими связями с основанием, которое может быть неподвижно, и в этом случае колебательное движение вызывается непосредственным воздействием периодической силы на тело (силовое возбуждение), или само основание может периодически смещаться и передавать силовое воздействие на тело через упругую связь (кинематическое возбуждение) . Расчетные схемы приведены на рис. 6.12, а уравнение движения тела, в соответствии с (6.18) :

m\*x" = F (tau) - Fс, (6.19)

где F (tau) - внешняя периодическая сила, Fc - сила сопротивления,

x" - линейное ускорение при движенни вдоль оси x .

6.5.3. Движение при однократном первоначальном импульсе силы F и силе упругого сопротивления, пропорциональной смещению: Fc = k\*x:

уравнение движения: m\*x" + kx = 0, а его решение:

x = a0\*cos (omega0\*tau + fi0), (6.20)

где omega0 = (k/m) \*\*0.5 - частота собственных колебаний массы m, установленной на упругой связи с коэффициентом жесткости k;

a0 - амплитуда смещения от положения равновесия, fi0 - началь ный фазовый угол колебаний.

Таким образом, тело совершает гармонические колебания с периодом T0 = 2\*pi/omega0.

6.5.4. Затухающие колебания при сухом трении, сила сопротивления которого в первом приближении может считаться постоянной: Fт = const.

В этом случае Fc = k\*x + Fт, и решение уравнения (6.19)

x = a0 + (a0 - aт) \*cos (omega0\*tau), (6.21)

где aт = Fт/ (m\*omega0\*\*2) - так называемая мертвая зона, в преде лах которой колебания невозможны.

График колебательного процесса показан на рис. 6.13, колебания линейно затухают, так что разность двух соседних амплитуд a (i)-a (i+1) = 2\*aт.

6.5.5. Затухающие колебания при вязком трении, сила сопротивления которого пропорциональна скорости смещения x' (в густой вязкой жидкости) : Fc = b\*x' + kx . Решение уравнения (6.19) - амплитуда экспоненциально затухающих собственных колебаний

x = a\*exp (-del\*tau) \*cos (omega1\*tau + fi1), (6.22)

где del = 0.5\*b/m - коэффициент затухания; omega1 = (omega0\*\*2 - del\*\*2) - частота собственных колебаний при вязком сопротив лении среды.

Затухающие колебания происходят с периодом T1 = 2\*pi/omega1, и характеризуются логарифмическим декрементом затухания Lam = ln[a (i)/a (i+1) ] = del\*T1 .

6.5.6. Силовое возбуждение действием силы F (tau) = F0\*sin (omega\* tau) при вязком сопротивлении. Уравнение колебаний :

m\*x" + b\*x' + k\*x = F0\*sin (omega\*tau)

имеет решение, представляющее амплитуду колебаний как сумму двух составляющих - собственных затухающих колебаний (x) с, определяемых формулой (6.22), и вынужденных от действия внешней периодической силы F (tau) с частотой этой силы omega :

(x)в = (x) д\*cos (omega\*tau + fi), (6.23)

где (x) д - динамическая амплитуда вынужденных колебаний, отличающая ся от статической (x) ст = F0/k, определяемой амплитудным значе нием F0 внешней возбуждающей силы.

Соотношение (x) д/ (x)ст = kappa - коэффициент динамического усиления, определяется коэффициентом расстройки nju = omega/omega0 (соотношением частот внешней возбуждающей силы и собственных колебаний) и коэффициентом демпфирования (рассеяния энергии) в системе D = del/omega0:

kappa = 1 /[ (1- nju\*\*2) \*\*2 + 4\* (D\*nju) \*\*2]\*\*0.5 . (6.24)

Фазовый угол fi = arc tg[2\*D\*nju/ (1- nju\*\*2) ] .

Таким образом, чем ближе частота внешней силы к частоте собственных колебаний и чем меньше коэффициент демпфирования, тем сильнее растет амплитуда колебаний; наибольшее увеличение амплитуды будет в резонансной зоне, т.е. когда коэффициент расстройки близок к единице. Характер колебательного процесса представлен на рис. 6.15.

Амплитуда вынужденных колебаний (x) д = kappa\* (x)ст .

6.5.7. Кинематическое возбуждение смещением основания (x) a =a\*sin (omega\*tau) при вязком сопротивлении. Уравнение колебаний можно представить в виде

m\*x" + b\*[x'- (x) a]+ k\*[x - (x) a] = 0,

и тогда оно имеет решение, соответствующее (6.23), но (x) д = eta\* (x)a, где eta - коэффициент передачи :

eta = {[1 + 4\* (D\*nju) \*\*2]\*\*0.5}/[ (1- nju\*\*2) \*\*2 +

+ 4\* (D\*nju) \*\*2]\*\*0.5 . (6.25)

Характер колебательного процесса представлен на рис. 6.16. При nju > (2) \*\*0.5 амплитуда вынужденных колебаний меньше, чем амплитуда возбуждающих, т.е. это - область виброзащиты.

**РАЗДЕЛ 2. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ**

Задачи раздела - определение:

а) прочности деталей под воздействием приложенных нагрузок;

б) жесткости элементов конструкции;

в) устойчивости деталей, для которых ее потеря является опасной для работоспособности М.

Прочность детали - способность без разрушения выдерживать приложенную нагрузку. Жесткость - соотношение усилия и вызываемой им деформации детали. Потеря устойчивости - катастрофическое нарастание деформации под воздействием относительно малых усилий.

**Глава 7. Краткие сведения о свойствах материалов для конструкций РЭС.**

***7.1. Сплавы железа и углерода - стали.***

7.1.1. Стали - сплавы железа, в которых углерода менее 2 %.

Прочность и твердость стали возрастают с увеличением содержания углерода, пластичность уменьшается. Первая цифра в обозначении стали показывает содержание углерода; литеры в начале: У - сталь, в которой углерода более 0.7 %, А- сталь для обработки на станках- автоматах, Л- литейная сталь.

7.1.2. Легированные стали, улучшенные добавкой других химических элементов, которые обозначают буквами русского алфавита: В- вольфрам, Г- марганец, Д- медь, М- молибден, Н- никель, Р- бор, C- кремний,

Т- титан, Ф- ванадий, Х- хром, Ю- алюминий. Цифра после буквы обозначает содержание легирующего элемента, если оно выше 1 %; А - качественные стали со стабильным составом.

7.1.3. Термохимическая обработка сталей. Закалка и нормализация позволяют повысить твердость и прочность стали, но увеличивают хрупкость; отпуск повышает твердость, сохраняя вязкость; отжиг обеспечивает мягкость, пластичность, обрабатываемость резанием. Цементирование и азотирование - насыщение поверхностных слоев карбидами и нитридами железаповышает твердость, прочность, износостойкость сталей.

7.1.4. Защита углеродистых и легированных сталей от коррозии во влажной атмосфере обеспечивается тонким поверхностным слоем покрытия.

Металлические покрытия: слоями цинка, кадмия, никеля, хрома; неметаллические - лакокрасочными материалами. Нержавеющие стали - с содержанием никеля и хрома более 15 %.

***7.2. Сплавы меди - бронзы и латуни.***

7.2.1. Бронзы - сплавы меди, легированные различными элементами: алюминием, бериллием, кремнием, оловом, свинцом, цинком и др. Литеры в обозначении бронзы соответствуют легирующим добавкам, а цифры - их процентному содержанию. Бронзы обладают повышенной электропроводностью, коррозионной стойкостью, хорошо обрабатываются и отливаются. Термообработка бронз: закалка - для повышения твердости, отпуск - прочности и упругости, отжиг - пластичности.

7.2.2. Латуни - сплавы меди и цинка. Обладают довольно высокими механическими свойствами и коррозионной устойчивостью, хорошей обрабатываемостью. Обозначение указывает содержание меди и легирующих элементов в процентах.

***7.3. Алюминиевые, магниевые, титановые и специальные сплавы.***

7.3.1. Сплавы алюминия и магния, легированные другими элементами, технологичны, коррозионно устойчивы, немагнитны, имеют низкую плотность (ro = 2.5 - 2.7 г/см\*\*3) .

Деформируемые: алюминиево- марганцевые (АМц), алюминиево- магниевые (АМг), дюралюмины (Д) - сложные композиции на основе алюминия.

Высокопрочные алюминиевые сплавы (В) по прочности приближаются к низкоуглеродистым сталям. Имеются различные литейные сплавы. Дюралюмины и высокопрочные сплавы могут закаливаться. Для повышения коррозионной устойчивости применяют различные виды анодного оксидирования, создающие прочную поверхностную пленку оксида.

7.3.2. Титановые сплавы. Основа - титан (более 50 %) . Легирующие элементы: алюминий, олово, цирконий и др. Применяют и чистые титановые сплавы (ВТ), которые по прочности при высоких температурах превосходят среднелегированные стали почти вдвое. Сплавы титана жаропрочны, коррозионно стойки, немагнитны, обладают малой плотностью (ro = 4.8 г/см\*\*3), имеют меньшие, чем другие металлы, коэффициенты линейного расширения, хорошо свариваются в средах защитных газов.

7.3.3. Сплавы с низкими коэффициентами линейного расширения.

Для инвара Н36 alfa = 1.5/10\*\*6 1/K, для элинвара Н35ХМВ этот коэффициент практически равен нулю.

7.3.4. Контактные сплавы - материалы для трущихся электрических контактов. Наиболее широко применяется нейзильбер МНЦ-15-20, который значительно дешевле, чем благородные металлы или вольфрам.

7.3.5. Магнитные материалы. Пермаллои 50Н, 50НП, 79НМ, 80ХНС сплавы высокой магнитной проницаемости. Пермендюр К50Ф2 и гиперко К35Х - сплавы с высоким магнитным насыщением.

7.3.6. Сплавы с высоким электрическим сопротивлением. Это манганин МНМцЗ-12, имеющий также низкий температурный коэффициент электрического сопротивления (alfa) r = 6/10\*\*6 1/K, и константан МНМц40-1, 5, у которого стабильность параметров сохраняется до температуры 400 град С.

***7.4. Пластические массы.***

7.4.1. Пластмассы примерно в 5 раз легче сталей, однако менее прочны и термостойки, чем металлы. Основные достоинства - электроизолирующие свойства и возможности изготовления деталей практически любой формы с помощью литья под давлением, прессования, штамповки.

В состав пластмассы входят: связующее вещество, наполнитель, пластификаторы, отвердители, красители и другие добавки, позволяющие изменять свойства пластмассы в нужном направлении.

7.4.2. Термореактивные пластмассы - исходная масса при нагреве и одновременном повышении давления размягчается и разжижается, а затем твердеет и в дальнейшем сохраняет полученную форму.

Фенопласты - пластмассы со связующим в виде фенольных смол.

Аминопластмассы в основном применяются в виде волокнитов, т.е.пластмасс со слоистыми наполнителями - бумагой, картоном, тканью (гетинакс, текстолит, стеклотекстолит) . Фольгированные стеклотекстолит используют для изготовления плат электронной аппаратуры.

7.4.3. Термопластические массы - после затвердения детали могут быть вновь размягчены нагревом. Это капрон (поликапролактам), полиамидные смолы, поливинилхлорид, полистирол, полиэтилен, фторопласт. Прозрачный полиакрилат - органическое стекло может быть окрашено в любые цвета.

Эпоксидные клеи - смолы, по прочности клеевого шва приближаются к металлам.

***7.5. Резина, стекло, керамика.***

7.5.1. Резина - отвержденный добавкой серы и нагревом каучук.

Широко применяется как эластичный герметизирующий и электроизоляционный материал. Эбонит - твердая резина (серы 45-60%), используется для электротехнических изделий.

7.5.2. Стекла. Прозрачные в различных диапазонах волн в зависимости от исходных материалов - кварцевого или кремниевого песка. Кварцевое стекло прозрачно для тепловых лучей. Ситаллы - стекла с кристаллической структурой, радиопрозрачны в различных диапазонах.

7.5.3. Керамика. Получается спеканием пластичных масс из различных минералов; электроизоляционный, теплозащитный и радиотехнический материал. Пористая керамика дает самосмазывающиеся подшипниковые материалы - бронзографит и железографит. Естественная керамика - корунд, сапфир, агат - материалы для подшипниковых опор; очень износостойка.

**Глава 8. Работа деталей в конструкциях при основных видах нагружения.**

***8.1. Основные понятия и определения.***

8.1.1. Внутренние усилия в материале. При нагружении элементов конструкции внешними усилиями в них появляются внутренние силы упругости - реакция вещества на внешнее силовое воздействие. Под влиянием усилий возникают деформации: упругие - исчезающие после снятия внешних нагрузок, и пластические - остающиеся. Большинство деталей должно работать в области упругих деформаций.

8.1.2. Основные допущения. При определении внутренних сил вводят следующие допущения:

а) сплошности материала;

б) его однородности;

в) для неслоистых материалов - изотропности.

Влияние многих усилий учитывают с помощью принципа независимости их действия: результат воздействия системы сил на тело равен сумме результатов воздействия отдельных составляющих.

***8.2. Определение внутренних усилий. Напряжения и деформации***

8.2.1. Метод сечений. Для определения внутренних усилий условно рассекают в интересующеи месте материал плоскостью и одну из отсеченных частей вместе с приложенными к ней усилиями отбрасывают. Для сохранения оставшейся части в равновесии в сечении к ней необходимо приложить в общем случае силу P и момент T (рис.8.1) :

P = Px + Py + Pz ; T = Tx + Ty + Tz, (8.1)

где Px - нормальная сила в сечении, Py и Pz - касательные, Tx - крутящий момент, Ty и Tz - изгибающие моменты.

Значения P и T находят из условия равновесия оставшейся части элемента конструкции.

8.2.2. Напряжения. Интенсивность внутренних сил упругости, действующих в сечении - напряжение:

sig = lim (delP/delS) при delS --> 0 . (8.2)

Полное напряжение - сумма нормального (sig) n и касательного (tau) n напряжений (рис.8.2) .

8.2.3. Деформации - изменение размеров и формы детaли (или ее элементарных обьемов) под действием напряжений, линейные eps - нормальных sig, угловые gam - касательных tau (рис.8.3.) .

8.2.4. Напряженное состояние - совокупность напряжений, действующих на взаимно перпендикулярных гранях элементарного обьема в рассматриваемой зоне материала. В общем случае существуют три нормальных и шесть касательных напряжений (рис. 8.4.) . Сечения всегда можно ориентировать так, чтобы касательные напряжения отсутствовали. Главные площадки - сечения, в которых нет касательных напряжений; нормальные напряжения на них называют главными. Любое напряженное состояние можно характеризовать тремя главными напряжениями: sig1 > sig2 > sig3 . Существуют три вида напряженных состояний:

а) обьемное - имеются все главные напряжения;

б) плоское - существуют только два из них;

в) линейное - действует только одно главное напряжение.

8.2.5. Оценка прочности элементов конструкции. Производится сравнением наибольших напряжений - нормальных sig или касательных tau с их допустимыми значениями (sig) p и (tau) p - предельными, при которых деталь все еще выполняет свою функцию. Условия прочности:

sig < (sig) p ; tau < (tau) p . (8.3)

Значения (sig) p и (tau) p определяют экспериментально на реальных деталях или испытаниями образцов из исследуемого материала.

8.2.6. Основные виды нагружения стержней. Реальные детали представляют стержневыми элементами, для которых выделяют четыре основных вида нагружения, возникающих под действием основных компонентов силы P и момента T (рис. 8.5) .

***8.3. Основной вид нагружения - растяжение (сжатие)***

8.3.1. Общая характеристика. Растяжение (сжатие) - одноосное напряженное состояние, возникающее под действием равных сил, противоположно направленных по оси стержня. Волокна материала, параллельные этой оси, удлиняются (или укорачиваются) ; плоские сечения, нормальные оси стержня, остаются плоскими и нормальными и при нагружении стержня, а напряжения в них распределены равномерно.

8.3.2. Напряжения при растяжении. В сечениях стержня под действием внешних сил P возникают напряжения (sig) x (рис.8.6) :

P = int[ (sig) x\* (dS) alf]S; (sig) x = P/int[ (dS) alf]S = P/ (S)alf. (8.4)

Между напряжениями в нормальном сечении sig = P/S и (sig) x существует зависимость: (sig) x = sig\*cos (alf), а (sig) x можно представить суммой нормального (sig) n и касательного (tau) n (рис. 8.7) :

(sig) n = (sig) x\*[cos (alf) ]\*\*2; (tau) n = 0.5\* (sig) x\*sin (2\*alf) . (8.5)

Максимальные нормальные напряжения (sig) nmax = sig - в нормальном сечении при alf = 0, максимальные касательные (tau) nmax = sig/2 при alf = 45 грд .

8.3.3. Деформации при растяжении. Упругие деформации волокон материала вдоль оси стержня пропорциональны напряжениям:

eps = sig/E, sig = E\*eps, (8.6)

где E - модуль упругости первого рода (модуль Юнга), один из основных механических параметров материала.

Выражение (8.6) -закон Гука при растяжении; для стержня с жесткостью E\*S может быть записан в такой форме:

eps = del (l)/l = P/E\*S . (8.7)

8.3.4. Поперечные деформации стержня. При продольных деформациях eps появляются поперечные деформации: eps' = del (d)/d, где del (d) - изменение поперечного размера d. Отношение nju = eps'/eps - коэффициент Пуассона; теоретически 0 < nju < 0.5. Для абсолютно пластичных материалов nju = 0, для абсолютно упругих nju = 0.5 ; для большинства конструкционных материалов nju = 0.25 - 0.35.

***8.4. Экспериментальное определение механических параметров материалов***

8.4.1. Диаграмма напряжений при растяжении. Это - зависимость sig - eps, полученная при растяжении стандартных образцов из исследуемого материала на испытательных машинах; строится условной - без учета поперечных деформаций, т.е. растягивающее усилие относят к первоначальному сечению образца: sig= P/ (S)0. Материалы делят на две группы: пластичные - с большими относительными удлинениями и хрупкие - с малыми.

8.4.2. Диаграмма растяжения пластичных материалов (рис.8.8) .

Характерные напряжения: (sig) у - предел упругости; (sig) пц - предел пропорциональности (до этого напряжения выполняется закон Гука) ; (sig) т предел текучести (появляются пластические деформации) ; (sig) в - предел прочности, после его превышения на образце появляется сужение - шейка, и в дальнейшем происходит разрыв. Если нагрузку снять при напряжении sig > (sig) у, появится остаточная деформация. Пределу текучести соответствует удлинение, равное 0.2%, которое обозначают (eps) 0.2. Полное остаточное удлинение (eps) ост для пластичных материалов составляет 5-25%.

8.4.3. Диаграмма растяжения хрупких материалов (рис.8.9) .

Она нелинейна и на ней нет характерных точек и зон. В качестве условного предела текучести принимают напряжение (sig) 0.2 . Разрыв происходит без образования шейки при достижении напряжения (sig) в . Обычно остаточное удлинение (eps) ост < 5%.

8.4.4. Параметры твердости характеризуют сопротивляемость материала внедрению в него острого твердого тела - индентора; выражаются условными числами твердости: Бринелля НВ - для низкой и средней твердости,

Роквелла HR и Виккерса HV - для средней и высокой твердости, которые определяют, вдавливая в поверхность материала соответственно стальной шарик, алмазный конус, алмазную четырехгранную пирамиду.

Для многих материалов твердость HB связана с пределом прочности простым соотношением: (sig) в = k\*HB; для большинства сталей k = 0.34 - 0.36; для деформируемых алюминиевых сплавов k = 0.38.

**Глава 9. РАБОТА СТЕРЖНЕЙ ПРИ СДВИГЕ И КРУЧЕНИИ**

***9.1. Работа стержней при сдвиге***

9.1.1. Общая характеристика. Сдвиг - плоское напряженное состояние, возникающее под действием поперечных сил (рис.9.1) . Соседние бесконечно близкие сечения сдвигаются по отношению друг к другу, что вызывает появление касательных напряжений tau . В условиях сдвига в конструкциях работают крепежные детали (винты, штифты), валы, стойки.

9.1.2. Закон парности касательных напряжений и главные напряжения при сдвиге. Напряжения tau всегда парны в двух перпендикулярных сечениях, что следует из рассмотрения равновесия элементарного обьема материала в зоне сдвига (рис.9.2) . Парные касательные напряжения приводят к появлению двух главных нормальных напряжений: sig1 = tau - растягивающего и sig2 = -tau - сжимающего, повернутых на 45 грд относительно оси стержня (рис.9.3) .

9.1.3. Деформация при сдвиге и закон Гука. Картина деформации элементарного обьема изображена на рис.9.4. Линейный сдвиг - а, угловой - gam, del (dl) - удлинение диагонали элемента dl. Связь деформаций:

eps = del (dl) /dl = (a/ (2\*\*0.5) \*[1/ (2\*\*0.5\*dx) ] = gam/2 .

С учетом поперечных деформаций от напряжений sig2 закон Гука при сдвиге имеет вид:

eps = sig1/E + nju\*sig2/E = tau\* (1+ nju) /E ;

tau = {E/[2\* (1+ nju) ]}\*gam = G\*gam ; (9.1)

G = E/[2\* (1+ nju) ],

где G - модуль упругости второго рода, или модуль сдвига.

Напряжения и закон Гука для стержня жесткостью G\*S:

tau = P/S ; gam = P/ (G\*S) . (9.2)

9.1.4. Прочность при сдвиге. Условия прочности проверяют и по нормальным, и по касательным напряжениям:

(sig) 1, 2 < (sig) p ; tau < (tau) p . (9.3)

***9.2. Работа стержней при кручении***

9.2.1. Общая характеристика кручения. Это - плоское напряженное состояние, возникающее под действием крутящего момента Tк (рис.9.5) .

Соседние сечения стержня, нормальные к его оси, поворачиваются относительно друг друга на угол dfi, поэтому в них возникают касательные напряжения tau; элементарные площадки на его боковой поверхности деформируются так же, как и при сдвиге, т.е. напряженные состояния при кручении и сдвиге одинаковы.

9.2.2. Деформации при кручении. Для элементарного цилиндра радиусом ro и длиной dx, выделенного из скручиваемого стержня (рис.9.6) :

gam = ro\*dfi/dx . (9.4)

9.2.3. Напряжения при кручении. Закон Гука при кручении получают из выражения закона Гука при сдвиге (9.1) и соотношения (9.4) :

tau = G\*ro\* (dfi/dx) . (9.5)

По закону парности касательные напряжения существуют также и в осевой плоскости стержня (рис.9.7) ; напряжения tau можно связать с внешним моментом Tк :

Tк = int (tau\*ro\*dS) S = int[G\*ro\* (dfi/dx) \*dS]S =

= G\* (dfi/dx) \*int[ro\*\*2\*dS]S = Jp\*G\* (dfi/dx) . (9.6)

Величина Jp = int (ro\*\*2\*dS) S - полярный момент инерции сечения.

Закон Гука для стержня жесткостью G\*Jp и длиной l :

dfi/dx = Tк/ (G\*Jp) ; fi = Tк\*l/ (G\*Jp) . (9.7)

Связь напряжений с внешним моментом:

tau = Tк\*ro/Jp ; (tau) max = Tк\* (ro) max/Jp = Tк /Wp, (9.8)

где Wp = Jp/ (ro) max - полярный момент сопротивления сечения стержня.

9.2.4. Геометрические характеристики сечений при кручении.

Это - полярные моменты инерции Jp и сопротивления Wp . Для кольцевого сечения с внешним R и внутренним r диаметрами:

Jp = (pi\*D\*\*4) \* (1- alf\*\*4) /32 ;

Wp = (pi\*D\*\*3) \* (1- alf\*\*4) /16, (9.9)

где alf = d/D .

В условиях сдвига при кручении работают валы и другие детали, нагруженные крутящими моментами. Рациональные формы сечений - имеющие максимальный момент сопротивления при данной площади; для круговых сечений, например - тонкостенные трубы. Эффективность использования материала можно оценить отношением моментов инерции или сопротивления полого сечения к соответствующим моментам сплошного при одинаковой площади:

(k) j = J/Jc, (k) w = W/Wc. Для трубы с alf = d/D :

alf 0 0.5 0.75 0.9

(k)j 1.00 1.67 3.59 9.53

(k)w 1.00 1.44 2.36 4.15

Эффективность прямоугольных сечений ниже, чем круглых и может быть оценена отнесением соответствующих моментов к моментам кругового:

(k) j = Jп/Jк, (k) w = Wп/Wк . Для прямоугольника с отношением длинной и короткой сторон bet = a/b > 1:

bet 1 1.5 2

(k)j 0.844 0.483 0.275

(k)w 0.881 0.513 0.321

9.2.5. Условия прочности при кручении такие же, как и при сдвиге (9.3) . Если материал плохо сопротивляется касательным напряжениям, происходит разрушение в нормальном или осевом сечении; если нормальным, cтержень разрушится по винтовой поверхности, наклоненной к оси стержня под углом 45 грд .

**Глава 10. Работа стержней при поперечном и продольном изгибе**

***10.1. Общая характеристика напряженного состояния при изгибе***

10.1.1. Основные определения. Изгиб - напряженное состояние, возникающее под действием моментов, находящихся в плоскости оси стержня или ей параллельных. Чистый изгиб возникает под действием моментов, поперечный - поперечных сил, продольныЙ - продольных.

10.1.2. Реакции в опорах. Зависят от способа закрепления стержня в опоре (рис.10.1) ; в шарнирах (рис.10.1, а, б) возможен поворот стержня, в заделках (рис.10.1, в, г) - невозможен. Значения реакций находят из условий равновесия стержня, а также из условий совместности деформаций в опорах, если этих уравнений недостаточно для статически неопределимых стержней.

10.1.3. Силовые факторы при изгибе. Внешние (рис.10.2) :

а) распределенная нагрузка q (x);

б) сосредоточенные силы P ;

в) изгибающие моменты M.

Внутренние:

а) поперечная сила Q - сумма всех сил слева от сечения;

б) изгибающий момент M - сумма всех моментов слева от сечения.

Знаки всех силовых факторов принимают в соответствии с рис.10.3.

Дифференциальные зависимости между силовыми факторами при изгибе получают, сравнивая выражения для M и Q в двух соседних сечениях на расстоянии

dx (рис.10.4) :

dM (x)/dx = Q (x); dQ (x)/dx = q (x) . (10.1)

***10.2. Напряжения при изгибе***

10.2.1. Нормальные напряжения. При изгибе волокна стержня, параллельные его оси, испытывают одноосное растяжение или сжатие. Через

центр масс сечения проходит нейтральный слой, волокна которого не растягиваются и не сжимаются, а только искривляются. Относительные деформации волокон, параллельных оси (рис.10.5) :

eps = del (dx) /dx = z/ro, (10.2)

где ro - радиус кривизны нейтрального слоя; z - расстояние до него.

Нормальные напряжения на основании закона Гука (8.6), линейно распределены по высоте сечения (рис.10.6) :

sig = E\*z/ro ; (sig) max = E\* (z)max/ro . (10.3)

10.2.2. Связь напряжений sig с внешним моментом M может быть получена из уравнения равновесия сечения:

M = int (sig\*z\*dS) S = (E/ro) \*int[ (z\*\*2) \*dS]S = E\*Jy/ro,

где Jy = int[ (z\*\*2) \*dS]S - момент инерции сечения относительно оси y.

Закон Гука для стержня с жесткостью E\*Jy при изгибе:

1/ro = M/E\*Jy . (10.4)

Связь напряжений с внешним моментом:

sig = M\*z/Jy ; (sig) max = M\* (z)max/Jy = M/Wy, (10.5)

где Wy = Jy/ (z)max момент сопротивления сечения относительно оси y.

10.2.3. Геометрические характеристики сечения при изгибе. Этомоменты инерции Jy и сопротивления Wy относительно оси y .

Для прямоугольного сечения высотой h и шириной b :

Jy = b\*h\*\*3/12 ; Wy = b\*h\*\*2/6 . (10.6)

Для круглого сечения с наружным D и внутренним d диаметрами:

Jy = (pi\*D\*\*4) \*[1 - (alf) \*\*4]/64 ;

Wy = (pi\*D\*\*3) \*[1 - (alf) \*\*4]/32, (10.7)

где alf = d/D .

Рациональные формы сечения - двутавры, швеллеры, Z - образные или трубчатые профили - имеют максимальный момент сопротивления при данной площади.

10.2.4. Касательные напряжения. Возникают в сечениях, нормальных к оси стержня, при наличии поперечных сил. Парные касательные - в сечениях, параллельных нейтральному слою. Их определяют из условия равновесия элементарного обьема (на рис.10.7 - 11'2'2) :

-int[sig1\*dS] (S)отс + int[sig2\*dS] (S)отс + tau\*b\*dx = 0 ;

(dM/dx) \*[ (C)отс/Jy] = tau\*b, (10.8)

где b - ширина сечения; (S) отс - площадь отсеченной части сечения;

(C)отс = int[z\*dS] (S)отс - статический момент ее относительно нейтральной оси;

sig1, 2 = M1, 2\*z/Jy ; M1 - M2 = dM .

Поскольку dM/dx = Qx,

tau = Qx\* (C)отс/ (Jy\*b) . (10.9)

Касательные напряжения при поперечном изгибе максимальны на нейтральной оси, а при z = (z) max равны нулю.

10.2.5. Условия прочности при изгибе. Нормальные напряжения при чистом изгибе находят по формулам (10.5) . При поперечном:

главные напряжения

sig1, 2 = 0.5\*[sig +- (sig\*\*2 + 4\*tau\*\*2) \*\*0.5] ; (10.10)

касательные напряжения

tau1, 2 = 0.5\* (sig1 - sig2) =

= +- 0.5\*[ (sig\*\*2 + 4\*tau\*\*2) \*\*0.5] . (10.11)

Условия прочности:

sig1, 2 <= (sig) p ; tau1, 2 <= (tau) p . (10.12)

***10.3. Деформации при изгибе***

10.3.1. Дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня. Его получают из выражения (10.4), учитывая, что для уравнения изогнутой оси

z = z (x) кривизна может быть выражена соотношением:

kappa = 1/ro = (d2z/dx2) /[1 + (dz/dx) \*\*2]\*\*1.5 .

Поскольку в общем случае изгибающий момент M (x) и момент инерции Jy (x) переменны по длине стержня, уравнение изогнутой оси имеет вид:

(d2z/dx2) /[1 + (dz/dx) \*\*2]\*\*1.5 = M (x)/E\*Jy (x) . (10.13)

Для малых прогибов стержня величиной dz/dx = tet - углом поворота стержня пренебрегают и получают приближенное уравнение изогнутой оси стержня при изгибе:

d2z/dx2 = M (x)/E\*Jy (x) . (10.14)

10.3.2. Определение деформаций. Большинство методов определения деформаций при изгибе сводится к интегрированию уравнения (10.14), а при необходимости высокой точности результатов - (10.13) с учетом граничных условий. Решения для стержней, нагруженных сосредоточенной силой (рис. 10.8), моментом (рис.10.9), равномерной нагрузкой (рис. 10.10), дают следующие выражения (при Jy = const) :

для силы P

(z)max = - P\*l\*\*3/ (3\*E\*J) ; (tet) max = P\*l\*\*2/ (2\*E\*J) ; (10.15)

для момента M

(z)max = M\*l\*\*2/ (E\*J) ; (tet) max = - M\*l/ (E\*J) ; (10.16)

для распределенной нагрузки

(z)max = - q\*l\*\*4/ (8\*E\*J) ; (tet) max = q\*l\*\*3/ (6\*E\*J) . (10.17)

Деформации при сложном нагружении стержня можно представить как сумму деформаций от распределенных нагрузок, сосредоточенных сил и моментов, причем реактивные силы и моменты в опорах рассматривают наравне с другими внешними силовыми факторами.

***10.4. Продольный изгиб и устойчивость стержня.***

10.4.1. Потеря устойчивости. У продольно сжатых стержней может наступить потеря устойчивости - катастрофическое нарастание деформаций и последующее разрушение под воздействием сил, которые настолько малы, что разрушения от сжатия произойти не может. Это происходит тогда, когда ось стержня имеет первоначальное искривление, или продольная сила действует с эксцентриситетом - появляется изгибающий момент, который разрушает стержень (рис.10.11) .

Уравнение продольного изгиба:

E\*J\* (d2z/dx2) = M (x) = - P\*z . (10.18)

Решение этого уравнения при k = (P/E\*J) \*\*0.5 :

z (x) = C1\*cos (k\*x) + C2\*sin (k\*x) . (10.19)

Из граничных условий z = 0 при x = l следует: C1 = 0, k\*l =

= pi\*n, где n = 1, 2, 3 ... Из (10.19) получают выражение для критической силы, вызывающей потерю устойчивости:

(P)кр = E\* (J)min\* (pi\*n/l) \*\*2 . (10.20)

Для n = 1 получают минимальное значение критической силы (P) кр; если ввести промежуточные опоры по длине стержня, можно получить (P) кр при n = 2, 3 и т.д. (рис.10.12) .

10.4.2. Приведенная длина стержня. Влияние закрепления концов на устойчивость учитывают с помощью коэффициента приведения длины mju (рис.

10.13) . В зависимости от характера закрепления концов на длине стержня возникает различное число полуволн синусоиды, что и учитывает коэффициент mju. Поэтому критическая сила

(P)кр = (pi) \*\*2\* (E\*J) min/ (mju\*l) \*\*2 . (10.21)

10.4.3. Гибкость стержня. Формула (10.21) справедлива, пока выполняется закон Гука, т.е. пока критическое напряжение в стержне не превышает предела пропорциональности (sig) пц :

(sig) кр = (P) кр/S = pi\*\*2\* (E\*J) min/[S\* (mju\*l) \*\*2 =

= pi\*\*2\*E/lam\*\*2 <= (sig) пц, (10.22)

где lam = mju\*l/i - гибкость стержня; i = (Jmin/S) \*\*0.5 - наименьший главный радиус инерции сечения стержня.

Предельная гибкость стержня, при которой наступает потеря устойчивости:

(lam) пр >= pi\*[E/ (sig) пц]\*\*0.5 . (10.23)

Если lam меньше этого значения, стержень разрушается от сжатия, потери устойчивости не будет. Считают, что для пластичных материалов (sig) кр = (sig) т, для хрупких (sig) кр = (sig) в, если lam < (lam) пр.

10.4.4. Расчет устойчивости. Для оценки устойчивости рассчитывают гибкость стержня lam, и если lam > (lam) пр, определяют критическую силу (P) кр по формуле (10.21), (sig) кр по формуле (10.22) .

Условие устойчивости: (sig) у = (sig) кр/nу, где nу = 1.8 - 3.2 коэффициент запаса по устойчивости.

**Глава 11. Контактная прочность. Прочность при переменных нагрузках и сложных видах нагружения.**

***11.1. Контактная прочность деталей.***

11.1.1. Общая характеристика. При контактировании поверхностей, из которых одна или обе криволинейны (теоретически контакт происходит по линии или в точке), возникают контактные напряжения и контактные деформации. Их определяют методами теории упругости, считая, что в контактной зоне образуется в общем случае эллиптическая площадка малых размеров, давление на которой распределяется также по закону эллипса (рис. 11.1) :

q (x,y) = qm\*[1 - (x/a) \*\*2 - (y/b) \*\*2]\*\*0.5, (11.1)

где qm - давление в центре площадки с полуосями a и b.

11.1.2. Напряжения в зоне контакта. Значение sig можно найти из условий равновесия:

P = int{int[sig (x,y) \*dx\*dy]} ; (sig) max = 1.5\*P/ (pi\*a\*b) . (11.2)

Размеры полуосей контакта:

a = alf\*[P\* (ro) пр/ (E)пр]\*\* (1/3) ;

b = bet\*[P\* (ro) пр/ (E)пр]\*\* (1/3),

где (ro) пр - приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей (рис.11.2) ; (E) пр - приведенный модуль упругости:

(ro) пр = 4/ (1/ro11 + 1/ro12 + 1/ro21 + 1/ro22 ) ;

(E)пр = (8/3) /{[1 - (nju1) \*\*2]/E1 + [1 - (nju2) \*\*2]/E2} . (11.3)

E1 и E2, nju1 и nju2 - соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона для материалов контактирующих поверхностей; ro11 и ro21, ro12 и ro22 - наибольшие и наименьшие радиусы кривизны.

Коэффициенты alf и bet зависят от взаимной ориентировки главных радиусов кривизны ro11 и ro21 и приведены в справочниках.

Для контакта двух шаров с радиусами R1 и R2 :

(sig) max = 0.578\*| P\* (1/R +- 1/R) \*\*2/{[1 - (nju1) \*\*2]/E1 +

+ [1 - (nju2) \*\*2]/E2} |\*\* (1/3) . (11.4)

Для цилиндрических поверхностей с параллельными образующими и длиной контактной линии l

(sig) max = 0.564\*| P\* (1/R +- 1/R) \*\*2/l{[1 - (nju) \*\*2]/E1 + [1 - (nju2) \*\*2]/E2} |\*\* (1/3) . (11.5)

11.1.3. Проверака контактной прочности. Материал в зоне контакта находится в состоянии всестороннего сжатия, поэтому допускаемые напряжения при расчете контактной прочности выше, чем предел прочности при одноосном сжатии (sig) c в 1.5 - 1.8 раза. Для различных материалов допустимые напряжения (sig) кp приведены в справочниках.

***11.2. Прочность при повторно-переменных нагрузках***

11.2.1. Усталость материалов. Это - разрушение материалов при многократном приложении нагрузки; способность сопротивляться такому разрушению - выносливость материала. Для усталостного разрушения необходимо, чтобы действующие напряжения превысили напряжения, равные пределу выносливости. Усталость материалов связана с появлением местных нарушений целостности в зоне межкристаллических соединений вследствие пластических сдвигов и появления микротрещин, которые в дальнейшем расширяются и разрушают материал.

11.2.2. Параметры, определяющие усталостную прочность. Совокупность всех напряжений за один период нагружения - цикл напряжений. На усталостную прочность влияют (sig) max - максимальное и (sig) min - минимальное напряжения, коэффициент асимметрии цикла r = (sig) min/ (sig) max и число циклов нагружения (N) ц. При постоянной нагрузке r = +1, при симметричной знакопеременной r = -1; циклы с последним коэффициентом наиболее опасны для материалов. Предел выносливости - напряжение, которое материал выдерживает без разрушения при любом числе циклов, обозначают (sig) -1 и определяют на специальных образцах опытным путем. Существуют две группы материалов: с явно выраженным пределом усталости и без такового (рис.11.3) . Для сталей предел выносливости достигается при (N) ц = 10\*\*7, для цветных материалов при (N) ц = (5- 10) .10\*\*7; для материалов, у которых этот предел практически определить невозможно, вводят понятие условного предела выносливости при ограниченном числе циклов нагружения.

11.2.3. Факторы, влияющие на выносливость деталей. Наибольшее влияние оказывают:

а) концентрация напряжений;

б) состояние поверхности;

в) размеры детали.

Концентрация напряжений - местное увеличение напряжений в зонах изменения формы и размеров деталей (сужений, канавок, отверстий и т.п).

Коэффициент концентрации напряжений (k) sig = [ (sig) -1]/[ (sig) -1]к > 1, где [ (sig) -1]к - предел выносливости материала детали с концентратором напряжений.

Состояние поверхности сказывается в том случае, если она не полирована. Микровыступы являются микроконцентраторами напряжений. Поэтому вводят коэффициент bet = [ (sig) -1]/[ (sig) -1]п < 1, где [ (sig) -1]п - предел выносливости для полированной детали.

Размеры детали влияют на предел выносливости тогда, когда они намного превышают размер испытательного образца, на котором определяют предел выносливости (для стандартного образца d = 10 мм) ; это учитывают коэффициентом eps = [ (sig) -1]/[ (sig) -1]об < 1, где [ (sig) -1]об - предел выносливости образца.

11.2.4. Расчет прочности при переменных нагрузках. Допустимое напряжение определяют на базе предела выносливости для заданного числа циклов или на базе (sig) -1, вводя коэффициенты концентрации нагрузки, состояния поверхности и размеров детали:

sig = [ (sig) -1) p = [ (sig) -1]\*bet\*eps/ (k)sig . (11.6)

***11.3. Прочность при сложном нагружении***

11.3.1. Сложное напряженное состояние. Возникает как результат одновременного действия нескольких видов нагружения; в общем случае все три главных напряжения sig1, sig2 и sig3 не равны нулю (рис. 11.4) .

Экспериментальная оценка в этом случае практически исключена из-за большого количества соотношений между sig1, sig2 и sig3 . Поэтому вводят критерии прочности, учитывающие влияние на прочность материала какоголибо одного силового фактора или группы таких факторов. Основная трудность при образовании таких критериев заключается в том, что предельное напряженно-деформированное состояние даже для структурно-однородных материалов в действительности определяется большим числом параметров: значениями главных напряжений sig1, sig2 и sig3, чувствительностью материалов к касательным напряжениям, различной прочностью при растяжении и сжатии и т.п. При этом сложное напряженное состояние приводят к эквивалентному одноосному. Условие прочности - сравнение эквивалентного напряжения (sig) экв с допустимым для одноосного растяжения [ (sig) рас]p :

(sig) экв < [ (sig) рас]p . (11.7)

11.3.2. Универсальный критерий прочности Писаренко-Лебедева.

Предполагает, что наступление предельного состояния определяется способностью материала воспринимать как нормальные, так и касательные напряжения. Эквивалентное напряжение находят из выражения

(sig) экв = X\* (sig) i + (1 - X) \*sig1 . (11.8)

Интенсивность напряжений (sig) i определяют из выражения для удельной потенциальной энергии формоизменения элементарного обьема материала:

(u)ф = [ (sig) i]\*\*2/2\*E ;

(sig) i = (sig1\*\*2 + sig2\*\*2 + sig3\*\*2 - sig1\*sig2 -

sig1\*sig3 - sig2\*sig3) \*\*0.5 .

Коэффициент X = [ (sig) +]/[ (sig) -] учитывает различную сопротивляемость материала предельным напряжениям растяжения [ (sig) +] и сжатия

[ (sig) -] . Для реальных конструкционных материалов 0 < X < 1; для абсолютно хрупких X = 0, для абсолютно пластичных X = 1. Для плоского напряженного состояния sig3 = 0 и (sig) i = (sig1\*\*2 + sig2\*\*2 - sig1\*sig2) \*\*0.5 .

11.3.3. Допустимые напряжения (sig) p определяют при одноосном растяжении на базе предела текучести (sig) т для пластичных материалов или предела прочности (sig) в - для хрупких:

(sig) p = (sig) т/n ; (sig) p = (sig) в/n, (11.9) где n - коэффициент запаса прочности, определяемый функциональным назначением детали.

**РАЗДЕЛ 3. ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ И ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ТОЧНОСТИ МЕХАНИЗМОВ**

**Глава 12. Функциональная взаимозаменяемость и параметры точности**

***12.1. Функциональная взаимозаменяемость при производстве изделий***

12.1.1. Функциональная взаимозаменяемость (ВЗ) - это принцип проектирования, производства и эксплуатации изделий, обеспечивающий получение заданных функциональных параметров изделия при сборке последнего из независимо изготовленных узлов и деталей или при замене этих деталей в процессе эксплуатации и ремонта. Обеспечивается благодаря широкой стандартизации и унификации в промышленности.

Стандартизация - установление и применение в области науки и техники обязательных правил, норм и требований, обеспечивающих получение оптимальных результатов целенаправленной деятельности (развития отраслей народного хозяйства, научных исследований, выпуска промышленной продукции и т.п.). В зависимости от сферы действия существуют государственные стандарты (ГОСТ), республиканские (РСТ), отраслевые (ОСТ), стандарты предприятий (СТП) .

В современном машиностроении и приборостроении стандартизованы большинство разьемных соединений, многие типовые узлы (упругие элементы, подшипники, муфты), механические передачи и т.п.

Унификация - сокращение номенклатуры материалов или изделей одинакового функционального назначения, осуществляемое благодаря расширению диапазона показателей отдельного устройства. Широко применяется внутри предприятий и отраслей промышленности.

12.1.2. Геометрическая ВЗ - частный случай функциональной, когда обеспечивается ВЗ по геометрическим параметрам - линейным и угловым размерам; является основой для ВЗ по другим функциональным параметрам. Обеспечивается стандартизацией во всех отраслях промышленности как для самих изделей, так и их узлов и деталей, технологического и контрольно-измерительного оборудования, обрабатывающего инструмента. Стандартизованы нормальные линейные размеры (диаметры, длины), допуски и посадки, размеры резьб, присоединительные размеры валов и осей и т.д.

***12.2. Параметры точности механизмов***

12.2.1. Точность геометрических и кинематических параметров.

Для обеспечения функциональной и геометрической ВЗ параметры М должны находиться в заданных пределах, т.е. должна быть обеспечена их точность.

Точность параметра - степень приближения его к номинальному значению, наилучшим образом обеспечивающему функциональную ВЗ. Параметры реального М - действительные - сравнивают с параметрами теоретического - номинальными и получают оценку точности.

12.2.2. Погрешности параметров - разность одинаковых параметров реального и теоретического М:

а) абсолютные, имеющие размерность самого параметра;

б) относительные, т.е. отнесенные к номинальному значению параметра.

Систематическая погрешность - однозначно связанная с изменением физической величины, вызывающей погрешность; случайная - результат воздействия большого числа факторов, влияние которых почему-либо нельзя учесть (закономерности неизвестны или факторов очень много) . Появление случайной погрешности определенного значения можно характеризовать вероятностью - числом в диапозоне от 0 до 1. Для операций со случайными величинами существует аппарат теории вероятностей и математической статистики.

12.2.3. Виды погрешностей параметров М. Механизмы характеризуют тремя группами параметров: геометрическими, кинематическими, силовыми; для параметров каждой группы рассматривают соответствующие погрешности отклонения параметров от номинальных. Погрешность положения М -разность положения выходных звеньев теоретического и реального М при одинаковых положениях их выходных звеньев (рис. 12.1) . Эта погрешность определяет точность установки выходного звена М (или любого ведомого) в заданное положение.

Погрешность перемещения М - разность перемещений выходных звеньев теоретического и реального М при одинаковых перемещениях их ведущих звеньев (рис.12.2) . Погрешности положения и перемещения определяют погрешность функции положения М. Различают два вида погрешности перемещения:

a) кинематическую погрешность, возникающую при одностороннем движении ведущего звена;

б) свободный ("мертвый") ход, возникающий при изменении направления движения ведущего звена - реверсировании.

Погрешности кинематических параметров и характеристик - погрешности скорости, ускорения, функций этих параметров, передаточного отношения.

Погрешности силовых и динамических параметров рассматривают в специальных случаях, когда соответствующие параметры обеспечивают функциональную ВЗ.

***12.3. Источники погрешностей параметров механизма***

12.3.1. В соответствии с основными факторами, вызывающими отклонение параметров от номинальных, для М погрешности делят на схемные (погрешности схемы), технологические и эксплутационные.

12.3.2. Погрешности схемы. Возникают в случае приближенного воспроизведения номинальной функции положения, когда схема реального М отличается от идеальной. Например, функцию синуса точно воспроизводит М, схема которого показана на рис.12.3, а; М, схема которого соответствует

рис.12.3, б, имеет следующую функцию положения:

s = r\*sin (fi) + l\*|1 - {1 - [r\*cos (fi) /l]\*\*2) }\*\*0.5| .

В приведенном выражении второе слагаемое можно рассматривать как погрешность схемы при воспроизведении механизмом функции положения s = r\*sin (fi) . Эта погрешность уменьшается при увеличении соотношения l/r . Схемная погрешность - систематическая; для каждого положения М ее можно однозначно определить, если схема М известна.

12.3.3. Технологические погрешности. Возникают при изготовлении деталей и сборке М вследствие влияния многих факторов: неточности воспроизведения рабочих движений инструмента и детали при обработке, возникающих при этом усилий, температурных полей, износа, неоднородности свойств материала заготовки и т.п. Погрешности возникают при сборке из-за неточностей взаимного ориентирования деталей, несовершенства контрольно-измерительного инструмента и т.п. Таких факторов очень много, поэтому технологические погрешности относят к случайным и появление их характеризуют вероятностными характеристиками.

12.3.4. Эксплуатационные погрешности - результат влияния усилий, воздействующих на звенья М при его работе, и факторов окружающей среды температуры, давления, влажности и т.п. Изменение температуры приводит к линейным расширениям звеньев. Давление, влажность, электрический ток изменяют свойства материалов - все это вызывает изменение размеров, следовательно, появление погрешностей. Рабочие усилия деформируют звенья, при длительной эксплуатации в кинематических парах изнашиваются поверхности, изменяются зазоры и взаимное положение звеньев. Это также источники погрешностей параметров М, которые следует учитывать при обеспечении функциональной взаимозаменяемости.

Эскплуатационные погрешности - систематические, их можно определить расчетным или экспериментальным путем.

**Глава 13. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ МЕХАНИЗМОВ**

***13.1. Методы определения погрешностей параметров механизма***

Погрешности параметров М необходимо определять в следующих случаях:

а) при проектирования М - для оценки его функциональных характе ристик;

б) после изготовления - для контроля сборки и регулировки;

в) в процессе эксплуатации - для контроля функциональной пригодности.

В первом случае используют расчетные методы, в двух последних - экспериментальные.

***13.2. Аналитические методы определения погрешностей***

13.2.1. Сущность аналитических методов заключается в том, что погрешность любого параметра обычно намного меньше самого параметра, поэтому погрешность можно представить как дифференциал переменной, а для определения погрешности совокупности параметров (например, функции положения) использовать математический аппарат функций многих переменных.

13.2.2. Дифференциальный метод определения абсолютных погрешностей. Совокупность связанных геометрических параметров (q) i (размерную цепь, функцию положения и т.п.) представляют функцией этих параметров, считая их переменными:

psi = F (q1, q2,..., qn ) . (13.1)

Погрешности размеров del (q)i приравнивают к дифференциалам этих параметров: del (q)i = d (q)i, а дифференциал функции - к погрешности функции:

del (psi) = (dF/dq1) \*del (q1) + (dF/dq2) \*del (q2) +...

...+ (dF/dqn) \*del (qn) = sum[ (dF/dqi) \*del (qi) ]1, n . (13.2)

Слагаемые (dF/dqi) \*del (qi) - частичные погрешности за счет погрешностей первичных параметров qi .

Дифференциальный метод определения погрешностей универсален, он может быть применен практически к любому М. Например, для шарнирно-ползунного М (рис. 13.1) функция положения

s = r\*cos (fi) + {l\*\*2 - [r\*sin (fi) + h]\*\*2}\*\*0.5 .

Погрешность положения М:

del (s) = (ds/dr) \*del (r) + (ds/dl) \*del (l) + (ds/dh) \*del (h) .

13.2.3. Определение относительных погрешностей с использованием дифференциального метода. Из выражения (13.2) следует, что относительная

погрешность ddel (psi) функции psi = F (qi) :

ddel (psi) = del (psi) /psi --> dpsi/psi =

= (dlnF/dq1) \*del (q1) + (dlnF/dq2) \*del (q2) + ...

... + (dlnF/dqn) \*del (qn) = sum[ (\*dlnF/dqi) \*del (qi) ]1, n . (13.3)

Относительная погрешность для функции psi = F (qi), которая может быть представлена как произведение функций psi = П[f (qi) ]1, n:

ddel (psi) = sum|[qi/[f (qi) ]k\*{[d[f (qi) ]k/dqi}\*del (qi) |1, n . (13.4)

Например, для аксоидного М (рис. 13.2), для которого передаточное отношение (i) 1, 6 = (d2\*d4\*d6) / (d1\*d3\*d5) относительная погрешность определяется выражением

ddel[ (i)1, 6] = ddel (d1) + ddel (d2) + ddel (d3) +

+ ddel (d4) + ddel (d5) + ddel (d6) .

***13.3. Экспериментальный метод определения погрешностей***

Погрешности положения или перемещения измеряют во всем диапазоне на реальном М. В результате получают суммарное значение погрешности схемы и технологической (рис.13.4) : del (psi) сум = del (psi) сх + del (psi) т .

Эту сумму можно разделить на составляющие, измерив параметры серии одинаковых изделий и усреднив результаты. Технологические погрешности - случайные величины - в этом случае компенсируют друг друга, и из общей погрешности выделяется погрешность схемы del (psi) сх (рис. 13.3) .

***13.5. Методы достижения заданной точности параметров***

13.5.1. При создании М применяют различные методы достижения заданной точности результирующего параметра, обеспечивающей функциональную В3 (для замыкающего звена размерной цепи, кинематической погрешности и т.п.) . Это методы полной и неполной В3, и компенсационные - групповой ВЗ, пригонки, регулирования.

13.5.2. Метод полной В3: требуемая точность результирующего параметра достигается у всех обьектов без выбора, подбора или изменения значений составляющих параметров. Например, сборка М из деталей, у каждой из которых отклонения размеров не превышают допустимых.

Значения погрешности результирующего параметра расчитывают методом максимума-минимума, учитывая предельные отклонение составляющих параметров и самые неблагоприятные их сочетания:

del (psi) = sum|[dF/d (qi) ]\*del (qi) | . (13.5)

13.5.3. Метод неполной В3: требуемая точность результирующего параметра достигается у заранее обусловленной части обьектов без выбора, подбора или изменения составляющих параметров. При этом часть собраных М будет непригодной по условию В3, однако за счет уменьшения точности изготовления деталей общие затраты средств на всю партию изделий снижаются по сравнению с методом полной В3. Расчет значения погрешности результирующего параметра производят вероятностным методом:

del (psi) = sum{[dF/d (qi) ]\* (Ev) qi} + t\*|sum{[dF/d (qi) ]\* (V)qi}\*\*2|\*\*0.5, (13.6)

где (Ev) qi - координата середины поля рассеяния погрешности параметра

qi ; (V) qi - поле рассеяния погрешности этого параметра; t - веро ятностный коэффициент, учитываюющий процент риска выхода погрешно сти del (psi) за допустимые пределы.

13.5.4. Метод групповой В3: точность результирующего параметра достигается сборкой М из групп звеньев с погрешностями, компенсирующими друг друга, для чего звенья предварительно рассортировывают на группы, имеющие близкие значения отклонений параметров. Метод особенно эффективен при изготовлении изделий большими сериями или при массовом производстве.

13.5.5. Метод пригонки: требуемая точность результирующего параметра достигается изменением размера звена-компенсатора путем удаления с него определенного слоя материала. Компенсирующее звено должно быть предусмотрено в конструкции соответствующего узла М. Этим методом например, обеспечивают необходимые зазоры в М, дорабатывая по толщине специальные прокладки или кольца.

13.5.6. Метод регулирования: точность результирующего параметра достигается изменением размера компенсирующего звена без удаления с него материала. Звено-компенсатор должно иметь конструкцию, позволяющую регулировать его размеры. Например, момент противодействующей пружины стрелочного электроизмерительного прибора регулируют специальным винтом.