

В.М. Сурин

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов учреждений,
обеспечивающих получение высшего технического образования

Минск
БГУИР 2004

УДК 621.01 (075.8)
ББК 30.12 я 73
С 90

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра деталей машин, подъёмно-транспортных машин и механизмов
Белорусского национального технического университета,
профессор, кандидат технических наук Н.В. Вышинский

Сури́н В.М.

С 90 Техническая механика: Учеб. пособие / В.М. Сури́н. – Мн.: БГУИР, 2004. – 293 с.: ил.

ISBN 985-444-516-X.

В пособии изложены основы теории, методы расчета и проектирования механизмов автоматических систем, приборов, радиоэлектронных и электронно-вычислительных средств, роботов. Рассмотрены общие вопросы структуры, кинематики и динамики механизмов; даны основы расчетов деталей на прочность и жесткость; деталей и механических систем на точность. Рассмотрены: конструкционные материалы, типовые соединения деталей, типовые детали и узлы механизмов, геометрический, точностной и прочностной расчеты передаточных механизмов.

УДК 621.01 (075.8)
ББК 30.12 я 73

2004
ISBN 985-444-516-X

© Сури́н В.М.,

©БГУИР, 2004

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ

РАЗДЕЛ 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

Глава 1. СТРУКТУРА И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

- 1.1. Звенья и кинематические пары механизмов
- 1.2. Кинематические цепи. Степень подвижности механизмов
- 1.3. Классификация механизмов

Глава 2. КИНЕМАТИКА ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

- 2.1. Задачи и методы кинематического анализа плоских механизмов
- 2.2. Аналитический метод кинематического исследования механизмов
- 2.3. Графо-аналитические методы кинематического исследования механизмов
 - 2.3.1. Метод планов
 - 2.3.2. Метод кинематических диаграмм
- 2.4. О соотношении скоростей в высшей кинематической паре

Глава 3. ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ

- 3.1. Задача динамики механизмов
- 3.2. Силы, действующие в механизмах
 - 3.2.1. Системы сил. Классификация сил
 - 3.2.2. Преобразование системы сил. Условие равновесия
 - 3.2.3. Силы трения
 - 3.2.4. Силы инерции звеньев
- 3.3. Кинетостатический расчет плоских рычажных механизмов, уравнивающие силы и момент
- 3.4. Уравнивание вращающихся звеньев
- 3.5. Уравнение движения механизма
 - 3.5.1. Вывод уравнений Лагранжа второго рода
 - 3.5.2. Кинетическая энергия
 - 3.5.3. Обобщенные силы механизмов
 - 3.5.4. Методика составления уравнений Лагранжа второго рода
- 3.6. Метод приведения в динамике механизмов
 - 3.6.1. Сущность метода приведения
 - 3.6.2. Приведение сил и моментов сил
 - 3.6.3. Приведение масс и моментов инерции
 - 3.6.4. Уравнения движения приведенного механизма
- 3.7. Коэффициент полезного действия механизмов

РАЗДЕЛ 2. ОСНОВЫ ТОЧНОСТИ И ПРОЧНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

Глава 4. ТОЧНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ

- 4.1. Ошибки механизмов и их деталей
- 4.2. Точность деталей и их соединений
 - 4.2.1. Допуски линейных размеров

- 4.2.2. Посадки деталей
- 4.2.3. Шероховатость поверхности
- 4.2.4. Отклонения формы и расположения поверхностей
- 4.3. Методы определения ошибок механизмов
 - 4.3.1. Дифференциальный метод
 - 4.3.2. Метод преобразованного механизма
 - 4.3.3. Геометрический метод
- 4.4. Пути повышения точности механизмов
- 4.5. Расчет линейных размерных цепей

Глава 5. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ НА ПРОЧНОСТЬ

- 5.1. Деформации и напряжения. Метод сечений
- 5.2. Простейшие типы деформации стержней
- 5.3. Допущения, принимаемые при расчетах на прочность
- 5.4. Определение деформаций и напряжений при растяжении-сжатии
- 5.5. Определение механических свойств материалов. Диаграмма напряжений
- 5.6. Твердость материалов
- 5.7. Допускаемые напряжения. Условия прочности и жесткости конструкций
- 5.8. Напряжения в наклонных сечениях растянутых стержней
- 5.9. Закон парности касательных напряжений
- 5.10. Деформация сдвига
 - 5.10.1. Напряжения и деформации при сдвиге
 - 5.10.2. Расчет на сдвиг заклепочных (болтовых) соединений
- 5.11. Геометрические характеристики плоских сечений
 - 5.11.1. Статические моменты сечения. Центр масс сечения
 - 5.11.2. Моменты инерции сечений
 - 5.11.3. Моменты инерции прямоугольника, круга
- 5.12. Кручение стержней с круглым поперечным сечением
 - 5.12.1. Понятие о крутящем моменте
 - 5.12.2. Определение напряжений при кручении стержней с круглым поперечным сечением
 - 5.12.3. Определение деформаций при кручении стержней с круглым поперечным сечением
- 5.13. Изгиб прямолинейного стержня
 - 5.13.1. Общие понятия о деформации изгиба
 - 5.13.2. Определение опорных реакций изгибаемых стержней
 - 5.13.3. Определение внутренних усилий при изгибе. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов
 - 5.13.4. Определение нормальных напряжений при изгибе
 - 5.13.5. Определение касательных напряжений при изгибе

- 5.13.6. Определение деформаций при изгибе
- 5.14. Сложные деформации
 - 5.14.1. Понятие о теориях прочности
 - 5.14.2. Изгиб с кручением стержней круглого поперечного сечения
- 5.15. Местные напряжения
 - 5.15.1. Концентрация напряжений
 - 5.15.2. Контактные напряжения
- 5.16. Устойчивость сжатых стержней
 - 5.16.1. Устойчивость равновесия сжатого стержня
 - 5.16.2. Определение критической силы, задача Эйлера
- 5.17. Прочность при циклически изменяющихся нагрузках (напряжениях)
 - 5.17.1. Понятие об усталости материалов
 - 5.17.2. Характеристики усталостной прочности материалов. Предел выносливости
 - 5.17.3. Влияние коэффициента асимметрии цикла на усталостную прочность. Диаграмма предельных циклов напряжений
 - 5.17.4. Факторы, влияющие на предел выносливости

РАЗДЕЛ 3. ТИПОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ, ДЕТАЛИ И УЗЛЫ МЕХАНИЗМОВ

Глава 6. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

- 6.1. Требования к конструкционным материалам
- 6.2. Черные металлы
 - 6.2.1. Чугуны
 - 6.2.2. Стали
- 6.3. Цветные металлы и сплавы
 - 6.3.1. Медь и ее сплавы
 - 6.3.2. Алюминий и его сплавы
 - 6.3.3. Сплавы титана и магния, баббиты
- 6.4. Пластмассы
- 6.5. Смазочные материалы
- 6.6. Виды термической и химико-термической обработки стали

Глава 7. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

- 7.1. Разъемные соединения
 - 7.1.1. Резьбовые соединения
 - 7.1.2. Штифтовые соединения
 - 7.1.3. Шпоночные соединения
 - 7.1.4. Шлицевые соединения
 - 7.1.5. Профильные соединения
- 7.2. Неразъемные соединения
 - 7.2.1. Сварные соединения
 - 7.2.2. Соединения пайкой
 - 7.2.3. Заклепочные соединения
 - 7.2.4. Клеевые соединения

7.2.5. Соединения заформовкой и запрессовкой

Глава 8. ВАЛЫ И ОСИ

8.1. Назначение, конструкции и материалы валов и осей

8.2. Расчет валов и осей

Глава 9. ОПОРЫ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

9.1. Подшипники скольжения

9.2. Подшипники качения

9.2.1. Классификация и устройство подшипников

9.2.2. Выбор подшипников качения

9.2.3. Посадки подшипников. Конструкции подшипниковых узлов

9.3. Специальные опоры

9.4. Направляющие поступательного движения

Глава 10. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

10.1. Назначение, классификация, основные свойства и материалы упругих элементов

10.2. Винтовые пружины

10.3. Плоские пружины

10.4. Мембраны, сильфоны и трубчатые пружины

10.5. Амортизаторы

Глава 11. КОРПУСА И НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ

11.1. Корпуса

11.2. Несущие конструкции

Глава 12. МУФТЫ

12.1. Назначение и классификация

12.2. Постоянные муфты

12.3. Управляемые муфты

12.4. Самоуправляемые муфты

РАЗДЕЛ 4. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Глава 13. ФРИКЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

13.1. Общие сведения

13.2. Кинематика фрикционных механизмов

13.3. Расчет фрикционных передач

Глава 14. ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

14.1. Общие сведения

14.2. Параметры цилиндрических прямозубых колес

14.3. Параметры цилиндрических косозубых колес

14.4. Конструкции и материалы зубчатых колес

14.5. Конические зубчатые передачи

14.6. Червячные передачи

14.7. Кинематика многоступенчатых передач с неподвижными осями

14.7.1. Передаточное отношение многоступенчатых передач

14.7.2. Разбивка передаточного отношения по ступеням

- 14.8. Показатели точности и бокового зазора зубчатых передач
- 14.9. Кинематическая погрешность многоступенчатой передачи
- 14.10. Мертвый ход многоступенчатой передачи
- 14.11. Виды повреждений зубьев
- 14.12. Прочность прямозубых цилиндрических передач
 - 14.12.1. Расчётная нагрузка, действующая в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи
 - 14.12.2. Проверочный и проектировочный расчёты прямозубой цилиндрической передачи на сопротивление усталости при изгибе
 - 14.12.3. Проверочный и проектировочный расчёты прямозубой цилиндрической передачи на контактную усталость
- 14.13. Прочность косозубых цилиндрических передач
 - 14.13.1. Силы, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи
 - 14.13.2. Расчет на прочность косозубой цилиндрической передачи
- 14.14. Прочность конических передач
 - 14.14.1. Силы, действующие в зацеплении конической передачи
 - 14.14.2. Расчет на прочность конической передачи

Глава 15. ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

- 15.1. Планетарные механизмы
 - 15.1.1. Основные понятия. Схемы планетарных редукторов
 - 15.1.2. Кинематика планетарных редукторов
 - 15.1.3. Определение чисел зубьев колес планетарных редукторов
- 15.2. Волновые зубчатые передачи

Глава 16. МЕХАНИЗМЫ ВИНТ – ГАЙКА

- 16.1. Схемы механизмов. Классификация резьб
- 16.2. Кинематика винтовых механизмов
- 16.3. Точность винтовых механизмов

Глава 17. МЕХАНИЗМЫ ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ

- 17.1. Мальтийские механизмы
- 17.2. Храповые механизмы
- 17.3. Механизмы с неполными зубчатыми колесами

ЛИТЕРАТУРА

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель курса «Техническая механика» – ознакомить студентов немашиностроительных специальностей с классическими видами механизмов и их возможностями по преобразованию и получению требуемых перемещений, общими методами оценки параметров движения без учета и с учетом сил, действующих на звенья механизмов, требованиями к точности и прочности составляющих механизмов, с конструкционными материалами и их свойствами; типовыми соединениями деталей, деталями и узлами механизмов; с геометрическими, точностными и прочностными расчетами отдельных передаточных механизмов.

Потребность написания пособия по технической механике возникла из необходимости систематизировать в соответствии с программой курса совокупность сведений из различных инженерных дисциплин, таких как «Теоретическая механика», «Теория механизмов и машин», «Допуски и технические измерения», «Сопротивление материалов», «Материаловедение», «Детали машин» или «Детали механизмов» и изложить их в определенной последовательности.

Для удобства изучения материал разбит на четыре раздела. Расположение их соответствует последовательности решения задач при изучении и проектировании передаточных механизмов.

Термины и условные обозначения, применяемые в пособии, даны в соответствии с действующими стандартами и рекомендациями Международной организации по стандартизации (ИСО).

Книга может быть использована в качестве учебного пособия по курсам «Прикладная механика», «Механизмы приборов» и другим, близким по содержанию курсам, студентами высших и средних специальных учебных заведений.

РАЗДЕЛ 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

Глава 1. СТРУКТУРА И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Звенья и кинематические пары механизмов

Для замены, облегчения труда человека, повышения его производительности используют **машины**. Это устройства для обработки, преобразования материалов, энергии и информации с помощью определенных целесообразных механических движений. В технологических машинах изменяются размеры, форма и состояние (твердое, жидкое и др.) обрабатываемых объектов. В транспортных машинах происходит перемещение различных объектов с требуемой скоростью. В энергетических и информационных машинах происходит преобразование соответственно энергии или вводимой информации для контроля, регулирования и управления движением.

Машина выполняет свои функции с помощью определенных механических движений. Носителем этих движений является механизм. **Механизмом** называют искусственно созданную систему подвижно соединенных тел (звеньев), предназначенную для преобразования заданного движения одного или нескольких из них в требуемое движение остальных. Машина состоит из сочетания механизмов.

Подвижно соединенные между собой части механизма называют **звеньями**. Звеном может быть одна или несколько неподвижно соединенных между собой деталей.

В состав любого механизма входят как неподвижное звено (стойка), так и подвижные звенья. К стойке относят элементы неподвижной системы механизма, например, корпус и детали, жестко связанные с ним. Подвижное звено, независимо от количества входящих в него деталей, образует жесткую систему, для которой характерен одинаковый вид движения.

В механизме различают звенья ведущие, которые получают движение от внешних источников энергии, и ведомые – все остальные подвижные звенья, получающие определенное движение от ведущих звеньев. Закон движения ведущих звеньев обычно задан. Движение ведомых звеньев исследуется по отношению к неподвижной системе жестко связанных тел, к стойке. В принтере, например, к стойке следует отнести корпус печатающего устройства, все детали и платы, жестко связанные с ним. Ведомое звено, совершающее требуемое движение, которое получают с помощью механизма, называют рабочим.

Звенья механизмов могут обладать различными физическими свойствами. Наряду с абсолютно твердыми звеньями, в механизмах используются упругие и гибкие звенья, характеризующиеся возможностью изменения своей формы, размеров. В качестве упругих звеньев применяют различного вида пружины, мембраны, металлорезиновые соединения. К гибким звеньям относятся ремни, ленты, пассики, нерастяжимые нити и т.д.

При изучении движения механизма звенья изображают упрощенно без

учета многих особенностей конструкции (ГОСТ 2.770-74). Так, на рис. 1.1, а изображены звенья типа вала, стержня, ползуна. Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой (рис. 1.1, б). Неподвижное соединение частей звена и неподвижное соединение детали с валом показано соответственно на рис. 1.1, в и рис. 1.1, г.

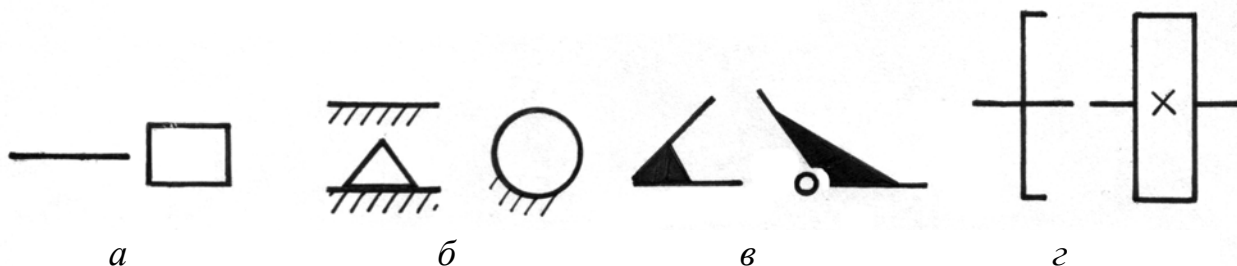


Рис. 1.1

Основными признаками механизма являются подвижность звеньев и определенность в преобразовании их движений.

Подвижные звенья входят в соединение между собой или с неподвижным звеном так, что имеется возможность движения одного звена относительно другого. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется **кинематической парой**.

Поверхности, линии, точки, по которым одно звено соприкасается с другим, образуя кинематическую пару, называют элементами пары.

Кинематические пары накладывают на относительные движения звеньев ограничения, зависящие от способа соединения звеньев пары. Известно, что всякое свободное твердое тело имеет 6 степеней свободы, которые можно представить в виде простейших движений: три вращения вокруг координатных осей и три поступательных перемещения вдоль этих осей (рис. 1.2, а). Присоединением звеньев механизма друг к другу ограничиваются некоторые из указанных движений. Ограничения, накладываемые на относительные движения звеньев, входящих в кинематическую пару, называются условиями связи в кинематических парах. Очевидно, что число ограничений может быть только целым и должно быть меньше шести, так как в противном случае звенья теряют относительную подвижность и кинематическая пара переходит в неподвижное соединение звеньев. Число условий связи не может быть меньше единицы, ибо в этом случае звенья не соприкасаются и кинематическая пара перестает существовать.

Для удобства анализа структуры механизмов кинематические пары классифицируют по различным признакам.

В зависимости от числа отнятых кинематической парой независимых возможных перемещений звеньев, т.е. от числа отнятых степеней свободы, пары делятся на пять классов; порядок класса соответствует числу ограничений движения. На рис. 1.2, б, в показаны соответственно пары 3-го и 4-го классов, а на рис. 1.2, г, д, е изображены пары 5-го класса (поступательная, вращательная, винтовая). Кинематические пары 5-го класса

имеют наибольшее распространение, поскольку они являются основой направляющих поступательного и вращательного движений.

По характеру относительного движения звеньев кинематические пары делят на плоские и пространственные. Точки звеньев, входящих в плоские пары, могут двигаться в одной или параллельных плоскостях. К плоским кинематическим парам относятся пары только 5-го и 4-го классов, так как свободное тело, совершающее плоское движение, имеет только три степени свободы, три возможные простейшие движения: два поступательных вдоль координатных осей плоскости и вращательное – в плоскости движения. Точки звеньев пространственных пар при движении описывают пространственные кривые.

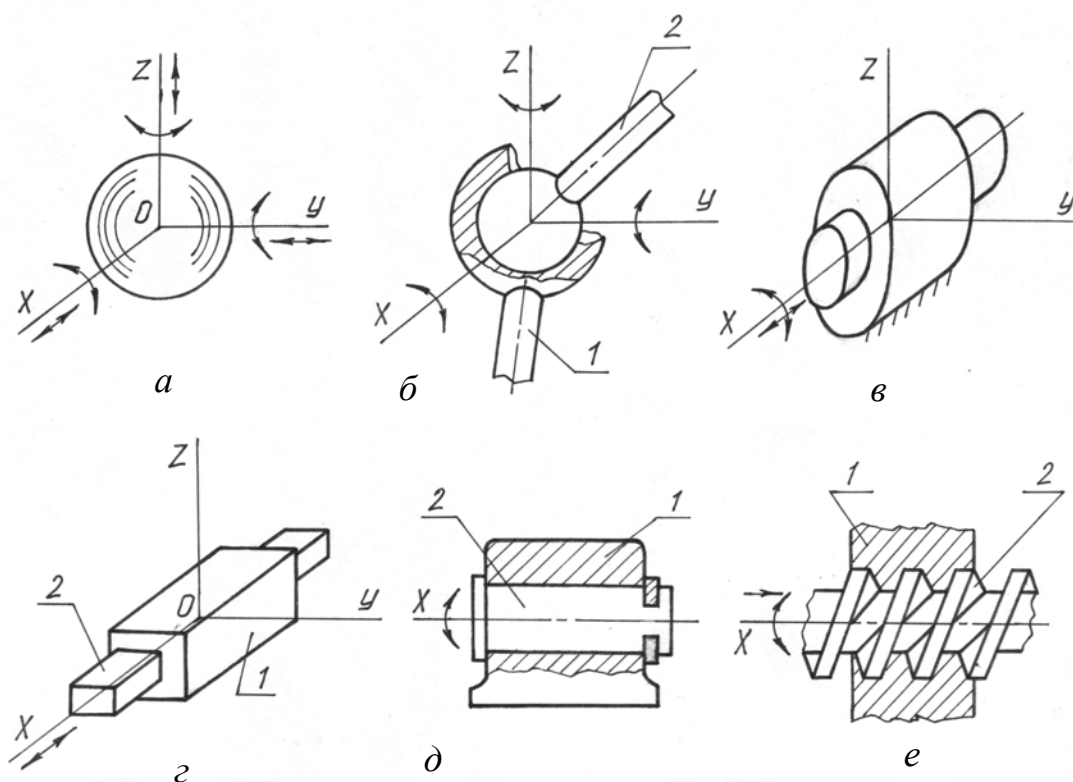


Рис. 1.2

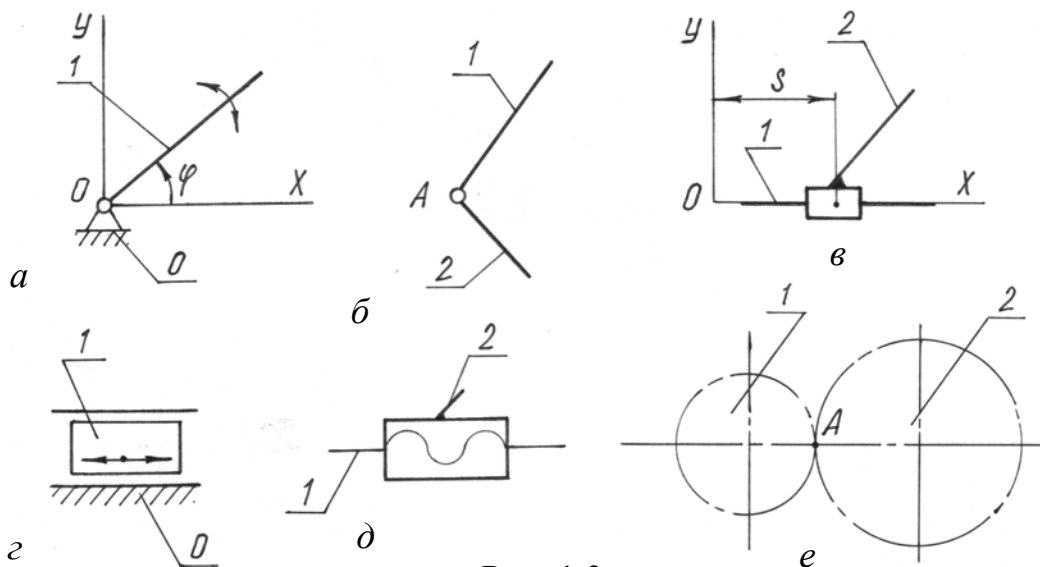


Рис. 1.3

По характеру соприкосновения звеньев в кинематической паре последние делят на низшие и высшие. Низшими называют такие пары, в которых соприкосновение звеньев между собой происходит по поверхности (рис. 1.3). В высших кинематических парах соприкосновение звеньев происходит по линии или в точке. Преимуществом высших пар является возможность воспроизводить достаточно сложные относительные движения, меньшие потери на трение. Достоинством низших пар является способность их элементов воспринимать и передавать значительные нагрузки при меньшем износе. Высшие пары образуются боковыми поверхностями зубьев колес, находящихся в зацеплении, роликами фрикционных передач, кулачком и толкателем. В плоских механизмах высшая пара относится к четвертому классу, ее называют парой качения со скольжением.

По способам замыкания, т.е. обеспечения постоянного соприкосновения элементов, кинематические пары классифицируют на геометрически незамкнутые (силовые) и замкнутые. В первых – пара существует за счет прижатия одного звена к другому силами тяжести, упругости пружин, электромагнитного притяжения. В геометрически замкнутых парах соприкосновение звеньев обеспечивается геометрическими формами элементов (рис. 1.2, б–е).

1.2. Кинематические цепи. Степень подвижности механизмов

При изучении движения механизма все звенья и кинематические пары изображают на схемах упрощенно. Условные изображения наиболее часто используемых кинематических пар 5-го и 4-го классов показаны: на рис. 1.3, а, б – вращательные пары с подвижными 1, 2 и неподвижным 0 звеньями; на рис. 1.3, в, г – поступательная; на рис. 1.3, д – винтовая; на рис. 1.3, е – пара 4-го класса в месте зацепления А зубчатых колес 1 и 2.

Звенья соединяются при помощи кинематических пар в кинематические цепи. В зависимости от характера движения звеньев различают плоские и пространственные кинематические цепи. Плоские цепи образуются звеньями,

совершающими плоское движение; точки звеньев пространственных цепей описывают пространственные траектории.

Кинематические цепи делятся на простые и сложные. В простой цепи каждое звено входит не более чем в две кинематические пары (рис. 1.4, а). Различают замкнутые и незамкнутые, открытые кинематические цепи. В открытой кинематической цепи есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару (рис. 1.4, б); в замкнутой кинематической цепи все звенья входят не менее чем в две кинематические пары.

Механизм можно представить в виде кинематической цепи, имеющей обязательно одно неподвижное звено-стойку. Но не любая кинематическая цепь может быть механизмом. Известно, что важнейшим свойством любого механизма является его подвижность, которая оценивается степенью подвижности (свободы) механизма. Она равна числу независимых движений, которые нужно задать ведущему (ведущим) звену механизма, чтобы получить вполне определенное движение всех остальных подвижных звеньев. Степень подвижности механизма W должна быть не менее единицы и равна числу обобщенных координат механизма, т.е. числу независимых кинематических параметров (перемещений). В плоских механизмах ведущие звенья совершают обычно одно простое движение – вращательное или поступательное, поэтому для таких механизмов степень подвижности равна числу ведущих звеньев. Может быть одно или несколько ведущих звеньев. Если ведущее звено совершает вращение вокруг неподвижной оси, его положение определяется обобщенной координатой – углом поворота звена. Если же ведущее звено совершает поступательное движение, его положение определяется координатой линейного перемещения звена.

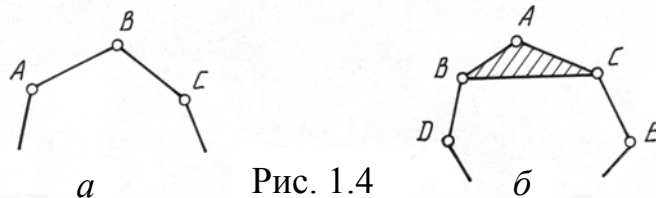


Рис. 1.4

Степень подвижности механизма можно определить из его структурной формулы, связывающей подвижность с числом звеньев, числом и классом кинематических пар. Пусть механизм состоит из k звеньев. Так как одно из звеньев (стойка) является неподвижным, количество подвижных звеньев механизма $n = k - 1$.

Рассмотрим пространственный механизм. Если бы звенья механизма не были связаны кинематическими парами, то общее количество простейших движений всех подвижных звеньев механизма равнялось бы $6n$. Пусть в механизм входит: число пар 1-го класса P_1 ; число пар 2-го класса – P_2 ; число пар 3-го класса – P_3 ; число пар 4-го класса – P_4 ; и 5-го класса – P_5 . Каждая кинематическая пара 1-го класса ограничивает одно простейшее движение, а все пары 1-го класса делают невозможными $1P_1$ движений. Каждая пара 2-го

класса ограничивает два простейших движения, а все пары 2-го класса – $2P_2$ движений. Аналогично рассуждая, видим, что кинематические пары 3-го, 4-го и 5-го классов исключают соответственно $3P_3$, $4P_4$ и $5P_5$ простейших движений подвижных звеньев механизма. Число независимых возможных движений пространственного механизма, состоящего из n подвижных звеньев, будет равно

$$W = 6n - 1P_1 - 2P_2 - 3P_3 - 4P_4 - 5P_5. \quad (1.1)$$

Определим степень подвижности плоских механизмов, как наиболее распространенных. В плоском движении подвижные звенья, не связанные кинематическими парами, имели бы $3n$ степеней свободы (подвижности). Каждая кинематическая пара 5-го класса отнимает у звена два простейших движения, а каждая кинематическая пара 4-го класса – одно простейшее движение. Следовательно, кинематические пары 5-го класса отнимают у плоской кинематической цепи $2P_5$, а 4-го класса – $1P_4$ степеней свободы. Степень подвижности плоского механизма в этом случае будет определяться по формуле

$$W = 3n - 2P_5 - P_4. \quad (1.2)$$

Зависимости (1.1) и (1.2) по имени их авторов, называют соответственно формулами А.П. Малышева и П.Л. Чебышева. Они помогают оценить, можно ли использовать ту или иную кинематическую цепь в качестве структурной схемы механизма, а также число ведущих звеньев механизма. Так, для схем, рассмотренных на рис. 1.5, а, б, в, степень подвижности равна соответственно 0; 1 и 2. Кинематическая цепь, представленная на рис. 1.5, а не может использоваться в виде схемы для преобразования движения, а число ведущих звеньев механизмов, приведенных на рис. 1.5, б, в должно быть соответственно равно 1 и 2.

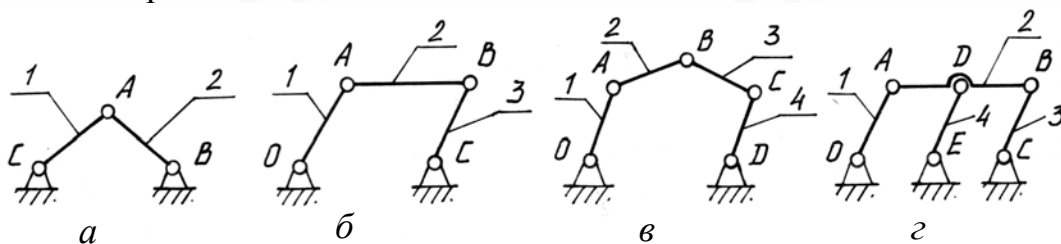


Рис. 1.5

Преимущественное распространение получили механизмы с одной или двумя степенями подвижности. Встречаются механизмы, число степеней подвижности которых не соответствует условию (1.2). В общем число наложенных ограничений может войти некоторое число повторных (лишних) связей, введенных в механизм по различным причинам. В механизме шарнирного параллелограмма (рис. 1.5, б), имеющего $W = 1$, для увеличения жесткости к звену 2 и стойке присоединили дополнительно звено 4. Звено 4 и кинематические пары D и E в действительности не изменили кинематику механизма, но сделали по формуле (1.2) степень подвижности $W = 0$. Связи, не влияющие на кинематику механизма, а формально уменьшающие его степень подвижности, называют пассивными. В некоторых механизмах есть

звенья, относительные движения которых не влияют на кинематику механизма. Такие механизмы имеют «лишние» степени свободы. Вращение круглого ролика 3 кулачкового механизма на рис. 1.11, г не влияет на движения ни кулачка 1, ни звена 2, но формально создает лишнюю степень свободы ($W = 2$).

1.3. Классификация механизмов

Механизмы, входящие в состав любой машины или прибора, весьма разнообразны. С точки зрения их функционального назначения они делятся на следующие виды: механизмы двигателей и преобразователей; передаточные механизмы; исполнительные механизмы; механизмы настройки, подачи, транспортирования; механизмы управления, контроля и регулирования.

Механизмы решают задачи преобразования одних видов движений в другие, например, вращательного в поступательное, и задачи изменения скорости при сохранении вида движения, например, уменьшение числа оборотов двигателя до числа оборотов основного ведомого (рабочего) звена. В последнем случае одним из основных параметров механизма является передаточное отношение i , которое определяется как отношение угловых скоростей ведущего и ведомого k -го звеньев механизма, т.е. $i_{1,k} = n_1 / n_k$, или $i_{1,k} = \omega_1 / \omega_k$, где угловая скорость звеньев задается в оборотах за минуту (n) или в радианах за секунду ($\omega = 2\pi n / 60$). Если механизм служит для понижения угловой скорости, его называют редуктором, если для повышения – мультипликатором.

Механизмы, служащие для передачи вращательного движения с преобразованием скорости (фрикционные, зубчатые), называют также передачами.

В зависимости от конструктивных особенностей и способа передачи

движения между подвижными звеньями механизмы делят на шарнирно-

рычажные; фрикционные; зубчатые; кулачковые; винтовые; с гибкими

звеньями. Рассмотрим подробнее названные виды механизмов, учитывая их

кинематические свойства и конструктивные особенности.

Шарнирно-рычажные механизмы. В шарнирно-рычажных механизмах жесткие звенья типа стержней, рычагов соединяются вращательными и поступательными кинематическими парами. Шарнирно-рычажные механизмы применяются для преобразования вращательного или поступательного движения в любое движение с требуемыми параметрами. Наибольшее распространение получили плоские четырехзвенные механизмы с тремя подвижными и одним неподвижным звеньями. Родоначальником этой группы является шарнирный четырехзвенник (рис. 1.6), служащий для

преобразования равномерного вращения ведущего звена I в неравномерное вращение звена 3. Звенья I и 3 называются кривошипами, если они поворачиваются на угол более 2π , и коромыслами, если совершают качательное движение. Звено 2, совершающее плоское движение, называют шатуном. В зависимости от соотношения длин звеньев механизма рабочее звено 3 может быть кривошипом или коромыслом.

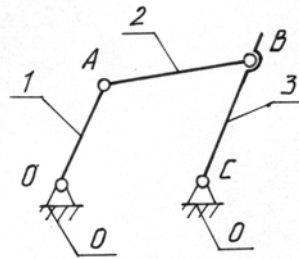


Рис. 1.6

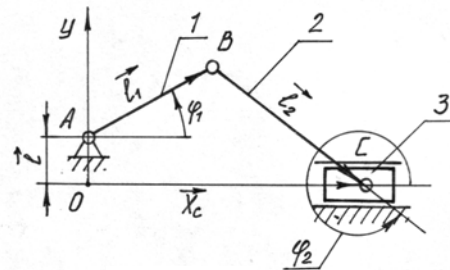


Рис. 1.7

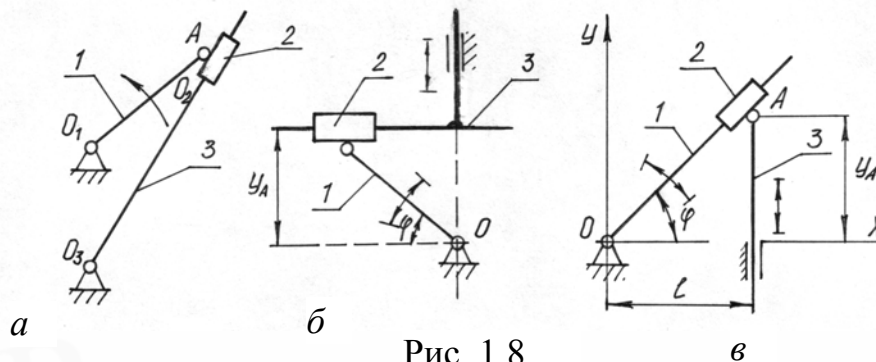


Рис. 1.8

Широко применяются кривошипно-ползунные механизмы (рис. 1.7), используемые для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот; с их помощью можно (при равенстве длин кривошипа I и шатуна 2) определить, измеряя перемещение поступательно движущегося звена (ползуна) 3, значения синуса и косинуса угла поворота кривошипа. Конструктивно кривошипно-ползунные механизмы выполняются по двум схемам: внецентральные (рис. 1.7), у которых линия движения ползуна смещена на эксцентриситет e относительно оси вращения кривошипа; и простые, эксцентриситет которых равен нулю ($e = 0$).

К четырехзвенным относится большая группа кулисных механизмов, особенностью которых является наличие ползуна, перемещающегося в подвижной направляющей – кулисе (рис. 1.8, а). Кулиса 3 в зависимости от соотношения размеров звеньев, может совершать вращательное ($O_1A > O_1O_2$) или качательное ($O_1A < O_1O_2$) движения. Кулисные механизмы позволяют получать большой коэффициент изменения средней скорости ведомого звена (до 2,5) и применяются в системах, требующих быстрого обратного хода.

Разновидностью кулисного является синусный механизм (рис. 1.8, б). Он преобразует вращательное движение кривошипа I в возвратно-поступательное движение кулисы 3. Название механизма связано с тем, что перемещение y_A кулисы 3 пропорционально синусу угла поворота кривошипа ϕ . На рис. 1.8, в показан тангенсный механизм, который позволяет определить тангенс угла

поворота кривошипа $I \operatorname{tg} \varphi = y_A / l$. Применяются и более сложные рычажные механизмы, состоящие из 6 и более звеньев.

Фрикционные механизмы применяются в приводах систем, в устройствах транспортирования различных носителей информации. Передача движения в них осуществляется за счет сил трения между звеньями.

Фрикционные механизмы разнообразны по конструкции. Различают механизмы с постоянным (рис. 1.9, а, б) и переменным передаточным отношением (вариаторы) (рис. 1.9, в), с твердыми (жесткими) звеньями и с гибкой связью (рис. 1.9, г).

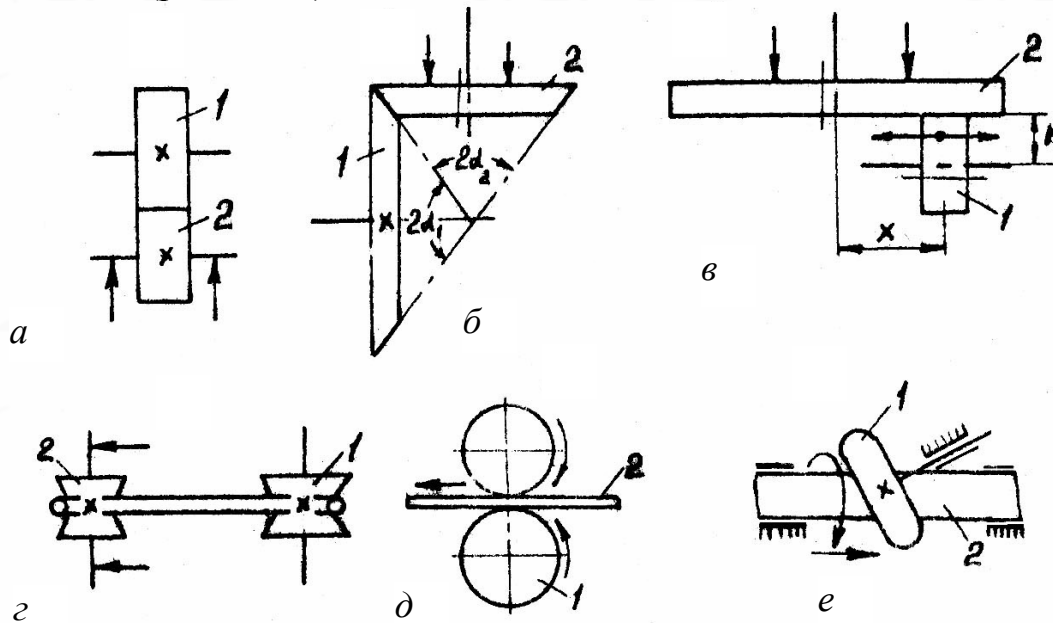


Рис. 1.9

По относительному расположению осей звеньев различают механизмы с параллельными (рис. 1.9, а) и пересекающимися (рис. 1.9, б) осями. Фрикционные передачи служат для преобразования вращательного движения ведущего звена во вращательное с другой скоростью (рис. 1.9, а, б, в), прямолинейное (рис. 1.9, д) или винтовое движение ведомого звена 2 (рис. 1.9, е).

Кроме бесступенчатого изменения скорости ведомого звена, достоинствами фрикционных механизмов являются простота конструкции, автоматическое предохранение от поломок при перегрузках, плавность передачи движения. К недостаткам рассматриваемых механизмов следует отнести непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания, наличие усилия, сжимающего катки и усиленный в связи с этим износ звеньев.

Зубчатые механизмы получили наибольшее распространение благодаря ряду достоинств: компактности; высокому КПД; надежности работы; простоте ухода; возможности применения в широком диапазоне скоростей и передаточных отношений; сохранению с большой точностью заданного передаточного отношения. Передача движения в них осуществляется зацеплением зубьев подвижных звеньев – зубчатых колес. К недостаткам зубчатых механизмов необходимо отнести: сложность и высокую точность

изготовления и сборки звеньев; шум при больших окружных скоростях колес.

Зубчатые механизмы служат для передачи вращательного движения с преобразованием скорости (рис. 1.10, а–д); для преобразования возвратно-вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот (рис. 1.10, е).

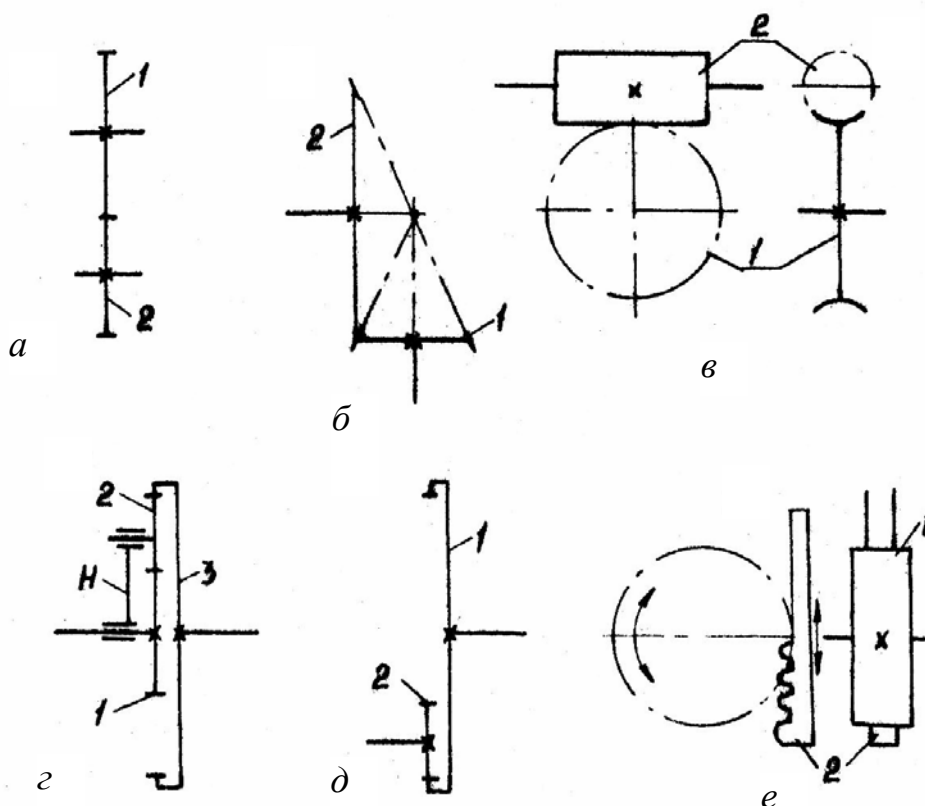


Рис. 1.10

Простейшая одноступенчатая зубчатая передача состоит из стойки и двух подвижных звеньев – зубчатых колес. Колеса образуют со стойкой вращательные пары 5-го класса, а друг с другом – высшую кинематическую пару

4-го класса, называемую зубчатым зацеплением. По характеру относительного расположения осей вращения зубчатых колес различают механизмы с параллельными (рис. 1.10, а), пересекающимися (рис. 1.10, б) и перекрещивающимися в пространстве осями (рис. 1.10, в).

По виду зацепления или характеру расположения зубьев на теле зубчатых колес различают передачи с внешним (рис. 1.10, а) и внутренним (рис. 1.10, д) зацеплением. При внешнем зацеплении колеса с параллельными осями вращаются в разные стороны, при внутреннем – в одну.

Зубчатые передачи могут быть с постоянным и переменным передаточным отношением. Применяют их для понижения и для повышения угловой скорости. В зависимости от назначения передачи и специфических требований (износостойкость, бесшумность) зубья колес могут быть прямыми, косыми, шевронными и криволинейными. Зубчатые механизмы можно классифицировать еще по числу подвижных звеньев, профилю боковых поверхностей зубьев и другим признакам.

По профилю зуба различают: эвольвентные, циклоидные, часовые,

цевочные передачи, передачи Новикова и др. Наибольшее применение получили эвольвентные передачи благодаря простоте технологии изготовления, большой кинематической точности, малой чувствительности к изменению меж-осевого расстояния.

В особую группу зубчатых передач можно выделить эпициклические передачи, основным признаком которых является наличие колес с подвижными геометрическими осями (рис. 1.10, г). Колеса 1, 3, имеющие неподвижные геометрические оси, называют центральными; колесо 2 с подвижной геометрической осью называют сателлитом; звено (H), вращающее оси сателлитов, носит название водила. Эпициклические передачи, имеющие одну степень подвижности, называются планетарными, а две – дифференциальными. Рассматриваемые передачи позволяют снимать с одного вала движения с различными скоростями, что широко используется в шкальных механизмах. Эпициклические передачи при малых габаритах позволяют получать большие передаточные отношения.

Кулачковые механизмы широко применяются в устройствах управления, прерывистого движения.

Простейший кулачковый механизм (рис. 1.11, а) состоит из кулачка 1, толкателя 2 и стойки, образуя в точке А высшую кинематическую пару 4-го класса. Ведущее звено 1 называется кулачком или эксцентриком. Форма профиля кулачка определяется законом движения толкателя и может быть самой разнообразной, как и закон движения ведомого звена. Кулачковые механизмы позволяют получать любой закон движения ведомого звена, отличаются своей простотой и компактностью, малыми габаритами.

К недостаткам кулачковых механизмов следует отнести большие удельные давления в высшей паре, и следовательно, недолговечность механизма, а также необходимость в силовом замыкании звеньев. Возможно геометрическое замыкание с помощью пазов в кулачке, который направляет движение ведомого звена.

Величина перемещений или закон движения рабочего звена механизма определяется профилем кулачка.

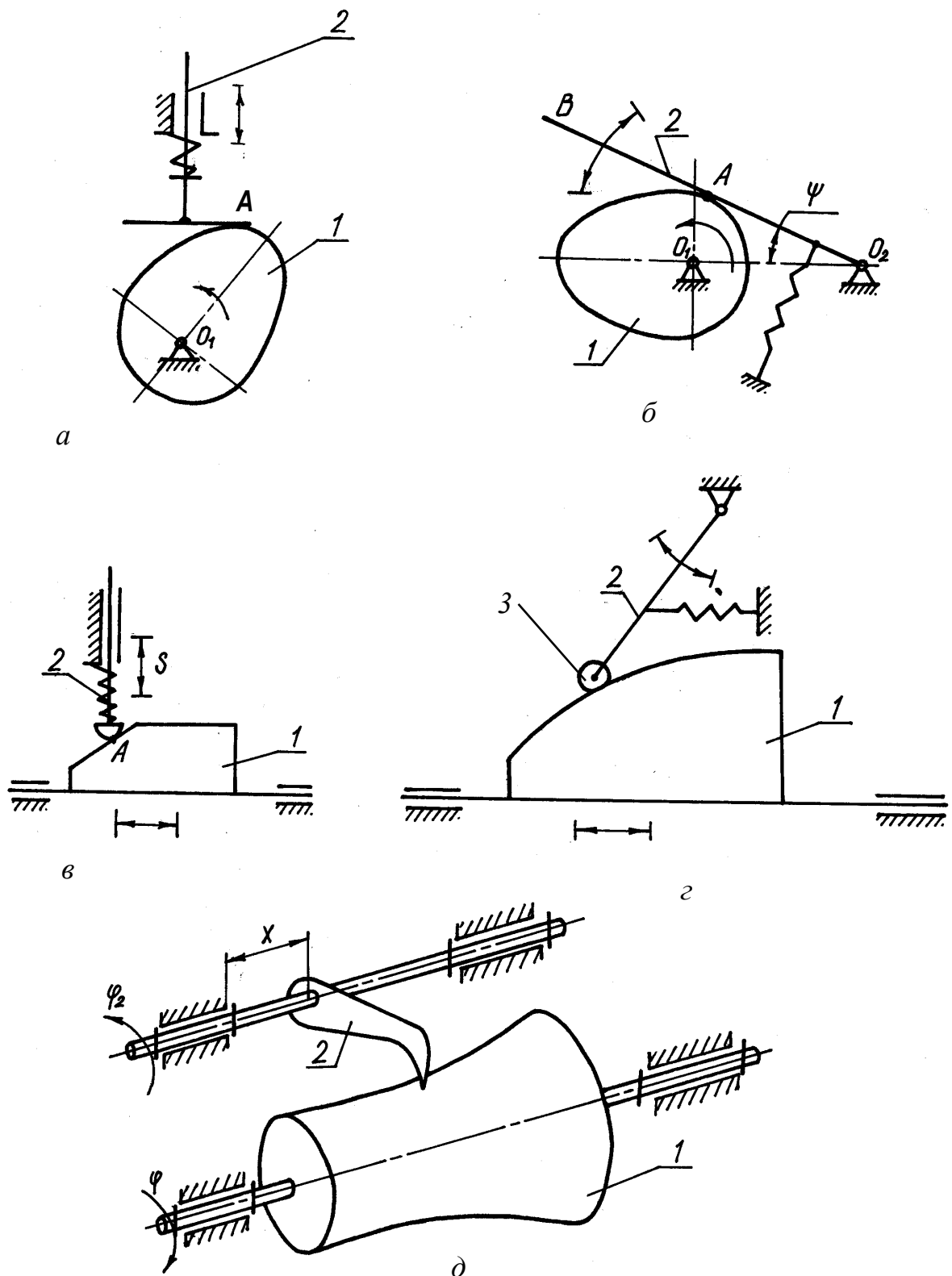


Рис. 1.11

По виду преобразуемых движений кулачковые механизмы можно разделить на следующие группы: механизмы, в которых вращательное движение кулачка 1 преобразуется в возвратно-поступательное или качательное движение толкателя 2 (см. соответственно рис. 1.11, а, б); механизмы, в которых возвратно-поступательное движение кулачка 1 преобразуется в возвратно-поступательное

или качательное движение толкателя 2 (см. соответственно рис. 1.11, в, г); пространственные или коноидные кулачковые механизмы, решающие функции двух переменных, например, $\varphi_2 = \varphi_2(x, \varphi)$ (см. рис. 1.11, д). Эти механизмы имеют две степени свободы. Применяются они в передающих устройствах.

Толкатели кулачковых механизмов в зависимости от вида кинематического элемента толкателя подразделяются на: точечные (см. рис. 1.11, д), плоские и тарельчатые (см. рис. 1.11, а), с профилем, очерченным по радиусу или сфере, роликовые или шариковые (см. соответственно рис. 1.11, в, г).

Винтовые механизмы состоят из винта и гайки и предназначены для преобразования вращательного движения в прямолинейное и наоборот. Они обеспечивают высокую точность поступательных перемещений, большой выигрыш в силе. Недостатком являются большие потери на трение в паре винт – гайка, низкий КПД. Применяются винтовые механизмы в измерительных приборах; механизмах точных перемещений, регулирования и настройки; в подъемно-транспортных устройствах.

При вращении винта 1 (рис. 1.12) гайка 2 поступательно перемещается в направляющих стойки 3. Возможно использование схемы, когда ведущим звеном является зафиксированная в осевом направлении вращающаяся гайка, а ведомым – винт, движущийся поступательно в направляющих стойки.

Имеются конструкции кинематической пары винт – гайка с трением скольжения и с трением качения.

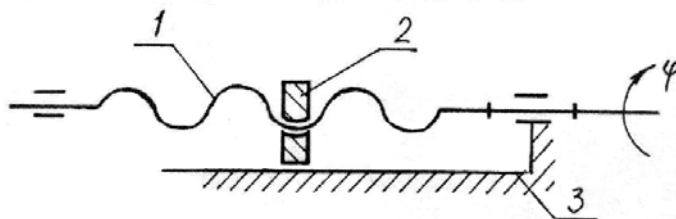


Рис. 1.12

Механизмы с гибкими звеньями применяют для передачи вращательного движения между валами при больших межосевых расстояниях и для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Ведущее и ведомое жесткие звенья таких механизмов не имеют между собой непосредственного контакта, а передача движения осуществляется посредством гибкого звена, которое может быть как замкнутым, так и разомкнутым. По характеру соединения гибкого звена с ведущим и ведомым звеньями рассматриваемые механизмы подразделяют на передачи трением, передачи зацепления и передачи с жестким креплением гибкого звена к другим звеньям. В передачах трением в качестве гибкого звена используют плоские и клиновидные ремни, пассики, круглые шнуры и ремни, нити (рис. 1.13, б). Передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, а также замкнутого звена 3, надетого на шкивы с натяжением. Таким передачам присущи все достоинства и недостатки фрикционных механизмов непосредственного касания. Необходимым условием нормальной работы передачи трением является натяжение гибкого звена, что достигается обычно

при помощи натяжного ролика 4. В передачах зацепления гибким звеном служит зубчатый ремень, перфорированная лента, цепь. Преимущества этих передач (см. рис. 1.13, а) перед передачами трением соответствуют преимуществам зубчатых передач по отношению к фрикционным.

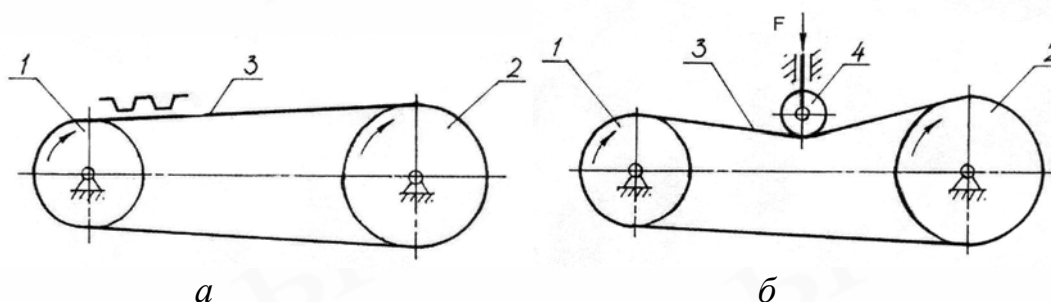


Рис. 1.13

В передачах с жестким креплением разомкнутого гибкого звена к ведущему 1 и ведомому 2 звеньям (рис. 1.14) исключается возможность его проскальзывания, чем обеспечивается точность передачи. Недостатком таких передач является ограничение вращения ведущего и ведомого звеньев в одном направлении углом, меньшим 2π .

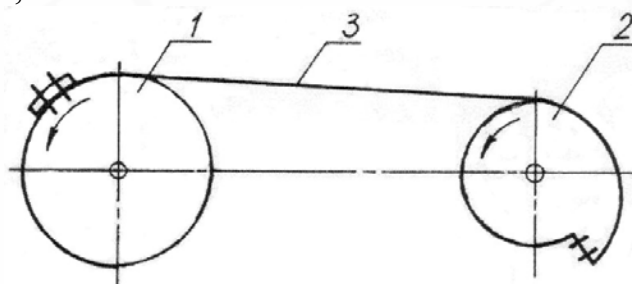


Рис. 1.14

Глава 2. КИНЕМАТИКА ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Задачи и методы кинематического анализа плоских механизмов

Основными задачами кинематического анализа механизмов являются определение положений звеньев и построение необходимых траекторий их точек; определение линейных скоростей и ускорений этих точек, а также угловых скоростей и ускорений звеньев.

При кинематическом анализе механизмов движение звеньев изучают без учета сил, вызывающих это движение. Недостаточно знать структуру механизма: число звеньев, число и класс кинематических пар. Необходимо также знать размеры отдельных звеньев, их взаимное положение. Поэтому составляют так называемую кинематическую схему механизма, которая является «скелетом», строение которого определяет возможные перемещения звеньев механизма. Взаимное расположение звеньев механизма меняется, но в фиксированный момент времени оно определено. При кинематическом

анализе кинематическая схема строится в выбранном масштабе μ_l (м/мм) с учетом размеров и некоторых форм звеньев. Вначале изображают по заданным координатам неподвижные элементы звеньев: неподвижные оси вращения, направляющие. Затем изображают в заданном положении ведущее звено (звенья), а положения ведомых звеньев находят методом геометрических мест (методом засечек). При составлении схем применяются условные изображения кинематических пар, звеньев. Звенья обозначают цифрами, а кинематические пары – буквами.

Для большинства механизмов характерно периодическое движение. Под

периодом подразумевается промежуток времени, по истечении которого

механизм возвращается в исходное положение и его кинематические

параметры (положения, скорости, ускорения) принимают первоначальные

значения. Поэтому кинематическое исследование механизмов ограничим

пределами только одного периода. Данное исследование можно проводить

аналитическим, графоаналитическим или экспериментальными методами.

Аналитический метод исследования дает общее решение и точный результат, но приводит к сложным математическим преобразованиям. Роль аналитических методов кинематического анализа механизмов особенно возросла в последние годы в связи с широким применением вычислительной техники, позволяющей получить необходимые результаты с любой степенью точности.

Графоаналитический метод исследования применим к любому механизму, но при всей своей простоте и наглядности довольно трудоемок, а его результаты не являются достаточно точными.

Экспериментальные методы кинематического исследования требуют уникального и специального оборудования и применяются в исключительных случаях.

Чтобы решить задачу кинематического исследования механизмов любым из указанных выше методов, должны быть заданы:

- кинематическая схема механизма и размеры его звеньев;
- закон движения ведущего звена (звеньев).

Основным назначением механизма является выполнение требуемых движений. По результатам кинематического исследования, по кинематическим параметрам можно судить, насколько успешно решена одна из основных задач проектирования механизма – выбрана кинематическая схема и определены размеры звеньев. Поэтому для создания механизма, наилучшим образом отвечающего поставленным требованиям, необходимо

знать методы определения его кинематических параметров. Знание этих параметров важно и для динамических расчетов.

2.2. Аналитический метод кинематического исследования механизмов

Функция положения. Под функцией положения механизма понимается зависимость $q_k = q_k(q)$, связывающая положение ведомого (k-го) и ведущего звеньев механизма. Здесь q_k – параметр, определяющий положение ведомого звена; q – независимая переменная, определяющая положение ведущего звена. Функция положения является геометрической характеристикой механизма. Вместе с тем ее можно использовать при кинематическом исследовании, если задать закон движения ведущего звена, $q = q(t)$. Зависимость $q_k = q_k(t)$ представляет закон движения ведомого звена.

Если ведущее звено входит во вращательную пару со стойкой (см. рис. 1.3, а), то функция положения задается в виде $q_k = q_k(\varphi)$, где φ – угол поворота ведущего звена. Если ведущее звено входит в поступательную пару (рис. 1.3, в), то функция положения задается в виде $q_k = q_k(S)$, где S – перемещение произвольно выбранной точки ведущего звена относительно неподвижной системы координат, связанной со стойкой.

Передаточная функция. Аналоги скоростей и ускорений. Передаточная функция представляет собой первую производную от функции положения ведомого звена по углу поворота или линейному перемещению ведущего: $\frac{dq_k}{d\varphi}; \frac{dq_k}{dS}; \frac{d\varphi_k}{d\varphi}; \frac{d\varphi_k}{dS}$.

Мгновенное значение передаточной функции определяет отношение мгновенных скоростей ведомого и ведущего звеньев. Если угол поворота φ_k задан в виде функции $\varphi_k = \varphi_k(\varphi)$, то угловая скорость ω_k этого звена может быть представлена так:

$$\omega_k = \frac{d\varphi_k}{dt} = \frac{d\varphi_k}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{d\varphi_k}{d\varphi} = \omega \omega_\varphi = \omega \cdot i_{kn}, \quad (2.1)$$

где ω – угловая скорость ведущего звена, имеющая размерность рад/с; $\omega_\varphi = \frac{d\varphi_k}{d\varphi}$ – передаточная функция или аналог угловой скорости k-го звена.

При одинаковых видах движения ведомого и ведущего звеньев передаточная функция обозначается буквой i_{kn} и называется передаточным отношением от звена k к звену n .

Дифференцируя уравнение (2.1) по времени t , получим величину углового ускорения ε_k k-го звена:

$$\varepsilon_k = \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{d}{dt}(\omega \omega_\varphi) = \omega \frac{d\omega_\varphi}{dt} + \omega_\varphi \frac{d\omega}{dt} = \omega \frac{d\omega_\varphi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \omega_\varphi \frac{d\omega}{dt} = \omega^2 \varepsilon_\varphi + \varepsilon \omega_\varphi, \quad (2.2)$$

где $\varepsilon_\varphi = \frac{d\omega_\varphi}{d\varphi}$ – аналог углового ускорения k-го звена; ε – угловое

ускорение ведущего звена.

Аналогично могут быть получены уравнения для скорости и ускорения любой точки звена.

Таким образом, скорости и ускорения звеньев и их точек могут быть всегда выражены через соответствующие аналоги скоростей и ускорений и угловые скорость и ускорение ведущего звена механизма.

Применим аналитический метод кинематического исследования к кривошипно-ползунному механизму (см. рис. 1.7). За ведущее звено механизма примем кривошип 1 и будем считать, что известна зависимость $q = \varphi_1 = \omega t$. Аналитическое исследование механизмов удобнее всего вести методом векторных контуров. Схему каждого плоского шарнирно-рычажного механизма можно представить в виде замкнутого многоугольника, состоящего из одного или нескольких замкнутых векторных контуров. Звенья механизма изображаются векторами, причем, если звено имеет неподвижную точку, вектор желательно изображать выходящим из нее. Для каждого такого контура можно составить векторное уравнение замкнутости, развертываемое далее в два уравнения проекций контура на оси прямоугольной системы координат. Представим контур OABCO как сумму векторов

$$l + \vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{x}_c. \quad (2.3)$$

Проектируя (2.3) на оси OX и OY, соответственно получим:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= x_c; \\ l + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Из второго уравнения (2.4) имеем $\sin \varphi_2 = -\frac{l_1 \sin \varphi_1 + l}{l_2}$.

Так как вектор \vec{l}_2 может находиться только в первой или четвертой четвертях, то $\cos \varphi_2$ всегда положителен. Используя первое уравнение (2.4), получим функцию положения звена 3 или точки C:

$$x_c = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{l_1 \sin \varphi_1 + l}{l_2} \right)^2}. \quad (2.5)$$

Для определения передаточной функции i_{21} шатуна 2 и аналога линейной скорости $v_{c\varphi}$ точки C звена 3 дифференцируем уравнения (2.4) по углу поворота φ_1 :

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 - i_{21} l_2 \sin \varphi_2 &= v_{c\varphi}; \\ l_1 \cos \varphi_1 + i_{21} l_2 \cos \varphi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Из уравнений (2.6) находим:

$$\begin{aligned} i_{21} &= \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}; \\ v_{c\varphi} &= \frac{dx_c}{d\varphi_1} = l_1 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos \varphi_2}. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Дифференцируя по φ_1 уравнения (2.6), получаем

$$\begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 - i_{21}^2 l_2 \cos \varphi_2 - i'_{21} l_2 \sin \varphi_2 &= a_{c\varphi}; \\ -l_1 \sin \varphi_1 - i_{21}^2 l_2 \sin \varphi_2 + i'_{21} l_2 \cos \varphi_2 &= 0, \end{aligned} \quad (2.8)$$

где $i'_{21} = \frac{di_{21}}{d\varphi_1}$ и $a_{c\varphi} = \frac{dv_{c\varphi}}{d\varphi_1}$ – аналоги соответствующих углового и

линейного ускорений. Выразив из уравнений (2.8) i'_{21} и $a_{c\varphi}$, определим действительные скорости v_c и ω_2 и ускорения a_c и ε_2 соответственно звеньев 3 и 2:

$$\begin{aligned} v_c &= \omega v_{c\varphi}; \quad \omega_2 = \omega i_{21}; \\ a_c &= \omega^2 a_{c\varphi} + \varepsilon v_{c\varphi}; \quad \varepsilon_2 = \omega^2 i'_{21} + \varepsilon i_{21}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

При $\omega = \text{const}$ и $\varepsilon = 0$;

$$a_c = \omega^2 a_{c\varphi} \quad \text{и} \quad \varepsilon_2 = \omega^2 i'_{21}. \quad (2.10)$$

2.3. Графоаналитические методы кинематического исследования механизмов

2.3.1. Метод планов

Пользуясь данным методом для конкретного мгновенного значения времени, можно построить планы положений, скоростей и ускорений точек звеньев механизма.

Планом положения механизма называют выполненное в масштабе (μ_l) графическое изображение взаимного расположения звеньев, соответствующее выбранному моменту времени.

Построение плана положений механизма начинают с изображения его кинематической схемы при заданном положении ведущего звена. Положение ведомых звеньев механизма определяют методом геометрических засечек, фиксируя положение кинематических пар. Обычно планы механизма строят для 12 или 24 положений ведущего звена. Траекторию любой точки механизма легко определить из этих планов, соединяя одноименные точки плавной кривой. Величины и направления скоростей и ускорений точек механизма наглядно представляются планами скоростей и ускорений. Построение планов скоростей и ускорений основано на графическом решении векторных уравнений распределения скоростей и ускорений в твердом теле.

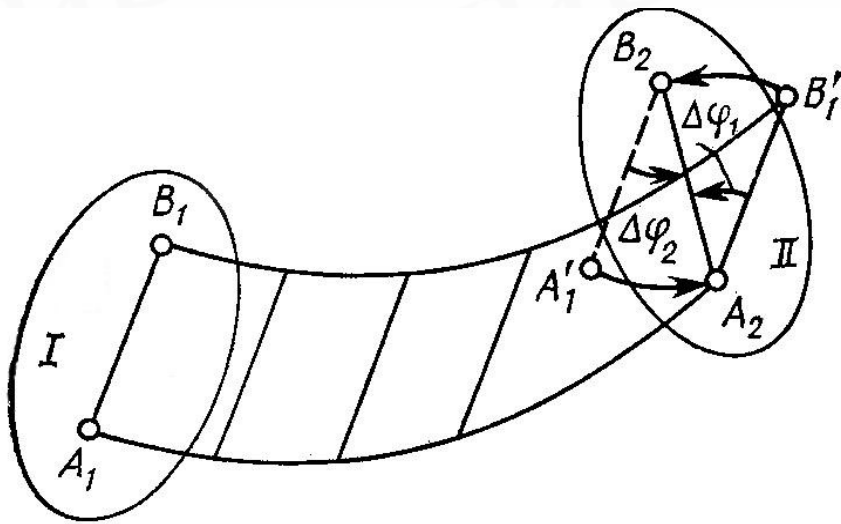


Рис. 2.1

При плоском движении точки звеньев механизма перемещаются в плоскостях, параллельных некоторой неподвижной плоскости. Рассмотрим плоское движение твердого тела (рис. 2.1). Его положение будем определять по положению отрезка AB , соединяющего две точки тела. Положения I и II тела определяются положением отрезков A_1B_1 и A_2B_2 . Отрезок A_1B_1 можно привести в положение A_2B_2 путем поступательного движения с кинематическими параметрами точки (полюса) A (отрезок займет положение $A_2B'_1$) и вращательного движения отрезка на угол $\Delta\varphi_1$ вокруг полюса A_2 . Аналогично возможно перемещение отрезка A_1B_1 в положение A_2B_2 путем поступательного движения с параметрами точки B и вращения отрезка вокруг точки B_2 на угол $\Delta\varphi_2$. Угол поворота отрезка (тела) не зависит от выбора полюса ($\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2$). Плоское движение тела складывается из поступательного (переносного) с кинематическими параметрами выбранной точки (полюса) тела и вращательного (относительного) движения вокруг этой точки. Обычно за полюс принимают точку с известными параметрами движения. Скорость (ускорение) любой точки тела, совершающего плоское движение, равна сумме скорости (ускорения) полюса в поступательном (переносном) движении и скорости (ускорения) во вращательном (относительном) движении вокруг полюса.

Рассмотрим два характерных случая.

1. Две точки A и B (рис. 2.2, а) принадлежат одному звену и удалены друг от друга на расстояние ℓ . Скорость и ускорение точки A известны, ее примем за полюс, тогда $\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$, где \vec{v}_{BA} – скорость точки B во вращательном движении вокруг точки A ($\vec{v}_{BA} \perp \overline{AB}$).

Изобразим в масштабе μ_v ((м/с)/мм) скорости точек A и B отрезками $p_v a$ и $p_v b$, отложенными из произвольно выбранной точки p_v (рис. 2.2, б), $p_v a = v_A/\mu_v$; $p_v b = v_B/\mu_v$, соединим концы этих отрезков (точки a и b). Полученный треугольник $p_v ab$ называется планом скоростей звена, а точка p_v – полюсом плана скоростей.

Угловую скорость звена ω можно определить по формуле $\omega = v_{BA}/\ell = (ab \cdot \mu_v)/\ell$. Направление ω определится, если вектор \vec{v}_{BA} приложить в точке В. Обычно направление относительных скоростей определяют из плана скоростей – относительная скорость направлена к той букве плана скоростей, которая стоит первой в индексе при \vec{v} , например, вектор \vec{v}_{BA} направлен от a к b , вектор \vec{v}_{AB} от b к a .

Ускорения точек А и В объединены уравнением

$$\vec{a}_b = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau.$$

Полное относительное ускорение \vec{a}_{BA} во вращательном движении точки В вокруг точки А состоит из нормального a_{BA}^n , направленного к центру вращения точки В, т.е. от В к А, и тангенциального a_{BA}^τ , направленного перпендикулярно отрезку АВ. Модуль нормального ускорения определяем, используя план скоростей $a_{BA}^n = v_{BA}^2/\ell = (ab \cdot \mu_v)^2/\ell$. Тангенциальное ускорение определяется по формуле $a_{BA}^\tau = \varepsilon \ell$.

План ускорений звена АВ в масштабе μ_a [(м/с²)/мм] изображен на рис. 2.2, г. Ускорения точек А и В изображены отрезками $pa'a'$ и $pa'b'$, отложенными из общей точки pa – полюса плана ускорений. Отрезок $a'n$ в масштабе представляет ускорение \vec{a}_{BA}^n , а отрезок nb' – ускорение \vec{a}_{BA}^τ . Тогда $\varepsilon = (nb' \cdot \mu_a)/\ell$, а направление ε определится, если приложить вектор \vec{a}_{BA}^τ в точку В (вектор \vec{nb}' из плана ускорений).

2. Две точки A_1 и A_2 принадлежат двум звеньям 1 и 2, образующим поступательную пару, и совпадают в рассматриваемый момент времени (рис. 2.3, а). Скорость и ускорение точки A_1 известны. Скорость точки A_2 равна $\vec{v}_{A_2} = \vec{v}_{A_1} + \vec{v}_{A_2A_1}$, где \vec{v}_{A_1} – скорость точки А звена 1, совпадающей с точкой А звена 2 (переносная скорость точки A_2); $\vec{v}_{A_2A_1}$ – скорость звена 2 относительно звена 1, направленная параллельно звену 1. План скоростей для рассматриваемого случая представлен на рис. 2.3, б.

Ускорение точки A_2 , когда переносное движение не поступательное (рис. 2.3, в), складывается из трех ускорений: переносного (т.е. ускорения точки A_1), поворотного (кориолисова) и относительного

$$\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2A_1}^k + \vec{a}_{A_2A_1}^r.$$

Величина поворотного ускорения равна $a_{A_2A_1}^k = 2\omega_1 \cdot v_{A_2A_1}$, где ω_1 – угловая скорость звена 1. Направление кориолисова ускорения $\vec{a}_{A_2A_1}^k$ покажет вектор скорости $\vec{v}_{A_2A_1}$; если его повернуть на 90° в сторону вращения кулисы 1, т.е. в направлении ω_1 .

Вектор ускорения $\vec{a}_{A_2A_1}^r$ звена 2 относительно звена 1 направлен вдоль звена I. План ускорений для рассматриваемого случая показан на рис. 2.3, г.

Как видно из планов скоростей и ускорений, их полюсы (p_v, p_a) изображают точки, абсолютные скорости и ускорения которых равны нулю.

Рассмотрим применение метода планов для кулисного механизма. Схема механизма показана на рис. 2.4, а. Звено 1 является ведущим и вращается равномерно с угловой скоростью ω_1 . В масштабе μ_l вычерчиваем схему механизма для заданного положения кривошипа 1. Так как длина O_2A зависит от положения кривошипа 1, определяем ее из схемы механизма. Строим план скоростей. Скорость центра шарнира (точки $A_{1,2}$) $v_{A_1} = \omega_1 \cdot \ell_{O_1A}$ и направлена перпендикулярно звену 1 в сторону ω_1 . Изобразим эту скорость в масштабе μ_v в виде отрезка $p_v a_1 = v_{A_1} / \mu_v$.

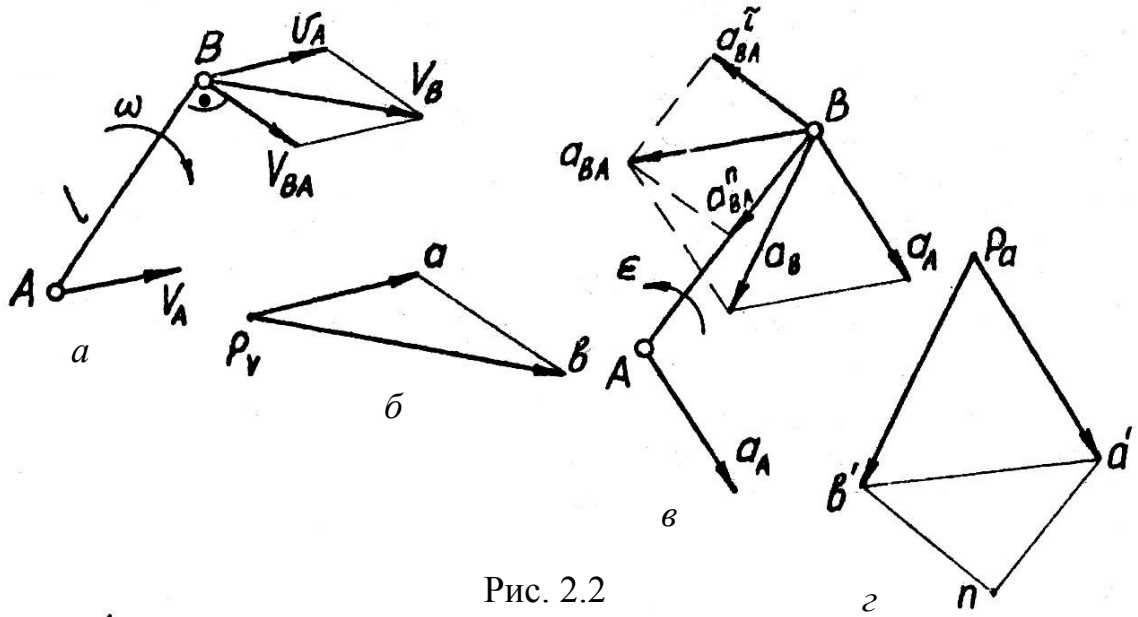


Рис. 2.2

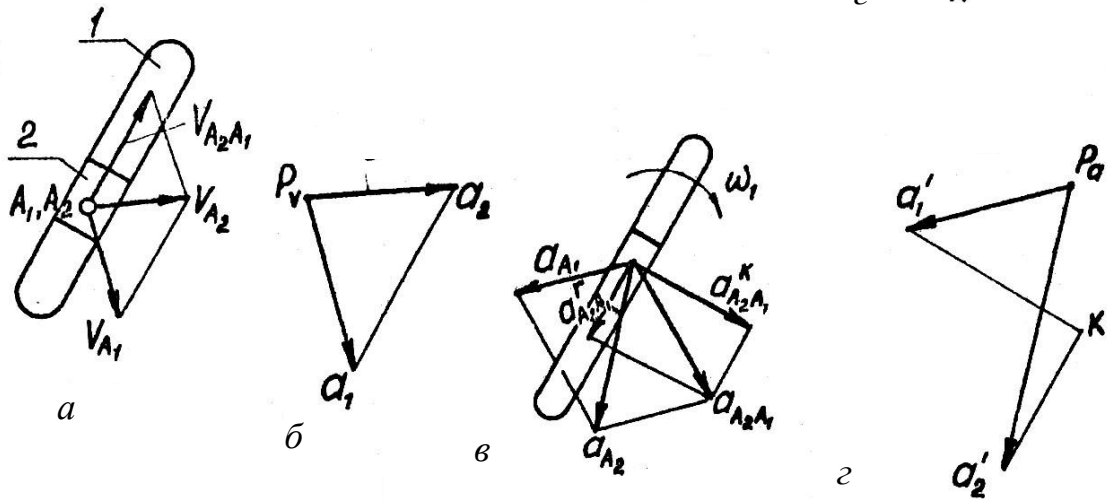


Рис. 2.3

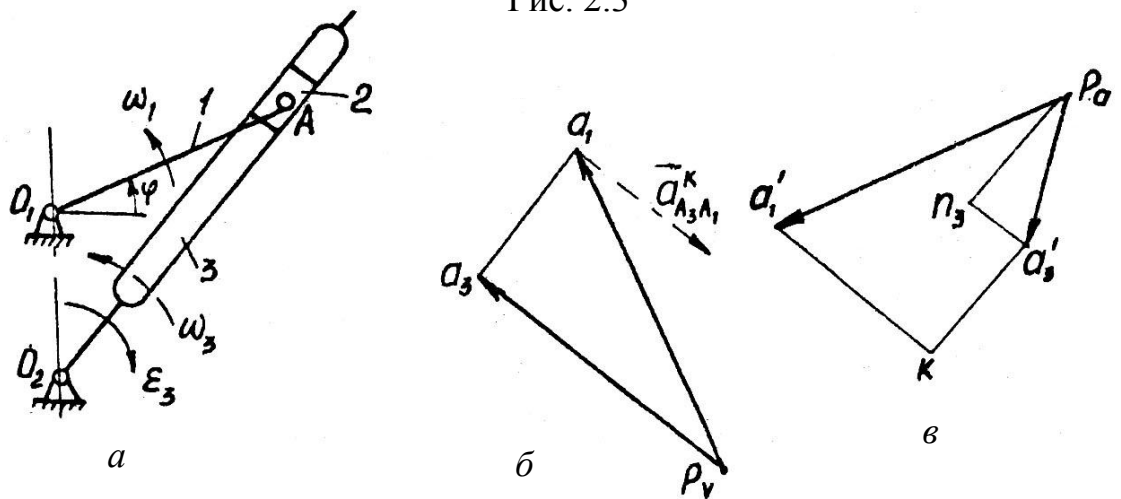


Рис. 2.4

Определим скорость v_{A_3} той точки А кулисы 3, которая в данный момент

совпадает с центром шарнира А. Рассматривая движение точки А₃ сначала по отношению к центру шарнира А, а затем по отношению к точке О₂, запишем соответственно два векторных уравнения:

$$\begin{aligned}\vec{v}_{A_3} &= \vec{v}_{A_1} + \vec{v}_{A_3A_1}; \\ \vec{v}_{A_3} &= \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{A_3O_2}.\end{aligned}\quad (2.11)$$

Скорость скольжения $\vec{v}_{A_3A_1}$ точки А₃ кулисы 3 относительно центра А₁ шарнира направлена параллельно О₂А₁; $\vec{v}_{A_3O_2}$ – относительная скорость точки А₃ во вращательном движении звена 3 вокруг точки О₂. Эта скорость направлена перпендикулярно звену 3. Точка О₂ неподвижна, т.е. $v_{O_2} = 0$. Уравнения (2.11) решаем графически (рис. 2.4, б): проведем из точки а₁ прямую, параллельную АО₂, а из полюса р_v – прямую, перпендикулярную О₂А. Точка пересечения их определит положение конца вектора $\overrightarrow{p_v a_3}$ абсолютной скорости точки А₃ кулисы 3 – точку а₃. Вектор $\overrightarrow{a_1 a_3}$ покажет направление относительной скорости $\vec{v}_{A_3A_1}$. Из плана скоростей имеем

$$\omega_3 = v_{A_3} / \ell_{AO_2} = (|p_v a_3| \mu_v) / (|O_2A| \mu_\ell).$$

Направление ω_3 укажет вектор $\overrightarrow{p_v a_3}$, если его приложить в точке А₃ кулисы 3. В данном положении кулиса 3 вращается против часовой стрелки.

Перейдем к построению плана ускорений (рис. 2.4, в). Ускорение центра шарнира А равно $a_{A_1} = a_{A_1}^n = \omega_1^2 \ell_{O_1A}$ ($a_{A_1}^r = 0$, т.к. $\varepsilon = 0$). Вектор $\vec{a}_{A_1}^n$ направлен от точки А к точке О₁. На плане это ускорение изобразим отрезком $p_a a'_1 = a_{A_1} / \mu_a$. Определим ускорение a_{A_3} точки А₃ кулисы 3, совпадающей в данном положении механизма с центром шарнира А₁. Рассматривая движение точки А₃ кулисы 3 сначала по отношению к центру шарнира А₁, а затем по отношению к центру вращения кулисы О₂, запишем два векторных уравнения:

$$\begin{aligned}\vec{a}_{A_3} &= \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_3A_1}^k + \vec{a}_{A_3A_1}^r; \\ \vec{a}_{A_3} &= \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{A_3O_2}^n + \vec{a}_{A_3O_2}^r.\end{aligned}\quad (2.12)$$

Ускорение \vec{a}_{A_1} известно, а $a_{O_2} = 0$. Кориолисово ускорение $a_{A_3A_1}^k$ определим по формуле

$$a_{A_3A_1}^k = 2\omega_3 \cdot v_{A_3A_1} = 2[(|p_v a_3| \cdot \mu_v) / (|O_2A| \cdot \mu_\ell)] (|a_1 a_3| \cdot \mu_v) = |a'_1 k| \cdot \mu_a.$$

Оно направлено в ту же сторону, в которую окажется направлен вектор $\vec{v}_{A_3A_1}$, если его повернуть на 90° в направлении угловой скорости ω_3 кулисы 3. Вектор относительного ускорения точки А₃ ($\vec{a}_{A_3A_1}^r$) кулисы по

отношению к ползуну 2 направлен параллельно O_2A . Вектор нормального ускорения точки A_3 , возникающего при вращении кулисы 3 вокруг точки O_2 , направлен от точки A к центру O_2 . Величина этого ускорения равна

$$a_{A_3O_2}^n = v_{A_3}^2 / \ell_{O_2A} = (|p_v a_3| \cdot \mu_v)^2 / (|O_2A| \cdot \mu_\ell).$$

Вектор тангенциального ускорения $\vec{a}_{A_3O_2}^\tau$ точки A_3 кулисы в ее вращательном движении вокруг точки O_2 направлен перпендикулярно звену 3. Решаем уравнения (2.12) графически. Из точки a'_1 отложим отрезок a'_1k , который в масштабе μ_a изображает $\vec{a}_{A_3A_1}^k$, и через точку k проведем прямую, параллельную O_2A . Из полюса p_a (так как $\vec{a}_{O_2} = 0$) отложим отрезок $p_a n_3$ в масштабе μ_a , изображающий $\vec{a}_{A_3O_2}^n$, и через точку n_3 проведем прямую, параллельную $\vec{a}_{A_3O_2}^\tau$. На пересечении прямых, параллельных $\vec{a}_{A_3O_2}^\tau$ и $\vec{a}_{A_3O_2}^r$, получим точку a'_3 – конец вектора $\vec{p_a a'_3}$, т.е. абсолютного ускорения точки A_3 .

Векторы $\vec{a'_1 k}$ и $\vec{a'_3 n_3}$ изображают в масштабе μ_a соответственно ускорения $\vec{a}_{A_3A_1}^k$ и $\vec{a}_{A_3A_1}^r$. Величина углового ускорения кулисы определяется из плана ускорений

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3O_2}^\tau}{\ell_{O_2A}} = \frac{|n_3 a'_3| \cdot \mu_a}{|O_2A| \cdot \mu_\ell}.$$

Направление ε_3 определится вектором $\vec{n_3 a'_3}$, если его перенести в точку A_3 кулисы. В данном случае направление ε_3 противоположно направлению ω_3 , т.е. кулиса вращается замедленно.

2.3.2. Метод кинематических диаграмм

Определение перемещений (S , φ), скоростей (v , ω) и ускорений (a , ε) рассмотренными выше методами ведется для ряда положений механизма, близко отстоящих друг от друга. Обычно период движения ведущего звена механизма разбивают на 12 положений и для каждого из них строят план механизма. По полученным значениям этих величин могут быть построены графики, носящие название кинематических диаграмм. Каждая кинематическая диаграмма обычно представляет собой графическое изображение изменения одного из кинематических параметров звеньев или точек звеньев исследуемого механизма в функции времени или перемещения ведущего звена. Например, для кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 1.7) можно построить кинематические диаграммы перемещений S_c , скоростей v_c и ускорений a_c точки C ползуна в зависимости от угла поворота φ кривошипа: $S_c = S_c(\varphi)$; $v_c = v_c(\varphi)$; $a_c = a_c(\varphi)$ или времени t : $S_c = S_c(t)$ и т.д.

Наиболее просто строить кинематические диаграммы перемещений звеньев (точек) механизма. Для их построения достаточно наличие только планов положений звеньев механизма. Пусть на рис. 2.5, а задана кинематическая диаграмма пути $S = S(\varphi)$; $S = S(t)$. Определение скоростей и ускорений основано на методе графического дифференцирования.

Графическое дифференцирование. Для построения диаграммы скоростей воспользуемся зависимостью

$$v = \frac{dS}{dt} \cdot \frac{\mu_s}{\mu_t} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \alpha .$$

(2.13)

Скорость точки в рассматриваемый момент времени пропорциональна тангенсу угла наклона касательной в соответствующих точках кривой диаграммы перемещений. Формула (2.13) является основой графического дифференцирования: определение истинных скоростей сводится к проведению касательных к кривой $S = S(t)$ и определению тангенсов углов наклона их к оси абсцисс. Вместо касательных проще проводить хорды, что приводит к более простому, но менее точному методу – методу хорд, когда кривую $S = S(t)$ заменяют вписанной в нее ломаной линией. Сущность метода хорд заключается в следующем. Делим отрезок оси абсцисс 0–5 (см. рис. 2.5, а) на равное число частей 0–1; 1–2 и т.д. и в точках 1, 2, 3, 4, 5 проводим ординаты до пересечения с кривой $S = S(t)$ в точках 1', 2', ..., 5'. Соединив эти точки прямыми, получаем ломаную линию 0'–1'–2'–...–5'. Для построения диаграммы скорости выбираем начало новой системы координат – точку O_1 (рис. 2.5, б). На оси абсцисс откладываем влево от точки O_1 произвольный отрезок $O_1P_1 = H_1$, называемый полюсным расстоянием. Затем через точку P_1 проводим лучи P_11_1 ; P_12_1 и т.д., параллельные хордам 0–1'; 1'–2'; ...; 4'–5', отсекающие на оси ординат отрезки, пропорциональные средним скоростям на участках 0–1; 1–2; ...; 4–5 и удовлетворяющие соотношениям:

$$O_11_1 = H_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = H_1 \frac{\Delta S_1}{\Delta t_1} \cdot \frac{\mu_s}{\mu_t} = H_1 \frac{\mu_s}{\mu_t} v_{cp1} = \vec{v}_{cp1} ,$$

где \vec{v}_{cp1} – масштабная средняя скорость на отрезке времени Δt_1 (см. рис. 2.5, а).

Отрезок O_11_1 изображает среднюю скорость в масштабе $\mu_v = \frac{\mu_t}{H_1 \mu_s} \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right)$,

т.е. $v_{cp1} = |O_11_1| \cdot \mu_v$. Для получения кривой $v_{cp} = v_{cp}(t)$ необходимо полученные ординаты O_11_1 ; O_12_1 ; ...; O_15_1 масштабных значений средних скоростей перенести на середины соответствующих отрезков $(\Delta t/2)$ оси абсцисс и вершины ординат, т.е. точки $1'_1$, $2'_1$, ..., $5'_1$ соединить плавной кривой. Истинное значение средней скорости в каждый момент определяется по формуле

$$v = \mu_v \cdot v_{\text{ср}}. \quad (2.14)$$

Дифференцируя графическим путем кривую $v = v(t)$, можно получить кинематическую диаграмму ускорений $a = a(t)$. Методика построения кривой $a = a(t)$ ничем не отличается от построения $v = v(t)$. Чем меньше участки, на которые разбиваем исследуемую кривую вдоль оси абсцисс, тем точнее метод дифференцирования.

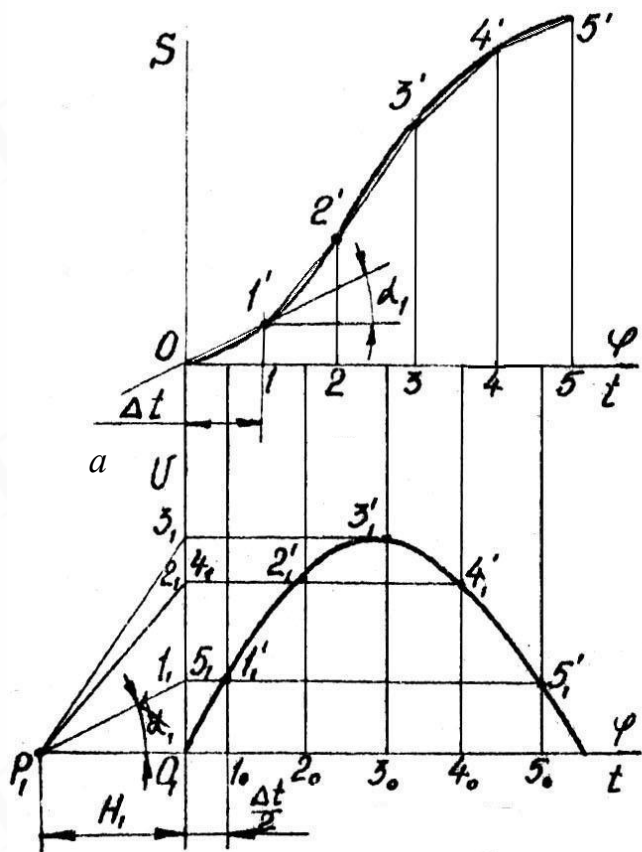
Рассмотренный метод широко применяется для кинематического исследования механизмов. Анализ кинематических диаграмм $v = v(t)$ и $a = a(t)$ (особенно последний) позволяет судить о величине динамических нагрузок, возникающих в механизме, а следовательно, надежности механизма. Избежать ударов в механизмах можно лишь тогда, когда ускорение звеньев на кинематической диаграмме $a = a(t)$ изменяется плавно. Поэтому часто задаются (например, для кулачковых механизмов) графиком ускорений толкателя, а искомый график его перемещений находят методом графического интегрирования. Так поступают и в том случае, если нас не интересует закон движения толкателя, а устанавливается только его максимальный ход (h). Например, такие требования предъявляются к кулачковым механизмам, применяемым в различных реле, в командных устройствах.

Графическое интегрирование. Пусть задана диаграмма $v = v(t)$ (рис. 2.6, а). Тогда путь исследуемой точки за некоторый промежуток времени

определится как $S = \mu_v \mu_t \int_{t_1}^{t_2} v dt$. Отсюда видно, то задача построения

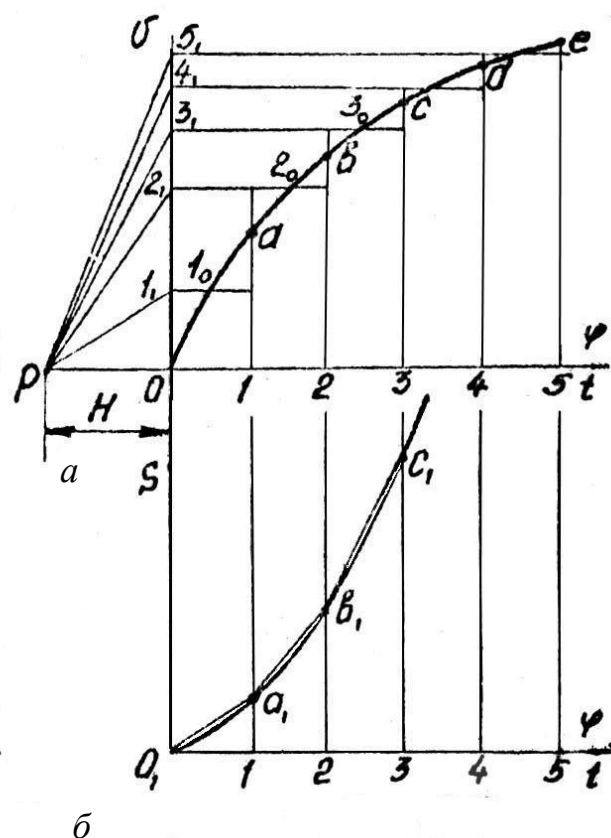
интегральной кривой $S = S(t)$ по заданной $v = v(t)$ сводится к определению и суммированию площадей ряда вертикальных полос. Эту задачу можно выполнить графически следующим образом. Разделим кривую $v = v(t)$ точками a, b, c, d, e на участки, соответствующие моментам времени $0-1; \dots; 4-5$. Величины отрезков, определяющих средние скорости на каждом участке точками $1_0, 2_0$ и т.д. снесем на ось ординат в точки $1_1, 2_1, \dots, 5_1$. Эти точки лучами соединим с полюсом P , выбранным на оси абсцисс на расстоянии H от точки O . Затем, выбрав начало (точку O_1) новой системы координат (рис. 2.6, б), в пределах соответствующих делений $0-1; 1-2; \dots; 4-5$ по оси абсцисс последовательно проводим линии $0_1a_1; a_1b_1; b_1c_1; \dots$ параллельные лучам $P1_1; P2_1$ и т.д. Через полученные точки ($a_1; b_1; c_1; \dots$) проведем плавную кривую, являющуюся диаграммой пути $S = S(t)$. Масштаб диаграммы пути равен $\mu_s = \mu_v \mu_t H$ (м/мм).

Рассмотренный выше метод графического интегрирования широко применяется при синтезе кулачковых механизмов. Под синтезом понимают определение формы и размеров кулачка, удовлетворяющих тем движениям, которые должен осуществлять толкатель.



б

Рис. 2.5



б

Рис. 2.6

2.4. О соотношении скоростей в высшей кинематической паре

В месте контакта ведомые и ведущие звенья кулачковых, фрикционных, зубчатых передач образуют высшую кинематическую пару. В этой паре (рис. 2.7) должны выполняться следующие условия:

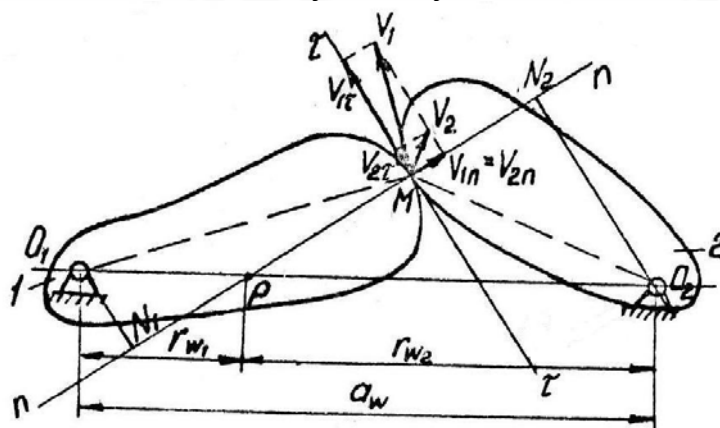


Рис. 2.7

Геометрическое условие. В точке контакта профилей поверхности имеют общую нормаль. Если нормали к поверхностям в точке контакта не будут составлять одну прямую, то профили пересекутся.

Кинематическое условие. Проекции на общую нормаль скоростей контактирующих точек, принадлежащих звеньям 1, 2, одинаковы, т. е. $v_{1n} = v_{2n}$, при невыполнении этого условия контактирующие поверхности

разойдутся или внедрятся друг в друга.

Рассмотрим передачу, состоящую из двух звеньев 1 и 2, вращающихся вокруг неподвижных параллельных осей (см. рис. 2.7) с межосевым расстоянием a_w . Точка Р пересечения общей нормали $n - n$ к соприкасающимся поверхностям, которая проведена в точке контакта звеньев с линией, соединяющей их центры вращения O_1O_2 , называется полюсом передачи. Расстояния от центров вращения звеньев до полюса называются начальными радиусами (r_w). Линейная скорость звена 1 в точке контакта $v_1 = \omega_1 \cdot O_1M$; звена 2 – $v_2 = \omega_2 \cdot O_2M$. Проекции скоростей \vec{v}_1 и \vec{v}_2 на общие нормаль и касательную в точке контакта обозначим v_{1n} , v_{2n} и $v_{1\tau}$, $v_{2\tau}$. Убедимся, что треугольник, образованный векторами скоростей v_{1n} , $v_{1\tau}$ и v_1 , подобен треугольнику O_1N_1M , а треугольник скоростей v_{2n} , $v_{2\tau}$, v_2 – треугольнику O_2N_2M . Из подобия рассмотренных треугольников

$$\frac{v_{1\tau}}{N_1M} = \frac{v_{1n}}{O_1N_1} = \frac{v_1}{O_1M} = \omega_1; \quad \frac{v_{2\tau}}{N_2M} = \frac{v_{2n}}{O_2N_2} = \frac{v_2}{O_2M} = \omega_2.$$

Но согласно кинематическому условию $v_{1n} = v_{2n}$ или $\omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2$, поэтому $\omega_1/\omega_2 = O_2N_2/O_1N_1$. На основании подобия треугольников O_1N_1P и O_2N_2P имеем $O_2N_2/O_1N_1 = N_2P/N_1P = O_2P/O_1P$. Тогда $\omega_1/\omega_2 = N_2P/N_1P$ или

$$\omega_1/\omega_2 = r_{w2} / r_{w1}.$$

(2.15)

Отношение угловых скоростей (передаточное отношение) звеньев высшей кинематической пары обратно пропорционально начальным радиусам, и при неизменном положении полюса оно постоянно.

Скорость относительного скольжения звеньев в точке их касания равна геометрической разности проекций скоростей на общую касательную

$$\begin{aligned} v_{ck} &= v_{1\tau} - v_{2\tau} = \omega_1 \cdot N_1M - \omega_2 \cdot N_2M = \\ &= \omega_1(N_1P + PM) - \omega_2(N_2P - PM) = PM(\omega_1 + \omega_2). \end{aligned}$$

Как видно, при совмещении точки зацепления с полюсом передачи ($PM = 0$) скольжение профилей отсутствует и имеет место только их перекатывание.

Из рассмотренного следует, что передача движения в высшей кинематической паре может происходить двояко: а) за счет перекатывания звеньев друг по другу без скольжения, когда движение передается за счет сил трения, возникающих в зоне контакта этих звеньев при надавливании их друг на друга (например, фрикционные передачи); б) за счет взаимного давления звеньев, очерченных по определенным профилям (кулачковые, зубчатые механизмы). В этом случае между касающимися профилями происходит не только перекатывание, но и относительное скольжение. В действительности и первый вид движения сопровождается проскальзыванием.

Кинематика механизмов с высшими кинематическими парами, в частности фрикционных, рассмотрена в подразд. 13.2, зубчатых – в подразд.

Глава 3. ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ

3.1. Задачи динамики механизмов

Движение звеньев механизма происходит под действием различных сил. Вопрос об определении сил имеет большое значение при расчетах на прочность отдельных деталей, звеньев и кинематических пар механизмов; при расчетах на износ трущихся деталей в кинематических парах; определении потребной мощности; оценке точности механизма; при обосновании мощности двигателей систем автоматики и робототехники, следящих приводов; расчете быстродействия; регулировании скорости движения. Очень важно установление общих зависимостей между инерционными характеристиками звеньев, действующими на них силами и независимыми кинематическими характеристиками (обобщенными координатами) механизма. Использование дифференциальных уравнений движения механизма (уравнений Лагранжа) позволяет найти законы движения звеньев при известных силах и моментах сил, массах и моментах инерции звеньев, функциях положения, передаточных функциях. Отметим, что достоверность решения во многом зависит от правильного учета механической характеристики электродвигателя: для установившегося движения в математической модели используется статическая механическая характеристика, а при резких изменениях сил и их моментов – динамическая.

С помощью дифференциальных уравнений движения можно решить и обратную задачу – обеспечить заданное движение рабочих звеньев, изменяя их инерционные и силовые параметры.

Задачи динамики, как и кинематики механизмов решаются аналитическими, графоаналитическими и экспериментальными (исследование моделей или натуральных образцов) методами.

3.2. Силы, действующие в механизмах

3.2.1. Системы сил. Классификация сил

Во время работы механизма к его звеньям приложены силы, определяющие их движение. Совокупность сил, действующих на тело, называется системой сил. Две системы сил называются эквивалентными, если их действие на тело одинаково. Сила, эквивалентная системе сил, называется равнодействующей системы. В зависимости от расположения сил в системе различают пространственные и плоские системы сил: системы сходящихся сил, системы параллельных сил.

Все силы, действующие на звенья механизма при его работе, можно разделить на движущие силы, силы полезных и вредных сопротивлений, силы тяжести звеньев.

Движущей силой $F_{дв}^*$ называется сила, действующая на ведущее звено механизма со стороны двигателя. Направление этой силы и скорости v точки ее приложения или совпадают, или образуют острый угол ($0 \leq \alpha \leq 90^\circ$), поэтому движущая сила совершает положительную работу ($W_{дв}^\dagger > 0$) (рис. 3.1). В измерительных приборах движущие силы – это силы воздействия среды на чувствительный элемент.

Силой полезного сопротивления $F_{пс}$ называют силу, для преодоления которой предназначен механизм. Направление этой силы и скорости точки ее приложения или противоположны, или образуют тупой угол ($90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$) (см. рис. 3.1), работа этой силы отрицательна.

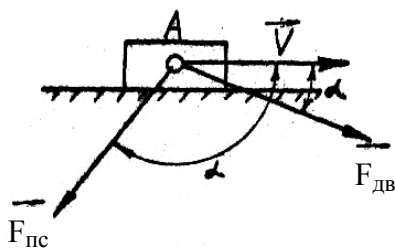


Рис. 3.1

Силами вредного сопротивления $F_{вс}$ обычно являются силы трения в кинематических парах и силы сопротивления среды. Эти силы возникают при движении звеньев и совершают отрицательную работу. В некоторых механизмах, например, во фрикционных передачах, силы трения могут быть движущими силами.

Силы тяжести звеньев приложены в центрах масс звеньев. Под действием внешних сил в кинематических парах возникают силы, с которыми одно звено действует на другое – силы давления. Эти силы будем обозначать буквой \vec{N}_{nm} с двойным индексом, где первый индекс указывает номер звена, со стороны которого действует давление, а второй – номер звена, воспринимающего давление. Реакции связей, возникающие в кинематических парах, равны силам давлений, действующим на связь, но направлены в противоположные направлениям стороны. Направлена реакция связи в сторону, противоположную той, куда связь не дает перемещаться телу. Реакции некоторых связей показаны на рис. 3.2. В поступательной паре линия действия реакции без учета сил трения перпендикулярна поверхности соприкосновения ползуна с направляющей (рис. 3.2, а), но точка приложения и величина реакции неизвестны. Во вращательной паре линия действия реакции проходит через геометрический центр O , но направление и величина реакции неизвестны (рис. 3.2, б). В этом случае реакцию \vec{N} раскладывают на составляющие \vec{N}^n и \vec{N}^τ ($\vec{N} = \vec{N}^n + \vec{N}^\tau$) (рис. 3.2, в). Модуль \vec{N} определяется как $N = \sqrt{(N^n)^2 + (N^\tau)^2}$. В высшей кинематической паре реакция \vec{N} направлена вдоль общей нормали n

* F – Force (англ.) – сила

† W – Work (англ.) – работа

– n к поверхности соприкосновения звеньев (рис. 3.2, г). Определение этих сил давлений имеет важное значение для расчета сил трения, обеспечения требуемой износостойкости и прочности.

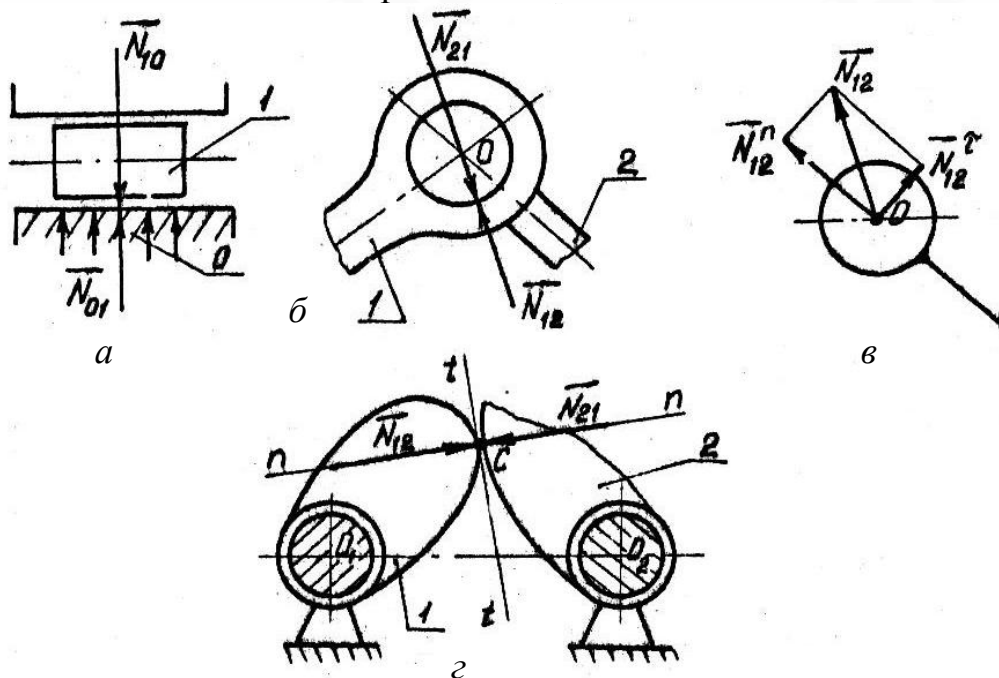


Рис. 3.2

При движении звеньев механизма с ускорениями на их точки действуют силы инерции ($\vec{F}_и$). Под влиянием этих сил в механизмах появляются дополнительные нагрузки, удары, колебания. Особенно большой величины силы инерции достигают в быстроходных и быстродействующих устройствах. Более подробно о силах трения и инерции будет сказано в п. 3.2.3, 3.2.4.

Условия передачи сил в механизме характеризуются углами давления γ . Угол давления γ для идеальных (без учета сил трения) связей измеряется между направлением вектора полной силы \vec{F} , передаваемой на исполнительное звено, и вектором скорости v точки приложения этой силы. На рис. 3.3, а, б показаны углы давления γ в кривошипно-ползунном и кулачковом механизмах. При больших значениях γ может произойти заклинивание механизма в результате увеличения сил трения. В связи с этим необходимо так проектировать механизм, чтобы наибольшие углы давления не превышали допускаемых величин γ_{adm}^\ddagger : для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем $\gamma_{adm} = 30 \dots 40^\circ$, для кулачковых механизмов с качающимся ведомым звеном (коромыслом) $\gamma_{adm} = 45 \dots 50^\circ$.

Механизмы преобразуют не только движения, но и силы. Связь сил на ведущем и ведомом звеньях можно найти, используя понятие коэффициента полезного действия (КПД), который равен отношению мощности (работы) на выходе к мощности (работе) на входе:

$$\eta = P_p / P_d, \quad (3.1)$$

где P_p , P_d – соответственно мощность на рабочем звене и на валу

[‡] Индекс adm от admissible (англ.) – допустимый

двигателя.

Мощность P^{\S} связана с вращающим моментом T и угловой скоростью соотношением

$$P = T \cdot \omega, \quad (3.2)$$

где размерность мощности P – в ваттах (Вт); вращающего момента T – в ньютонах, умноженных на метр; угловой скорости ω – в радианах в секунду.

Учитывая зависимости (3.1) и (3.2) и понятие передаточного отношения ($i = \omega_d / \omega_p$), получим

$$T_p = T_d \cdot i \cdot \eta, \quad (3.3)$$

где T_p , T_d – соответственно вращающие моменты на рабочем звене и на валу двигателя.

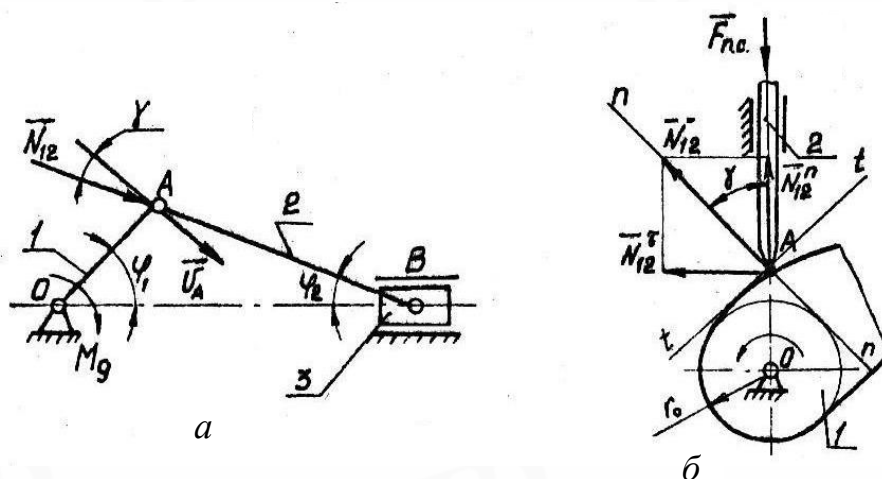


Рис. 3.3

3.2.2. Преобразование системы сил. Условия равновесия

Обычно на тело или механизм действует система сил, как угодно расположенных в пространстве. Систему сходящихся сил можно заменить равнодействующей, приложенной в точке пересечения линий действия сил. Приведем произвольную систему сил к определенной точке тела. Пусть на тело действует одна сила F , приложенная в точке A , а нужно перенести ее параллельно в точку O (рис. 3.4, а). Чтобы получить эквивалентную систему, в точке O приложим уравновешенные силы \vec{F}' и \vec{F}'' так, чтобы $\vec{F} = \vec{F}'$, а $\vec{F}' = -\vec{F}''$. Получим эквивалентную силе \vec{F} систему сил, состоящую из силы $\vec{F}' = \vec{F}$ и пары сил с моментом $m_0 = m_0(\vec{F}) = Fh$, где h – плечо силы \vec{F} относительно точки приведения. Любая пара сил характеризуется плоскостью действия, величиной и направлением момента пары. Все это можно выразить вектором момента пары сил $\vec{m}_0(\vec{F})$, который по модулю равен моменту пары, направлен перпендикулярно плоскости действия пары так, что если смотреть с конца вектора, то пара сил будет стремиться повернуть тело против часовой стрелки.

Рассмотрим теперь твердое тело, на которое действует произвольная

[§] Power (англ.) – мощность

система сил $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ (рис. 3.4, б). Выберем любую точку O за центр приведения и перенесем все силы системы в этот центр, присоединяя при этом соответствующие пары. Тогда на тело действует система сходящихся сил $\vec{F}'_1, \vec{F}'_2, \dots, \vec{F}'_n$, приложенных в центре O , и система пар сил, векторы моментов которых будут равны: $\vec{m}_1 = \vec{m}_0(\vec{F}_1)$, $\vec{m}_2 = \vec{m}_0(\vec{F}_2)$, ..., $\vec{m}_n = \vec{m}_0(\vec{F}_n)$.

Силы, приложенные в точке O , заменим одной силой $\vec{R} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k$. Чтобы сложить все полученные пары, надо геометрически сложить векторы моментов этих пар. В результате система пар заменится одной парой сил $\vec{M}_0 = \sum_{k=1}^n \vec{m}_0(\vec{F}_k)$. Таким образом, любая система сил, действующих на твердое тело, при приведении к произвольно взятому центру O заменяется одной силой \vec{R} – главным вектором системы, приложенным в точке O , и одной парой \vec{M}_0 – главным моментом системы сил относительно центра O . Модули векторов \vec{R} и \vec{M}_0 аналитически можно определить по их проекциям на оси координат (рис. 3.4, б):

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{(\sum F_{kx})^2 + (\sum F_{ky})^2 + (\sum F_{kz})^2};$$

$$M_0 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{(\sum m_x(\vec{F}_k))^2 + (\sum m_y(\vec{F}_k))^2 + (\sum m_z(\vec{F}_k))^2},$$

где F_{kx}, F_{ky}, F_{kz} – проекции силы \vec{F}_k соответственно на координатные оси Ox, Oy и Oz ; $m_x(\vec{F}_k), m_y(\vec{F}_k), m_z(\vec{F}_k)$ – моменты силы \vec{F}_k относительно осей Ox, Oy и Oz .

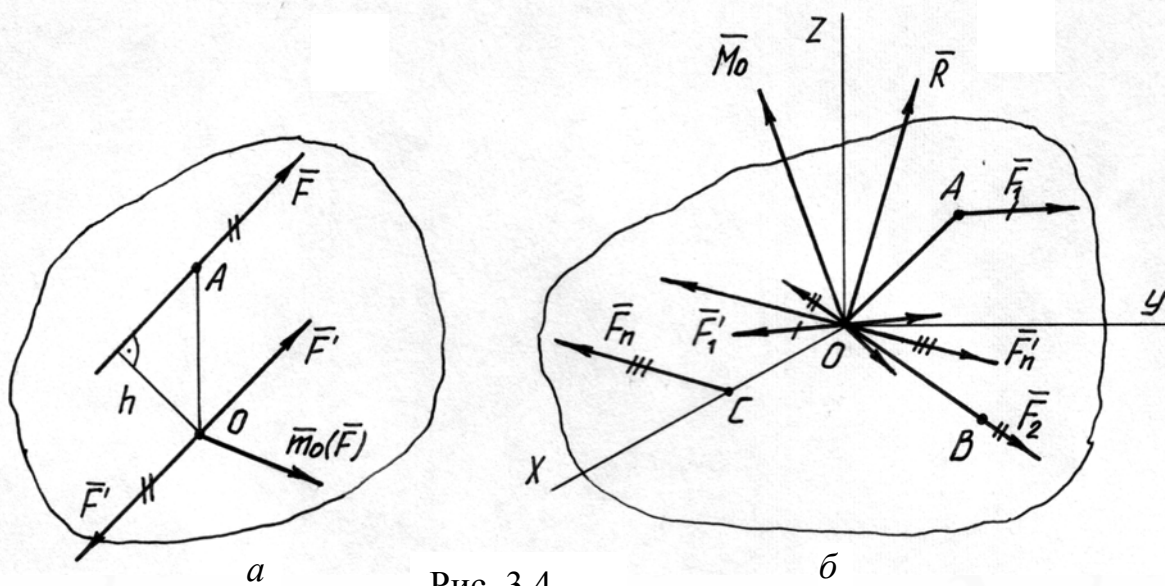


Рис. 3.4

Тело под действием системы сил будет находиться в покое, если

$$\vec{R} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k = 0 \quad \text{и} \quad \vec{M}_0 = \sum_{k=1}^n \vec{m}_0(\vec{F}_k) = 0, \quad (3.4)$$

или в проекциях на оси координат (в аналитической форме):

$$\begin{aligned} R_x = \sum F_{kx} = 0, \quad R_y = \sum F_{ky} = 0, \quad R_z = \sum F_{kz} = 0, \\ M_x = \sum m_x(\vec{F}_k), \quad M_y = \sum m_y(\vec{F}_k), \quad M_z = \sum m_z(\vec{F}_k). \end{aligned} \quad (3.5)$$

Считают, что такая система сил находится в равновесии. Для равновесия произвольной системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на координатные оси и суммы моментов всех сил относительно осей координат были равны нулю.

В зависимости от системы сил, действующей на тело, количество уравнений равновесия может быть и меньшим. Например, тело, на которое действует система сил в плоскости OXY (плоская), будет находиться в равновесии при следующих условиях:

$$R_x = \sum F_{kx} = 0, \quad R_y = \sum F_{ky} = 0, \quad M_z = \sum m_z(\vec{F}_k) \quad (3.6)$$

Уравнения (3.4–3.6) устанавливают условия равновесия свободных тел, на

которые действуют различные системы сил. Если тело не свободно, т.е. на

него наложены связи, то в условия равновесия помимо внешних сил входят

силы реакций связей.

3.2.3. Силы трения

Трением называют сопротивление относительно движению соприкасающихся тел, возникающее в местах их контакта. Силы трения чаще всего производят отрицательную работу, так как они всегда направлены в сторону, противоположную скорости относительного движения звеньев в кинематических парах.

Виды трения. В зависимости от характера относительного движения соприкасающихся звеньев различают трение скольжения и трение качения. При трении скольжении одни и те же точки одного тела последовательно приходят в соприкосновение с различными точками другого тела.

Тела могут соприкасаться по поверхности, линии или в точке. Разновидностью трения скольжения является трение верчения, при котором точки контакта тел при их относительном движении описывают концентрические окружности вокруг общей нормали, проходящей через какую-то точку соприкасающихся поверхностей.

При трении качения (рис. 3.5) следующие одна за другой точки одного тела приходят в соприкосновение с различными точками другого тела. При этом дуговые перемещения точек контакта по поверхностям соприкосновения обоих тел одинаковы по величине и знаку ($AB = A'B'$). При трении качения относительная скорость соприкасающихся тел в точке контакта равна нулю.

Соппротивление перекачиванию зависит от упругих свойств материалов соприкасающихся тел, диаметра тел качения, величины прижимающей силы, состояния поверхностей соприкосновения (смазка, загрязнения), скорости и других факторов. Из-за деформации в месте контакта (рис. 3.5) равнодействующая сила нормальных давлений N смещена на некоторое расстояние в сторону движения и равна прижимающей силе G . Величину k называют коэффициентом трения качения, она определяется экспериментально и имеет размерность длины. При равномерном перекачивании цилиндра под действием силы F , приложенной в центре цилиндра, в месте контакта возникает сила сопротивления относительно движению F_k , равная по величине движущей силе F . При равномерном движении имеют место не только равенства сил $N = G$, $F_k = F$, но и моментов сил $N \cdot k = F \cdot r$. Трение качения может сопровождаться трением скольжения.

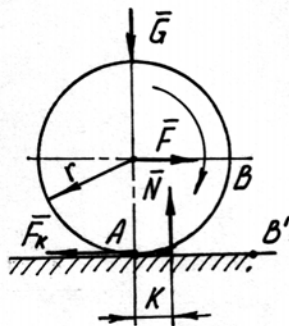


Рис. 3.5

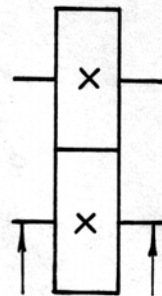
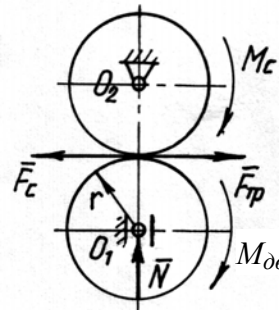


Рис. 3.6



В зависимости от состояния соприкасающихся поверхностей различают несколько видов трения при скольжении: чистое трение, возникающее на поверхностях, освобожденных от адсорбированных пленок или химических соединений; сухое трение, возникающее при воздействии внешней среды и отсутствии смазки и загрязнений между поверхностями; жидкостное трение, при котором поверхности полностью разделены слоем смазки. Кроме того, иногда встречаются еще промежуточные виды трения: полусухое и полужидкостное, при котором наиболее выступающие шероховатости не разделяются слоем смазки и приходят в непосредственное соприкосновение.

При жидкостном трении сцепление жидкости с трущимися поверхностями должно быть больше сцепления слоев жидкости между собой. Силами трения здесь являются силы сопротивления сдвигу отдельных слоев смазки. Возникновение сил наиболее распространенного в практике сухого трения скольжения объясняется наличием шероховатостей соприкасающихся поверхностей и силами молекулярного взаимодействия.

Определение сил трения в кинематических парах. Отношение сил трения к нормальной силе N , сжимающей соприкасающиеся тела, называют коэффициентом трения скольжения f . Величина его определяется экспериментально и зависит от свойств материала соприкасающихся тел, качества поверхности, скорости скольжения, температуры. Различают

коэффициент трения покоя f_0 , и трения движения f . Первый всегда больше при прочих равных условиях из-за большего влияния сил молекулярного взаимодействия. В инженерных расчетах при определении сил трения скольжения пользуются формулой Амонтона – Кулона

$$F_{\text{тр}} = f \cdot N. \quad (3.7)$$

Формулой (3.7) пользуются при определении сил трения в поступательных парах, считая значение коэффициента f трения постоянным. Сопротивление движению во вращательной паре определяет момент сил трения $M_{\text{тр}}$ относительно ее оси. Величина момента равна

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot r = N \cdot r \cdot f_{\text{вр}}, \quad (3.8)$$

где r – радиус соприкасающихся поверхностей пары; N – полное давление (реакция связи) в паре; $f_{\text{вр}}$ – коэффициент трения во вращательной паре, определяемый экспериментально.

При сухом трении для неприработавшихся пар $f_{\text{вр}} = (3/2) f$, а для приработавшихся пар – $f_{\text{вр}} = (4/3) f$, где f – коэффициент трения плоских соприкасающихся поверхностей из того же материала.

Явление, при котором относительное движение соприкасающихся звеньев вследствие трения считается невозможным, называется самоторможением.

В высших кинематических парах возможно трение качения, скольжения и качения со скольжением. Момент сил трения качения определяется по формуле

$$M_k = N \cdot k \quad \text{или} \quad M_k = F_k \cdot r, \quad (3.9)$$

где N – давление в паре; k – коэффициент трения качения; F_k – сила сопротивления; r – радиус кривизны соприкасающегося звена.

Тогда

$$F_k = \frac{k}{r} N = f_k \cdot N, \quad (3.10)$$

где f_k – условный (приведенный) коэффициент трения качения.

Сравнивая f_k и f , можно определить вид движения в высшей кинематической паре. Если $f > f_k$, что имеет место для большинства материалов, происходит только качение; если $f < f_k$ – чистое скольжение и при $f_k = f$ – перекатывание со скольжением.

Трение в фрикционных передачах и передачах с гибкими звеньями. В фрикционных передачах силы трения являются движущими. Рассмотрим фрикционную передачу с круглыми колесами (рис. 3.6). Передача движения от катка 1 к катку 2 осуществляется силой трения $F_{\text{тр}}$ между ними, создаваемой прижатием одного катка к другому некоторой силой N . К катку 1 приложен движущий момент $M_{\text{дв}}$, а к колесу 2 – момент сопротивления M_c . Передача движения станет возможной, если сила трения $F_{\text{тр}}$ будет

достаточной для преодоления окружной силы $F_c = \frac{M_c}{r}$, т.е. $F_{тр} > F_c$ или $M_{тр} > M_c$.

В механизмах систем широкое применение нашли передачи с гибкими звеньями в виде лент, ремней, нитей. Как и во фрикционных механизмах, передача движения становится возможной при определенной силе трения между шкивом и гибким звеном. Сила трения между шкивом и лентой возникает в результате натяжения ее концов или ветвей и зависит от ряда факторов, в первую очередь, от величины натяжения концов, дуги охвата и коэффициента трения ленты при движении относительно шкива.

Следует различать случаи, когда лента движется относительно шкива и когда относительное скольжение во всех точках дуги охвата отсутствует.

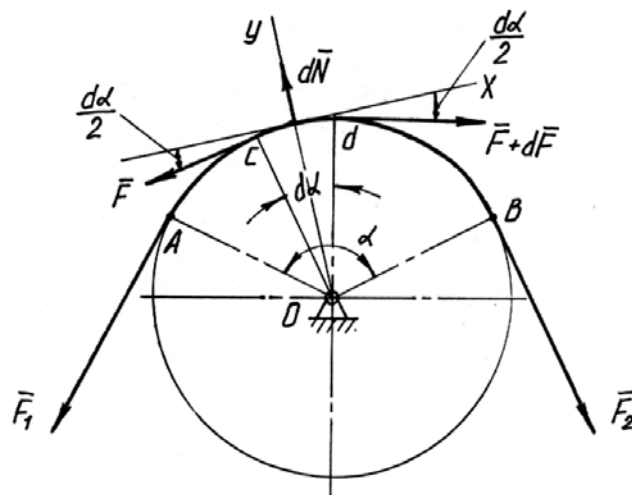


Рис. 3.7

Пусть гибкое звено охватывает круглый шкив (рис. 3.7). Ветвь гибкого звена, которая при движении набегает на шкив, назовем набегающей ветвью, а ветвь, которая сбегает со шкива, – сбегаящей ветвью. Дуга, по которой гибкое звено соприкасается со шкивом, называют дугой охвата, а соответствующий ей центральный угол – углом охвата. Натяжение набегающей ветви обозначим F_1 , а сбегаящей – F_2 . Принимаем следующие допущения: гибкое звено считаем нерастяжимым и не оказывающим сопротивления изгибу. При равномерном движении ленты необходимо, чтобы $F_2 = F_1 + F_{тр}$, где $F_{тр}$ – сила трения ленты. Отсюда $F_{тр} = F_2 - F_1$, то есть сила, которая действует на шкив. Если сила $F_{тр}$ больше силы окружного сопротивления на ведомом шкиву, то гибкое звено заставит шкив вращаться. Если же сила окружного сопротивления больше силы трения, гибкое звено будет скользить по шкиву, не приводя его во вращение. Для определения силы трения рассмотрим равновесие элемента нити длиной $d\ell = r d\alpha$, где r – радиус шкива. Разность натяжений нити в точках с и d, равная dF , уравнивается силой $dF_{тр} = f dN$, где dN – нормальная составляющая силы реакции. Следовательно,

$$dF = f dN. \quad (3.11)$$

Величину dN найдем из уравнения равновесия сил, действующих на элемент cd в проекции на ось OY (рис. 3.7). Учитывая, что синус малого угла

равен самому углу и пренебрегая величинами высшего порядка, имеем $dN = F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} = F d\alpha$.

Подставляя значение dN в равенство (3.11), получим

$$dF = f F d\alpha. \quad (3.12)$$

Разделим переменные в уравнении (3.12) и, просуммировав их по углу охвата, будем иметь

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = f \int_0^{\alpha} d\alpha \quad \text{или} \quad \ln \frac{F_2}{F_1} = f\alpha.$$

Отсюда следует, что $\frac{F_2}{F_1} = e^{f\alpha}$ или $F_2 = F_1 e^{f\alpha}$. Тогда сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_2 - F_1 = F_1 (e^{f\alpha} - 1). \quad (3.13)$$

Из формулы (3.13) видно, что с увеличением силы натяжения ветви F_1 , угла охвата α и коэффициента трения скольжения f сила трения растет.

Силы трения вызывают не только энергетические потери, но и оказывают отрицательное влияние на точность кинематических параметров механизмов.

3.2.4. Силы инерции звеньев

Из курса физики известно, что сила инерции, действующая на каждую точку тела, определяется как $\vec{F}_{ик} = -m_k \vec{a}_k$, где m_k – масса точки; \vec{a}_k – ее ускорение. К системе сил инерции можно применить рассмотренный в п. 3.2.2 метод преобразования системы сил. Обычно за точку приведения в динамике механизмов выбирают центр масс (ц. м.) или центр тяжести (ц. т.) звеньев. В результате приведения получится сила $\vec{R}_и$, равная главному вектору сил инерций точек тела, и пара сил, момент которой равен главному моменту сил инерции относительно ц. м., т.е. точки С:

$$\vec{R}_и = \sum_{k=1}^n \vec{F}_{ик} = - \sum_{k=1}^n m_k \vec{a}_k, \quad (3.14)$$

$$\vec{M}_{ис} = \sum_{k=1}^n m_c (\vec{F}_{ик}). \quad (3.15)$$

Рассмотрим определение $\vec{R}_и$ и $\vec{M}_{ис}$ при различных видах движения звеньев механизма.

Звено совершает плоскопараллельное движение. Подобное движение совершает, например, шатун 2 кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 3.3, а). Главный вектор сил инерций звена **АВ** (рис. 3.8, а) приложен в центре масс **С** и равен

$$\vec{R}_{ис} = -M \vec{a}_c, \quad (3.16)$$

где \vec{a}_c – ускорение ц. м. звена (точки С); $M = \sum m_k$ – масса звена.

Для определения главного момента сил инерции разложим силу инерции

в произвольной точке M на вращательную $|\vec{F}_{\text{ивр}}| = m a^{\tau} = m r |\varepsilon|$; и центробежную $|\vec{F}_{\text{иц}}| = m a^n = m r \omega^2$ (см. рис. 3.8, а).

Определим моменты этих сил относительно центра масс. Момент силы $F_{\text{иц}}$ относительно точки C равен нулю, а главный момент сил инерции тела определяется как сумма моментов вращательных сил инерции точек звена

$$M_{\text{ис}} = \sum_{k=1}^n m_c (F_{\text{иквр}}) = -\sum_{k=1}^n r_k (m_k r_k \varepsilon) = -J_c \varepsilon, \quad (3.17)$$

где r_k – расстояние k -ой точки до оси вращения, проходящей через ц. м.; ε – угловое ускорение звена в его относительном вращательном движении; J_c – момент инерции звена относительно оси, проходящей через ц. м.

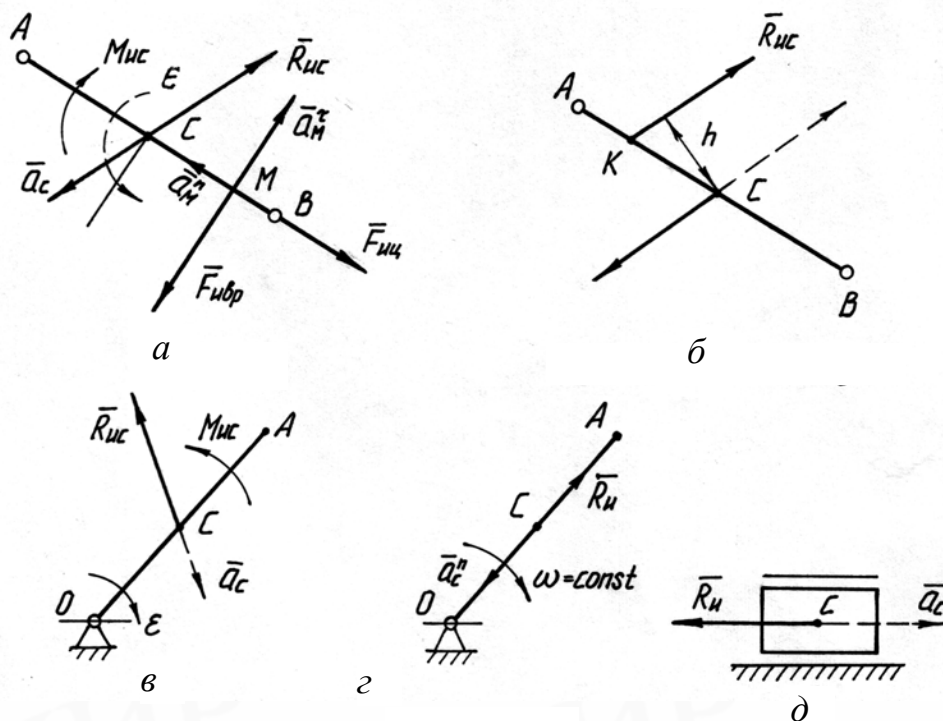


Рис. 3.8

Величины и направление ускорений a_c и ε определяют из кинематического расчета. Систему сил инерций, состоящую из $\vec{R}_{\text{ис}}$ и $M_{\text{ис}}(\vec{R}_{\text{ис}} \perp \vec{M}_{\text{ис}})$ можно заменить силой, равной по величине главному вектору сил инерций. Для этого момент $M_{\text{ис}}$ представляют в виде пары сил, параллельных и равных $R_{\text{ис}}$ с плечом $h = M_{\text{ис}}/R_{\text{ис}}$. Силы прикладывают так, чтобы одна из сил пары уравновешивала силу $R_{\text{ис}}$. Результирующей $\vec{R}_{\text{ис}}$ системы и будет сила $R_{\text{ис}}$, приложенная в точке K (рис. 3.8, б).

Звено совершает вращательное движение. При неравномерном вращении и при несовпадении ц. м. с осью вращения (рис. 3.8, в) система сил

инерций заменяется $\vec{R}_{ис}$ и $M_{ис}$, которые определяются соответственно по формулам (3.16) и (3.17). При равномерном вращении $M_{ис} = 0$, так как $\varepsilon = 0$ (рис. 3.8, г). Если при этом ц. м. оказывается на оси вращения, то и $\vec{R}_{ис} = 0$.

Звено совершает поступательное движение (рис. 3.8, д). Такое движение совершают: ползун кривошипно-ползунного механизма, возвратно-поступательно движущиеся толкатели кулачковых механизмов. В этом случае $\varepsilon = 0$ и $M_{ис} = 0$. При неравномерном движении силы инерции приводятся к главному вектору, определяемому по формуле (3.16).

3.3. Кинетостатический расчет плоских рычажных механизмов.

Уравновешивающие силы и момент

В основу метода кинетостатики положен принцип Д'Аламбера, согласно которому движущееся звено можно рассматривать как находящееся в покое, если к действующим на него заданным силам приложить силы инерции.

Будем считать, что нам заданы: кинематическая схема и размеры всех звеньев механизма; закон движения ведущего звена; массы звеньев; внешние силы, действующие на звенья; силы инерции.

Основная задача силового расчета механизма состоит в определении сил, действующих в кинематических парах, в нахождении уравновешивающих силы и момента. Сила, движущая ведущее звено механизма в рассматриваемом положении и уравновешивающая действие сил, приложенных к механизму, называется уравновешивающей силой ($F_y = F_{дв}$). Момент движущих сил, который в данном положении уравновешивает действие всех сил в механизме, носит название уравновешивающего момента ($M_y = M_{дв}$). Этот момент действует на ведущее звено со стороны двигателя, уравновешивая все силы, действующие на механизм, и обеспечивая его вращение вокруг оси.

Для определения неизвестных реакций и уравновешивающих силы и момента можно применить метод планов сил (графическое решение уравнения равновесия (3.4)). План сил можно построить для кинематической цепи, степень подвижности которой равна нулю.

При силовом исследовании механизм предварительно расчленяют на структурные группы нулевой подвижности ($W = 0$). При этом действие отсоединенных при расчленении механизма звеньев заменяется силами реакций. Силовой расчет начинается для структурной группы, которая в процессе образования механизма присоединена последней и заканчивается расчетом ведущего звена.

Рассмотрим силовой расчет на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.9, а) с равномерно вращающимся ведущим звеном 1.

На звенья механизма действуют силы тяжести (G_1, G_2, G_3), приложенные в ц. м. звеньев. К ведомому звену 3 приложена сила полезных сопротивлений $F_{ис}$. Для приведения механизма в движение к ведущему звену приложен

уравновешивающий момент M_y . Неподвижное звено обозначим цифрой 0.

Чтобы применить метод кинестатики к звеньям механизма, приложим

соответствующие силы инерции и моменты сил инерции (рис. 3.9, а),

пользуясь планом ускорений механизма (рис. 3.9, д):

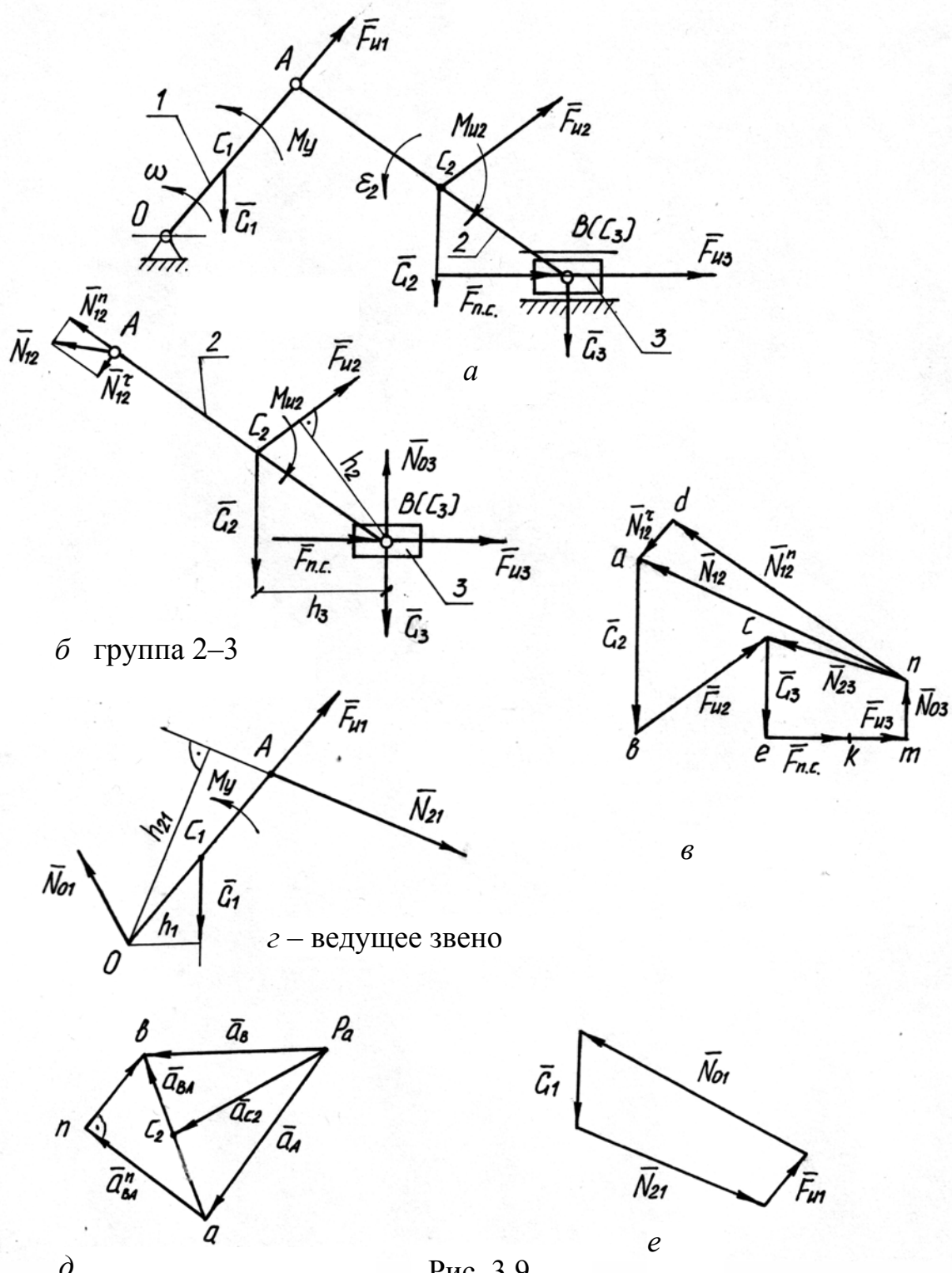
$$\vec{F}_{и1} = -m \vec{a}_{c1}^n; \vec{F}_{и2} = -m_2 \vec{a}_{c2}; M_{и2} = -J_{c2} \cdot \varepsilon_2; \text{ и } \vec{F}_{и3} = -m_3 \vec{a}_{c3} = -m_3 \vec{a}_3.$$

Выделим группу 2–3 (рис. 3.9, б), заменив действие отброшенной части механизма (кривошипа 1) силой \vec{N}_{12} , а связь в паре ползун – направляющая – реакцией \vec{N}_{03} . Так как ни величина, ни направление силы \vec{N}_{12} неизвестны,

разложим ее на составляющие с известными направлениями $\vec{N}_{12} = \vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^\tau$.

Векторное уравнение равновесия рассматриваемой группы запишется так:

$$\vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^\tau + \vec{G}_2 + \vec{F}_{и2} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{пс} + \vec{F}_{и3} + \vec{N}_{03} = 0.$$



б группа 2-3

г - ведущее звено

Рис. 3.9

Для определения составляющей \bar{N}_{12}^{τ} рассмотрим равновесие звена 2, составив уравнение моментов всех сил относительно точки В: $\sum m_B(\bar{F}_k) = 0$; или $m_B(N_{12}^{\tau}) - m_B(F_{u2}) + m_B(G_2) - M_{u2} = 0$ или $N_{12}^{\tau} \ell_2 - F_{u2} h_2 + G_2 h_3 - M_{u2} = 0$, где ℓ_2 - длина звена 2; h_2, h_3 - соответственно плечи сил F_{u2} и G_2 относительно точки В (рис. 3.9, б).

Решая составленное уравнение, определим единственную неизвестную в нем величину – силу \vec{N}_{12}^τ .

Для определения \vec{N}_{12}^n и \vec{N}_{03} строим в выбранном масштабе μ_F (Н/мм) план сил (рис. 3.9, в). Для этого из точки d откладываем найденную силу \vec{N}_{12}^τ в виде отрезка $\vec{da} = \frac{\vec{N}_{12}^\tau}{\mu_F}$. К силе \vec{N}_{12}^τ прикладываем силу G_2 в виде отрезка \vec{ab} ,

далее откладываем поочередно в масштабе силы $\vec{F}_{и2}, \vec{G}_3, \vec{F}_{пс}, \vec{F}_{и3}$ в виде отрезков $\vec{bc}, \vec{cl}, \vec{lk}, \vec{km}$. Через точку m проводим прямую в направлении реакции \vec{N}_{03} , а через точку d – в направлении силы \vec{N}_{12}^n . Точка пересечения этих прямых определит начало вектора \vec{N}_{12}^n и конец вектора \vec{N}_{03} . Соединив точку n с точкой a , получим величину и направление силы \vec{N}_{12} ($\vec{N}_{12} = \mu_F \cdot \vec{na}$), причем $\vec{N}_{12} = -\vec{N}_{21}$. Реакцию \vec{N}_{23} определим из приведенного плана сил, рассматривая равновесие звена 3 ($\vec{G}_3 + \vec{F}_{пс} + \vec{F}_{и3} + \vec{N}_{03} + \vec{N}_{23} = 0$), отметим что $\vec{N}_{23} = -\vec{N}_{32}$.

Теперь переходим к расчету ведущего звена механизма. На рис. 3.9, г, е показаны кривошип 1 с приложенными к нему силами и план сил, из которого легко можно найти реакцию \vec{N}_{01} ($\vec{G}_1 + \vec{N}_{21} + \vec{F}_{и1} + \vec{N}_{01} = 0$). Составив уравнение моментов сил, действующих на кривошип, относительно точки O , найдем уравновешивающий момент из уравнения $\sum m_0(\vec{F}_k) = 0$ или $-m_0(G_1) - m_0(N_{21}) + M_y = 0$, или $-G_1 h_1 - N_{21} h_{21} + M_y = 0$, откуда $M_y = N_{21} h_{21} + G_1 h_1$, где h_{21}, h_1 – плечи соответствующих сил N_{21}, G_1 относительно точки O .

Зная уравновешивающий момент, можно найти уравновешивающую силу, приложенную в любой точке M ведущего звена и направленную перпендикулярно звену OA $F_y = M_y / \ell_{OM}$.

3.4. Уравновешивание вращающихся звеньев

Давления в кинематических парах находящегося в покое и движущегося механизма разные, т.к. силы инерции движущихся звеньев создают дополнительные динамические давления. Задача по устранению динамических составляющих давлений в опорах от сил инерции называется уравновешиванием масс в механизмах.

Уравновешивание звеньев, совершающих колебательное, возвратно-поступательное, плоскопараллельное движения представляет значительные трудности. Поэтому при проектировании механизмов стремятся, чтобы звенья, совершающие указанные движения, имели малые массы и ускорения.

Легче уравниваются вращающиеся звенья. Для уравновешенного звена необходимо соблюдение следующих условий:

$$\sum_{k=1}^n F_{ик} = 0 \quad \text{и} \quad \sum m_0(\vec{F}_{ик}) = 0, \quad (3.18)$$

где O – любая точка, лежащая на оси вращения звена.

Различают статическое и динамическое уравнивание, осуществляемое с помощью приложения дополнительных уравнивающих масс.

Рассмотрим уравнивание вращающегося с постоянной скоростью ω звена. Статическое уравнивание применяют для тихоходных механизмов, имеющих небольшие вдоль оси вращения размеры звеньев (диски, зубчатые колеса). При этом необходимо выполнение первого условия уравнения (3.18), для чего устанавливают одну уравнивающую массу. Тогда выражение

$$(3.18) \text{ будет иметь вид } \sum m_k \vec{a}_k + m_{yp} \vec{a}_{yp} = 0, \text{ но так как } a_k = a_k^n = r_k \omega^2,$$

уравнение представим в виде

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + \dots + m_n \vec{r}_n + m_{yp} \vec{r}_{yp} = \sum m_k \vec{r}_k + m_{yp} \vec{r}_{yp} = 0, \quad (3.19)$$

где m_k , \vec{r}_k – соответственно неуравновешенные массы и определяющие их положение относительно оси вращения радиусы-векторы; m_{yp} – уравнивающая масса; \vec{r}_{yp} – радиус-вектор, определяющий положение уравнивающей массы относительно оси вращения.

Статическое уравнивание звена осуществляется перемещением центра масс на ось вращения. Величину и положение уравнивающей массы определим из геометрического решения уравнения (3.19).

При динамическом уравнивании необходимо выполнение обоих условий уравнения (3.18), т.е. нужно, чтобы ц. м. звена находился на оси вращения и сумма моментов сил инерции звена относительно любой точки оси вращения равнялась нулю. Динамическое, или полное уравнивание осуществляют установкой двух уравнивающих масс, располагая их как можно ближе к опорам звена. Принимаем за центр O точку приложения любой, например первой, уравнивающей массы. Задаемся расстоянием x_{yp} от точки O до плоскости вращения второй уравнивающей массы m_{2yp} . Зная расстояния x_1, x_2, \dots, x_n от точки O до плоскостей вращения неуравновешенных масс m_1, m_2, \dots, m_n из уравнения

$$\sum_{k=1}^n m_0(\vec{F}_{ик}) + m_0(\vec{F}_{и2yp}) = 0, \quad \text{которое расписываем в виде}$$

$$m_1 \vec{r}_1 x_1 + m_2 \vec{r}_2 x_2 + \dots + m_n \vec{r}_n x_n + m_{2yp} \vec{r}_{2yp} x_{yp} = 0$$

путем графического решения, определим величину и положение второй уравнивающей массы, т.е. m_{2yp} и \vec{r}_{2yp} . Потом из первого условия уравнения (3.18), т.е. из уравнения $m_1 \vec{r}_1 +$

$m_2 \vec{r}_2 + \dots + m_n \vec{r}_n + m_{1yp} \vec{r}_{1yp} + m_{2yp} \vec{r}_{2yp} = 0$ определим величину и положение первой уравновешивающей массы, т.е. m_{1yp} и \vec{r}_{1yp} .

Статическое уравновешивание (статическую балансировку) осуществляют на простых стендах. Динамическую балансировку производят на специальных балансировочных машинах. Недооценка необходимости уравновешивания может служить причиной усиленного износа, разрушения, аварий при работе механизма.

3.5. Уравнение движения механизма

До сих пор предполагалось, что закон движения ведущего звена известен и скорость его постоянна. В действительности кинематические параметры механизмов являются функцией внешних сил, действующих на звенья механизма и масс подвижных звеньев.

Для определения действительного закона движения ведущего звена механизма нужно составить уравнение движения механизма и решить его относительно искомого кинематического параметра.

3.5.1. Вывод уравнений Лагранжа второго рода

Наиболее простым и удобным методом определения уравнений движения механизмов является решение лагранжевых уравнений движения в обобщенных координатах.

Перемещения звеньев механизма ограничены имеющимися связями, т.е. не все координаты точек звеньев независимы. Для механизмов положение точек звеньев при известных их размерах определяется заданием только независимых, обобщенных координат.

Обобщенными координатами называют независимые величины любой размерности (м, рад, ...), с помощью которых можно выразить положение любой точки механической системы (механизма). Их количество равно числу степени подвижности W механизма или степени его свободы. Будем обозначать обобщенные координаты q_1, q_2, \dots, q_w . С течением времени звенья механизмов меняют свое положение, поэтому обобщенные координаты, определяющие их положение, зависят от времени $q = q(t)$. Обобщенные

скорости и ускорения определяются как $\dot{q} = \frac{dq}{dt}$, $\ddot{q} = \frac{d^2q}{dt^2}$.

Например, для кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 1.7), имеющего степень подвижности $W = 1$, за обобщенную координату принимаем перемещение ведущего звена. При ведущем звене – кривошипе 1 за обобщенную координату выбирают угол его поворота, т.е. $q = \phi_1$, а обобщенные скорости и ускорения будут соответственно равны $\dot{q} = \dot{\phi}_1 = \omega_1$; $\ddot{q} = \ddot{\phi}_1 = \varepsilon_1$. Если же этот механизм служит для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное, т.е. ведущим звеном будет ползун 3, то за обобщенную координату принимают перемещение ползуна $q = x_c = S_3$, а обобщенные скорости и ускорения будут соответственно равны

$$\dot{q} = \dot{S}_3 = v_3 \text{ и } \ddot{q} = \ddot{S}_3 = a_3.$$

Наибольшее распространение имеют механизмы со степенью подвижности, равной единице. Рассмотрим вывод уравнения Лагранжа для таких механизмов. Механизм (механическую систему) можно представить как совокупность материальных точек ($k = 1, 2, \dots, n$), каждая из которых имеет массу m_k , и на каждую из которых действует некоторая сила \vec{F}_k . Координаты этих точек выразим через обобщенные координаты $\vec{r}_k = \vec{r}_k(q)$. Линейные скорости точек механизма равны

$$\vec{v}_k = \dot{\vec{r}}_k = \frac{d\vec{r}_k(q)}{dt} = \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q} \dot{q}. \quad (3.20)$$

Из выражения (3.20) имеем

$$\frac{\partial \vec{v}_k}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q}. \quad (3.21)$$

На основании второго закона Ньютона известно дифференциальное уравнение движения точки. Уравнение движения механизма представим как совокупность уравнений движения всех его материальных точек

$$m_k \frac{d\vec{v}_k}{dt} = \vec{F}_k \quad (k = 1, 2, \dots, n). \quad (3.22)$$

Естественно, зависимости (3.22) непригодны для исследования механизмов. Умножим левую и правую части выражения (3.22) скалярно на $\frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q}$ и сложим полученные таким образом для всех точек механической системы уравнения. Имеем:

$$\sum_{k=1}^n m_k \frac{d\vec{v}_k}{dt} \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q}. \quad (3.23)$$

Введем понятие обобщенной силы – Q . Обобщенную силу определяют из выражения элементарной работы δW всех сил на возможном (бесконечно малом, допускаемом связями) перемещении системы или механизма:

$$\delta W = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k \cdot \delta \vec{r}_k = Q \delta q, \quad (3.24)$$

где $\delta \vec{r}_k$ – приращение радиуса-вектора точки приложения силы \vec{F}_k , а δq – приращение обобщенной координаты. Но $\delta \vec{r}_k = \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q} \delta q$, следовательно, обобщенная сила равна

$$Q = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q}. \quad (3.25)$$

Размерность обобщенной силы зависит от размерности обобщенных

координат

$$|Q| = \frac{|W|}{|q|}. \quad (3.26)$$

Преобразуем левую часть уравнения (3.23), воспользовавшись равенством (3.21):

$$\begin{aligned} \sum m_k \frac{d\vec{v}_k}{dt} \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q} &= \frac{d}{dt} \sum m_k \vec{v}_k \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q} - \sum m_k \vec{v}_k \frac{d}{dt} \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q} = \\ &= \frac{d}{dt} \sum m_k \vec{v}_k \frac{\partial \vec{v}_k}{\partial \dot{q}} - \sum m_k \vec{v}_k \frac{\partial \vec{v}_k}{\partial q} = \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial}{\partial \dot{q}} \sum \frac{m_k \vec{v}_k^2}{2} - \frac{\partial}{\partial q} \sum \frac{m_k \vec{v}_k^2}{2}. \end{aligned}$$

Так как сумма $\sum \frac{m_k \vec{v}_k^2}{2} = K$ представляет собой кинетическую энергию системы (механизма), уравнения движения системы (3.22) запишем в виде одного уравнения в обобщенных координатах следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial K}{\partial q} = Q. \quad (3.27)$$

Для механизмов, степень подвижности которых больше единицы, количество уравнений (3.27), как и число обобщенных сил, равно числу обобщенных координат.

3.5.2. Кинетическая энергия

Кинетическая энергия является динамической мерой движения любого материального тела. Для механизма она равна сумме кинетических энергий всех его подвижных звеньев.

При вращении звена вокруг неподвижной оси (кривошипа 1 на рис. 3.9, а) его кинетическая энергия

$$K_1 = \frac{1}{2} J_O \cdot \omega_1^2, \quad (3.28)$$

где J_O – момент инерции звена относительно оси вращения O ; ω_1 – угловая скорость звена (для стержня массой m длиной l — $J_O = (ml^2)/3$).

Так как центр масс C_1 кривошипа не совпадает с центром вращения O , то в этом случае

$$J_O = J_{C_1} + m_1 \cdot \ell_{OC_1}^2, \quad (3.29)$$

где J_{C_1} – момент инерции звена OA относительно оси, проходящей через его центр масс C_1 перпендикулярно плоскости движения; m_1 – масса звена; ℓ_{OC_1} – расстояние от оси вращения O до центра масс C_1 звена ($J_{C_1} = (ml^2)/12$).

Кинетическая энергия вращающегося звена типа диска, колеса радиуса r , массой m также определяется по формуле (3.28), а поскольку центр масс такого звена лежит на оси его вращения, то $\ell_{OC} = 0$ и $J_O = J_C = (mr^2)/2$.

Если звено механизма совершает плоскопараллельное движение (на рис. 3.9, а – шатун 2), его кинетическая энергия будет равна

$$K_2 = \frac{1}{2} m_2 v_{C_2}^2 + \frac{1}{2} J_{C_2} \omega_2^2, \quad (3.30)$$

где m_2 – масса шатуна; v_{C_2} – скорость его центра масс C_2 ; J_{C_2} – момент инерции звена относительно подвижной оси, проходящей через центр масс C_2 ; ω_2 – угловая скорость вращения шатуна в плоскопараллельном движении.

При поступательном движении звена (на рис. 3.9, а – ползун 3) его кинетическая энергия

$$K_3 = \frac{1}{2} m_3 v_{C_3}^2, \quad (3.31)$$

где m_3 – масса ползуна; v_{C_3} – скорость его центра масс C_3 .

Для кривошипно-ползунного механизма, имеющего три подвижных звена, кинетическая энергия равна

$$K = K_1 + K_2 + K_3 = \frac{1}{2} J_O \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{C_2}^2 + \frac{1}{2} J_{C_2} \omega_2^2 + \frac{1}{2} m_3 v_{C_3}^2. \quad (3.32)$$

В общем случае кинетическая энергия всего механизма равна

$$K = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} m_i v_{C_i}^2 + \frac{1}{2} J_{C_i} \omega_i^2 \right), \quad (3.33)$$

где n – число подвижных звеньев.

3.5.3. Обобщенные силы механизмов

Обобщенные силы определяются из выражения работы (3.24) механической системы. Работа является количественной мерой действия силы при превращении механического движения в другую форму (потенциальная энергия, теплота, электричество и др.).

Пусть механическая система состоит из n материальных точек, имеет W степеней свободы, т.е. ее положение определяется W обобщенными координатами. Для определения обобщенной силы Q_i , соответствующей обобщенной координате q_i , сообщим координате бесконечно малое приращение δq_i , не изменяя остальных обобщенных координат. Тогда точки системы (механизма) получают бесконечно малые перемещения, допускаемые связями, т.е. одни из так называемых возможных перемещений системы.

Возможными перемещениями называют воображаемые бесконечно малые перемещения, допускаемые наложенными на звенья связями. Поэтому криволинейные перемещения заменяют прямолинейными отрезками, отложенными по касательным к траекториям точек. Так, например, возможным перемещением кривошипа 1 (рис. 3.9, а) является его поворот на бесконечно малый угол $\delta \varphi_1$ вокруг точки O , а точка A должна при этом переместиться по дуге окружности. Возможное перемещение точки A представляем в виде прямолинейного отрезка, отложенного по касательной к траектории точки A .

Элементарная работа всех сил механизма при возможном приращении

одной обобщенной координаты δq_i равна

$$\delta W_i = Q_i \delta q_i = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k \delta \vec{r}_k = \sum_{k=1}^n F_k \delta r_k \cos(\vec{F}_k, \delta \vec{r}_k), \quad (3.34)$$

где \vec{F}_k – силы, действующие на звенья механизма; $\delta \vec{r}_k$ – возможные перемещения точек приложения соответствующих сил; $(\vec{F}_k, \delta \vec{r}_k)$ – угол между направлениями вектора силы \vec{F}_k и вектора точки ее приложения $\delta \vec{r}_k$.

Отношение работы δW_i к приращению обобщенной координаты δq_i представляет собой обобщенную силу Q_i , соответствующую обобщенной координате q_i .

Для определения обобщенной силы Q_w , соответствующей обобщенной координате q_w , сообщим координате бесконечно малое приращение δq_w , не изменяя остальных обобщенных координат. Далее, пользуясь выражением (3.34), определим обобщенную силу Q_w . Число обобщенных сил, как и уравнений Лагранжа второго рода, равно числу обобщенных координат механизма.

3.5.4. Методика составления уравнений Лагранжа второго рода

Уравнения Лагранжа второго рода представляют собой дифференциальные уравнения второго порядка относительно обобщенных координат механической системы q_1, q_2, \dots, q_w , т.е. дифференциальные уравнения движения системы. Интегрируя их и определяя из начальных условий постоянные интегрирования, получим W уравнений движения системы в обобщенных координатах:

$$q_i = q_i(t), \text{ где } i = 1, 2, \dots, W. \quad (3.35)$$

При составлении уравнений Лагранжа рекомендуют следующий порядок операций:

1. На схеме механизма изображают все активные силы, действующие на его звенья.
2. Определяют число степеней свободы механизма и вводят обобщенные координаты.
3. Вычисляют кинетическую энергию механизма и выражают ее через обобщенные координаты и скорости.
4. Определяют обобщенные силы механизма.
5. Выполняют операции дифференцирования кинетической энергии в соответствии с уравнениями Лагранжа (3.27).
6. Полученные выражения подставляют в уравнения Лагранжа и определяют искомые параметры.

Пример. Передача вращения между двумя валами (рис. 3.10) осуществляется с помощью гибкого звена (ремня) 2. Радиусы шкивов 1 и 3 – r_1 и r_2 , их моменты инерции – J_1, J_2 , вес ремня – G . Необходимо составить уравнение движения первого вала, если на него действует вращающий момент M_1 , а на другой вал – момент сопротивления M_2 . Трением в опорах и

моментами инерции валов пренебречь.

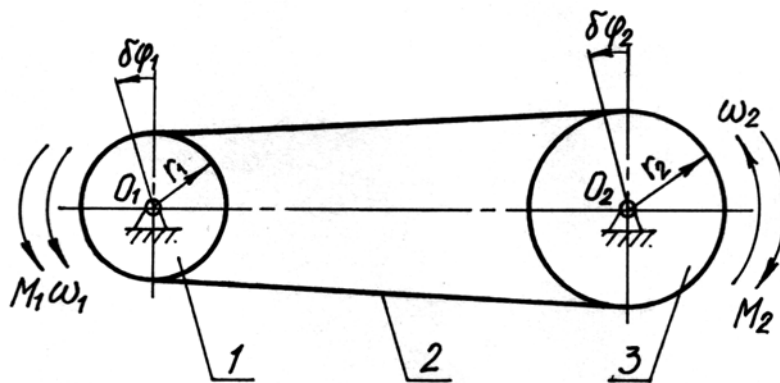


Рис. 3.10

Решение.

1. К шкивам 1 и 3 передачи (см. рис. 3.10) прикладываем моменты M_1 и M_2 , причем M_1 направляем в сторону вращения, M_2 – в противоположную.

2. Передача имеет одну степень свободы (одно ведущее звено – шкив 1). За обобщенную координату примем угол поворота ведущего шкива: $q = \varphi_1$.

3. Кинетической энергией обладают шкивы 1 и 3, ремень 2; для механизма она равна

$$K = J_1 \frac{\dot{\varphi}_1^2}{2} + J_2 \frac{\dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{G \dot{x}^2}{2g}, \quad (3.36)$$

где $\dot{\varphi}_1$ и $\dot{\varphi}_2$ – угловые скорости шкивов; \dot{x} – скорость ремня; g – ускорение свободного падения.

Из соотношения

$$x = r_1 \varphi_1 = r_2 \varphi_2 \quad (3.37)$$

выразим φ_2 и x через обобщенную координату φ_1 , а $\dot{\varphi}_2$ и \dot{x} – через $\dot{\varphi}_1$. Подставив скорости в выражение (3.36), получим:

$$K = J_1 \frac{\dot{\varphi}_1^2}{2} + J_2 \frac{r_1^2}{r_2^2} \frac{\dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{G r_1^2 \dot{\varphi}_1^2}{2g}. \quad (3.38)$$

4. Дадим шкиву возможное перемещение $\delta\varphi_1$. Тогда возможное перемещение шкива 3 из условия (3.37) равно $\delta\varphi_2 = \frac{r_1}{r_2} \delta\varphi_1$. Вычислим элементарную работу передачи:

$$\delta W = M_1 \delta\varphi_1 - M_2 \delta\varphi_2 = (M_1 - M_2 \frac{r_1}{r_2}) \delta\varphi_1. \quad (3.39)$$

Из формулы (3.39) получим обобщенную силу

$$Q = M_1 - M_2 \frac{r_1}{r_2}. \quad (3.40)$$

5. Находим производные от кинетической энергии согласно уравнению

(3.27):

$$\begin{aligned}\frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_1 \dot{\varphi}_1 + J_2 \frac{r_1^2}{r_2^2} \dot{\varphi}_1 + \frac{G}{g} r_1^2 \dot{\varphi}_1, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_1 \ddot{\varphi}_1 + J_2 \frac{r_1^2}{r_2^2} \ddot{\varphi}_1 + \frac{G}{g} r_1^2 \ddot{\varphi}_1,\end{aligned}$$

(3.41)

$$\frac{\partial K}{\partial \varphi_1} = 0.$$

6. Подставим производные (3.41) и обобщенную силу (3.40) в уравнение Лагранжа второго рода (3.27)

$$\ddot{\varphi}_1 \left(J_1 + J_2 \frac{r_1^2}{r_2^2} + \frac{G}{g} r_1^2 \right) = M_1 - M_2 \frac{r_1}{r_2}.$$

(3.42)

Отсюда находим угловое ускорение первого вала:

$$\varepsilon_1 = \ddot{\varphi}_1 = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{M_1 - M_2 \frac{r_1}{r_2}}{J_1 + J_2 \frac{r_1^2}{r_2^2} + \frac{G}{g} r_1^2}. \quad (3.43)$$

Дважды интегрируя выражение (3.43), можно получить зависимость $\varphi_1 = \varphi_1(t)$.

3.6. Метод приведения в динамике механизмов

3.6.1. Сущность метода приведения

Задача построения динамической модели конструкций роботов, систем управления и автоматики возникает на различных этапах проектирования. На начальном этапе, задаваясь ориентировочно массами и жесткостью звеньев, определяют и конструируют передаточные механизмы и выбирают приводы. Затем на этапе компоновки конструкции появляется возможность построить более точно ее динамические и точностные характеристики, выбрать рациональные компоновку и параметры конструкции, не прибегая к ее изготовлению. Трудность решения этой задачи на этапе проектирования состоит в том, что для построения динамической модели необходимо знать размеры звеньев, а они известны лишь ориентировочно. Поэтому на практике целесообразно динамические исследования начинать с простейших моделей, оценивая их пригодность при решении каждой конкретной задачи.

При определении закона движения механизма составляют уравнение движения и решают его относительно искомого кинематического параметра (обобщенной координаты, скорости или ускорения). Для механизма с одной степенью свободы, имеющего одно ведущее звено, решение этой задачи

значительно упрощается, если все внешние силы и моменты сил, приложенные к различным звеньям, заменить одной приведенной силой, приложенной к одному звену механизма. При этом массы всех подвижных звеньев заменяют динамически эквивалентной приведенной массой, связанной со звеном приведения.

Задачу о движении системы звеньев для механизмов с одной степенью подвижности сводят с помощью приведенных сил и масс к задаче о движении одного звена или одной точки. В качестве звена приведения принимают обычно ведущее звено механизма.

3.6.2. Приведение сил и моментов сил

Приведенной силой $F_{пр}$ в общем случае называется такая условная сила, элементарная работа которой на возможном перемещении точки приведения равна сумме элементарных работ приводимых сил на соответствующих перемещениях точек приложения этих сил, а **приведенным моментом сил $M_{пр}$** называется момент приведенной силы $F_{пр}$.

Точка приложения приведенной силы называется **точкой приведения**, а звено, которому принадлежит эта точка, – **звеном приведения**. Звено и точка приведения, а также направление $F_{пр}$ могут быть выбраны произвольно. В большинстве случаев $F_{пр}$ приводится к точке ведущего звена механизма и направляется по касательной к траектории точки приведения.

Для механизмов с одной степенью свободы принцип равенства элементарных работ приводится к равенству мощностей. Приведенная сила, будучи приложенной в точке приведения, развивает мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых силами и моментами сил, приложенными к звеньям исследуемого механизма. Приведенный момент, приложенный к звену приведения, развивает мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей приводимых сил и моментов. Для механизма с одной степенью свободы получим

$$\vec{F}_{пр} \vec{v}_A = F_{пр} v_A \cos(\vec{F}_{пр}, \vec{v}_A) = \sum_{k=1}^{n_1} F_k v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k) + \sum_{i=1}^{n_2} M_i \omega_i; \quad (3.44)$$

$$M_{пр} \omega_{пр} = \sum_{k=1}^{n_1} F_k v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k) + \sum_{i=1}^{n_2} M_i \omega_i, \quad (3.45)$$

где \vec{v}_A – скорость точки приложения $\vec{F}_{пр}$; $(\vec{F}_{пр}, \vec{v}_A)$ – угол между $\vec{F}_{пр}$ и \vec{v}_A , обычно равен нулю; F_k – сила, приложенная к точке k; v_k – скорость точки приложения силы F_k ; (\vec{F}_k, \vec{v}_k) – угол между направлениями векторов \vec{F}_k и \vec{v}_k ; M_i – момент сил, приложенных к звену i; ω_i – угловая скорость звена; n_1 – количество сил, приложенных к точкам звеньев механизма; n_2 – количество моментов сил, приложенных к звеньям механизма; $\omega_{пр}$ – угловая скорость звена приведения.

Из равенств (3.44) и (3.45) находим приведенные силы и моменты:

$$F_{np} = \sum_{k=1}^{n_1} F_k \frac{v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k)}{v_A \cos(\vec{F}_{np}, \vec{v}_A)} + \sum_{i=1}^{n_2} \frac{M_i \omega_i}{v_A \cos(\vec{F}_{np}, \vec{v}_A)}; \quad (3.46)$$

$$M_{np} = \sum_{k=1}^{n_1} F_k \frac{v_k \cos(\vec{F}_k, \vec{v}_k)}{\omega_{np}} + \sum_{i=1}^{n_2} M_i \frac{\omega_i}{\omega_{np}}.$$

(3.47)

Из формул (3.46) и (3.47) видно, что F_{np} и M_{np} зависят не только от величины приводимых сил и моментов, но и от отношения скоростей.

Пример. К выходному валу редуктора (рис. 3.11, а) приложен момент $M_4 = 4$ Нм. Найти приведенный к ведомому валу момент M_{np} , если числа зубьев колес с соответствующими индексами соответственно равны $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $z_3 = 20$; $z_4 = 100$.

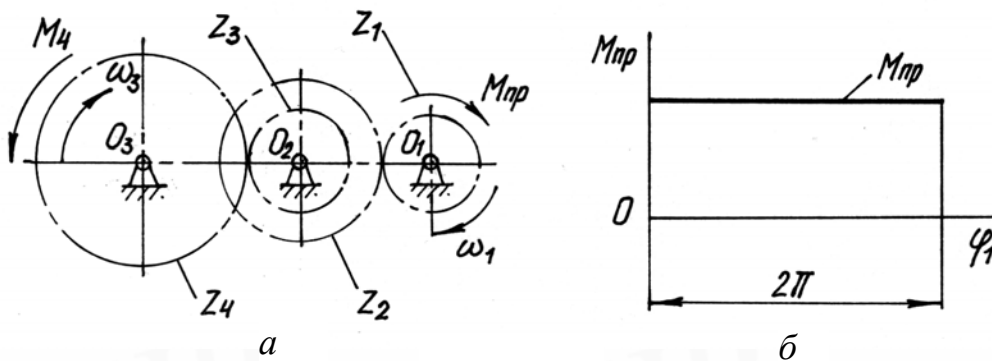


Рис. 3.11

Решение. Согласно условию (3.47) при отсутствии иных, действующих на звенья, сил имеем

$$M_{np} = \frac{\sum M_i \omega_i}{\omega_{np}} = \frac{M_4 \omega_4}{\omega_1} = M_4 / i_{14} = M_4 / [i_{12} \cdot i_{34}];$$

$$M_{np} = M_4 \frac{z_1 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_3} = 0,4 \text{ Нм}.$$

Здесь i_{14} , i_{12} , i_{34} — соответственно передаточные отношения между зубчатыми колесами 1 и 4, 1 и 2, 3 и 4. На рис. 3.11, б показан закон изменения M_{np} .

3.6.3. Приведение масс и моментов инерции

Приведенной массой m_{np} называется такая условная масса, которая, будучи сосредоточенной в точке приведения А, обладает кинетической энергией, равной кинетической энергии механизма, т.е. $K = \frac{m_{np} v_A^2}{2}$. Поэтому

$$m_{np} = \frac{2K}{v_A^2}. \quad (3.48)$$

Приведенным моментом инерции называется условный момент инерции вращающегося звена приведения, которое обладает кинетической

энергией, равной кинетической энергии механизма, т.е. $K = J_{\text{пр}} \frac{\omega_{\text{пр}}^2}{2}$.

Учитывая, что $v_A = \omega_{\text{пр}} \cdot \ell_{OA}$, имеем

$$J_{\text{пр}} = 2K / \omega_{\text{пр}}^2 = m_{\text{пр}} \ell_{OA}^2, \quad (3.49)$$

где K – кинетическая энергия механизма; $\omega_{\text{пр}}$ – угловая скорость звена привода; ℓ_{OA} – расстояние от точки привода до оси вращения звена привода.

Приведенная масса и приведенный момент инерции характеризуют инертность механизма, его быстродействие.

Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий звеньев. Если механизм состоит из n звеньев, из которых n_1 движутся поступательно, n_2 вращаются вокруг неподвижных осей и n_3 совершают плоскопараллельное движение, то кинетическая энергия механизма вычисляется по формуле

$$K = \sum_{i=1}^{n_1} \frac{m_i v_{ci}^2}{2} + \sum_{j=1}^{n_2} \frac{J_{oj} \omega_j^2}{2} + \sum_{k=1}^{n_3} \left(\frac{m_k v_{ck}^2}{2} + \frac{J_{ck} \omega_k^2}{2} \right), \quad (3.50)$$

где m – масса звена; v_c – скорость ц.м. звена; J_{oj} – момент инерции звена J относительно оси вращения O ; ω – угловая скорость звена; J_{ck} – момент инерции звена k относительно ц. м. C .

Пример. Определим приведенную массу механизма, изображенного на рис. 3.12. В этом механизме звено 1 совершает поступательное движение, масса его – m_1 ; звено 2 совершает плоскопараллельное движение, масса его – m_2 и момент инерции относительно центра масс – J_2 ; звено 3 совершает вращательное движение вокруг оси, проходящей через точку O_1 , момент инерции звена относительно этой оси – J_3 . Трибка 4 совершает вращательное движение, момент инерции звена 4 относительно оси, проходящей через точку O_2 – J_4 . Массой стрелки пренебрегаем. Считаем, что кинематические параметры звеньев известны. Кинетическая энергия механизма

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \omega_3^2 + \frac{1}{2} J_4 \omega_4^2, \quad (3.51)$$

где v_2 – линейная скорость ц.м. звена 2; $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ – соответственно угловые скорости звеньев 2, 3, 4.

За звено привода примем звено 1, а за точку привода – точку A (центр шарнира), движущуюся со скоростью v_1 . Тогда $K = m_{\text{пр}} v_1^2 / 2$, а приведенная масса

$$\begin{aligned} m_{\text{пр}} &= \frac{2K}{v_1^2} = \frac{2}{v_1^2} (K_1 + K_2 + K_3 + K_4) = \\ &= m_1 + m_2 \left(\frac{v_{c2}}{v_1} \right)^2 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{v_1} \right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{v_1} \right)^2 + J_4 \left(\frac{\omega_4}{v_1} \right)^2. \end{aligned} \quad (3.52)$$

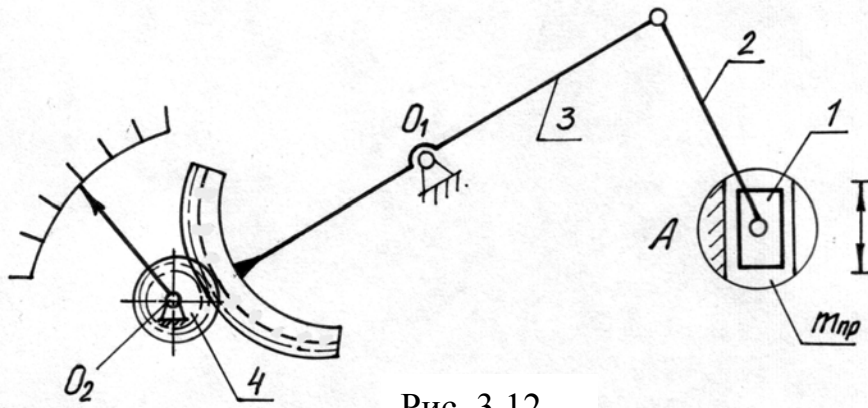


Рис. 3.12

3.6.4. Уравнения движения приведенного механизма

Механизм даже с одной степенью свободы представляет собой сложную динамическую систему. Его звенья, имея определенные массы и моменты инерции, нагружаются при движении многочисленными силами и моментами сил. При выполнении динамического анализа такой механизм заменяется расчетной динамической моделью, состоящей из звена приведения. Энергетические параметры механизма и его расчетной динамической модели идентичны.

Пусть звено приведения совершает вращательное движение, обладает приведенным моментом инерции $J_{пр}$ и на него действует приведенный момент сил $M_{пр}$. Параметры $J_{пр}$ и $M_{пр}$ являются функциями положения звена приведения, которое меняется со временем, т.е. $\varphi = \varphi(t)$:

$$J_{пр} = J_{пр}(\varphi); \quad M_{пр} = M_{пр}(\varphi). \quad (3.53)$$

Для получения уравнения движения приведенного механизма используем уравнение Лагранжа 2-го рода (3.27). Обобщенной координатой в этом случае будет являться угол поворота звена $q = \varphi$, с обобщенной скоростью $\dot{q} = \omega = \dot{\varphi}$.

Кинетическая энергия механизма равна

$$K = \frac{1}{2} J_{пр} \omega^2 = \frac{1}{2} J_{пр} \dot{\varphi}^2, \quad (3.54)$$

где ω – угловая скорость звена приведения.

Уравнение Лагранжа 2-го рода запишем в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial K}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}. \quad (3.55)$$

Обобщенную силу определим из уравнения элементарной работы всех сил, приведенных к звену приведения,

$$\delta W = M_{пр} \cdot \delta\varphi = Q_{\varphi} \cdot \delta\varphi, \quad (3.56)$$

где $M_{пр}$ – приведенный момент сил; $\delta\varphi$ – элементарный угол поворота звена приведения.

Тогда обобщенная сила $Q_{\varphi} = M_{пр}$.

Вычисляем производные от выражения кинетической энергии (3.54), учитывая зависимости (3.53):

$$\frac{\partial K}{\partial \varphi} = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^2 \frac{\partial J_{пр}}{\partial \varphi}; \quad \frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}} = J_{пр} \dot{\varphi};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{\phi}} = J_{\text{пр}} \ddot{\phi} + \dot{\phi} \left(\frac{\partial J_{\text{пр}}}{\partial \phi} \cdot \dot{\phi} \right) = J_{\text{пр}} \ddot{\phi} + \dot{\phi}^2 \frac{\partial J_{\text{пр}}}{\partial \phi}. \quad (3.57)$$

Подставив в уравнение (3.55) производные от выражения кинетической энергии (3.57) и обобщенную силу Q_{ϕ} , получим уравнение движения звена приведения, совершающего вращающее движение

$$J_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{\partial J_{\text{пр}}}{\partial \phi} = M_{\text{пр}}. \quad (3.58)$$

Рассмотрим расчетную динамическую модель механизма, состоящего из звена приведения, обладающего приведенной массой $m_{\text{пр}}$ в точке приложения приведенной силы $F_{\text{пр}}$. Обобщенной координатой в этом случае будет являться перемещение точки: $q = S$.

Кинетическая энергия механизма определяется по формуле

$$K = \frac{1}{2} m_{\text{пр}} v^2 = \frac{1}{2} m_{\text{пр}} \dot{S}^2, \quad (3.59)$$

где $v = \dot{S}$ – скорость точки приведения.

Уравнение Лагранжа 2-го рода запишем в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{S}} - \frac{\partial K}{\partial S} = Q_S. \quad (3.60)$$

Элементарная работа приведенных сил равна $\delta W = F_{\text{пр}} \delta S = Q_S \delta S$. Откуда выразим обобщенную силу $Q_S = F_{\text{пр}}$.

Взяв соответствующие производные кинетической энергии (3.59) и подставив их в уравнение (3.60), получим

$$m_{\text{пр}} \frac{dv}{dt} + \frac{1}{2} v^2 \frac{\partial m_{\text{пр}}}{\partial S} = F_{\text{пр}}. \quad (3.61)$$

Дифференциальные уравнения (3.58) и (3.61) движения приведенных механизмов могут быть решены относительно скоростей $\dot{q} = \omega = \dot{\phi}$ или $\dot{q} = v = \dot{S}$. Далее определяют закон движения звена приведения:

$$q = \int \dot{q}(t) dt. \quad (3.62)$$

Зная эту функцию, по известным кинематическим функциям можно рассчитать параметры движения ведомых звеньев механизма.

Если приведенный момент инерции $J_{\text{пр}}$ и приведенная масса $m_{\text{пр}}$ – постоянные величины или близки к этому, то уравнения (3.58) и (3.61) примут вид

$$J_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{пр}}; \quad (3.63)$$

$$m_{\text{пр}} \frac{dv}{dt} = F_{\text{пр}}. \quad (3.64)$$

3.7. Коэффициент полезного действия механизмов

Механизмы с точки зрения энергетических потерь оценивают и сравнивают по величине КПД. Механическим КПД механизма η называют отношение (3.1) работы $W_{\text{пс}}$ (мощности P) сил полезных сопротивлений к работе $W_{\text{д}}$ (мощности P) движущих сил. О механических потерях на преодоление сил вредного сопротивления судят не по абсолютной величине потерянной работы (мощности), а по ее отношению к работе (мощности) движущих сил. Эту величину называют коэффициентом потерь механизма

$$\varphi = W_{\text{вс}} / W_{\text{д}}. \quad (3.65)$$

Она является показателем уровня совершенства механизма. При установившемся движении механизма

$$W_{\text{д}} = W_{\text{пс}} + W_{\text{вс}} \quad \text{или} \quad 1 = \eta + \varphi. \quad (3.66)$$

Во всех механизмах КПД меньше единицы. Значения КПД многих механизмов определяют экспериментально и их величины приводятся в справочниках; для ряда механизмов КПД можно рассчитать, зная их основные параметры. Повысить КПД можно путем: а) уменьшения потерь на трение в кинематических парах; б) использования механизмов при полной нагрузке; в) выбора рациональных схем механизмов.

Чаще всего механические приводы состоят из совокупности отдельных механизмов, соединенных между собой для передачи движения последовательно, параллельно или смешанным способом. КПД привода зависит от КПД каждого механизма и характера его расположения. Рассмотрим определение общего КПД привода при различных видах соединений входящих в него механизмов.

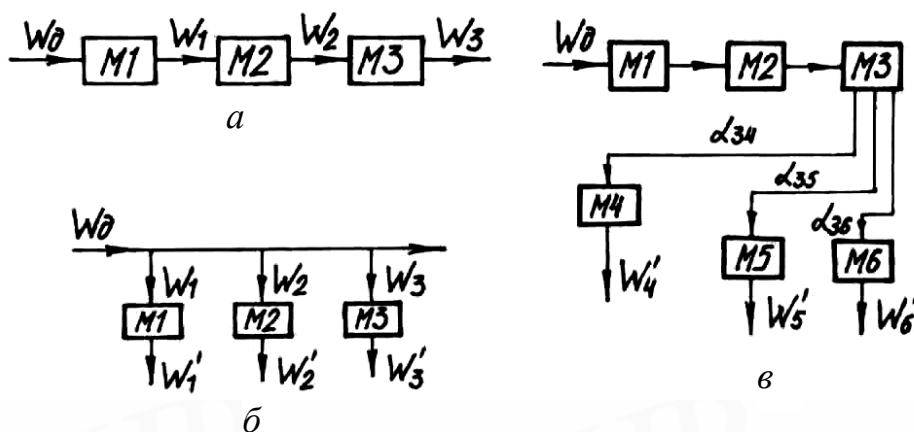


Рис. 3.13

При последовательном соединении n механизмов (рис. 3.13, а) полезная работа k -го механизма является работой движущих сил $(k+1)$ механизма.

Частные КПД каждого из входящих в ряд механизмов равны $\eta_1 = \frac{W_1}{W_{\text{д}}}$;

$$\eta_2 = \frac{W_2}{W_1}; \dots; \eta_n = \frac{W_n}{W_{n-1}}. \text{ Общий КПД механического привода в этом случае}$$

$$\text{выражается равенством } \eta = \frac{W_{\text{пс}}}{W_{\text{д}}} = \frac{W_1}{W_{\text{д}}} \cdot \frac{W_2}{W_1} \cdot \frac{W_3}{W_2} \cdot \dots \cdot \frac{W_{n-1}}{W_{n-2}} \cdot \frac{W_n}{W_{n-1}},$$

$$\text{или } \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_{n-1} \cdot \eta_n. \quad (3.67)$$

Следовательно, общий КПД ряда последовательно соединенных механизмов равен произведению КПД частных механизмов, входящих в этот ряд. С увеличением числа механизмов общий КПД привода уменьшается и всегда меньше наименьшего из КПД механизмов, входящих в привод.

При параллельном соединении механизмов (рис. 3.13, б) работа движущих сил выражается равенством

$$W_{\text{д}} = \alpha_1 W_{\text{д}} + \alpha_2 W_{\text{д}} + \dots + \alpha_{n-1} W_{\text{д}} + \alpha_n W_{\text{д}}, \quad (3.68)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – коэффициенты, показывающие, какая часть работы всех движущих сил подведена к первому, второму и последующим механизмам, следовательно, $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \dots + \alpha_n = 1$. Работа сил полезных сопротивлений W' на выходе из соответствующих механизмов равна

$$W'_1 = \alpha_1 W_{\text{д}} \cdot \eta_1; \quad W'_2 = \alpha_2 W_{\text{д}} \cdot \eta_2; \quad \dots; \quad W'_n = \alpha_n W_{\text{д}} \cdot \eta_n. \quad (3.69)$$

Общий КПД механизмов в этом случае определяется как

$$\eta = \frac{W_{\text{пс}}}{W_{\text{д}}} = \frac{W_{\text{д}} (\alpha_1 \eta_1 + \alpha_2 \eta_2 + \dots + \alpha_n \eta_n)}{W_{\text{д}}} = \alpha_1 \eta_1 + \alpha_2 \eta_2 + \dots + \alpha_n \eta_n. \quad (3.70)$$

При смешанном соединении механизмов по схеме, представленной на рис. 3.13, в, общий КПД равен

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot (\alpha_{34} \eta_4 + \alpha_{35} \eta_5 + \alpha_{36} \eta_6), \quad (3.71)$$

где $\alpha_{34}, \alpha_{35}, \alpha_{36}$ – коэффициенты, показывающие, какая часть работы движущих сил от механизма M_3 подведена к механизмам M_4, M_5, M_6 . Коэффициенты полезного действия зубчатых и целого ряда других механизмов на практике обычно задаются или определяются экспериментально.

РАЗДЕЛ 2. ОСНОВЫ ТОЧНОСТИ И ПРОЧНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

Глава 4. ТОЧНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ

Основным требованием для многих механизмов при сохранении надежности является точность выполнения заданной функции движения. При анализе механизмов считают, что предписанный им закон движения воспроизводится с абсолютной точностью, звенья имеют абсолютно правильные размеры и форму, в кинематических парах отсутствуют зазоры. Действительные, т.е. реальные механизмы отличаются от теоретических,

идеальных, наличием ошибок.

Точностью механизмов называют их свойство обеспечивать в допустимых пределах погрешности расположения и движения рабочих (выходных) звеньев при заданных движениях ведущих (входных) звеньев. Критериями точности являются величины отклонений перемещений, положений, размеров, формы и других параметров звеньев действительных механизмов от параметров звеньев идеальных механизмов.

4.1. Ошибки механизмов и их деталей

При определении точности механизмов нужно уметь определять ошибки положения, перемещения, «мертвого» хода и передаточного отношения механизма.

Ошибкой положения механизма называется разность в положении рабочих ведомых звеньев действительного и идеального механизмов при одинаковых положениях их ведущих звеньев.

Ошибкой перемещения механизма называется разность перемещений рабочих звеньев действительного и идеального механизмов при одинаковых перемещениях их ведущих звеньев.

Ошибкой мертвого хода механизма называется отставание движения ведомого звена при изменении на противоположное направления движения ведущего звена, т.е. при его реверсе. Ошибка является результатом наличия зазоров в кинематических парах и упругой деформации звеньев.

Ошибкой передаточного отношения называется разность передаточного отношения действительного и теоретического механизмов.

Причинами возникновения ошибок механизмов являются теоретические и первичные ошибки.

Теоретические ошибки возникают, когда с целью упрощения конструкции механизма применяют кинематическую схему, лишь приближенно осуществляющую требуемый закон движения рабочего звена.

Первичными ошибками называют погрешности размеров, геометрической формы и взаимного расположения поверхностей звеньев. Они возникают при изготовлении и сборке (технологические первичные ошибки), в процессе эксплуатации механизмов (температурные, силовые и износные первичные ошибки). Технологические первичные ошибки играют решающую роль в образовании ошибки положения механизма.

Первичные ошибки делят на скалярные и векторные; систематические, случайные и грубые. Скалярной называется ошибка, определяемая одним числом, например, ошибка длины вала. Векторные ошибки определяются величиной и направлением, например, эксцентриситет, перекосяк, овальность, торцовое биение и др.

К систематическим относят постоянные или изменяющиеся по определенному закону ошибки, например, ошибка схемы или изменение длины звена, происходящее от воздействия температуры или вследствие деформации от действующих сил. Случайными называют ошибки, числовое значение которых нельзя предусмотреть, например, размеры, изменяющиеся в

пределах допусков по законам теории вероятности, зазоры в кинематических парах. Ошибки, выходящие за пределы допусков, называют грубыми.

Механизмы состоят из звеньев и кинематических пар. В свою очередь звеном может быть одна или несколько неподвижно соединенных между собой деталей. Необходимо различать точность деталей, звеньев и их соединений, а также точность механизма, как точность кинематической цепи. При оценке точности механизма следует учитывать не только технологические, но и эксплуатационные первичные ошибки.

4.2. Точность деталей и их соединений

Задаваемая точность деталей и их соединений не только влияет на точность механизмов, но также обеспечивает одно из основных свойств, определяющих качество изделий, – взаимозаменяемость. Взаимозаменяемость – это такой принцип конструирования и изготовления деталей, при котором независимо изготовленные детали без дополнительной обработки устанавливаются на свои места при сборке звена, узла, механизма. Детали и сборочные единицы взаимозаменяемы в том случае, когда их размеры, форма, механические характеристики находятся в заданных пределах.

4.2.1. Допуски линейных размеров

Различают номинальный, действительный и предельный размеры любой детали. Номинальным называется размер, устанавливаемый из расчета на прочность, жесткость или выбираемый по конструктивным соображениям.

Номинальные размеры нормированы, их проставляют на чертежах и они служат началом отсчета отклонений. Номинальным размером соединения называют размер, общий для вала и отверстия, составляющих соединение.

В соединении валом называют деталь с охватываемой поверхностью, а отверстием – с охватывающей.

Действительным называют размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Для обеспечения взаимозаменяемости деталей отклонения действительных размеров от номинальных ограничены предельными значениями. Предельными называют размеры между которыми должен находиться или которым может быть равен годный действительный размер. Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется допуском. Допуск – мера точности размера: чем он меньше, тем

выше точность.

На чертеже вместо предельных размеров проставляют верхнее и нижнее предельные отклонения номинального размера – алгебраическую разность между соответственно наибольшим или наименьшим предельными и номинальным размерами. Числовые значения предельных отклонений на чертеже проставляют рядом с номинальным размером в мм ($10^{+0,25}_{-0,10}$).

Отклонения проставляют более мелкими цифрами, чем номинальный размер, соответственно своим наименованиям: верхнее – выше, нижнее – ниже, чтобы обозначение номинального размера вместе с предельными отклонениями по высоте было в одной строке. Симметричные отклонения проставляют одной цифрой, имеющей высоту цифр номинального размера, со знаком \pm , например, $15 \pm 0,1$. Нулевые отклонения на чертежах не проставляют. Отклонения проставляют десятичной дробью до последней значащей цифры. Количество десятичных знаков верхнего и нижнего отклонений одинаково, выравнивание производят добавлением нулей. На сборочном чертеже рядом с номинальным размером соединения, т.е. общим размером сопрягаемых деталей проставляют дробь, в числителе которой указывают предельные отклонения охватывающего размера (отверстия), а в знаменателе – охватываемого (вала), например, $10^{(+0,25)/(-0,15)}_{(-0,10)/(-0,30)}$.

При графическом изображении отклонений (рис. 4.1) номинальный размер соответствует нулевой линии, от которой откладывают отклонения в мкм; допуск представляют схематически в виде прямоугольника (поля допуска), заключенного между линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям. Если нулевая линия горизонтальна, положительное отклонение располагают вверх от нее, а отрицательное – вниз.

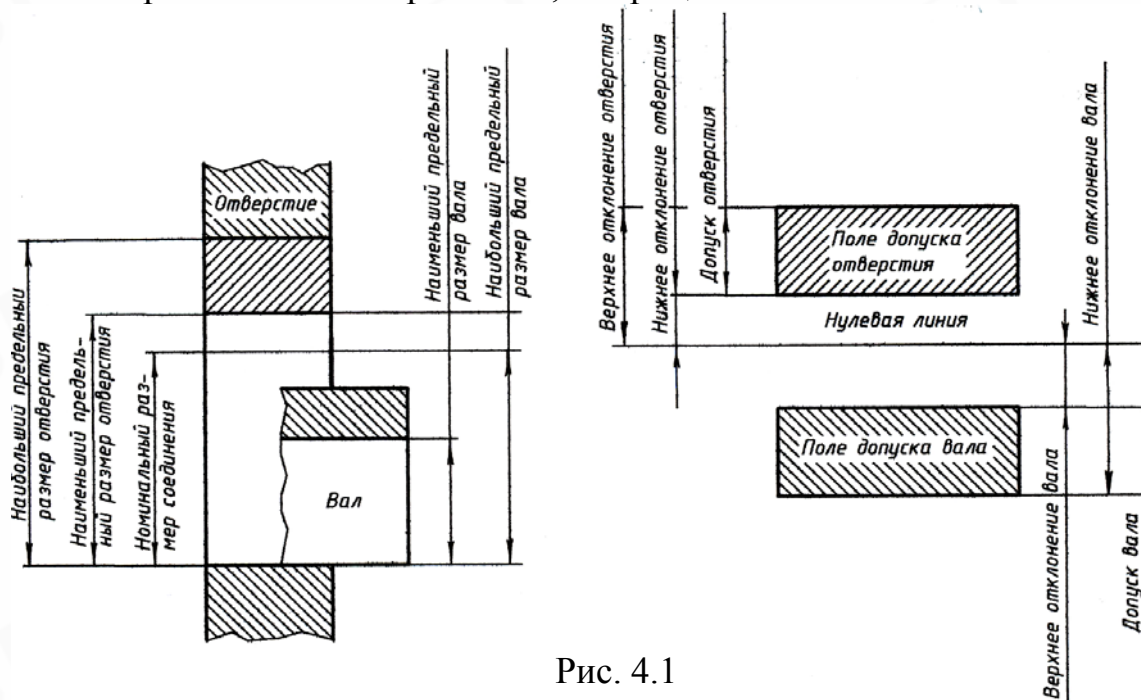


Рис. 4.1

Каждое поле допуска можно представить сочетанием двух характеристик, имеющих самостоятельное значение: его положения относительно номинального размера и величины допуска. Отклонение, ближайшее к нулевой линии и используемое для определения поля допуска, называется основным. Всего предусмотрено 28 типов основных отклонений для валов и отверстий (рис. 4.2). Каждое отклонение обозначают латинской буквой – малой, если отклонение относится к валу, и большой, если – к отверстию. Отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю, называют основным отверстием. Основное отклонение основного отверстия обозначают буквой **H**. Вал, верхнее отклонение которого равно нулю, называют основным валом. Основное отклонение основного вала обозначают буквой **h**.

Величина допуска устанавливается в зависимости от номинального размера и уровня точности (квалитета). Под квалитетом понимают совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров. Для упрощения определения величины допусков по таблицам весь диапазон номинальных размеров разбит на интервалы: ≤ 1 мм; > 1 до 3; > 3 до 6 и т.д., для которых допуски зависят только от номера квалитета. Для размеров от 1 до 500 мм установлено 19 квалитетов основных допусков (01; 0; 1; 2; ...; 17). Чем больше допуск, тем ниже точность и выше номер квалитета. Ссылка на квалитет или допуск делается сокращенно буквами IT с дополнением номера квалитета, например IT8. Не предусмотрено строгое разграничение областей применения различных квалитетов, но практический опыт привел к следующему разграничению:

- квалитеты 01; 0 и 1 предназначены для концевых мер длины;
- квалитеты со 2 по 4-й – для средств измерений и особо точных изделий;
- квалитеты с 5 по 13-й – для размеров различных соединений;
- квалитеты с 12 по 17-й – для несопрягаемых (свободных) размеров.

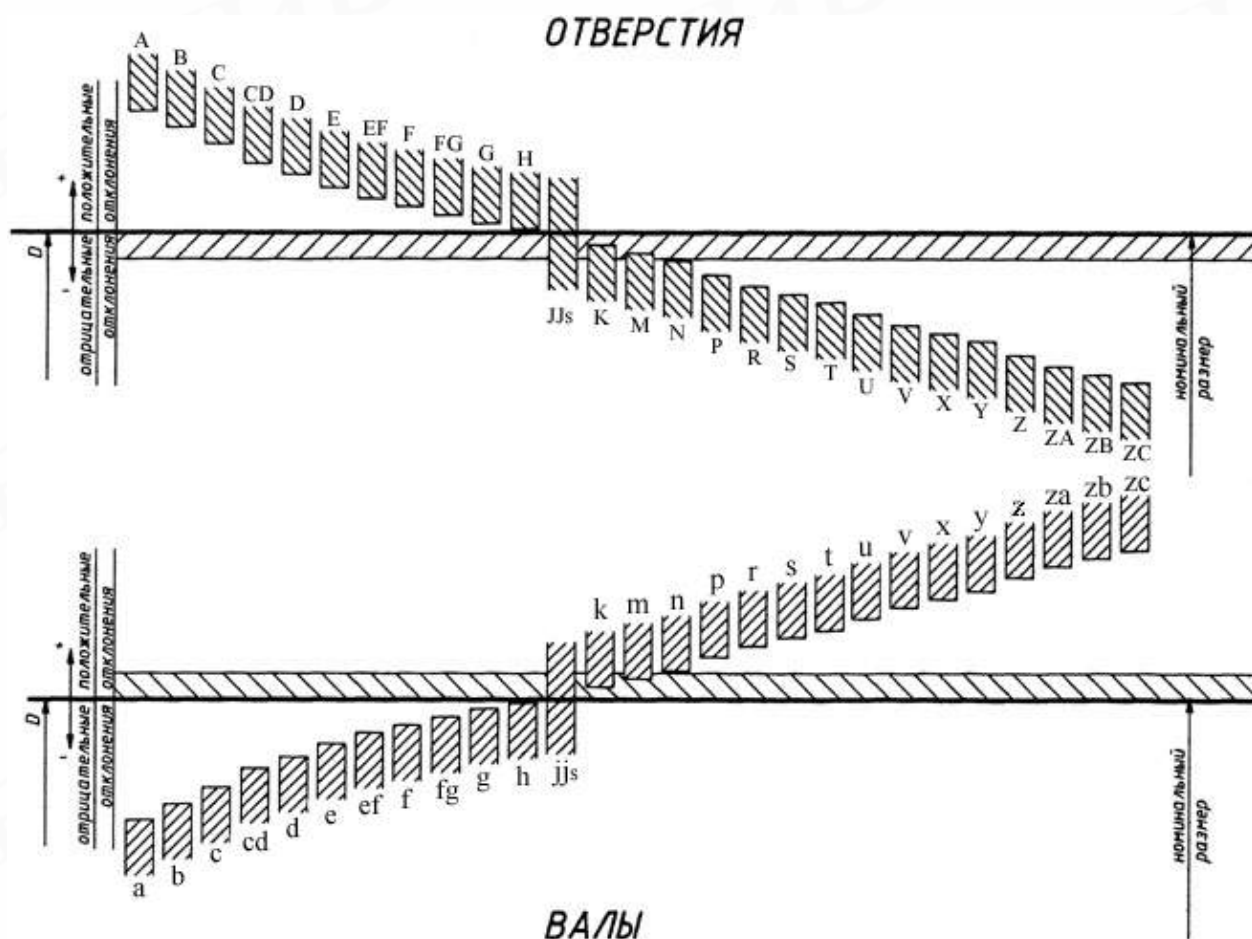


Рис. 4.2

Поле допуска образуется сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов и обозначается буквой основного отклонения и номером квалитета, например для вала – h7, e8, для отверстия – H7, E8.

Допуски в квалитетах с 5 по 14, определяются с помощью единицы допуска i по формуле $IT = ai$. Коэффициент a показывает, какое число единиц допуска содержится в полном допуске размера, этот коэффициент разный для различных квалитетов. Значения допуска для разных квалитетов приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Обозначение допуска	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
Значение допуска	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i

Единица допуска в мкм для квалитетов 5–14 определяется по формуле

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D_j} + 0,001 D_j, \quad (4.1)$$

где D_j – среднеквадратическое крайних значений j -го интервала в миллиметрах. Для квалитетов 01–4 функциональной зависимости между допуском и размером нет.

Можно сочетать любые основные отклонения с любыми квалитетами, что дает большое число различных по значению и положению полей допусков.

Если величина допуска влияет на точность размера, то расположение поля допуска, т.е. выбор основного отклонения влияет на величину действительного размера. Действительный размер при одинаковом допуске может быть всегда больше (отклонения А, ..., Н) или меньше номинального размера.

На чертежах допуски на размеры проставляют после номинального размера одним из трех способов: условными обозначениями полей допусков, например 12e9; числовыми значениями предельных отклонений – $12_{-0,032}^{-0,075}$; условными обозначениями полей допусков с указанием в скобках числовых значений предельных отклонений $12e9 \left(\begin{smallmatrix} -0,032 \\ -0,075 \end{smallmatrix} \right)$.

При выборе квалитета точности исходят из технологических и экономических соображений (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Метод механической обработки	Соответствующий квалитет
Черновое точение, строгание, растачивание	12 – 13
Чистовое точение, строгание, растачивание	11
Тонкое точение	6 – 7
Черновое фрезерование	11
Чистовое фрезерование	8 – 10
Сверление по разметке (без кондуктора)	12 – 13
Сверление по кондуктору	10 – 11
Предварительное развертывание	8 – 9
Развертывание двукратное (окончательное)	6 – 8
Протягивание обычное	6 – 8
Протягивание точное	6 – 7
Грубое шлифование	8 – 9
Чистовое шлифование	6 – 8
Прецизионное шлифование	5 – 6
Притирка, доводка, алмазная обработка	5 – 6
Предварительное хонингование	6 – 7
Прецизионное хонингование	5 – 6

Назначение высоких квалитетов точности должно всегда серьезно обосновываться. Во всех случаях, когда это возможно, исходя из работоспособности и точности устройства необходимо стремиться к назначению невысокого по точности квалитета. Это имеет особое значение для отверстий, обработка которых сложнее, чем валов. Замена у отверстия поля допуска Н7 на Н9 уменьшает стоимость обработки деталей примерно на 20%.

Размеры, характеризующие положение поверхностей, по которым отсутствует сопряжение, называют свободными. Отклонения свободных размеров на чертежах не проставляют. Но на поле чертежа делают запись:

«Неуказанные предельные отклонения размеров: охватывающих по H14; охватываемых по h14; остальных $\pm(1/2)IT14$ ». Обозначения $\pm(1/2)IT$ рекомендуются для симметричных отклонений и отклонений элементов, которые не относятся к отверстиям и валам.

4.2.2. Посадки деталей

При сопряжении двух деталей, независимо от их формы, различают охватывающую 1 и охватываемую 2 сопрягаемые поверхности (рис. 4.3, а, б). Первую называют **отверстием**, вторую – **валом**, в том числе и для нецилиндрических сопряжений.

Положение поля допуска относительно нулевой линии имеет особое значение для сопрягаемых размеров, так как от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала зависит **посадка – характер соединения деталей**, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов.

Зазор – разность соединяемых размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг – разность соединяемых размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

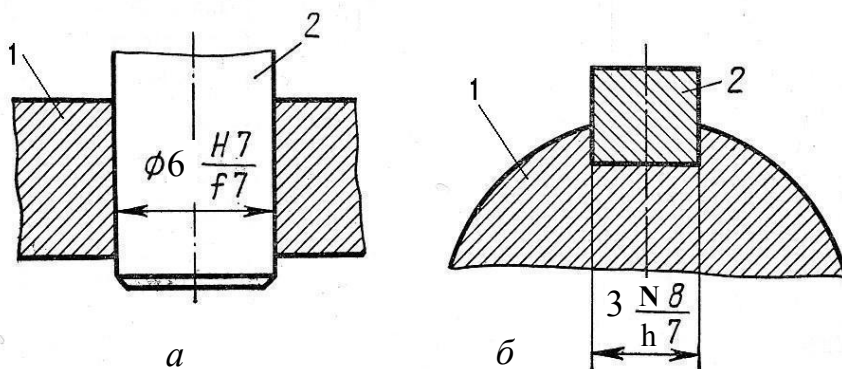
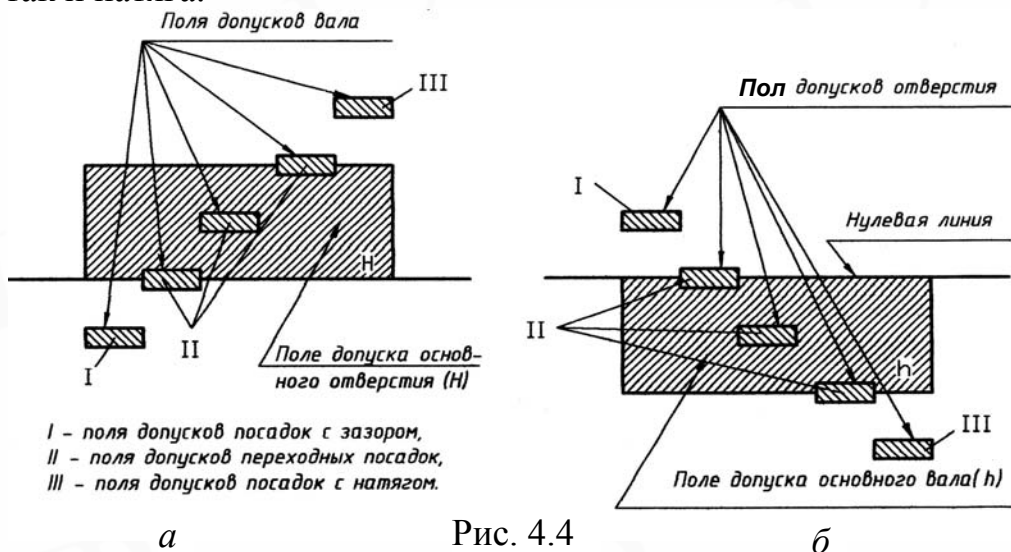


Рис. 4.3

В посадках допускаются любые сочетания полей допусков отверстий и валов, но рекомендуется применять посадки в системах отверстия или вала. **В системе отверстия** различные зазоры и натяги получаются вследствие изменения отклонений вала при неизменном отклонении **H** основного отверстия (рис. 4.4, а). **В системе вала** неизменным является вал с отклонением **h**, а различные посадки образуются в результате изменения отклонений отверстий (рис. 4.4, б). Система отверстий является предпочтительной, позволяя уменьшить номенклатуру режущего и мерительного инструмента. Систему вала применяют только в случаях, когда это оправдано конструктивными или экономическими условиями, например при посадке подшипников качения в корпус или для получения различных посадок одного и того же гладкого калиброванного вала с несколькими отверстиями.

В зависимости от сочетания полей допусков отверстия и вала различают посадки: с зазором, при которых обеспечивается зазор в соединении; с натягом, при которых обеспечивается натяг в соединении, и переходные, при

которых возможно получение в зависимости от действительного размера как зазора, так и натяга.



Посадки с зазором предназначены для подвижных соединений. В системе отверстия это основные отклонения вала от a до h ; в системе вала – отклонения отверстия от A до H (см. рис. 4.2). Чем больше относительная скорость перемещения деталей в соединении, чем больше коэффициент вязкости масла и число опор вала, тем больше должна быть величина гарантированного зазора. Например, посадка $H7/g6$ рекомендуется при точном вращении с небольшим числом оборотов; $H7/f7$ – для опор скольжения при вращении валов или втулок со средними числами оборотов; $H7/f6$ – для соединения деталей относительно невысокой точности со свободным продольным перемещением; $H11/a11$ и $H12/b12$ – для неответственных подвижных соединений с целью снижения себестоимости изготовления и сборки. Посадки с нулевым минимальным зазором применяют для соединения деталей с направляющими колонками, осями, валами, когда необходимо обеспечить относительное продольное перемещение при установке или регулировке. При хорошем центрировании рекомендуют применять посадку $H7/h6$; высокая точность обеспечивается посадками $H8/h7$ или $H8/h6$. При пониженных требованиях к точности применяют посадку $H8/h8$, а для соединения невысокой точности можно применять посадку $H11/h11$.

Переходные посадки (в системе отверстия – основные отклонения j, k, m, n ; в системе вала – J, K, M, N) предназначены для получения неподвижных соединений, которые по условиям эксплуатации подлежат периодической разборке и сборке. Они обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей, их соосность. Предпочтение следует отдавать полям допусков j, k, n и J, K, N . Наибольшее распространение получили посадки $H7/k6$ и $K7/h6$ (посадка зубчатых колес). Следует отметить, что посадка $H7/n6$ не предназначена для повторной сборки и разборки.

Посадки с натягом применяются для неподвижных, как правило, неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей. Типовые

примеры посадок с гарантированным натягом: Н7/р6, Н7/г6, Н7/с6, Р7/г6. Для деталей с малыми сопрягаемыми размерами применение неподвижных посадок ограничивается возможностью их деформации при сборке.

Рекомендуют при неравных допусках отверстия и вала в посадке больший допуск принимать у отверстия. При этом допуски отверстия и вала могут отличаться не более чем на два квалитета.

4.2.3. Шероховатость поверхности

На деталях в результате механической или другой обработки остаются следы: углубления, возвышенности – микронеровности поверхности. Шероховатость – совокупность микронеровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины l (рис. 4.5, а), т.е. длины, используемой для выделения неровностей и количественного определения их параметров.

Разницу между шероховатостью и волнистостью устанавливают по отношению шага микронеровностей S к их высоте y . К шероховатости относят микронеровности с $S/y < 50$.

Средняя линия профиля $o-t$ имеет форму номинального профиля и делит действительный профиль так, чтобы в пределах базовой длины среднее квадратичное отклонение профиля y до этой линии было минимально.

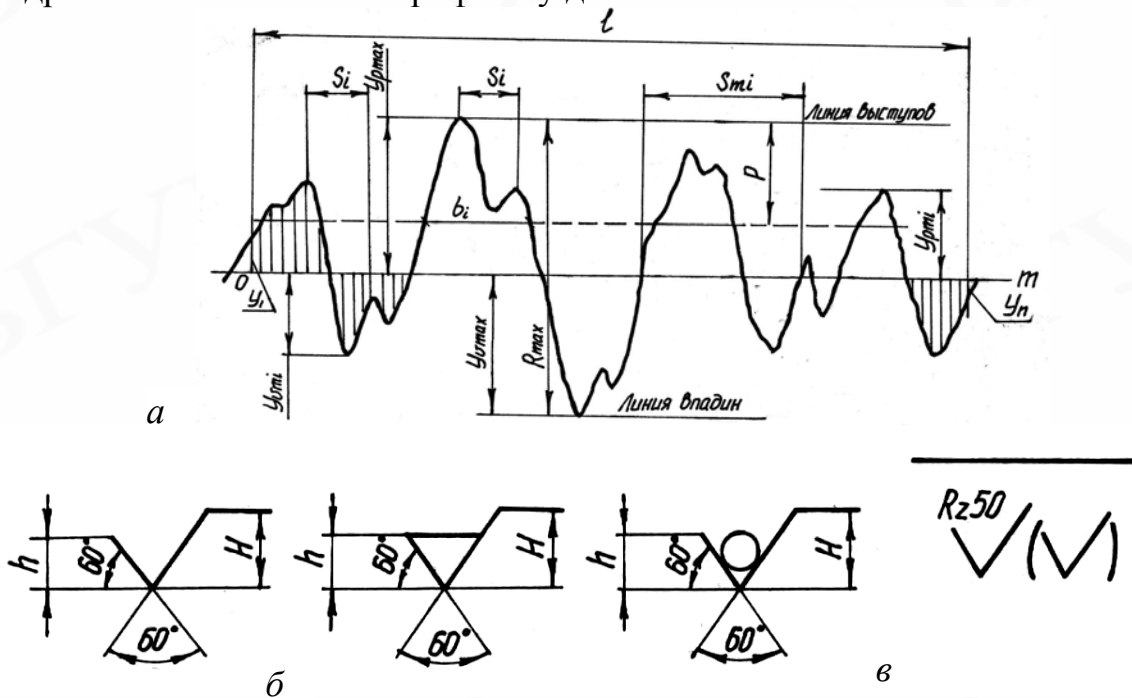


Рис. 4.5

Для количественной оценки шероховатости установлены следующие параметры: среднее арифметическое отклонение R_a профиля; высота неровностей профиля по десяти точкам R_z ; наибольшая высота R_{max} профиля; средний шаг неровностей S_m профиля; средний шаг местных выступов S профиля и относительная опорная длина t_p профиля. Первые пять параметров оцениваются и задаются в микрометрах. Среднее арифметическое отклонение R_a профиля – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений $|y|$ профиля в пределах базовой длины l :

$$R_a = \frac{1}{\ell} \int_0^{\ell} |y| dx, \quad (4.2)$$

или

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (4.3)$$

где $|y_i|$ – величина отклонения i -той точки профиля от средней линии; n – число выбранных точек профиля на базовой длине ℓ .

Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z – среднее абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pmi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vmi}|}{5}, \quad (4.4)$$

где y_{pmi} – высота i -го наибольшего выступа профиля; y_{vmi} – глубина i -й наибольшей впадины профиля.

Наибольшая высота R_{max} профиля – расстояние между линией выступов и линией впадин профиля в пределах базовой длины. Линия выступов или впадин – линия, эквидистантная (равноудаленная) средней линии, проходящая через наивысшую или наинизшую точку выступов (впадин) профиля в пределах базовой длины.

Средний шаг неровностей S_m профиля – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{m_i}, \quad (4.5)$$

где S_{m_i} – шаг неровностей, под которым понимается длина i -го отрезка средней линии, ограниченного точками ее пересечения с двумя соседними одноименными сторонами неровностей; n – число шагов в пределах базовой длины.

Средний шаг местных выступов профиля S – среднее значение шага местных выступов профиля S_i (рис. 4.5, а) в пределах базовой длины.

Относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине

$$t_p = \sum_{i=1}^n b_i / \ell, \quad (4.6)$$

где n – число отсекаемых отрезков b_i в пределах базовой длины на заданном уровне p в материале профиля линией, равноотстоящей от средней линии.

Требования к шероховатости поверхности устанавливаются исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Если в этом нет необходимости, требования к

шероховатости поверхности не устанавливаются.

Стандартом устанавливаются для обозначения шероховатости три знака (рис. 4.5, б), над которыми указываются значения параметров шероховатости.

Знак \surd применяется в случаях, когда конструктор не оговаривает вид обработки поверхности, этот способ обозначения предпочтителен. Если поверхность детали должна быть образована без удаления слоя материала (литье, штамповка и т.п.) или без обработки поверхности заготовки из металлопроката (пруток, лист и т.п.), для обозначения шероховатости применяют знак \surd . В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована удалением слоя материала (точение, сверление, шлифование и т. п.), применяют знак ∇ . Высота h равна приблизительно высоте цифр размерных чисел чертежа, а высота H равна $(1,5 \dots 3) h$.

Знак шероховатости располагают на линии контура, на выносных линиях или полках, острием к поверхности. Обозначение шероховатости, одинаковой для всех или части поверхностей, указывают в правом верхнем углу чертежа (рис. 4.5, в). Обозначение на рис. 4.5, в означает, что все поверхности детали, на которых не указано обозначение шероховатости, должны иметь шероховатость, указанную перед знаком в скобках, т. е. $R_z \leq 50$ мкм.

Числовые наибольшие значения параметра шероховатости (в мкм) указывают над знаком, причем для параметра R_a , который является предпочтительным, без символа, например, $\sqrt{1,25}$, а для остальных параметров – после соответствующего символа ($\sqrt{Rz32}$). При указании двух и более параметров в обозначении шероховатости их записывают сверху вниз в следующем порядке: параметр высоты профиля, параметр шага профиля, относительная опорная длина профиля.

Шероховатость поверхностей сопрягаемых деталей связана с требуемой точностью размеров детали. Уменьшение значений параметров шероховатости повышает износостойкость, увеличивает предел выносливости, повышает себестоимость изготовления. Поэтому в каждом конкретном случае параметры и характеристики шероховатости следует выбирать в соответствии с назначением этих деталей.

Предпочтительно нормировать параметр R_a , который более точно, по сравнению с R_z и R_{max} , отражает отклонения профиля, так как определяется по значительному числу точек. Наибольшие значения R_a и R_z могут быть выражены через допуск T_p размера с помощью соотношений $R_a \leq (0,025 \dots 0,05)T_p$; $R_z \leq (0,1 \dots 0,2)T_p$. Примеры обозначений шероховатости на чертежах приведены на рис. 4.6.

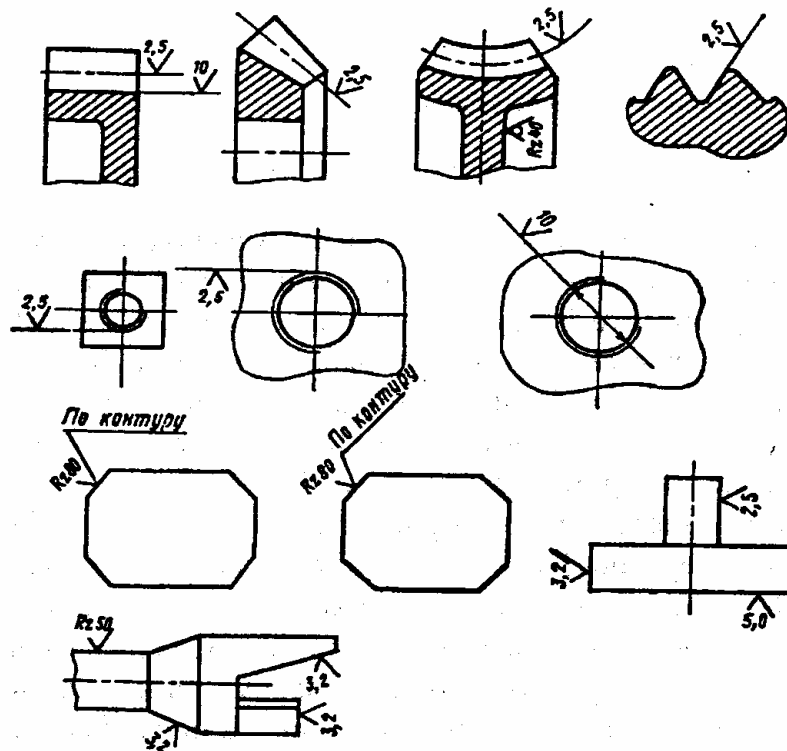


Рис. 4.6

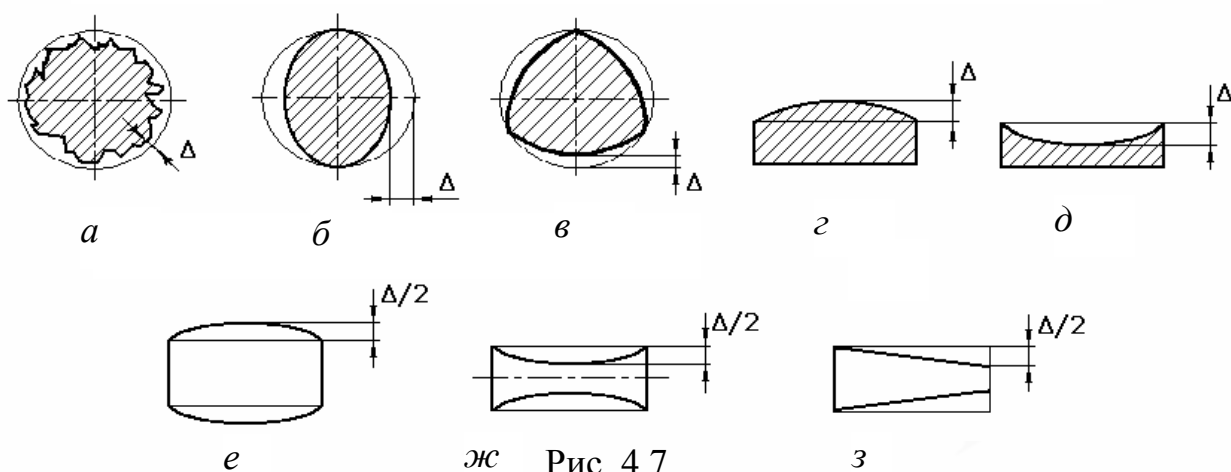
4.2.4. Отклонения формы и расположения поверхностей

Отклонения поверхностей определяются не только волнистостью и шероховатостью, но и отклонениями формы и взаимного расположения поверхностей.

Различают номинальную поверхность, форма которой задана чертежом или другой технической документацией, и реальную поверхность, ограничивающую деталь и отделяющую ее от окружающей среды.

Подобно определяются номинальный и реальный профили – линии пересечения соответствующих поверхностей с плоскостью или заданной поверхностью. В основу нормирования отклонений формы и расположения поверхностей положен принцип прилегающих поверхностей (плоскость, цилиндр) или прилегающих профилей (прямая, окружность). Под прилегающей поверхностью (профилем) понимается поверхность (профиль), соприкасающаяся с реальной поверхностью (профилем) вне материала детали и расположенная так, чтобы расстояние Δ от ее наиболее удаленной точки до прилегающей поверхности (профиля) было минимальным (рис. 4.7).

Отклонение формы оценивается наибольшим расстоянием Δ от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) по нормали к прилегающей поверхности (профилю). Частными видами некруглости (рис. 4.7, а) являются овальность (рис. 4.7, б) и огранка (рис. 4.7, в); неплоскостности и непрямолинейности – выпуклость (рис. 4.7, г) и вогнутость (рис. 4.7, д); нецилиндричности поверхности – бочкообразность (рис. 4.7, е), седлообразность (рис. 4.7, ж) и конусообразность (рис. 4.7, з). В отклонение формы включается и волнистость.



ж Рис. 4.7

Под отклонениями расположения понимают отклонение от номинального расположения рассматриваемой поверхности, ее оси или плоскости симметрии относительно базы или отклонение взаимного расположения рассматриваемых поверхностей. За базу обычно принимают элемент (поверхность, линия, точка) детали, по отношению к которому задается допуск. Обозначаются базы зачерненным равнобедренным треугольником, основание которого касается принятого за базу элемента (рис. 4.8, б).

Из суммарных допусков (табл. 4.3) формы и расположения чаще других указывают допуски радиального и торцевого биения. Радиальное биение равно разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси вращения, а торцевое биение – разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной оси вращения.

Отклонения формы и расположения поверхностей искажают характер соединения деталей при сборке, что отрицательно сказывается на работе соединения. Поэтому величины отклонений должны быть ограничены.

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей, назначаемые в конкретных случаях, должны соответствовать установленным ГОСТ 24643-81. Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, плоскостности, прямолинейности и параллельности назначаются в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера. Существует 16 степеней точности (1, 2, ..., 16) для отклонений формы и расположения поверхностей; чем выше порядковый номер степени, тем больше допуск.

Из шестнадцати степеней точности, предусмотренных стандартом, используют обычно степени точности 1–12. Степени 1-ю и 2-ю применяют для посадочных поверхностей шарикоподшипников 2-го и 4-го классов точности; степени 3-ю и 4-ю – для посадочных поверхностей точных измерительных приборов и шарикоподшипников 5-го и 6-го классов точности; степени 5-ю и 6-ю – для посадочных поверхностей шарикоподшипников 0-го класса точности и зубчатых колес 6-й и 7-й степени точности, посадочных мест валов механизмов высокой и средней точности; степени 7-ю и 8-ю – для

посадочных поверхностей зубчатых колес 8-й и 9-й степени точности, осей механизмов средней точности; степени 10–12 – для менее точных поверхностей.

Допуски формы и расположения указываются на чертежах условными обозначениями, приведенными в соответствии с ГОСТ 2.308 – 79 в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Допуски формы	Знак	Допуски расположения	Знак	Суммарные допуски формы и расположения	Знак
Прямолинейности		Параллельности		Радиального биения	}
Плоскостности		Перпендикулярности		Торцового биения	
Круглости		Наклона		Полного радиального биения	}
Цилиндричности		Соосности			
Профиля продольного сечения		Симметричности		Полного торцового биения	
		Пересечения осей			
		Позиционный		Формы заданной поверхности	
				Формы заданного профиля	

Рекомендуется выбирать степень точности с учетом уровня относительной геометрической точности, определяемой по соотношению между допуском размера T_p и допуском формы T . Для квалитетов 4–17 степень точности i в зависимости от квалитета j определяют: при уровне нормальной относительной геометрической точности, когда $T / T_p = 0,6$, по формуле $i = j - 1$; при повышенной относительной геометрической точности, когда $T / T_p = 0,4$, – по формуле $i = j - 2$; и при высокой относительной геометрической точности, когда $T / T_p = 0,2$, – по формуле $i = j - 3$.

Знак и числовое значение допуска T вписывают в рамку, разделенную на два или три поля (рис. 4.8). В крайнем слева поле указывают знак согласно табл. 4.3, а во втором поле – числовое значение допуска в миллиметрах. Рамку соединяют с элементом, к которому она относится, линией, заканчивающейся

стрелкой. Если один из элементов является базовым, линия заканчивается у вершины зачерненного равностороннего треугольника (рис. 4.8, а). Если треугольник базы нельзя простым и наглядным способом соединить с рамкой допуска, базу обозначают прописной буквой в специальной рамке и эту же букву вписывают в третье поле рамки (рис. 4.8, б).

Пересекать рамку допуска какими-либо линиями не допускается.

Соединительная линия может быть прямой или ломаной, но ее конец, оканчивающийся стрелкой, должен быть обращен в направлении измерения отклонения к контурной (выносной) линии элемента, ограниченного допуском.

Если допуск относится к общей оси или плоскости симметрии и из чертежа ясно, для каких элементов данная ось (плоскость) является общей, соединительную линию проводят к общей оси (рис. 4.8, в).

Зависимые допуски обозначают условным знаком М, который помещают после числового значения допуска.

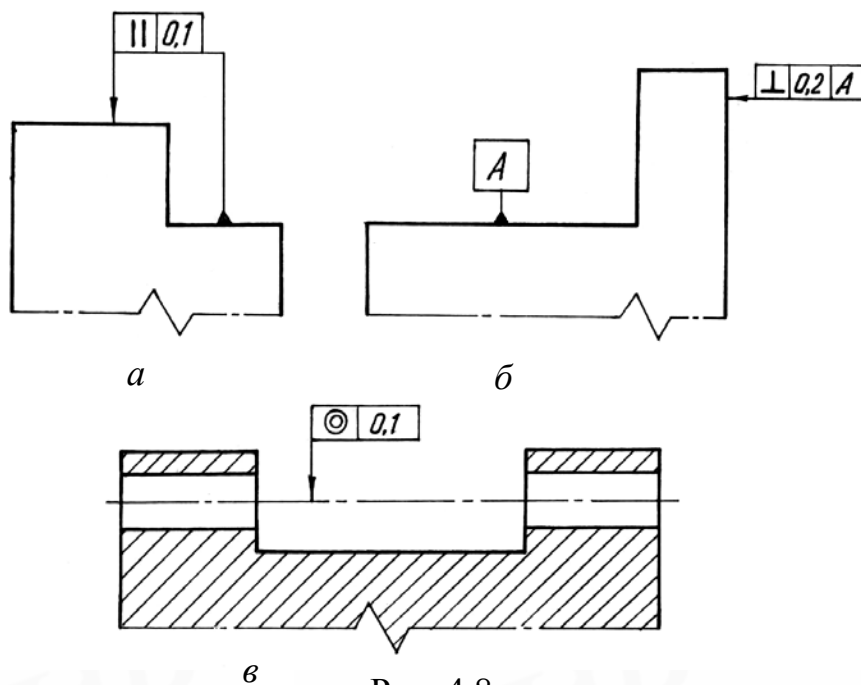


Рис. 4.8

Примеры обозначения на чертежах отклонений формы и расположения поверхностей приведены на рис. 4.9. Если допуск относится к ограниченному участку длины или поверхности в любом месте, то размеры нормируемого участка в миллиметрах указывают после числового значения допуска через разделительную наклонную линию (рис. 4.9, г). Допуск по всему элементу и одновременно допуск на определенном нормируемом участке указывают в объединенной рамке допуска (рис. 4.9, в).

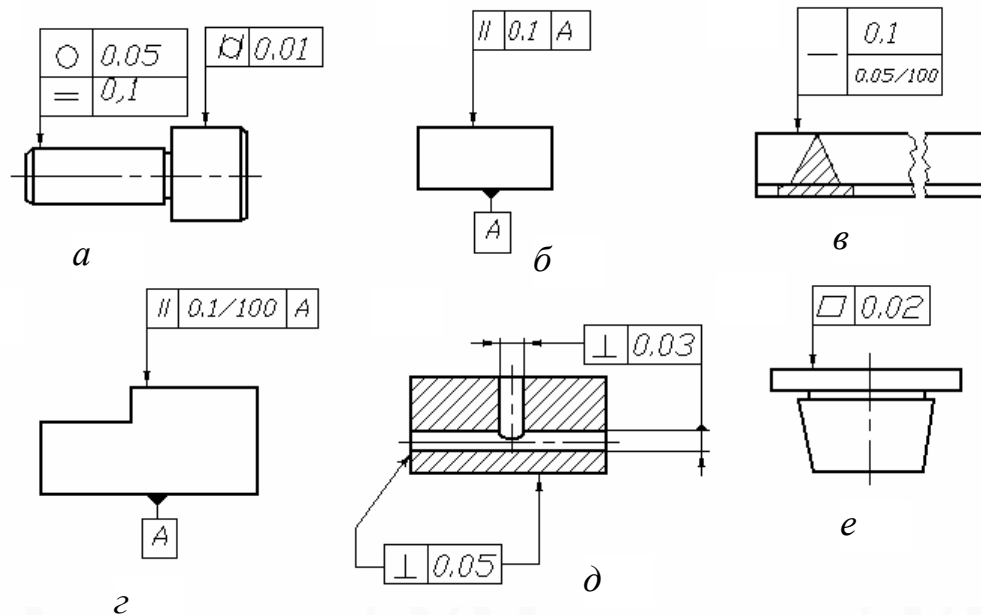


Рис. 4.9

Перед числовым значением допуска вписываются: символ \varnothing или R, если круговое или цилиндрическое поле допуска указывается диаметром (рис. 4.10, а) или радиусом (рис. 4.10, б); слово «сфера», если поле допуска шаровое (рис. 4.10, в).

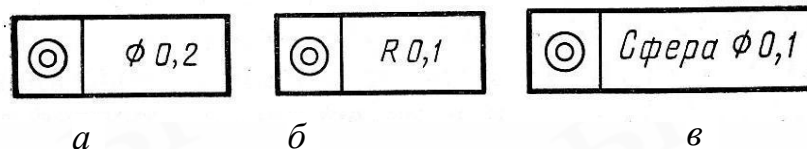


Рис. 4.10

Для цилиндрических поверхностей:

а) комплексным показателем отклонений формы в поперечном сечении является отклонение круглости;

б) комплексным показателем всех отклонений формы только в продольном сечении является отклонение профиля продольного сечения;

в) комплексным показателем, включающим все виды отклонения формы в поперечном сечении и отклонение профиля продольного сечения, является отклонение от цилиндричности.

Совокупность всех отклонений формы плоской поверхности может быть охарактеризована отклонением от плоскостности, всех отклонений профиля плоских сечений – отклонением от прямолинейности.

При задании комплексного показателя отклонений формы допуски отклонений входящих в него показателей не указываются. Например, при задании допуска отклонений от цилиндричности не указывают дополнительно

величины отклонений от круглости и прямолинейности.

Если предельные отклонения формы и расположения особо не оговорены, это означает, что они ограничиваются величиной допуска на размер.

4.3. Методы определения ошибок механизмов

Всякий реальный механизм имеет погрешности (ошибки) звеньев и кинематических пар. Суммарные погрешности функционирования, приведенные к ведомому звену, являются результирующими. По величине ошибки положения или перемещения ведомого звена, ошибки мертвого хода оценивают точность механизма.

В теории точности механизмов рассматриваются и решаются две задачи. Первая или прямая задача заключается в определении суммарных ошибок положения и перемещения механизма или суммарной ошибки мертвого хода механизма по известным первичным ошибкам, лежащим в пределах допусков, зазоров. Вторая или обратная задача заключается в определении рациональных параметров, требований к точности изготовления и сборки деталей механизма по заданным величинам суммарных ошибок ведомого звена. Чаще рассматривают первую задачу. Существуют различные методы ее решения, в том числе аналитические, графоаналитические и графические. Рассмотрим некоторые из них.

4.3.1. Дифференциальный метод

Дифференциальный метод относится к аналитическим методам. Его сущность заключается в составлении уравнения, где положение ведомого рабочего звена механизма S выражено как функция некоторых параметров: координат ведущего звена x, y ; размеров q_1 ; положения звеньев q_2 и т.п.

$$S = f(x, y, q_1, q_2, \dots, q_n). \quad (4.7)$$

Уравнение можно составить, проектируя размеры звеньев кинематической схемы механизма на оси прямоугольной системы координат или используя соотношения размеров сторон и углов в геометрических фигурах, являющихся контуром механизмов.

Параметры $x, y, q_1, q_2, \dots, q_n$ будем считать переменными, а их отклонения – первичными ошибками. Выражение полного дифференциала функции (4.7) будет равно $dS = \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy + \frac{\partial f}{\partial q_1} dq_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial q_n} dq_n$.

Представим его как ошибку положения механизма

$$\Delta S = \frac{\partial f}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial f}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial f}{\partial q_1} \Delta q_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial q_n} \Delta q_n. \quad (4.8)$$

При Δx и Δy равных нулю выражение (4.8) примет вид

$$\Delta S = \frac{\partial f}{\partial q_1} \Delta q_1 + \frac{\partial f}{\partial q_2} \Delta q_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial q_n} \Delta q_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial q_i} \Delta q_i = \sum_{i=1}^n \Delta S_i, \quad (4.9)$$

где $\Delta q_1, \Delta q_2, \dots, \Delta q_n$ – первичные ошибки параметров q_1, q_2, \dots, q_n .

Ошибка положения механизма определяется как сумма нескольких

слагаемых – частных ошибок ΔS_i , возникающих в результате действия отдельных первичных ошибок Δq_i . Величина частной ошибки ΔS_i зависит от величины первичной ошибки Δq_i и коэффициента ее влияния $\partial f / \partial q_i$. На основании принципа независимости действия ошибок i -ю частную ошибку ΔS_i можно найти, взяв производную от функции положения (4.7) по i -му параметру, считая все остальные параметры постоянными.

Метод позволяет найти ошибку положения механизма независимо от ее причины, если есть функциональная связь между положением рабочего звена и параметрами, содержащими ошибки. При данном методе не учитываются (что является недостатком) первичные ошибки параметров, не вошедших в уравнение (4.7) механизма.

Пример. Пусть звено 1 (рис. 4.11) кривошипно-ползунного механизма является ведущим, а звено 3 – ведомым. Найдем ошибку положения механизма, т.е. погрешность положения ΔS звена 3, определяемого координатой S . Погрешность возникает из-за ошибок в размерах звеньев: звена 1 – Δr ; звена 2 – Δl и ошибки эксцентриситета Δh . Положение ведущего звена соответствует положению такого же звена идеального механизма, т.е. $\Delta \varphi = 0$.

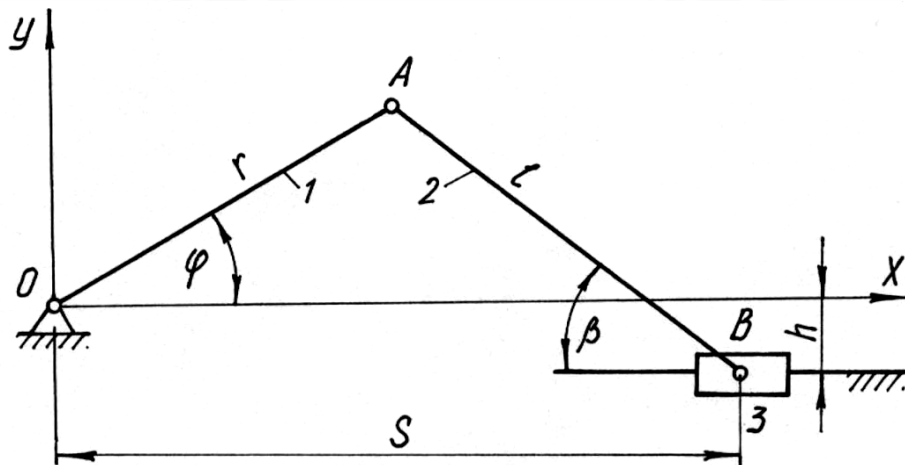


Рис. 4.11

Спроектируем план механизма на координатные оси x и y :

$$\begin{aligned} r \cos \varphi + l \cos \beta &= S, \\ r \sin \varphi + h &= l \sin \beta. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Продифференцируем уравнения (4.10) по параметрам r , l , h , S , β и, перейдя к первичным ошибкам параметров, получим

$$\begin{aligned} \Delta r \cos \varphi + \Delta l \cos \beta - l \Delta \beta \sin \beta &= \Delta S, \\ \Delta r \sin \varphi + \Delta h &= \Delta l \sin \beta + l \Delta \beta \cos \beta. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Погрешность угла $\Delta \beta$ является величиной неизвестной, возникающей из-за перечисленных выше первичных ошибок. Из второго уравнения (4.11) найдем $\Delta \beta$:

$$\Delta \beta = (\Delta r \sin \varphi - \Delta l \sin \beta + \Delta h) / (l \cos \beta)$$

и, подставив его в первое уравнение (4.11), получим

$$\Delta S = \Delta r \cos \varphi + \Delta \ell \cos \beta - \ell \sin \beta \frac{\Delta r \sin \varphi - \Delta \ell \sin \beta + \Delta h}{\ell \cos \beta} =$$

$$= \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \Delta r + \frac{1}{\cos \beta} \Delta \ell - \operatorname{tg} \beta \Delta h. \quad (4.12)$$

Ошибку положения механизма можно представить как сумму частных погрешностей, возникающих от неточностей параметров r , ℓ , h , т.е.

как $\Delta S = \Delta S_r + \Delta S_\ell + \Delta S_h$,

где $\Delta S_r = \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \Delta r$; $\Delta S_\ell = \frac{1}{\cos \beta} \Delta \ell$; $\Delta S_h = -\operatorname{tg} \beta \Delta h$. (4.13)

4.3.2. Метод преобразованного механизма

Данный метод, относящийся к графоаналитическим, позволяет определить линейные зависимости ошибок положения механизма от первичных ошибок. Метод основан на идее построения схем преобразованных механизмов и планов малых перемещений. Из выражения (4.9) имеем

$$\Delta S_i = \frac{\partial f}{\partial q_i} \Delta q_i, \quad (4.14)$$

где $\partial f / \partial q_i$ – функция, показывающая влияние соответствующей первичной ошибки Δq_i на суммарную ошибку ΔS механизма. Но эту функцию

$$\frac{\partial f}{\partial q_i} = \frac{\Delta S_i}{\Delta q_i} = \frac{\Delta S_i}{\Delta t} \frac{\Delta t}{\Delta q_i} = \frac{\dot{S}_i}{\dot{q}_i} \quad (4.15)$$

можно рассматривать как отношение перемещений или отношение скоростей (передаточное отношение) ведомого и ведущего звеньев преобразованного механизма.

Преобразование механизма заключается в том, что ведущее звено действительного механизма закрепляют в заданном положении, а звено, содержащее погрешность, превращается в ведущее с направлением движения, совпадающим с направлением изменения параметра исследуемого звена. Если ведущему звену преобразованного механизма сообщить скорость, пропорциональную первичной ошибке, то ведомое звено получит скорость, пропорциональную частной ошибке механизма. Поэтому планы малых перемещений преобразованных механизмов строятся так же, как и планы скоростей.

Из плана малых перемещений (плана скоростей) преобразованного механизма определяют частную ошибку положения механизма из-за соответствующей первичной ошибки и передаточного отношения между ними.

Рассматриваемый метод позволяет находить частные погрешности ΔS_i механизма, не прибегая к составлению его функции положения, которая часто бывает очень сложной. Данный метод применим для механизмов с низшими и высшими кинематическими парами (кулачковые механизмы), его используют

для оценки влияния на погрешность механизма ошибок размеров звеньев, величин зазоров в кинематических парах.

Пример. Рассмотрим приложение этого метода на примере внецентренного кривошипно-ползунного механизма (рис. 4.11). Ошибка механизма может произойти из-за первичных ошибок в размерах кривошипа r , шатуна l и эксцентриситета h . Для учета влияния ошибки размера Δr кривошипа 1 строим преобразованный механизм (рис. 4.12, а). Закрепим ведущее звено 1, по нему в направлении первичной ошибки Δr будем перемещать дополнительное звено 1'. Из точки (полюса) p в направлении ошибки Δr откладываем в масштабе μ отрезок $pa = \Delta r / \mu$, приняв его за скорость точки A звена 1'. Скорость (перемещение) точки B звена 3 можно выразить, рассматривая соответственно движение звена AB ($\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$) и ползуна относительно направляющих ($\vec{v}_B = \vec{v}_{B0}$). Решая графически приведенные уравнения, из точки a проводим отрезок ab , параллельный вектору \vec{v}_{BA} , т.е. перпендикулярный звену AB , а из полюса p — прямую, параллельную направляющим ползуна. Отрезок pb в масштабе равен частной ошибке $\Delta S_r = |pb| \cdot \mu$. Так как угол $\angle pba = \frac{\pi}{2} + \beta$, а угол $\angle pab = \frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta)$,

отношение $\frac{\Delta S_r}{\Delta r} = \frac{\sin[\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta)]}{\sin[\frac{\pi}{2} + \beta]} = \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$. Откуда

$$\Delta S_r = \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \Delta r. \quad (4.16)$$

Аналитическим путем из планов малых перемещений (рис. 4.12, б, в) получим значение ΔS_l и ΔS_h . Частную погрешность ΔS_i считаем положительной, если направление вектора $\Delta \vec{S}_i$ совпадает с направлением отсчета положений S ведомого звена. Полученные из планов малых перемещений зависимости ΔS_r , ΔS_l , ΔS_h соответствуют выражениям (4.13).

При допущении, согласно которому ошибки размеров звеньев настолько малы, что направления звеньев реального и теоретического механизмов совпадают, можно строить единый план малых перемещений для определения ошибки механизма с учетом первичных ошибок всех его звеньев.

Сделаем размеры r , l , h механизма (рис. 4.13, а) переменными и построим преобразованный механизм с тремя степенями свободы движения (рис. 4.13, б).

Строим картину малых перемещений преобразованного механизма, сообщая каждому звену малое перемещение, равное Δq_i . Из точки (полюса) p (рис. 4.13, в) проводим вектор \vec{pb} , перпендикулярный к направляющей ползуна 3 в направлении ошибки Δh эксцентриситета h и равный ей по величине ($|pb| = \Delta h / \mu$); из полюса p проводим вектор \vec{pa} в направлении ошибки Δr , т. е. параллельный кривошипу 1 и равный по величине

погрешности Δr длины кривошипа ($|pa| = \Delta r / \mu$); из точки a проводим вектор \overline{ac} в направлении ошибки Δl , т. е. параллельный шатуну 2 и равный ошибке Δl длины шатуна l ($|ac| = \Delta l / \mu$).

Далее через точку c проводим линию, перпендикулярную шатуну 2, а через точку b – линию, параллельную направляющей ползуна. Замыкающая \overline{bd} представляет ошибку ΔS механизма, т.е. $\Delta S = |bd| \cdot \mu$.

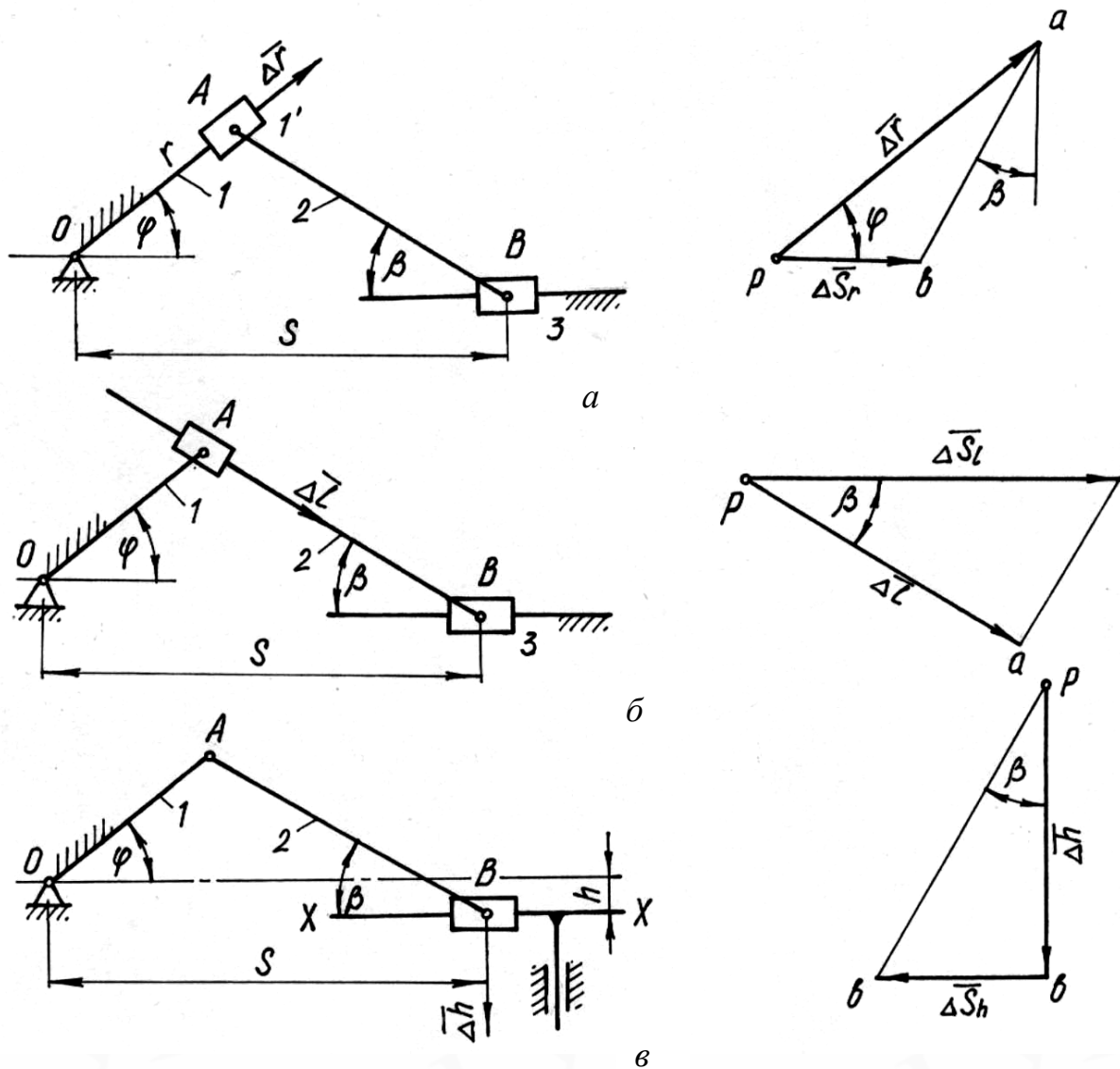


Рис. 4.12

4.3.3. Геометрический метод

Данный метод позволяет определить погрешность механизма из геометрических построений на основании сопоставления двух механизмов: теоретического и с первичной ошибкой. При установлении зависимостей между величиной первичной ошибки и ошибкой положения механизма пользуются упрощениями, которые снижают точность метода, например, при малых углах ($\Delta\beta$): $\sin(\beta + \Delta\beta) \approx \sin \beta$; $\text{tg}(\beta + \Delta\beta) \approx \text{tg} \beta$; $\cos \Delta\beta \approx 1$, длины дуги и хорды равны и т.д.

Пример. Определим ошибку положения ΔS кривошипно-ползунного механизма (рис. 4.13, а), содержащего первичную ошибку Δh . На рис. 4.13, г

построен план действительного механизма, содержащего только первичную ошибку Δh эксцентриситета h . Так как размеры других звеньев приняты без ошибок, то точка B из-за ошибки Δh должна переместиться в положение B' . Зависимость между первичной ошибкой Δh и частной погрешностью ΔS_h найдем из треугольника $BB'B''$: $\Delta S_h = \operatorname{tg}(\beta + \frac{\Delta\beta}{2}) \cdot \Delta h$.

Принимаем $\operatorname{tg}(\beta + \frac{\Delta\beta}{2}) = \operatorname{tg}\beta$. Так как при принятом положительном направлении ошибки Δh координата S уменьшается, считаем ΔS_h отрицательной величиной. Получим уже известную зависимость, соответствующую выражению (4.13): $\Delta S_h = -\operatorname{tg}\beta \cdot \Delta h$.

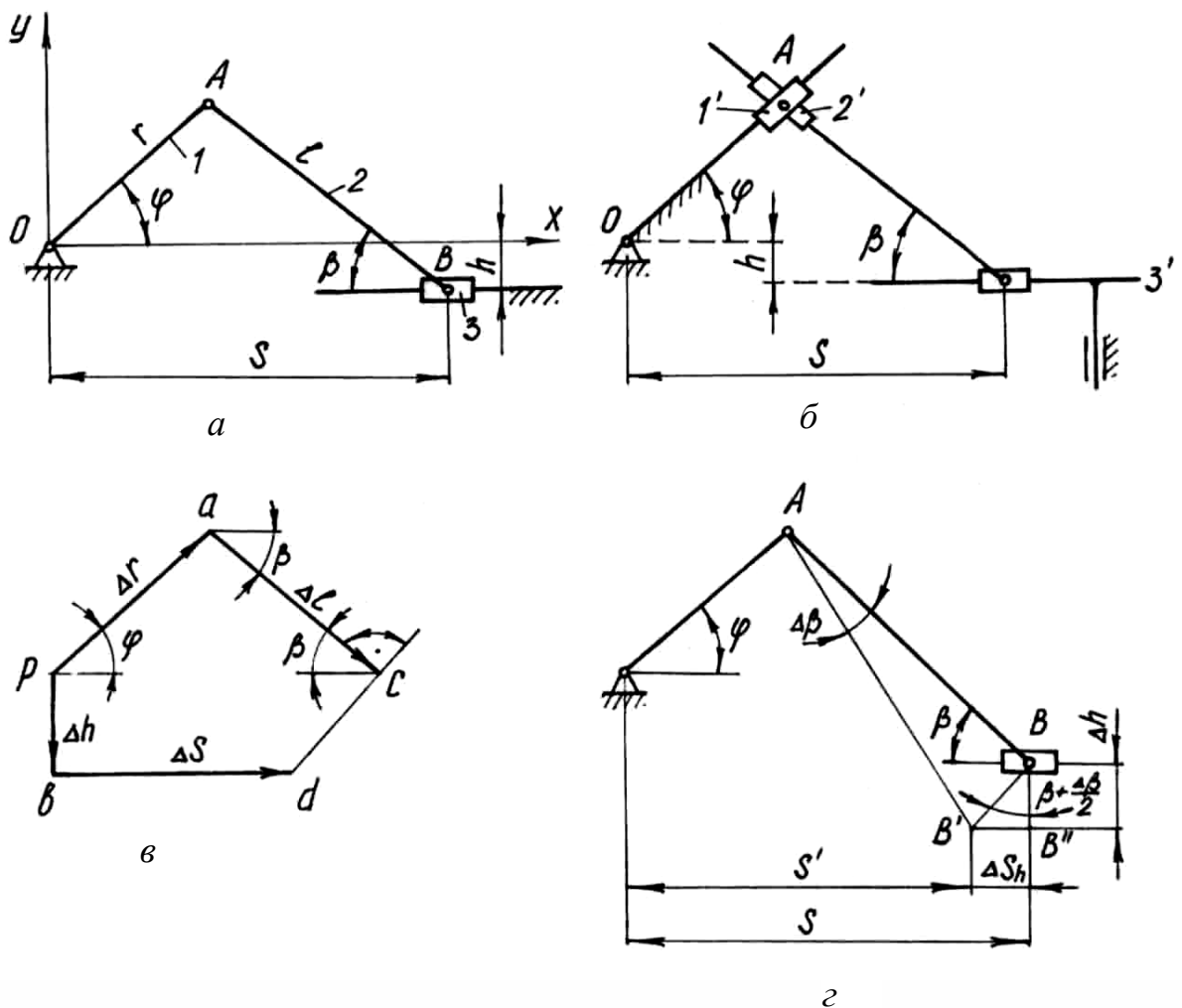


Рис. 4.13

4.4. Пути повышения точности механизмов

Обеспечение высокой точности механизмов решается сочетанием ряда мероприятий, связанных с проектированием механизма, технологией его изготовления и организацией производства.

При проектировании механизмов для повышения точности используют следующие пути:

– выбор схем механизмов с небольшим числом звеньев и кинематических пар;

– оптимальный выбор квалитетов точности, посадок, степеней точности формы и расположения поверхностей, шероховатости;

– увеличение жесткости звеньев за счет изменения геометрии, размеров, материала деталей с целью уменьшения их упругих деформаций;

– применение материалов с близкими по величине коэффициентами линейного расширения для уменьшения ошибок из-за температурных деформаций;

– применение конструкций, устраняющих или позволяющих регулировать зазоры.

Методы определения ошибок и повышения точности зубчатых механизмов будут рассмотрены в разд. 14 «Зубчатые механизмы».

4.5. Расчет линейных размерных цепей

Размерной цепью называется совокупность геометрических размеров, расположенных по замкнутому контуру и определяющих относительное положение поверхностей или геометрических осей одной или нескольких деталей. Если в такую совокупность входят размеры одной детали, цепь называют **детальной**, если размеры нескольких деталей – **сборочной**.

Размерные цепи могут быть плоскими, когда все размеры расположены в одной плоскости или пространственными, линейными и угловыми. Наиболее распространены линейные цепи.

Все размеры, входящие в размерную цепь, называются **звеньями размерной цепи**. Каждая размерная цепь имеет одно звено, называемое **замыкающим**, размер которого при сборке узла или при изготовлении детали непосредственно не задается, а является результатом выполнения остальных звеньев цепи, которые называют **составляющими**. Составляющее звено, с увеличением которого увеличивается замыкающее звено, называется **увеличивающим**; а звено, при увеличении которого замыкающее звено уменьшается, называется **уменьшающим**. На сборочных и подетальных рабочих чертежах требуется простановка **незамкнутой** совокупности размеров с допустимыми отклонениями. Замыкающий размер или совсем не проставляют или проставляют его номинальную величину с указанием «для справок». В детальных размерных цепях (рис. 4.14, а) замыкающим будет размер, неконтролируемый в процессе обработки и являющийся геометрической суммой других размеров, контролируемых при изготовлении. В сборочной размерной цепи (рис. 4.14, б) замыкающим всегда является размер, появляющийся при сборке (зазор, натяг).

Размеры, входящие в цепь, обозначают прописными буквами (А, Б, ...) русского алфавита с индексом в виде порядкового номера звена. Замыкающий размер обозначают той же буквой, но с индексом Δ (A_{Δ}). Увеличивающие размеры на схемах обозначают сверху стрелками, направленными вправо \rightarrow , уменьшающие – стрелками, направленными влево \leftarrow (рис. 4.14).

При расчете размерных цепей могут быть поставлены две задачи:

- определение предельных размеров или отклонений замыкающего звена по заданным предельным размерам составляющих звеньев (прямая задача);
- назначение предельных размеров всех или части составляющих звеньев по заданным предельным размерам замыкающего звена (обратная задача).

Для узлов и сложных деталей при расчете целесообразно строить безмасштабные (рис. 4.14, в) схемы размерных цепей.

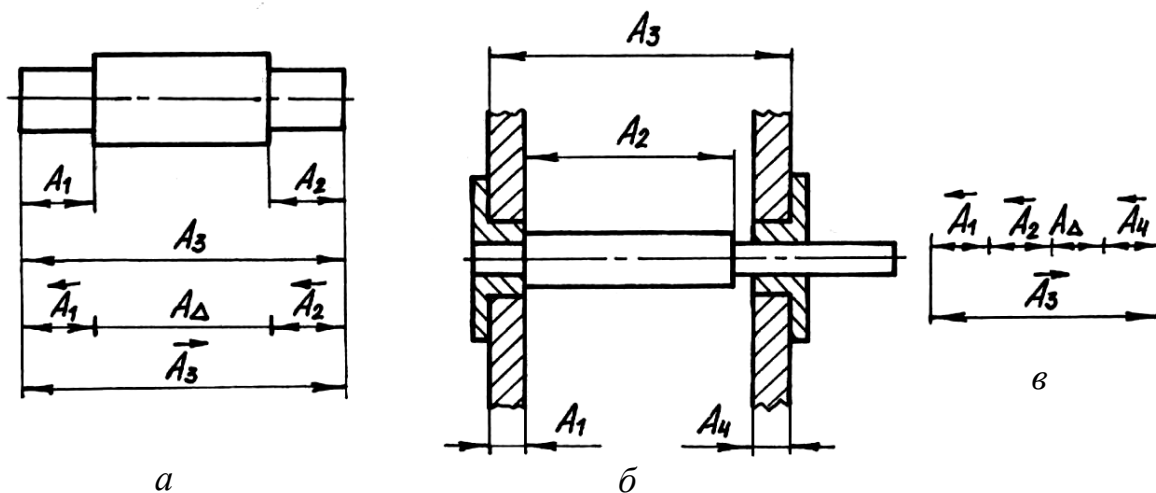


Рис. 4.14

Расчет размерных цепей производится либо методом минимума-максимума (метод полной взаимозаменяемости), либо вероятностным методом. Преимущества последнего – возможность увеличивать допуски составляющих размеров, что значительно облегчает и удешевляет процесс производства. Основанием этого метода служат теоремы математической статистики, устанавливающие свойства дисперсии. Рассмотрим подробнее метод минимума-максимума.

Проектируя размеры плоской линейной цепи на параллельную им ось, получим основное уравнение для расчета. Номинальный размер замыкающего звена размерной цепи равен алгебраической сумме номинальных размеров всех составляющих звеньев:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^k \overrightarrow{A_i} - \sum_{i=k+1}^n \overleftarrow{A_i}, \quad (4.17)$$

где k – число увеличивающих звеньев; n – число составляющих звеньев размерной цепи.

При расчете на максимум и минимум исходят из предположения, что возможно наиболее неблагоприятное сочетание размеров звеньев цепи. Замыкающее звено будет иметь максимальную величину $A_{\Delta \max}$, когда увеличивающие звенья имеют наибольшие $\overrightarrow{A_{i \max}}$ предельные размеры, а уменьшающие – наименьшие $\overleftarrow{A_{i \min}}$ предельные размеры. Наоборот, замыкающее звено имеет минимальную величину при наибольших предельных размерах уменьшающих и наименьших предельных размерах увеличивающих звеньев. Наибольшая и наименьшая величины замыкающего

звена размерной цепи равны:

$$\begin{aligned}
 A_{\Delta \max} &= \sum_{i=1}^k \bar{A}_{i \max} - \sum_{i=k+1}^n \bar{A}_{i \min} ; \\
 A_{\Delta \min} &= \sum_{i=1}^k \bar{A}_{i \min} - \sum_{i=k+1}^n \bar{A}_{i \max} ,
 \end{aligned}
 \tag{4.18}$$

где $A_{i \max}$, $A_{i \min}$ – соответственно величины наибольшего и наименьшего предельного размера.

Тогда величина допуска замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}.
 \tag{4.19}$$

С учетом выражений (4.18) допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев, т.е.

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i .
 \tag{4.20}$$

Вычитая почленно из уравнений (4.18) уравнение (4.17), получим выражения для определения верхнего Es и нижнего Ei предельных отклонений замыкающего звена размерной цепи:

$$\begin{aligned}
 Es(A_{\Delta}) &= \sum_{i=1}^k Es(\bar{A}_i) - \sum_{i=k+1}^n Ei(\bar{A}_i), \\
 Ei(A_{\Delta}) &= \sum_{i=1}^k Ei(\bar{A}_i) - \sum_{i=k+1}^n Es(\bar{A}_i),
 \end{aligned}
 \tag{4.21}$$

где Es , Ei – соответственно верхнее и нижнее отклонения размеров.

При решении задачи второго типа стандарты рекомендуют способ равных допусков. После установки или определения номинальных размеров всех составляющих звеньев по заданным отклонениям замыкающего звена находят допуски составляющих звеньев с учетом равных допусков:

$$T_{cp} A_i = \frac{TA_{\Delta}}{n} .
 \tag{4.22}$$

Полученные допуски составляющих звеньев корректируются для каждого звена исходя из особенностей конструкции, технологии, а также технико-экономических соображений. При этом рекомендуется помимо выполнения зависимости (4.20) использование стандартных полей допусков.

Глава 5. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Любой механизм помимо других свойств должен обладать **прочностью**, т.е. способностью его деталей, соединений выдерживать, не разрушаясь, действие внешних сил (нагрузок).

До сих пор считали звенья абсолютно твердыми, т.е. не изменяющими ни формы, ни размеров. При расчетах на прочность такого грубого

приближенного представления о свойствах материалов звеньев уже недостаточно. Без изучения изменений формы и размеров (деформаций) звеньев при действии внешних сил невозможно решить задачу о том, при каких условиях звено не выполняет свои функции и, наоборот, при каких условиях звено может безопасно работать. Способность элемента конструкции сопротивляться изменению своих первоначальных размеров и формы называется **жесткостью**. Помимо расчетов на прочность и жесткость в ряде задач серьезное внимание уделяется вопросам **устойчивости**. Под **устойчивостью** понимают способность звена сохранять определенную начальную форму равновесия. Равновесие устойчиво, если малому изменению нагрузки соответствует малое изменение деформаций. И, естественно, равновесие неустойчиво, если ограниченный рост нагрузки сопровождается неограниченным ростом деформаций. Признаком потери устойчивости является также внезапная смена одной формы равновесия другой.

5.1. Деформации и напряжения. Метод сечений

Под действием внешних сил звенья механизмов изменяют свою форму, размеры, т. е. **деформируются**. Деформация, исчезающая после снятия нагрузок, вызвавших ее, называется **упругой**, свойство тела восстанавливать свои первоначальные размеры называется **упругостью**. Если деформация после снятия нагрузки не исчезает, она называется **остаточной**. Остаточная деформация, не сопровождающаяся разрушением, называется **пластической**, а остаточная деформация, зависящая от времени деформирования – **вязкой**.

Упругие деформации связаны лишь с упругими искажениями кристаллической решетки материалов. Они наблюдаются, пока величина внешней силы не превзошла некоторого предела. Остаточная деформация связана с необратимыми перемещениями одних частей кристаллической решетки относительно других. При удалении внешних сил сместившиеся части сохраняют свое положение. Остаточная деформация всегда сопровождается упругой.

Смещение частиц материала детали при деформации сопровождается изменением сил взаимодействия (притяжения и отталкивания) между ними. Возникают внутренние силы – силы противодействия деформации или силы упругости. Интенсивность внутренних сил характеризуется напряжением. Напряжение связывают не только с точкой тела, но и с сечением, проходящим через данную точку. В одной и той же точке напряжение в разных сечениях, проходящих через нее, может быть различным. Напряжением в точке называют внутреннюю силу, приходящуюся на единицу площади, выделенную у точки по проведенному сечению. При определении напряжений нужно, прежде всего, уметь вычислять внутренние силы в требуемых сечениях, естественно, через известные величины, т. е. через внешние силы, действующие на тело. Внутренние силы определяют с помощью **метода сечений**. Согласно этому методу тело, на которое действует какая-либо внешняя нагрузка, рассекается (мысленно) на две части плоскостью,

проходящей через интересующую нас точку (рис. 5.1, а), в которой хотят определить напряжение. Затем отбрасываем условно одну из частей, например, правую относительно плоскости. Действие отброшенной части тела на оставшуюся заменяется действием внутренних сил, которые сводятся к категории внешних сил.

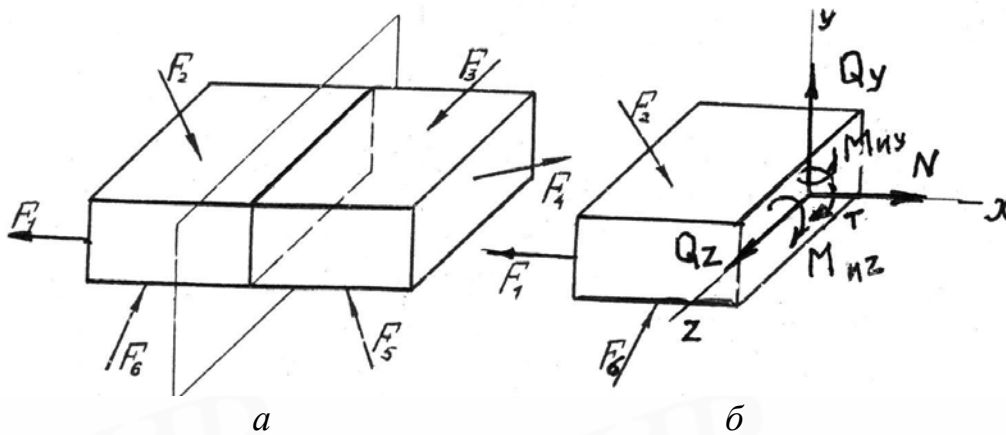


Рис. 5.1

Так как рассматриваемая часть тела свободна, не ограничена в движении связями и находится в покое, к системе действующих на нее сил применимы условия равновесия. Для равновесия системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на координатные оси и суммы моментов всех сил относительно осей координат были равны нулю. Для пространственной системы сил таких уравнений шесть:

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} + \sum F_{ex} = 0; \quad \sum F_{iy} + \sum F_{ey} = 0; \quad \sum F_{iz} + \sum F_{ez} = 0; \\ \sum m_x(F_i) + \sum m_x(F_e) = 0; \quad \sum m_y(F_i) + \sum m_y(F_e) = 0; \\ \sum m_z(F_i) + \sum m_z(F_e) = 0, \end{aligned} \quad (5.1)$$

а для плоской системы сил – три, например, для сил, действующих в плоскости OXY:

$$\sum F_{ix} + \sum F_{ex} = 0; \quad \sum F_{iy} + \sum F_{ey} = 0; \quad \sum m_z(F_i) + \sum m_z(F_e) = 0, \quad (5.2)$$

где $F_{ix}, F_{ex}; F_{iy}, F_{ey}; F_{iz}, F_{ez}$ – проекции внутренней F_i и внешней F_e сил на координатные оси x, y, z ; $m_x(F_i), m_x(F_e); m_y(F_i), m_y(F_e)$ и $m_z(F_i), m_z(F_e)$ – моменты внутренней F_i^{**} и внешней F_e^{**} сил относительно осей x, y и z .

Со стороны отброшенной части тела на оставшуюся действуют распределенные по сечению внутренние силы. Из уравнений (5.1) и (5.2) можно выразить через внешние силы не закон распределения внутренних сил, а только их равнодействующие. В общем случае систему внутренних сил (см. п. 3.2.2) можно привести в точку к одной силе (главному вектору) и к одной паре сил (главному моменту). Выберем систему координат осей x, y, z с началом в центре масс сечения (рис. 5.1, б). Ось x направим по нормали к сечению, а оси y и z расположим в его плоскости. Составляющие внутренних сил определим из уравнений (5.1).

** Индекс i от inside (англ.) – внутренний

** Индекс e от external (англ.) – внешний

Составляющая внутренних сил, действующая вдоль нормали к сечению, называется **нормальной силой** в сечении и обозначается как $N = \sum F_{ex}$. Она вызывает деформацию растяжения или сжатия. Составляющие $Q_y = \sum F_{ey}$ и $Q_z = \sum F_{ez}$, действующие в плоскости сечения и стремящиеся сдвинуть одну часть тела относительно другой, называются **поперечными силами**. Момент внутренних сил $T = \sum m_x(F_e)$, действующий в плоскости сечения, скручивает тело и называется **крутящим моментом (T^*)**. Моменты $M_{iy} = \sum m_y(F_e)$ и $M_{iz} = \sum m_z(F_e)$ изгибают тело соответственно в плоскостях xOz и xOy и называются **изгибающими моментами**. Определяют эти составляющие (рис. 5.1, б) через внешние силы, используя уравнения (5.1) или (5.2).

Закон распределения внутренних сил по сечению можно охарактеризовать с помощью напряжений, которые рассматривают как количественную меру внутренних сил.

Рассмотрим сечение некоторого тела (рис. 5.2, а). В окрестности точки **К** выделим элементарную площадку ΔA , в пределах которой определена внутренняя сила $\Delta \bar{F}$. Отношение $\Delta \bar{F} / \Delta A = \bar{p}_{cp}$ называют средним напряжением на площадке ΔA . Уменьшая площадку, в пределе получим **полное напряжение** в точке **К** по рассматриваемому сечению

$$\bar{p} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} (\Delta \bar{F} / \Delta A) = d\bar{F} / dA,$$

которое по направлению совпадает с внутренними силами и имеет размерность силы, распределенной по площади (давление), измеряется в паскалях, мегапаскалях ($\text{кгс}/\text{мм}^2$). Разложим вектор \bar{p} полного напряжения (рис. 5.2, б) на две составляющие: по нормали к плоскости сечения и в плоскости сечения. Составляющая полного напряжения, направленная по нормали к плоскости сечения, называется **нормальным напряжением** и обозначается σ . Составляющую полного напряжения, лежащую в плоскости сечения, называют **касательным напряжением** и обозначают τ .

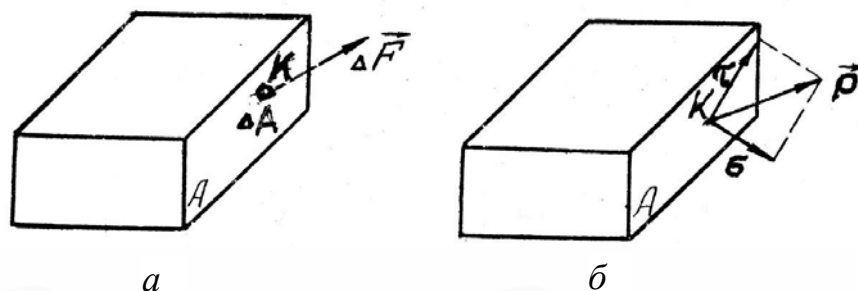


Рис. 5.2

Различать нормальные и касательные напряжения необходимо, так как конструкционные материалы по разному сопротивляются их действию (разные величины допускаемых напряжений, модуля упругости и т. д.). Составляющие внутренних сил, связанных с этими напряжениями,

* Torsion (англ.) – кручение

определяют с помощью уравнений (5.1).

Совокупность напряжений, возникающих во множестве сечений (площадок), проходящих через рассматриваемую точку, называется напряженным состоянием в точке. Напряженное состояние можно охарактеризовать, зная напряжения на любых трех взаимно перпендикулярных площадках, проходящих через эту точку.

5.2. Простейшие типы деформации стержней

Детали механизмов в зависимости от геометрических признаков конструкции, особенностей формы можно разбить на элементы типа стержней, пластин и оболочек. К стержням относят тела, длина которых значительно больше линейных размеров поперечного сечения, а к пластинам – тела (например, мембраны), линейные размеры которых вдоль одной координатной оси намного меньше размеров вдоль остальных осей. Тела с соизмеримыми размерами вдоль всех координатных осей (корпуса) относят к оболочкам. Большинство деталей механизмов можно отнести к телам типа стержней. Это валы и оси, пружины, болты, штифты, шпонки, заклепки и другие элементы конструкций. В дальнейшем будем изучать поведение нагруженных внешними силами стержней, закономерности распределений величин напряжений и деформаций в сечениях с наибольшей интенсивностью внутренних сил, т.е. в их поперечных сечениях.

В зависимости от схемы приложения внешних нагрузок или от вида составляющих внутренних сил, действующих в поперечных сечениях стержней, различают следующие простейшие типы их деформаций: растяжение, сжатие, сдвиг, кручение и изгиб. При растяжении (рис. 5.3, а) или сжатии к концам стержня приложены силы, направленные вдоль его оси. Они пытаются соответственно увеличить или уменьшить длину стержня. Иногда растяжение, сжатие называют осевым, или центральным.

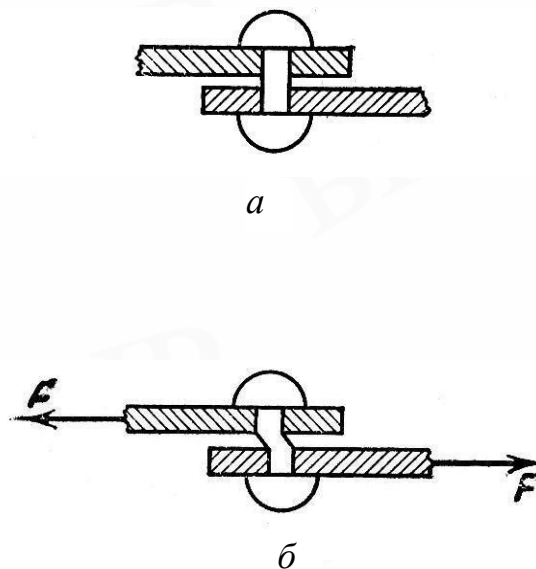
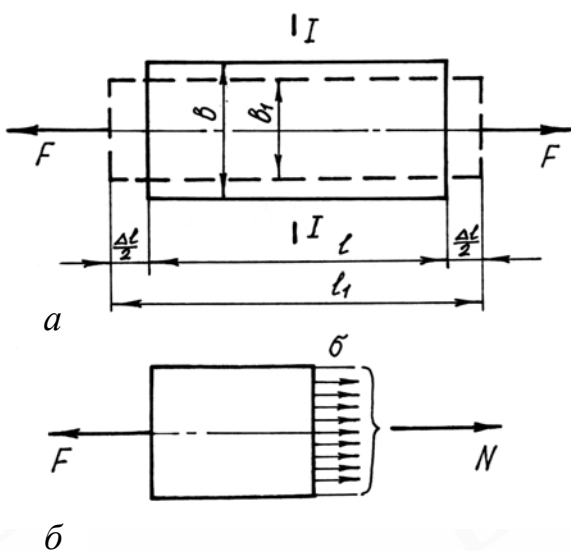


Рис. 5.3

При сдвиге (рис. 5.4) силы направлены по нормали к продольной оси на очень близком друг от друга расстоянии, пытаясь сдвинуть в плоскости поперечного сечения одну часть стержня относительно другой.

При кручении в торцовых сечениях стержня действуют противоположно направленные моменты внешних сил (рис. 5.5), а при изгибе нагрузки (рис. 5.6) должны действовать в плоскости, проходящей через продольную ось стержня. На схемах *а* рисунков 5.4 – 5.6 стержни представлены до деформации, на схемах *б* – в деформированном состоянии.

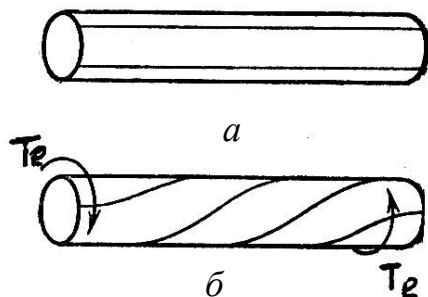


Рис. 5.5

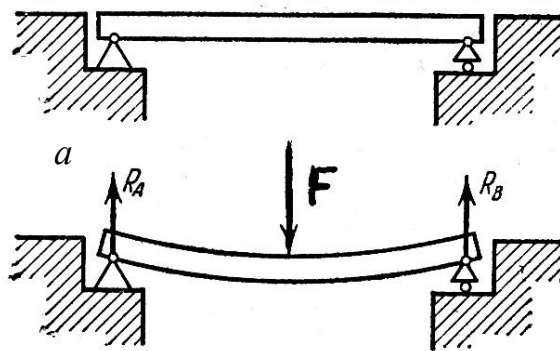


Рис. 5.6

Часто детали одновременно могут испытывать несколько деформаций, например, валы одновременно подвергаются изгибу и кручению. Такое нагружение называется сложным сопротивлением.

5.3. Допущения, принимаемые при расчетах на прочность

Из-за сложности расчетов звеньев на прочность принимаются некоторые упрощающие расчет допущения относительно свойств материалов и характера взаимодействия звеньев и нагрузок. Экспериментальная проверка расчетных зависимостей, полученных с учетом принимаемых допущений, показала возможность их использования для практических расчетов.

Детали механизмов перестают выполнять свои функции не только при разрушении, но и при изменении своих размеров, формы, т.е. приобретая заметные остаточные деформации. Поэтому определение напряжений и деформаций проводят в области упругих деформаций, считая, что **материал деталей обладает способностью полностью восстанавливать первоначальную форму и размеры тела после устранения причин, вызвавших его деформацию, т. е. обладает свойством идеальной упругости.**

– **Материал деталей является однородным и сплошным**, т. е. свойства материала не зависят от размера и формы детали и одинаковы во всех ее точках, будь это композиционный материал, пластмасса или сплав.

– **Материал детали изотропен**, т.е. обладает во всех направлениях одинаковыми свойствами. Различие свойств в разных направлениях (анизотропия) учитывают при расчете деревянных деталей.

– **В теле до приложения нагрузки нет начальных внутренних сил**, т. е. отсутствуют напряжения.

– Деформации тела очень малы по сравнению с его размерами и не оказывают влияния на взаимное расположение нагрузок.

– Деформации материала в каждой его точке прямо пропорциональны напряжениям в этой точке (закон Гука).

– Принцип независимости действия сил (принцип наложения) – результат воздействия на тело системы сил равен сумме результатов воздействия тех же сил, прилагаемых к телу отдельно в любом порядке.

– Принцип Сен-Венана – в точках тела, достаточно удаленных от мест приложения нагрузок, величина внутренних сил мало зависит от конкретного способа приложения этих нагрузок. Этот принцип позволяет замену одной системы сил другой более простой системой, статически эквивалентной первой, что упрощает расчет, например, замену системы распределенных сил равнодействующей, приложенной в центре масс.

– Гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли) – поперечные сечения стержней, плоские до приложения нагрузки, остаются плоскими и нормальными к продольной оси стержня при действии нагрузки.

5.4. Определение деформаций и напряжений при растяжении-сжатии

Возьмем стержень (см. рис. 5.3, а), длиной ℓ , шириной b и нанесем на его поверхность координатную сетку, т. е. линии вдоль и перпендикулярно продольной оси. К торцам стержня приложим силы, направленные вдоль продольной оси. Стержень испытывает деформацию растяжения, длина его увеличилась на величину

$$\Delta \ell = \ell_1 - \ell, \quad (5.3)$$

а ширина уменьшилась на величину

$$\Delta b = b_1 - b, \quad (5.4)$$

где ℓ_1 , b_1 – соответственно длина и ширина стержня после приложения сил. Величины $\Delta \ell$ и Δb называют абсолютным удлинением и сужением стержня или абсолютной продольной и поперечной деформацией. Величину

$$\varepsilon = \Delta \ell / \ell \quad (5.5)$$

называют относительной линейной деформацией или относительным удлинением.

Соответственно $\varepsilon_1 = \Delta b / b$ называется относительной поперечной деформацией. Абсолютная величина отношения относительной поперечной деформации ε_1 к относительной продольной деформации ε называется коэффициентом поперечной деформации, или коэффициентом Пуассона

$$\mu = |\varepsilon_1 / \varepsilon|, \quad (5.6)$$

который характеризует упругие свойства материала, его способность к поперечным деформациям. Величина коэффициента Пуассона определяется экспериментально и для различных материалов колеблется в пределах от нуля (для пробки), приближаясь к значению 0,5 (для резины). Для большинства металлических сплавов коэффициент Пуассона находится в пределах от 0,23

до 0,36 (для стали $\mu = 0,25 \dots 0,33$; для чугуна $\mu = 0,23 \dots 0,27$; для медных сплавов $\mu = 0,31 \dots 0,36$; для алюминиевых сплавов $\mu = 0,32 \dots 0,36$).

Замечено, что прямые линии, перпендикулярные продольной оси стержня, остаются прямыми и после деформаций, т.е. подтверждается гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли). Это позволяет утверждать, что деформации (удлинения) и, в соответствии с законом Гука, напряжения образующих стержня, параллельных оси, в любом поперечном сечении равны, т.е. **деформации и напряжения во всех точках поперечного сечения одинаковы.**

Определим внутренние силы в поперечном сечении (см. рис. 5.3, б), воспользовавшись методом сечений. Они уравнивают внешнюю силу F , складываясь в равнодействующую внутренних сил N . Из уравнения равновесия в проекциях сил на продольную ось стержня определим, что $N = F$.

Составляющая внутренних сил N направлена по нормали к поперечному сечению, поэтому в сечении действуют нормальные напряжения, величина которых определяется с учетом равномерного распределения их по сечению как

$$\sigma = N / A = F / A, \quad (5.7)$$

где A^* – площадь поперечного сечения стержня.

При упругих деформациях справедлив закон Гука, устанавливающий линейную зависимость между напряжением и деформацией,

$$\sigma = E \cdot \varepsilon. \quad (5.8)$$

Коэффициент пропорциональности E называют модулем упругости материала (модулем Юнга). Он является физической постоянной материала, характеризует, как и коэффициент Пуассона, его упругие свойства и определяется опытным путем.

Подставив в выражение (5.8) значения σ (5.7) и ε (5.5), получим формулу для определения абсолютного удлинения стержня

$$\Delta l = (N \cdot l) / (E \cdot A). \quad (5.9)$$

Произведение $E \cdot A$ характеризует сопротивляемость стержня к удлинению (сжатию) и называется жесткостью стержня при растяжении (сжатии).

Формулой (5.9) можно пользоваться для определения абсолютной продольной деформации стержня длиной l при условии, что площадь сечения стержня в пределах всей длины постоянна и продольная сила N во всех поперечных сечениях одинакова. Если параметры E , N , A по длине не постоянны, формула (5.9) позволяет определить удлинение только отдельного i -го участка стержня, а его полное удлинение определяется как алгебраическая сумма изменений длин участков

$$\Delta l = \sum \frac{N_i \ell_i}{E_i A_i}. \quad (5.10)$$

При этом границами характерных участков являются точки приложения

* Агеа (англ.) – площадь

внешних продольных сил F_i ; места изменения поперечных размеров (A_i) и границы соединения растягиваемого элемента (E_i) из разных материалов. Продольная сила N_i на i -ом участке равна алгебраической сумме проекций на продольную ось стержня сил, действующих по одну (любую) сторону от сечения.

Сжатие отличается от растяжения только направлением внешних сил. Принято считать внешние продольные силы, напряжения и деформации при растяжении положительными, а при сжатии – отрицательными. Зависимости по определению деформаций и напряжений при растяжении имеют место и при сжатии, но при сжатии длина стержня уменьшается, а поперечные размеры увеличиваются.

Пример. Определить внутренние силы и напряжения в поперечных сечениях участков с длиной l_1, l_2, l_3 , а также перемещения точек приложения внешних продольных сил F_1, F_2 и F_3 ступенчатого стержня (рис. 5.7). Модули упругости материала участков E_1, E_2, E_3 и величины поперечных сечений постоянны по длинам участков и равны соответственно A_1, A_2, A_3 .

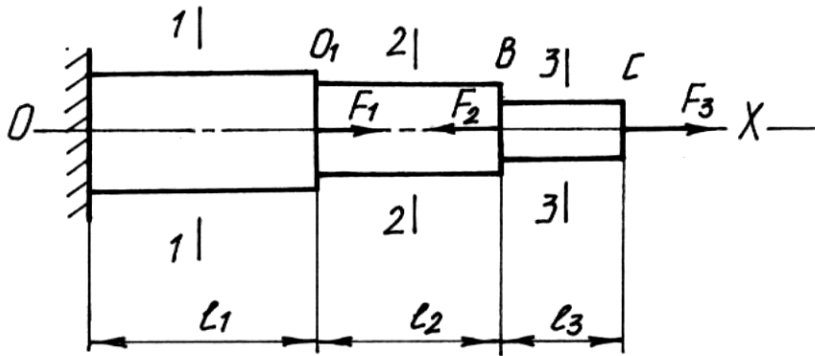


Рис. 5.7

Пользуясь методом сечений (подразд. 5.1), определим внутренние продольные силы в сечениях 1–1, 2–2 и 3–3. Так как силы реакции в месте закрепления (торец 0) стержня неизвестны, составляем для определения внутренних сил уравнения равновесия известных сил, т.е. сил, действующих на стержень справа от рассматриваемых сечений. Проектируя внешние и внутренние силы на продольную ось стержня, имеем

$$N_{1-1} = F_1 - F_2 + F_3; \quad N_{2-2} = -F_2 + F_3; \quad N_{3-3} = F_3.$$

Напряжения в поперечных сечениях участков OO_1, O_1B и BC соответственно равны $\sigma_1 = N_{1-1}/A_1; \quad \sigma_2 = N_{2-2}/A_2; \quad \sigma_3 = N_{3-3}/A_3$.

Определим изменения длин участков l_1, l_2, l_3 стержня

$$\Delta l_1 = \frac{N_{1-1} l_1}{E_1 A_1}; \quad \Delta l_2 = \frac{N_{2-2} l_2}{E_2 A_2}; \quad \Delta l_3 = \frac{N_{3-3} l_3}{E_3 A_3}.$$

Перемещение Δl точки O равно нулю, точки приложения сил: $F_1: \Delta l_{O_1} = \Delta l_1; \quad F_2: \Delta l_B = \Delta l_1 + \Delta l_2; \quad F_3: \Delta l_C = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3$.

Силы веса стержня в данном примере не участвовали. Если при заданных схемах нагружения стержней их силы веса способствуют деформации растяжения (сжатия), то их нужно учитывать с соответствующим знаком при определении продольных внутренних сил N , напряжений и деформаций стержня.

5.5. Определение механических свойств материалов. Диаграмма напряжений

Свойства материалов при расчетах на прочность, жесткость и устойчивость определяются механическими характеристиками. Величины механических характеристик могут быть получены в лабораторных условиях доведением образцов до разрушения или чрезмерной деформации. Испытания могут проводить на деформации растяжения, сжатия, кручения, изгиба при действии статической или переменной нагрузок.

Наибольшее распространение имеют испытания на растяжение статической нагрузкой, так как они наиболее просты и дают достаточную информацию о поведении материала при других видах деформации. На специальных машинах растягивают образцы (рис. 5.8, а), размеры которых ограничены стандартом, записывая автоматически зависимость изменения растягивающей силы F от удлинения образца Δl , т.е. диаграмму растяжения в координатах $F = f(\Delta l)$.

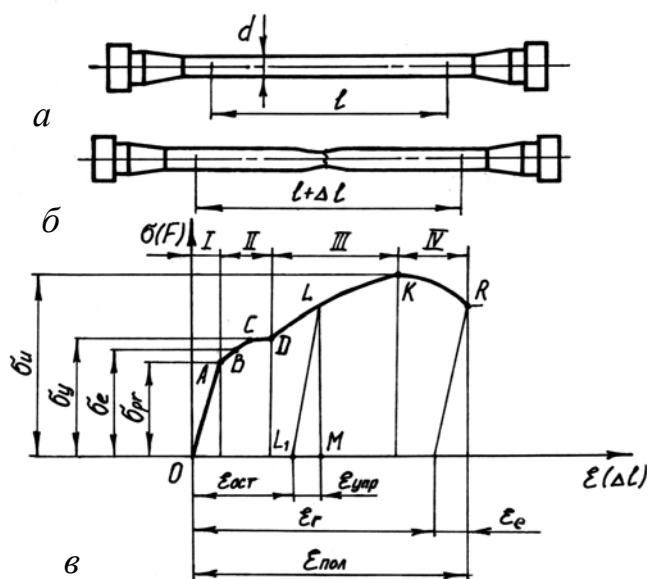


Рис. 5.8

Известно, что величина растягивающей силы F (5.7) и величина удлинения Δl (5.9) образцов из одного материала зависят от их размеров. Чтобы можно было сравнить результаты испытаний образцов различных размеров, изготовленных из одинаковых материалов, диаграмму растяжения перестраивают в координатах $\sigma = F/A$ и $\epsilon = \Delta l / l$, где A – первоначальная площадь сечения образцов; l – первоначальная длина рабочей части образца.

Эту диаграмму $\sigma = f(\varepsilon)$ называют **диаграммой напряжений или условной диаграммой растяжения**, вид которой почти не зависит от абсолютных размеров используемых при испытании образцов, а **определяется свойствами материала**. Типовая диаграмма напряжений при растяжении образцов из пластичных материалов (рис. 5.8, в) характеризуется следующими участками. Участок длиной OA до **некоторого напряжения σ_{pr} , называемого пределом пропорциональности**, представляет прямую линию. На этом участке **справедлив закон Гука и величина абсолютной деформации Δl прямо пропорциональна растягивающему усилию F , а относительная деформация ε – напряжению σ** .

После достижения предела пропорциональности σ_{pr} деформации ε растут не прямо пропорционально напряжениям σ , а быстрее. Начиная с некоторой точки **В**, лежащей уже на криволинейном участке диаграммы, замечено появление незначительных (0,05%) остаточных деформаций, до точки В деформации еще упругие. Точке В соответствует **предел упругости материала σ_e^* – то наибольшее напряжение, до которого в материале появляются только упругие деформации**. Предел упругости практически совпадает с пределом пропорциональности и эти величины обычно не разграничиваются. Например, для стали Ст3 предел пропорциональности $\sigma_{pr} \approx 210$ МПа, а предел упругости $\sigma_e \approx 220$ МПа.

При дальнейшем увеличении нагрузки за точкой **В** появляются остаточные деформации. В точке **С** начинается процесс деформации металла без увеличения внешней нагрузки. Горизонтальный участок диаграммы называется площадкой текучести, а напряжение, соответствующее данной точке, – **пределом текучести (σ_y^{**})**. Ряд материалов дает при растяжении диаграмму без выраженной площадки текучести (рис 5.9). Для таких материалов **пределу текучести σ_y соответствует напряжение, при котором остаточная деформация равна 0,2%**. Поэтому иногда предел текучести обозначают $\sigma_{0,2}$ и называют **условным пределом текучести**.

На участке DK сопротивление деформированию начинает значительно возрастать при увеличении деформации. Участок называется зоной упрочнения. Точка **К** диаграммы соответствует наибольшей по величине нагрузке, а **напряжение, соответствующее этой точке (наибольшей по величине нагрузке), называется пределом прочности σ_u^{***} или временным сопротивлением и обозначается при растяжении σ_{ut}^{****}** . До точки **К** весь образец удлиняется примерно одинаково, при превышении напряжения σ_u деформация образца сосредоточивается в одном месте (локализуется). Это вызывает местное сужение поперечного сечения образца с образованием так

* Индекс e от elastic (англ.) – упругий

** Индекс y от yield (англ.) – текучесть

*** Индекс u от ultimate (англ.) – предельный

**** Индекс t от tension (англ.) – растяжение

называемой «шейки». Площадь сечения образца в шейке быстро уменьшается, и, как следствие, падает усилие и условное напряжение. В точке **R** происходит разрыв образца по наименьшему сечению шейки (рис. 5.8, б).

Кроме перечислимых выше **прочностных характеристик при испытании на растяжение определяют характеристики пластичности материала, т.е. способности материала получать не разрушаясь большие остаточные деформации: относительное остаточное удлинение при разрыве**

$$\varepsilon_r = \frac{l_p - l}{l} \cdot 100 | \% | \quad (5.11)$$

и относительное остаточное сужение при разрыве

$$\psi_r = \frac{A - A_p}{A} \cdot 100 | \% |, \quad (5.12)$$

где l_p , A_p – соответственно расчетная длина образца и площадь поперечного сечения в наиболее тонком месте шейки после разрыва.

Чем пластичнее материал, тем больше ε_r^* и ψ_r . Если испытываемый образец не доводя до разрушения нагрузить до состояния, соответствующего точке **L** диаграммы (см. рис. 5.8, в), а затем разгрузить, то процесс разгрузки изобразится прямой **LL₁**. Эта прямая всегда параллельна участку **OA** диаграммы. При разгрузке деформация полностью не исчезает. Она уменьшается на величину упругой деформации, т.е. на величину L_1M . Отрезок **OL₁** представляет собой остаточную или пластическую деформацию.

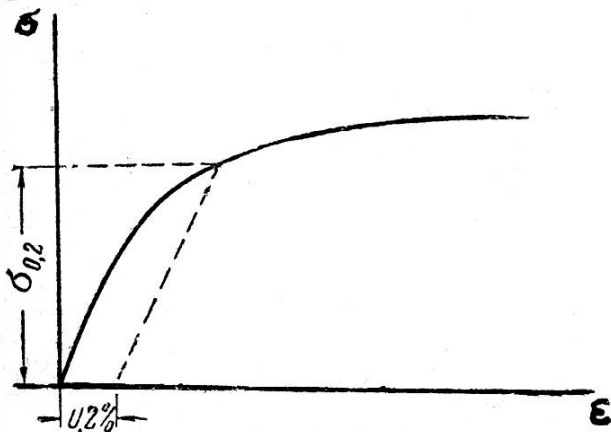


Рис. 5.9

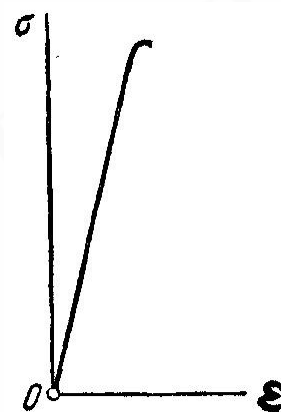


Рис. 5.10

Противоположным свойству пластичности является **хрупкость, т.е. способность материала разрушаться при незначительных остаточных деформациях**. Для хрупких материалов характерно разрушение при малых остаточных деформациях (рис. 5.10), поэтому при их испытании на растяжение определяется только предел прочности σ_{ut} . К хрупким материалам относят чугуны, высокоуглеродистые инструментальные стали, стекло и др.

* Индекс r от rest (англ.) – остаток

5.6. Твердость материалов

На производстве при необходимости быстрого контроля свойств изготавливаемых деталей, например, контроля прочности после термической или термохимической обработки, метод испытания образцов на растяжение имеет много неудобств. Применяют сравнительную оценку свойств материала, минуя изготовление и разрушение образцов, путем измерения твердости.

Твердость (H^{})** – способность материала оказывать сопротивление проникновению в него другого, более твердого тела. При вдавливании в материал инородного тела возникают местные пластические деформации, сопровождающиеся при дальнейшем увеличении нагрузки местным разрушением. Показатель твердости связан непосредственно с показателями прочности и пластичности. Твердость материала тесно связана также с его обрабатываемостью: чем тверже материал, тем хуже он обрабатывается, от твердости зависит и износостойкость.

Испытания по определению твердости характеризуются быстротой выполнения и не сопровождаются разрушением деталей. Существует несколько методов определения твердости. Выбор метода зависит от твердости испытуемого материала, толщины, размеров и формы изделия.

Метод Бринелля основан на вдавливании в поверхность испытуемого материала стального закаленного шарика диаметром 2,5; 5 или 10 мм под действием силы F , приложенной перпендикулярно к поверхности изделия в течение определенного времени. Числом твердости по Бринеллю называется отношение нагрузки F к площади сферического отпечатка A , т.е. F/A . Твердость по Бринеллю при условиях испытания, когда диаметр шарика 10 мм, $F = 3000$ кгс и продолжительность выдержки под нагрузкой от 10 до 15 с, обозначается цифрами, характеризующими число твердости, и буквами НВ. Например, 120НВ, где 120 – число твердости в кгс/мм²; НВ – твердость по Бринеллю.

При других режимах испытания после букв НВ указывают условия испытания в следующем порядке: диаметр шарика, нагрузку и продолжительность выдержки под нагрузкой, разделенные наклонной чертой. Например, 120 НВ 5/750/20, где 120 – число твердости в кгс/мм²; НВ – твердость по Бринеллю; 5 – диаметр шарика в мм; 750 – нагрузка в кгс; 20 – время (в секундах) выдержки под нагрузкой.

Чтобы не проводить вычислений, имеются таблицы перевода диаметра отпечатка в число твердости НВ. Выбор диаметра шарика зависит от толщины детали. Минимальная толщина испытываемого образца, чтобы исключить деформацию изгиба, должна быть не менее десятикратной глубины отпечатка. Методом Бринелля испытывают материалы с твердостью до 450 НВ, что связано с твердостью закаленных шариков. Этим методом нельзя определить твердость пленок, твердость деталей после химико-термической обработки из-

** Hardness (англ.) – твердость

за незначительной толщины обработанного поверхностного слоя.

О твердости по методу Роквелла судят по разности глубин, на которые проникает алмазный конус с углом при вершине 120° или стальной закаленный шарик диаметром 1,588 мм при действии двух последовательно приложенных нагрузок: предварительной величиной 10 кгс и общей – 60, 100 или 150 кгс, равной сумме предварительной и основной нагрузок. Для определения числа твердости применяют три шкалы. Шкала **В** соответствует вдавливанию шарика и число твердости при этом обозначается **HRB**. Для более твердых материалов применяются шкалы **А** и **C₃**, соответствующие вдавливанию алмазного конуса. Вначале индентор вдавливается в поверхность образца под предварительной нагрузкой, которая не снимается до конца испытаний, что обеспечивает точность измерений. Затем подается основная нагрузка (для шкалы **А** – 50 кгс, для шкалы **В** – 90 кгс, для шкалы **С** – 140 кгс), после снятия которой число твердости определяют глубиной отпечатка. Размерность чисел твердости по Роквеллу – условные единицы. За единицу твердости принята величина, соответствующая осевому перемещению индентора на 0,002 мм. По шкалам **А**, **В** и **C₃** устанавливаются следующие пределы измерения твердости: шкала **А** – 70 ... 85 ед. (твердые сплавы, изделия с высокой поверхностной твердостью); шкала **C₃** – 20 ... 67 ед. (термообработанная сталь); шкала **В** – 25 ... 100 ед. (мягкие металлы и сплавы).

Твердость по Роквеллу обозначается цифрами, характеризующими число твердости, и буквами **HR** с указанием шкалы. Например, 60HRC₃, где 60 – число твердости; **HR** – твердость по Роквеллу; **C₃** – шкала твердости.

Метод Роквелла получил широкое распространение благодаря высокой производительности (совмещение операций вдавливания индентора и измерения размеров отпечатка), универсальности, небольшому размеру отпечатка. В определенном интервале чисел твердости имеет место следующее соотношение между твердостью по Бринеллю и Роквеллу: $1 \text{ HRC}_3 \approx 10 \text{ HB}$.

Метод измерения твердости по Виккерсу заключается во вдавливании в испытываемый материал правильный четырехгранной алмазной пирамиды с углом в 136° между противоположными гранями. Число твердости по Виккерсу вычисляется путем деления нагрузки на площадь поверхности пирамидального отпечатка. Обычно используют таблицы, с помощью которых по длине диагонали отпечатка находят число твердости. Если при измерении твердости используется нагрузка $F = 30$ кгс и время выдержки 10 ... 15 с, твердость обозначается буквами **HV** и цифрами, характеризующими число твердости. Например, HV300, где **HV** – твердость по Виккерсу, 300 – число твердости в кгс/мм². При иных режимах измерения после символа **HV** указывают цифры, разделенные наклонной чертой и обозначающие нагрузку и время выдержки, а через тире – число твердости. Например, HV30/ 20 – 300, где **HV** – твердость по Виккерсу; 30 – нагрузка в кгс; 20 – время выдержки, с;

300 – число твердости. Почти полное совпадение значений твердости по Виккерсу и Бринеллю наблюдается в интервале 100 ... 450 НВ.

Метод Виккерса широко применяется для определения твердости тонких образцов и тонких поверхностных слоев металла после химико-термической обработки, а также мелких деталей, деталей сложной формы.

Экспериментально установлено, что по значению твердости можно оценить предел прочности при растяжении σ_{ut} , условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, модуль упругости E материала. Так, для конструкционных углеродистых сталей с $HV \geq 150$, $\sigma_{0,2} \approx 0,2$ НВ и $\sigma_{ut} \approx 0,345$ НВ; для латуни $\sigma_{ut} \approx 0,5$ НВ; для дюралюминия $\sigma_{ut} \approx (0,36 \dots 0,37)$ НВ и т.д.

5.7. Допускаемые напряжения. Условия прочности и жесткости конструкций

При расчетах на прочность нагруженных деталей необходимо подобрать размеры поперечных сечений такими, чтобы детали не могли получить недопустимую при работе деформацию или разрушиться. Это обеспечивается соблюдением условий прочности и жесткости. Согласно **условию прочности** максимальные действительные напряжения, возникающие вследствие действия внешних сил, не должны превышать допускаемых. По **условию жесткости** должны быть ограничены величины деформаций: абсолютная или относительная действительная деформация не должна превышать допускаемую.

Допускаемыми называют напряжения, соответствующие деформациям, допустимым при работе механизма. Допустимые деформации деталей ограничивают упругими деформациями. Так как величины допускаемых напряжений определяются величиной допустимых деформаций, при расчетах обычно используют условие прочности, которое включает в себя условие жесткости. Условия прочности по нормальным и касательным напряжениям имеют соответственно вид

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}; \quad \tau_{max} \leq \tau_{adm}, \quad (5.13)$$

где σ_{max} , τ_{max} – соответственно максимальные нормальные, касательные напряжения; σ_{adm} , τ_{adm}^* – соответственно допускаемые нормальные, допускаемые касательные напряжения.

Допускаемое напряжение связывают с механическими свойствами материала детали и определяют по формуле

$$\sigma_{adm} = \sigma_u / n, \quad (5.14)$$

где σ_u – предельное напряжение для материала, т.е. напряжение, при котором могут появиться заметные остаточные деформации: для пластичных материалов в качестве такового принимают условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ или предел текучести σ_y , а для хрупких материалов – предел прочности σ_u ;

* Индекс adm от admissible (англ.) – допустимый

n – коэффициент запаса прочности, представляемый в виде произведения $n = n_1 n_2 n_3 \dots$, который всегда больше единицы и учитывает разброс механических свойств материала, неточное знание действующих нагрузок, возможные перегрузки при эксплуатации, влияние концентраторов напряжений, габаритов детали, последствий разрушения или выхода ее из строя и других факторов. Чем больше коэффициент запаса прочности, тем надежнее деталь в работе, но превышение n определенной величины ведет к чрезмерному увеличению габаритов и веса, что экономически невыгодно. Правильный выбор коэффициента запаса прочности n является важным этапом при расчетах на прочность. Для пластичных материалов принимают $n \approx 1,4 \dots 1,6$, для хрупких – $2,5 \dots 3,0$.

Допускаемое касательное напряжение τ_{adm} материала принимается как часть допускаемого нормального напряжения: для пластичных материалов (конструкционных сталей, сплавов меди и алюминия) $\tau_{adm} = (0,5 \dots 0,6)\sigma_{adm}$, для хрупких материалов $\tau_{adm} = (0,8 \dots 1,0)\sigma_{adm}$.

Условием прочности при растяжении (сжатии) будет выражение

$$\sigma = N / A \leq \sigma_{adm}. \quad (5.15)$$

С его помощью можно решить следующие задачи:

– **Проверить прочность нагруженного стержня**, т.е. по заданной нагрузке и размерам поперечного сечения определить действительные напряжения и сравнить их с допускаемыми (5.15).

– **Определить размеры поперечного сечения стержня** по известной нагрузке и допускаемому напряжению материала

$$A \geq N / \sigma_{adm}. \quad (5.16)$$

– **Определить допускаемую продольную силу** по заданным размерам A поперечного сечения стержня и допускаемому напряжению материала стержня

$$N \leq A \cdot \sigma_{adm}. \quad (5.17)$$

Далее, зная связь между продольной силой N и внешними силами F , можно найти предельную внешнюю нагрузку F_u .

– **Выбрать материал нагруженного стержня** по заданным размерам A поперечного сечения стержня и нагрузке, приняв или рассчитав величину коэффициента запаса прочности n :

$$\sigma_{0,2} = n \cdot \sigma_{adm} \geq (n N) / A. \quad (5.18)$$

Стержни, испытывающие деформацию сжатия, кроме расчета на прочность необходимо рассчитывать и на устойчивость (продольный изгиб), чтобы не произошло выпучивания и потери устойчивости сжатого стержня.

Отметим, что при действии на стержень системы внешних сил продольная сила N в поперечном сечении равна алгебраической сумме внешних продольных сил, действующих по одну сторону от сечения.

5.8. Напряжения в наклонных сечениях растянутых стержней

Для оценки прочности деталей рассмотрим напряжения, действующие по любому сечению растянутого (сжатого) стержня. Нормальные напряжения σ в поперечном сечении считаем известными (5.3). Возьмем сечение, наклоненное под углом α к поперечному сечению (рис. 5.11, а). Площадь наклонного сечения равна

$$A_\alpha = A / \cos \alpha. \quad (5.19)$$

За положительное направление отсчетов угла α примем направление, обратное движению часовой стрелки. Принятое в механике за положительное направление вращения и поворотов против часовой стрелки связано, очевидно, с наблюдаемым в северном полушарии направлением вращения земного шара.

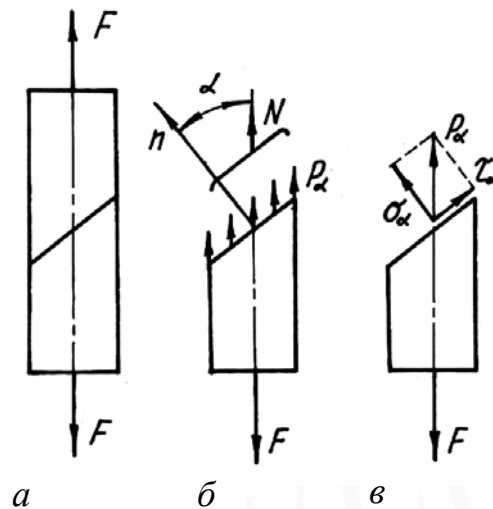


Рис. 5.11

Используя метод сечений, определим полное напряжение p_α по наклонной площадке (рис. 5.11, б):

$$p_\alpha = N / A_\alpha = N \cos \alpha / A = \sigma \cos \alpha. \quad (5.20)$$

Разложим полное напряжение p_α на нормальную и касательную составляющие (рис. 5.11, в)

$$\sigma_\alpha = p_\alpha \cos \alpha = \sigma \cos^2 \alpha; \quad (5.21)$$

$$\tau_\alpha = p_\alpha \sin \alpha = (\sigma/2) \sin 2\alpha = 0,5 \sigma \sin 2\alpha. \quad (5.22)$$

Исследуем выражения (5.21) и (5.22) по определению нормальных и касательных напряжений в зависимости от угла наклона площадки. При $\alpha = 0$, т.е. в поперечных сечениях нормальные напряжения максимальны, касательные равны нулю. При $\alpha = 90^\circ$, т.е. в продольных сечениях, нет ни нормальных, ни касательных напряжений. Это значит, что продольные слои растянутого стержня не имеют друг с другом силового взаимодействия по боковым поверхностям и растяжение стержня можно представить как растяжение пучка не связанных друг с другом параллельных нитей.

Максимальное касательное напряжение будет в сечении, расположенном под углом 45° к поперечному и равно оно половине напряжения в поперечном

сечении:

$$\tau_{\max} = \tau_{\alpha=45^\circ} = 0,5 \sigma. \quad (5.23)$$

Оценивая напряжения в различных сечениях стержня при растяжении или сжатии, видим, что стержень может разрушиться или по поперечному сечению в результате действия максимальных нормальных напряжений, или от действия максимальных касательных напряжений по сечению, наклоненному к поперечному под углом 45° .

5.9. Закон парности касательных напряжений

Касательные напряжения на наклоненной под углом α к поперечному сечению площадке (рис. 5.12, а) определяют по формуле (5.22), т.е. $\tau_\alpha = 0,5\sigma \times \sin 2\alpha$, где σ – напряжение в поперечном сечении стержня. Касательные напряжения считают положительными, если для совмещения по кратчайшему пути их направления с направлением внешней нормали к площадке, напряжения нужно повернуть против часовой стрелки. На взаимно перпендикулярной площадке при угле ее наклона к поперечному сечению, равном $\alpha + \pi/2$, касательные напряжения будут равны

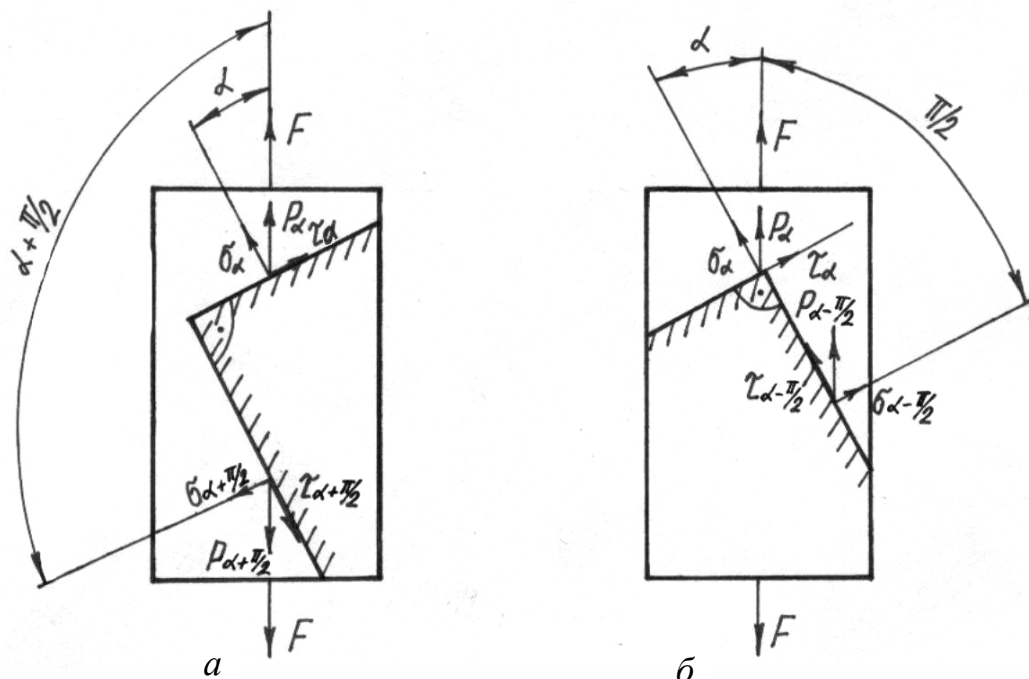
$$\tau_{\alpha + \pi/2} = 0,5\sigma \sin 2(\alpha + \pi/2) = -0,5\sigma \sin 2\alpha. \quad (5.24)$$

Анализируя зависимости (5.22) и (5.24) видим, что

$$\tau_\alpha = -\tau_{\alpha + \pi/2}. \quad (5.25)$$

Это выражение называют **законом парности касательных напряжений**, согласно которому на двух взаимно перпендикулярных площадках действуют равные по величине и обратные по знаку касательные напряжения.

Касательные напряжения на взаимно перпендикулярных площадках направлены или от ребра пересечения площадок (рис. 5.12, а), или к ребру пересечения площадок, как на рис. 5.12, б. Закон парности касательных напряжений имеет силу и при иных напряженных состояниях.



5.10. Деформация сдвига

5.10.1. Напряжения и деформации при сдвиге

При простом растяжении две части стержня, разделенные наклонным сечением, стремятся не только оторваться, но и сдвинуться одна относительно другой. Сдвигу противодействуют касательные напряжения, действующие в плоскости сечения.

На практике ряд деталей работает в таких условиях, когда причиной их разрушения является сдвиг одной части детали относительно другой. При расчете на прочность таких деталей учитываются касательные напряжения и расчет на прочность ведется по ним. Пусть к стержню приложены перпендикулярно его продольной оси две равные по модулю, но противоположно направленные силы, действующие очень близко друг от друга (рис. 5.13, а). При достаточной величине этих сил произойдет срез – отделение правой части стержня относительно левой по сечению I – I. Деформации среза в зоне действия усилий предшествует перекашивание прямых углов элементарного объема – параллелепипеда с ребрами **abcd** (5.13, б). На гранях параллелепипеда возникают касательные напряжения, направление которых определяется законом парности касательных напряжений. Если нормальные напряжения вызывают линейные деформации (удлинения и укорочения), то **касательные напряжения вызывают угловые деформации γ , так называемые углы сдвига**. При равенстве касательных напряжений по площадкам элементов деформированного тела (закон парности касательных напряжений) имеем одинаковые угловые деформации, углы сдвига.

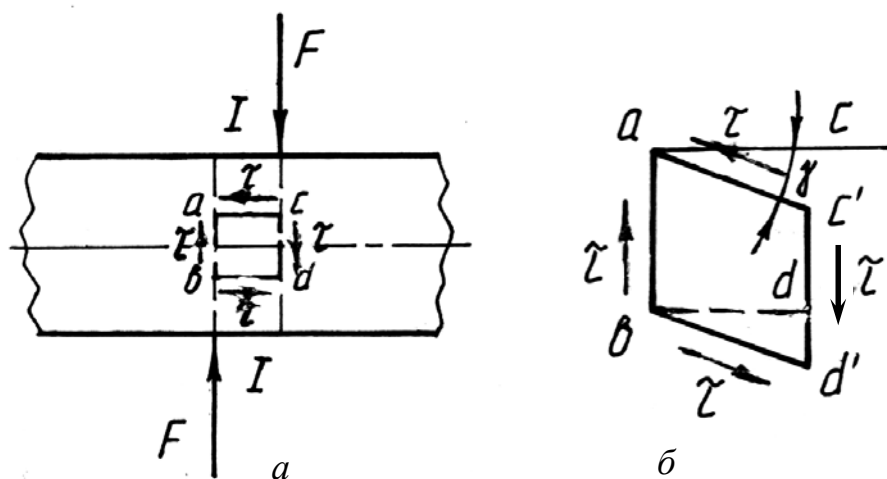


Рис. 5.13

Чистым сдвигом называют такое напряженное состояние, когда по граням элемента в виде бесконечно малого кубика действуют только касательные напряжения. Например, чистый сдвиг наблюдается во всех точках скручиваемого стержня с круглым поперечным сечением.

Пользуясь методом сечений, определим, что равнодействующая

внутренних сил в плоскости I – I (плоскости сдвига) (рис. 5.13, а) равна внешней силе F, т.е. $Q = F$. Это усилие может вызвать лишь касательные напряжения, равномерно распределенные по плоскости сечения. Поэтому

$$\tau = Q/A = F/A, \quad (5.26)$$

где A – площадь поперечного сечения стержня.

Действительное распределение касательных напряжений по сечению I – I не является равномерным, в узких краевых зонах касательные напряжения приближаются к нулю. Но это обстоятельство при инженерных расчетах не принимается во внимание, так как область указанных отклонений мала по сравнению с размерами сечения.

Опыты показывают, что для большинства материалов до определенных величин нагружения имеется линейная зависимость между напряжениями и деформациями при сдвиге, которую выражает закон Гука:

$$\tau = G \cdot \gamma, \quad (5.27)$$

где G – модуль упругости материала при сдвиге, или модуль упругости второго рода. Он связан с модулем упругости E при растяжении через коэффициент Пуассона μ следующей зависимостью: $G = E/[2(1 + \mu)]$. Отметим, что для стали $G \approx 8 \cdot 10^4$ МПа, для алюминия $G \approx 2,7 \cdot 10^4$ МПа.

Так как разрушение детали при деформации сдвига называют срезом, расчет на прочность при данной деформации называют расчетом на сдвиг или на срез. Примером соединений, рассчитываемых на срез, являются заклепочные, болтовые, сварные, паяные, клеевые соединения.

Условие прочности при сдвиге имеет вид

$$\tau = Q/A \leq \tau_{adm}, \quad (5.28)$$

где Q – равнодействующая внутренних сил в плоскости сдвига; A – площадь сдвига; τ_{adm} – допускаемое касательное напряжение материала детали.

5.10.2. Расчет на сдвиг заклепочных (болтовых) соединений

На рис. 5.14, а показано соединение двух листов заклепками. Под действием сил F листы стремятся сдвинуться один относительно другого, но этому препятствуют заклепки, на которые и передается действие сил. Картина возможного разрушения показана на рис. 5.14, б. Соединение может разрушиться за счет среза заклепок по плоскости соединения листов. Как показывают опыты, на каждую заклепку при статическом, т.е. практически неизменном, нагружении действует одинаковая сила, и заклепки разрушаются одновременно. Поэтому считают, что сила, приходящаяся на одну заклепку, будет равна $Q = F/k$, где k – число заклепок.

Приняв равномерное распределение касательных напряжений по сечению заклепки, найдем их величину как $\tau = Q/A$, где $A = \pi d^2/4$ – площадь поперечного сечения заклепки диаметром d .

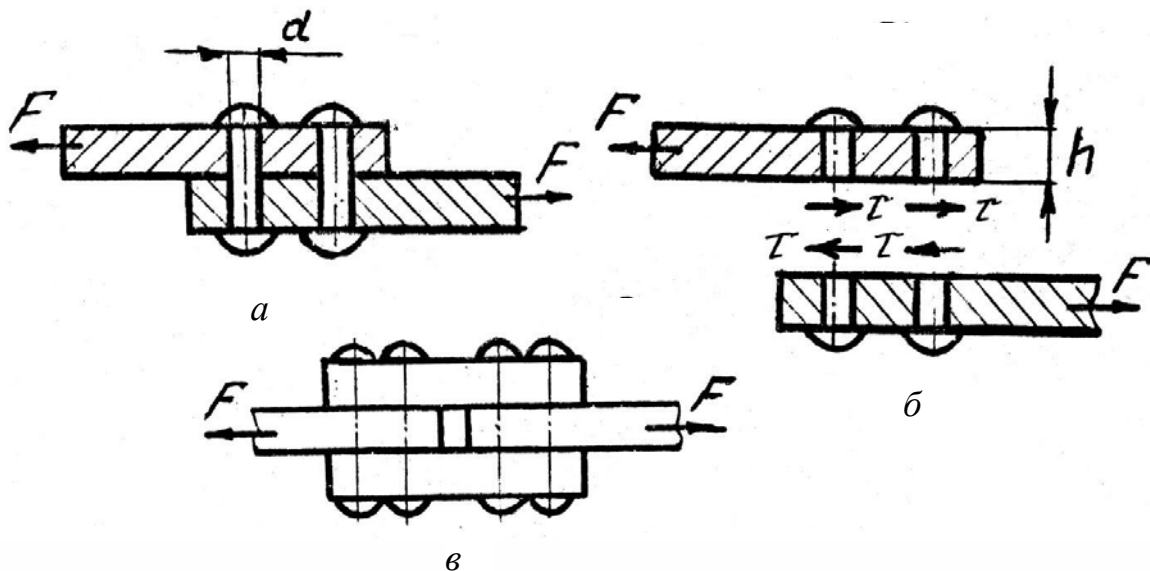


Рис. 5.14

Условие прочности заклепок на срез имеет вид

$$\tau = F/(kA) = Q/A \leq \tau_{adm}, \quad (5.29)$$

где τ_{adm} – допускаемое напряжение на срез материала заклепок, принимают $\tau_{adm} = (0,6...0,8) \sigma_{adm}$. Если разрушение заклепок возможно по одной плоскости сдвига (рис. 5.14, а, б), то соединение называют односрезным, если по двум плоскостям (рис. 5.14, в) – двухсрезным. Из формулы (5.29) можно определить необходимое число односрезных заклепок

$$k \geq (4F)/(\pi d^2 \cdot \tau_{adm}). \quad (5.30)$$

При двухсрезном и многосрезном заклепочном соединении нужно вместо числа k в формулу (5.29) подставлять общее число срезов заклепок, расположенных по одну сторону стыка соединяемых листов.

Если на конструкцию действуют динамические, т.е. изменяющиеся с большой скоростью, например, ударные и вибрационные нагрузки, при расчете заклепочных соединений на сдвиг необходимо учитывать неравномерность работы заклепок.

При соединении листов в конструкциях, представленных на рис. 5.14 не заклепками, а с помощью болтовых соединений, расчет болтов на сдвиг проводят аналогично приведенному расчету заклепок. Величины d и τ_{adm} будут соответственно обозначать диаметр болтов и допускаемое напряжение материала болтов на сдвиг (срез).

5.11. Геометрические характеристики плоских сечений

При рассмотрении деформации растяжения, сжатия, сдвига было установлено, что прочность и жесткость элементов конструкций зависит только от величины поперечного сечения и свойств материала элементов. При деформациях кручения и изгиба, при расчетах сжатых стержней на устойчивость, прочность и жесткость элементов конструкции зависят

также и от формы их поперечного сечения. К числу геометрических характеристик сечения, учитывающих его размеры, форму и влияющих на прочность и жесткость конструкций, относятся статические моменты, моменты инерции и моменты сопротивления сечения.

5.11.1. Статические моменты сечения. Центр масс сечения

Статическим моментом сечения S относительно любой оси называется взятая по всей площади сечения сумма произведений площадей элементарных площадок на их расстояние до этой оси. Так, статический момент сечения (рис. 5.15) относительно оси z :

$$S_z = \sum_{i=1}^n y_i A_i, \quad (5.31)$$

где A_i – площадь элементарной i -й площадки сечения, расположенной на расстоянии y_i от оси z ; n – число элементарных площадок сечения. При $A_i \rightarrow 0$ (dA) и $n \rightarrow \infty$

$$S_z = \int_A y dA. \quad (5.32)$$

Размерность статических моментов – длина в кубе. Статические моменты могут быть положительными, отрицательными и равными нулю.

Считая, что поверхностная плотность ρ^* сечения постоянна, координаты центра масс сечения z_c, y_c можно выразить через статические моменты

$$y_c = \left(\sum_{i=1}^n y_i m_i \right) / M = \rho^* \cdot \left(\sum_{i=1}^n y_i A_i \right) / \rho^* \cdot A = S_z / A, \quad (5.33)$$

аналогично

$$z_c = \left(\sum_{i=1}^n z_i m_i \right) / M = S_y / A, \quad (5.34)$$

где m_i – массы элементарных площадок сечения; M – масса сечения; A – площадь сечения; S_z и S_y – соответственно статические моменты сечения относительно координатных осей z и y .

Из выражений (5.33) и (5.34) видно, что при $y_c = 0$; $z_c = 0$, т.е. при прохождении координатных осей через центр масс C , статические моменты сечения относительно этих осей будут равны нулю, так как $A \neq 0$. Такие координатные оси называют центральными. Это следствие можно выразить еще так: если статические моменты сечения относительно координатных осей равны нулю, т.е. $S_z = 0, S_y = 0$, то эти оси z, y проходят через центр масс сечения C .

5.11.2. Моменты инерции сечений

Полярным моментом инерции сечения называется взятая по всей площади сечения сумма произведений площадей элементарных площадок на квадрат их расстояния до данного полюса (точки). Из рис. 5.15

$$I_p = \int_A \rho^2 dA, \quad (5.35)$$

где ρ – расстояние от площадки dA до полюса (точки 0).

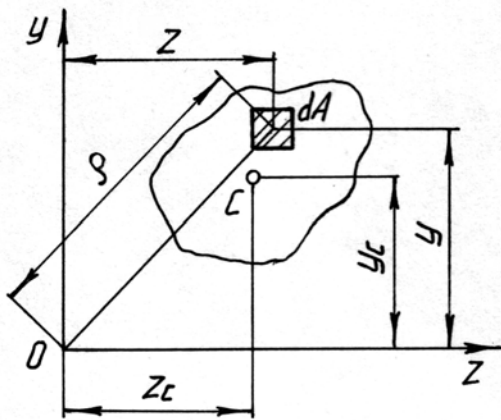


Рис. 5.15

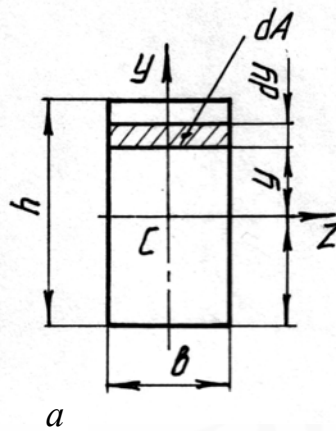
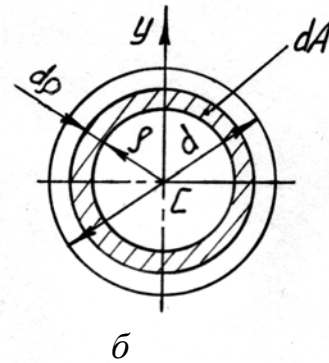


Рис. 5.16



Осевым моментом инерции сечения называется взятая по всей площади сечения сумма произведений площадей элементарных площадок на квадрат их расстояния до оси. Так, моменты инерции сечения относительно координатных осей z и y будут соответственно равны

$$I_z = \int_A y^2 dA, \quad (5.36)$$

$$I_y = \int_A z^2 dA. \quad (5.37)$$

Так как $\rho^2 = z^2 + y^2$, сравнив выражения (5.35), (5.36) и (5.37), получим

$$I_p = I_z + I_y, \quad (5.38)$$

т.е. сумма осевых моментов инерции сечения относительно двух взаимно перпендикулярных осей равна полярному моменту инерции этого сечения относительно точки пересечения рассматриваемых осей. Моменты инерции сечений – всегда положительные величины.

5.11.3. Моменты инерции прямоугольника, круга

Моменты инерции сечений вычисляются в следующей последовательности. Вначале находят момент инерции элементарной площадки dA относительно точки или оси. Считая, что число таких площадок стремится к бесконечности, далее вычисляют сумму моментов инерции площадок по всему сечению. Чаще всего детали типа стержней имеют форму поперечного сечения в виде круга или прямоугольника.

Вычислим момент инерции прямоугольника (рис. 5.16, а) с основанием b и высотой h относительно оси z , проходящей через центр масс параллельно основанию. За элементарную площадку dA примем площадь бесконечно тонкого слоя $dA = bdy$. Тогда

$$I_z = \int_A y^2 dA = b \int_{-h/2}^{h/2} y^2 dy = bh^3 / 12. \quad (5.39)$$

Аналогично получим

$$I_y = hb^3 / 12. \quad (5.40)$$

Рассмотрим круг (рис. 5.16, б). Сначала определим полярный момент инерции круга относительно геометрического центра С: $I_\rho = \int_A \rho^2 dA$.

За элементарную площадку dA примем площадь бесконечно тонкого кольца толщиной $d\rho$: $dA = 2\pi\rho d\rho$. Тогда

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA = 2\pi \int_0^{d/2} \rho^3 d\rho = \pi d^4 / 32 \approx 0,1d^4. \quad (5.41)$$

Найдем моменты инерции круга относительно координатных осей y, z , проходящих через центр масс С. Так как оси являются диаметром круга, то $I_y = I_z$. Поэтому выражение (5.38) можно представить как $I_\rho = 2 I_y = 2 I_z$, откуда

$$I_y = I_z = I_\rho / 2 \approx 0,05 d^4. \quad (5.42)$$

Для кольца моменты инерции равны разности моментов инерции внешнего и внутреннего кругов с диаметрами соответственно d и d_1 .

Тогда

$$I_\rho \approx 0,1 (d^4 - d_1^4), \quad (5.43)$$

$$I_y \approx I_z \approx 0,05 (d^4 - d_1^4). \quad (5.44)$$

5.12. Кручение стержней с круглым поперечным сечением

5.12.1. Понятие о крутящем моменте

Деформация кручения происходит при действии на стержень внешних пар сил, плоскости действия которых перпендикулярны оси стержня. При этом в поперечных сечениях стержня возникает только одна составляющая внутренних сил – крутящий момент T . С явлением кручения встречаются при расчете валов, винтовых пружин и других элементов конструкций.

Если прямые незакрепленные стержни, подвергающиеся деформации кручения, равномерно вращаются или находятся в покое, алгебраическая сумма всех **внешних скручивающих (вращающих) моментов** T_e равна нулю.

Вращающиеся и испытывающие деформацию кручения стержни называют **валами**. При расчете валов величины скручивающих моментов можно определить по передаваемой мощности и скорости вращения вала из выражения

$$T_e = P/\omega = 30P/\pi n = 9,55 P/n \text{ [Нм]}, \quad (5.45)$$

где P – мощность, передаваемая валом, Вт; n – угловая скорость вала в оборотах за минуту; ω – угловая скорость в рад/с.

На основании метода сечений **крутящий момент T в произвольном поперечном сечении стержня численно равен алгебраической сумме внешних T_e скручивающих моментов, действующих на стержень по одну сторону от рассматриваемого сечения.** Когда к валу приложено несколько внешних T_e скручивающих моментов, крутящие моменты в сечениях различных участков будут разными. Для наглядности распределения T по длине скручиваемого стержня и для нахождения опасного сечения с наибольшим крутящим моментом T_{max} строят **эпюры (графики) крутящих моментов.**

При построении эпюры T проводят ось, параллельную оси стержня. Каждая ордината эпюры в принятом масштабе равна величине крутящего момента, действующего в том сечении, которому соответствует ордината. При расчетах на прочность и жесткость знак T не играет никакой роли, но для удобства построения эпюр будем считать крутящий момент T положительным, если при взгляде в торец отсеченной части стержня этот момент представляется направленным против хода часовой стрелки. Положительные по знаку крутящие моменты откладывают на эпюре выше оси, отрицательные – ниже.

На рис. 5.17, б представлена эпюра крутящих моментов T для схемы нагружения вала тремя внешними моментами T_e (рис. 5.17, а). Отметим, что в сечениях, где приложен внешний скручивающий момент T_e , ордината эпюры T меняется скачком на величину, равную значению этого момента. Как видно из рис. 5.17, б, максимальный крутящий момент ($T_{max} = 10 \text{ Нм}$) не всегда равен наибольшему моменту внешних сил ($T_{e \max} = 15 \text{ Нм}$).

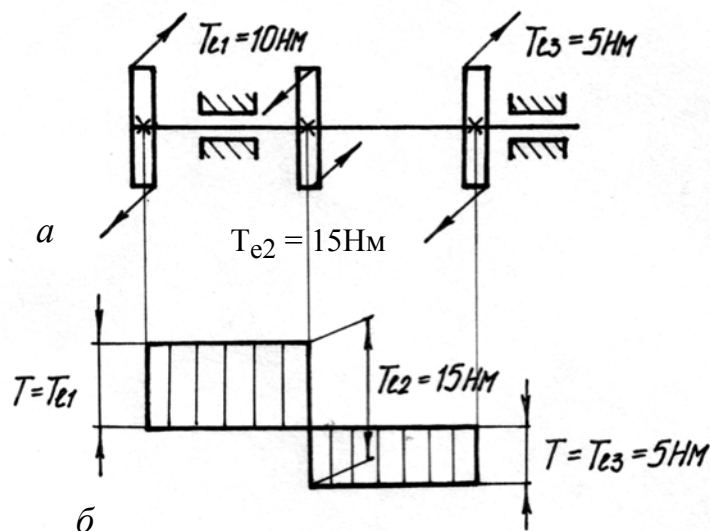


Рис. 5.17

5.12.2. Определение напряжений при кручении стержней с круглым поперечным сечением

Рассмотрим стержень с круглым поперечным сечением (рис. 5.18, а), один конец которого закреплен, а другой нагружен парой сил с моментом T_e .

В результате действия момента внешних сил T_e возникает деформация кручения. Наблюдая при кручении характер искажения прямоугольников координатной сетки, нанесенной на боковой поверхности круглого стержня, обнаружили: прямоугольная сетка превратится в сетку, состоящую из параллелограммов, что свидетельствует о наличии касательных напряжений в поперечных, а с учетом закона парности касательных напряжений и в продольных сечениях; контуры поперечных сечений в процессе деформации остаются плоскими, расстояния между ними не изменяются, а первоначальные прямолинейные образующие, нанесенные на боковую поверхность, превращаются в винтовые линии; диаметры торцового сечения повернутся на некоторый угол φ относительно своего начального положения, оставаясь прямой линией. Эти наблюдения позволили составить представление о механизме деформации кручения. Постоянство длины и диаметра деформируемого стержня свидетельствует об отсутствии нормальных напряжений в поперечных и продольных сечениях. Так как в поперечных и в продольных сечениях действуют только касательные напряжения, напряженное состояние в точках скручиваемого стержня представляет собой чистый сдвиг. Поперечные сечения, оставаясь плоскими, поворачиваются вокруг оси стержня относительно друг друга на некоторый угол, сохраняя длину и прямолинейность своих радиусов.

Выделим двумя поперечными сечениями элемент (рис. 5.18. б) скручиваемого стержня длиной dx . В результате деформации одно сечение повернется относительно другого на угол $d\varphi$. Будем считать левое сечение элемента dx неподвижно закрепленным. Тогда $d\varphi$ – угол поворота правого торцового сечения вокруг продольной оси. Образующую $ABOO_1$ можно представить как параллелепипед длиной dx с бесконечно малыми основаниями AO_1 и BO . В результате деформации этот параллелепипед займет положение $AB'O_1O_1$. Величина $BB' = \gamma dx = \rho d\varphi$ представляет собой абсолютный сдвиг грани B на поверхности стержня относительно грани A в направлении, перпендикулярном радиусу стержня. Величина абсолютного сдвига точек основания OB параллелепипеда зависит от их расстояния ρ до оси стержня. Сдвиг равен нулю на оси стержня и максимален, т.е. равен BB' на поверхности. Угол сдвига соответственно будет равен

$$\gamma = (d\varphi/dx)\rho, \quad (5.46)$$

где $d\varphi/dx$ – относительный угол закручивания. На основании закона Гука для сдвига можно записать

$$\tau_\rho = G \cdot \gamma = G(d\varphi/dx)\rho, \quad (5.47)$$

где G – модуль упругости материала стержня при сдвиге.

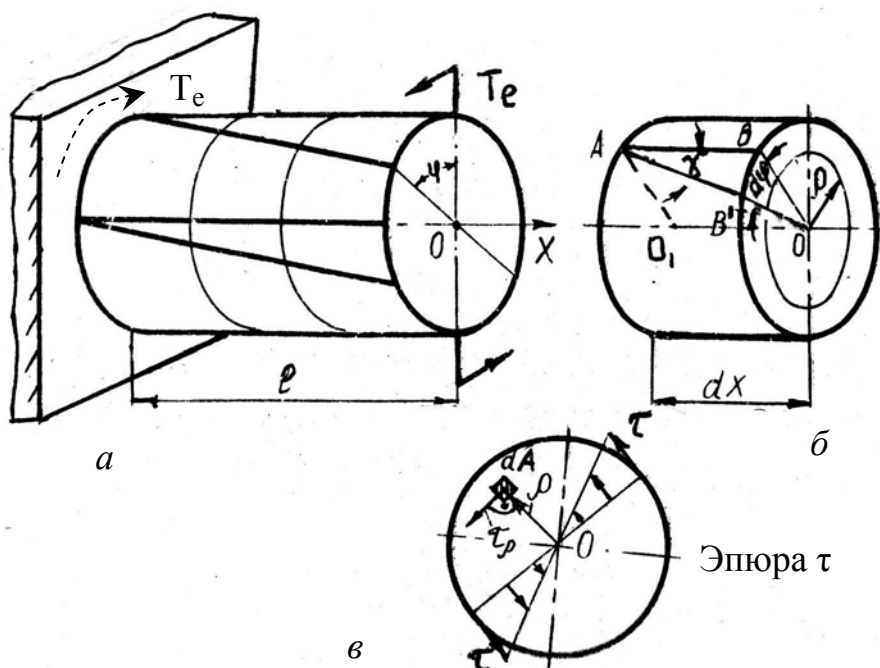


Рис. 5.18

Как видно из (5.47), величина касательных напряжений в каждой точке сечения прямо пропорциональна расстоянию ρ от точки до центра масс сечения. На оси стержня при $\rho = 0$; напряжение $\tau = 0$; в точках, расположенных в непосредственной близости от поверхности стержня напряжения максимальны. Эпюра изменения τ_ρ вдоль диаметра сечения показана на рис. 5.18, в. Так как величина относительного угла закручивания $d\varphi/dx$ неизвестна, зависимостью (5.47) для определения касательных напряжений в сечении не пользуются.

Элементарная внутренняя сила, действующая в плоскости сечения на площадку dA с напряжением τ_ρ равна $dQ = \tau_\rho \cdot dA$. Элементарный момент внутренних сил, действующий в плоскости сечения, т.е. элементарный крутящий момент, создаваемый силой dQ относительно центра сечения $dT = \rho dQ$. Сумма этих моментов внутренних сил по всей площади поперечного сечения стержня равна крутящему моменту

$$T = \int dT = \int \rho \tau_\rho dA = \int G \rho^2 dA (d\varphi/dx).$$

Так как $G = \text{const}$ и $d\varphi/dx = \text{const}$, то

$$T = G \cdot (d\varphi/dx) \int \rho^2 dA = G \cdot (d\varphi/dx) \cdot I_p, \quad (5.48)$$

где I_p – полярный момент инерции сечения.

Выразим из (5.48) величину угла закручивания, отнесенного к единице длины стержня

$$d\varphi/dx = T/GI_p. \quad (5.49)$$

Выражение (5.47) с учетом формулы (5.49) примет вид

$$\tau_\rho = (T/I_p) \cdot \rho. \quad (5.50)$$

При инженерных расчетах интерес представляют наибольшие напряжения в сечении, т.е. напряжения на поверхности стержня при $\rho = d/2$,

$$\tau = (T/I_p) \cdot (d/2) = T/W_p, \quad (5.51)$$

где $W_p = 2I_p/d$ – полярный момент сопротивления – отношение полярного момента инерции I_p сечения к расстоянию от наиболее удаленной точки сечения до центра масс.

С учетом выражений (5.41) и (5.43) полярный момент сопротивления для стержня круглого сечения диаметром d равен $W_p \approx 0,2d^3$, а для стержня кольцевого сечения с внутренним диаметром d_1 – $W_p \approx [0,2(d^3 - d_1^4/d)]$.

Условие прочности стержня при кручении с постоянным по длине поперечным сечением имеет вид

$$\tau_{\max} = T_{\max}/W_p \leq \tau_{\text{adm}}, \quad (5.52)$$

где T_{\max} – максимальный крутящий момент по длине деформируемого стержня; τ_{adm} – допускаемое напряжение при кручении, для стали обычно равно 0,5 ... 0,6 допускаемого напряжения σ_{adm} при растяжении. Предельный из условия прочности крутящий момент определяют по формуле

$$T_u \leq W_p \cdot \tau_{\text{adm}}, \quad (5.53)$$

а минимальный диаметр скручиваемого стержня, учитывая что $W_p = 0,2d^3 \geq T_{\max}/\tau_{\text{adm}}$ равен

$$d \geq \sqrt[3]{T_{\max}/0,2\tau_{\text{adm}}} \geq 1,72\sqrt[3]{T_{\max}/\tau_{\text{adm}}}. \quad (5.54)$$

При сравнении стержней, выдерживающих одинаковый крутящий момент, т.е. имеющих поперечное сечение с равным полярным моментом сопротивления W_p , стержень с наименьшей площадью A поперечного сечения будет обладать меньшей массой. Для сравнения различных сечений применяют безразмерную величину, равную отношению $W_p / \sqrt{A^3}$. Чем больше эта величина, тем рациональнее по затратам материала сечение. Так, для швеллера, двутавра она равна 0,04 ... 0,07, а для круглого кольца с отношением внутреннего диаметра к внешнему равному 0,9 – она равна 1,16. При кручении рациональным является использование стержней с круглым кольцеобразным сечением.

5.12.3. Определение деформаций при кручении стержней с круглым поперечным сечением

Деформация при кручении стержней определяется углом поворота поперечных сечений относительно начального положения. Воспользуемся формулой (5.49) для выражения угла поворота сечения скручиваемого стержня на участке длиной dx

$$d\varphi = (Tdx)/GI_p. \quad (5.55)$$

Полный угол закручивания на участке длиной ℓ равен

$$\varphi = \int_{\ell} (Tdx)/GI_p. \quad (5.56)$$

Если крутящий момент T и величина GI_p , называемая жесткостью при кручении, постоянны на всей длине ℓ , то полный угол закручивания в

радианах будет равен

$$\varphi = (T\ell) / GI_p. \quad (5.57)$$

Расчет стержней на прочность при кручении не исключает возможности возникновения недопустимых деформаций (углов поворота поперечных сечений) при целостности длинных стержней (деталей). Поэтому часто детали, испытывающие деформацию кручения, рассчитывают не только на прочность, но и на жесткость. Для обеспечения требуемой жесткости необходимо, чтобы наибольший относительный угол закручивания не превосходил допускаемого, т.е.

$$(d\varphi/dx) = T / GI_p \leq (d\varphi/dx)_{adm}, \quad (5.58)$$

где $(d\varphi/dx)_{adm}$ – допускаемый относительный угол закручивания в радианах на единицу длины стержня. Чаще $(d\varphi/dx)'_{adm}$ задают в градусах на метр длины, тогда выражение (5.58) будет иметь вид

$$(180^\circ \cdot T) / (\pi GI_p) \leq (d\varphi/dx)'_{adm}. \quad (5.59)$$

Величину $(d\varphi/dx)'_{adm}$ выбирают в зависимости от назначения детали и ее размеров. В приборостроении $(d\varphi/dx)'_{adm}$ принимают в пределах 20 угловых минут на длине 1 м, т.е. $(d\varphi/dx)'_{adm} = 0,33$ [°/м]. Из условия жесткости (5.59) можно определить минимальный диаметр деформируемого стержня, учитывая, что $I_p \approx 0,1d^4$

$$d \geq \sqrt[4]{(1720T) / G} \quad (5.60)$$

или предельный по величине крутящий момент

$$T_u \leq 19 GI_p. \quad (5.61)$$

При совместных расчетах на прочность и жесткость при кручении диаметр стержня принимают равным наибольшему из найденных по формулам (5.54) и (5.60), а предельный крутящий момент T_u ограничивают наименьшим, полученным при проверке по зависимостям (5.53) и (5.61).

5.13. Изгиб прямолинейного стержня

5.13.1. Общие понятия о деформации изгиба

Изгиб вызывается (рис. 5.19, а) внешними силами, направленными перпендикулярно продольной оси стержня, а также парами внешних сил, плоскость действия которых проходит через эту ось. При действии такой нагрузки продольная ось стержня искривляется. В поперечных сечениях стержня при изгибе возникают моменты внутренних сил, плоскость действия которых перпендикулярна плоскости сечения, т.е. изгибающие моменты $M_{из}$.

Если изгибающий момент в поперечном сечении является единственной составляющей внутренних сил, изгиб называется чистым.

Изгиб называют поперечным, если в поперечных сечениях вместе с изгибающим моментом $M_{из}$ возникают и поперечные силы Q . Поперечный

изгиб встречается в реальных условиях нагружения чаще чистого изгиба.

Если плоскость действия изгибающего момента $M_{\text{и}}$ проходит через центр масс поперечного сечения, т.е. через любую центральную ось сечения, изгиб называют **простым** или **плоским**, в противном случае изгиб называют **косым**.

При плоском изгибе продольная ось стержня и после деформации остается в плоскости внешних сил, т.е. представляет плоскую кривую линию. При косом изгибе плоскость деформации не совпадает с плоскостью внешних сил. Косой изгиб относится к виду деформаций, называемых сложной деформацией.

5.13.2. Определение опорных реакций изгибаемых стержней

Внутренние силы в поперечных сечениях изгибаемых стержней определяют с помощью метода сечений. **Использование уравнений равновесия (5.1) и (5.2) возможно для систем сил, действующих на свободные тела.** Стержни, подвергаемые деформации изгиба, в реальных условиях обязательно имеют те или иные опоры, при отсутствии которых изгиб стержня был бы невозможен. Наличие опор (связей) ограничивает движение изгибаемого стержня и делает невозможным использование уравнений равновесия для определения внутренних сил.

Формально несвободные изгибаемые стержни можно считать свободными используя принцип освобожденности от связей. Согласно ему, **любое несвободное тело можно представить свободным, отбросив ограничивающие его движение связи (опоры) и заменив их действие силами реакции этих связей.** Уравнения равновесия (5.1) и (5.2) можно использовать для определения внутренних сил в поперечных сечениях изгибаемых стержней при условии, что помимо внешних сил будут учитываться и силы реакций опор. Поэтому прежде чем определить внутренние силы в поперечных сечениях изгибаемых стержней, нужно уметь находить величину и направление реакций опор. Известно, что реакция связи (опоры) направлена всегда в сторону, противоположную той, куда связь не дает перемещаться телу. Если связь препятствует поступательному движению тела, ее реакция – сила; если связь препятствует вращательному движению, ее реакция – момент сил.

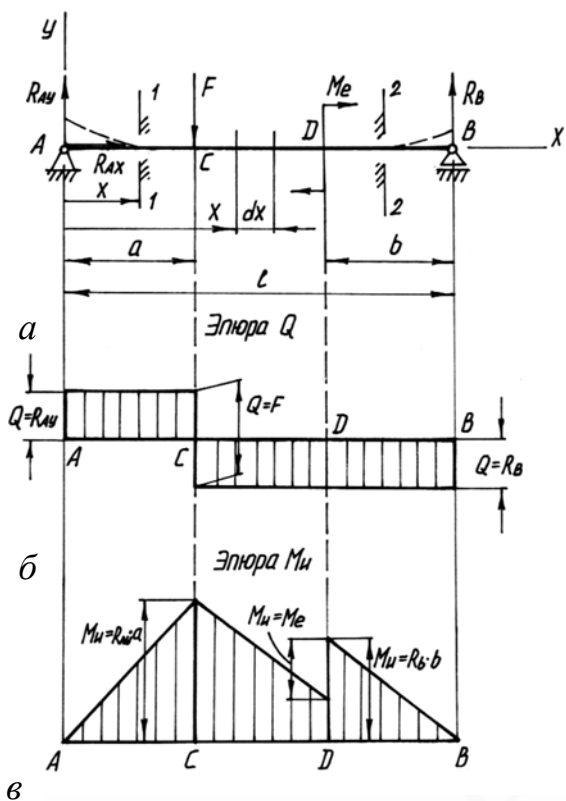


Рис. 5.19

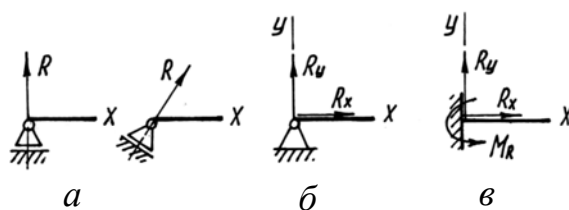


Рис. 5.20

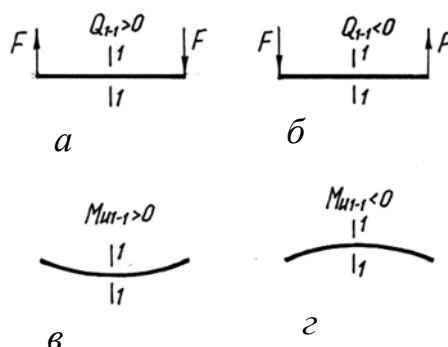


Рис. 5.21

Различают три основных типа опор стержней при изгибе.

Подвижная шарнирная опора (рис. 5.20, а) не препятствует вращению стержня и его перемещению вдоль опорной поверхности. Реакция опоры проходит через центр шарнира и направлена перпендикулярно опорной плоскости.

Неподвижная шарнирная опора (рис. 5.20, б) допускает вращение стержня и препятствует его поступательному перемещению в любом направлении. Реакция проходит через центр шарнира и может иметь разное направление в зависимости от действия системы внешних сил. Разложим ее на составляющие в плоскости внешних сил, направленные вдоль и перпендикулярно продольной оси стержня.

Жесткая заделка или защемление (рис. 5.20, в) не допускает ни линейных, ни угловых перемещений изгибаемого стержня. Полная реакция опоры состоит из силы, которую раскладываем на две составляющие, направленные вдоль и перпендикулярно продольной оси стержня и момента сил (реактивного момента), составляющие реакции опоры приложены в точке защемления стержня. Стержень, защемленный одним концом и не имеющий других опор, называют **консолью**. Консолью называют и выступающие за шарнирные опоры части стержня.

Далее, «заменив» опоры силами их реакций, составляют уравнения равновесия для системы сил, действующей на изгибаемый стержень. Независимых уравнений равновесия для плоской системы сил три. Задача статически определима, если число неизвестных составляющих реакций опор

не более трех. Это возможно при следующих вариантах крепления изгибаемых стержней: защемление стержня одним концом (контактные пружины) или крепление стержня с помощью подвижной и неподвижной шарнирных опор (валы). При большом количестве неизвестных составляющих реакций применяют иные, не рассматриваемые в пособии, способы решения.

Если при вычислении величину реакции опоры получили отрицательной, со знаком минус, то действительное направление реакции будет противоположно принятому, что обязательно нужно учитывать при определении внутренних сил.

Пример. Определим реакции в опорах **A** и **B** изгибаемого стержня, схема нагружения (F , M_e) и размеры (a , b , l) которого представлены на рис. 5.19, а. Заменим подвижную опору **B** реакцией R_B , а неподвижную шарнирную опору **A** – составляющими R_{Ax} и R_{Ay} . «Свободный» стержень под действием внешних сил и сил реакций опор находится в покое. Отсутствие возможных составляющих плоского движения (поступательные перемещения вдоль осей x и y и вращательное движение в плоскости действия сил, т.е. вокруг оси z) стержня выразим с помощью уравнений равновесия:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad \sum F_{iy} = 0; \quad \sum m_z(F_i) = \sum m_A(F_i) = 0.$$

(5.62)

Для действующей системы сил первое из уравнений (5.62) примет вид $R_{Ax} = 0$; второе: $R_B - F + R_{Ay} = 0$ и третье: $R_B l - F \cdot a - M_e = 0$. Из последнего уравнения определим, что $R_B = (F \cdot a + M_e) / l$. Далее, подставим величину R_B во второе уравнение, определим, что $R_{Ay} = F - R_B = F - (F \cdot a + M_e) / l$.

5.13.3. Определение внутренних усилий при изгибе. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов

При плоском поперечном изгибе в поперечных сечениях стержня возникают следующие составляющие внутренних сил – поперечная сила Q и изгибающий момент $M_{из}$. Для их определения используют метод сечений.

Поперечная сила направлена вдоль плоскости сечения и ее действие связано с действием касательных напряжений, т.е. $\tau = f(Q)$. **Поперечная сила в любом поперечном сечении стержня численно равна алгебраической сумме проекций на плоскость сечения всех внешних сил и реакций опор, действующих по одну сторону от сечения.** В сечении ее считают положительной (рис. 5.21, а), если равнодействующая сил, действующих слева от сечения, направлена вверх, или равнодействующая сил, действующих справа от сечения – вниз; и отрицательной (рис. 5.21, б) – при противоположном направлении равнодействующих.

Изгибающий момент действует в плоскости, перпендикулярной поперечному сечению. Его действие связывают с действием нормальных напряжений, т.е. $\sigma = f(M_{из})$. **Изгибающий момент в любом поперечном сечении стержня численно равен алгебраической сумме моментов относительно центра масс сечения внешних сил и реакций опор,**

действующих по одну сторону от сечения. Изгибающий момент считается положительным, если стержень в сечении (рис. 5.21, в) изгибается выпуклостью вниз, и отрицательным (рис. 5.21, г), если стержень в сечении изгибается выпуклостью вверх. Знак изгибающего момента в сечении можно определить, закрепив условно сечение и рассматривая действие сил, расположенных по любую сторону от него. Например, см. рис. 5.19, а: силы, действующие слева от сечения 1-1 и справа от сечения 2-2 изгибают стержень в этих сечениях выпуклостью вниз, т.е. $M_{и\ 1-1} > 0$ и $M_{и\ 2-2} > 0$.

При определении Q и $M_{и}$ используется скользящая система координат, когда отсчет сечений ведут либо от крайнего левого, либо от крайнего правого сечения стержня.

Для консольных жестко закрепленных с одной стороны (рис. 5.24, а) стержней поперечную силу и изгибающий момент удобнее определить без нахождения реакций опоры, рассматривая по отношению к сечению силы, действующие на незакрепленный участок стержня. Значения Q и $M_{и}$ в точке закрепления B будут равны составляющим реакции опоры, т.е. $Q_B = F = R_{BY}$, $M_{иB} = F \cdot \ell = M_{RB}$.

Поперечная сила Q и изгибающий момент $M_{и}$ в общем случае зависят от положения сечения по длине стержня, т.е. от величины x . Проверку условий прочности (5.13) проводят в опасных наиболее нагруженных сечениях, в сечениях с наибольшими внутренними силами и максимальными напряжениями. Для нахождения опасных сечений и для наглядного представления о характере изменения внутренних сил строят графики распределения поперечных сил $Q = Q(x)$ и изгибающего момента $M_{и} = M_{и}(x)$ по длине стержня, т.е. **эпюры поперечных сил и изгибающего момента**.

Стержень разбивают на участки, на протяжении которых нагрузка однородна. Для эпюр Q и $M_{и}$ проводят линии, параллельные продольной оси стержня. Границы участков сносят на эти линии. Для каждого участка составляют общие выражения величины поперечной силы $Q = Q(x)$ и изгибающего момента $M_{и} = M_{и}(x)$, для чего рассматривают произвольные сечения в пределах участка. Далее строят эпюры Q и $M_{и}$, задавая аргументу x значения в пределах каждого участка. Величины поперечной силы и изгибающего момента откладывают как ординаты эпюр в масштабе: положительные – выше линий, отрицательные – ниже.

Пример. Построим эпюры поперечных сил Q и изгибающего момента $M_{и}$ для стержня, представленного на рис. 5.19, а. Заданы действующая на стержень нагрузка (F , M_e) и размеры длин участков (a , b , ℓ), ранее также определены (п. 5.13.2) реакции опор R_B и R_{AY} . Стержень содержит три участка с однородной нагрузкой: AC , CD и DB .

Выражения для поперечной силы в сечениях при рассмотрении сил, действующих слева от сечений, имеют вид: на участке AC $Q = R_{AY}$; на

участке CD, как и на участке DB $Q = R_{AY} - F$. На участке BC поперечная сила в сечениях при рассмотрении сил, действующих справа от сечений, будет равна $Q = -R_B$. Эпюра Q представлена на рис. 5.19, б. На границах участков в точках приложения сосредоточенных сил наблюдаются «скачки» на величину этих сил.

Выражения для изгибающего момента в сечениях, отстоящих от опоры А на расстоянии x при учете сил, действующих слева от сечений, имеют следующий вид: на участке AC: $M_{и} = R_{AY} \cdot x$; на участке CD: $M_{и} = R_{AY} \cdot x - F(x - a)$; на участке DB $M_{и} = R_{AY} \cdot x - F(x - a) + M_e$. Найдем значения изгибающих моментов в начале и в конце каждого участка. Эпюра $M_{и}$ представлена на рис. 5.19, в. Отметим, что если поперечная сила на участке постоянна, изгибающий момент линейно зависит от координаты x . В точках приложения сосредоточенных сил эпюра $M_{и}$ имеет излом, в точках приложения моментов сил (точка D) – «скачок» на величину действующего момента сил (M_e).

Рассмотрим связь между изгибающим моментом и поперечной силой. Запишем выражение Q и $M_{и}$ для сечений, действующих, например, в пределах участка CD и отстоящих друг от друга на расстоянии dx . Поперечная сила равна $Q = Q_x = Q_{x+dx} = R_{AY} - F$. Изгибающие моменты в указанных сечениях: $M_{иx} = R_{AY} \cdot x - F(x - a)$; $M_{и(x+dx)} = R_{AY}(x + dx) - F(x + dx - a)$. Тогда $dM_{и} = M_{и(x+dx)} - M_{иx} = (R_{AY} - F)dx$. Сравнивая выражения Q и $dM_{и}$, имеем

$$Q = dM_{и}/dx, \quad (5.63)$$

т.е. **производная от изгибающего момента по длине стержня равна поперечной силе (теорема Журавского)**. Зависимость (5.63) имеет силу для любой нагрузки и используется для проверки правильности построения эпюр, а именно: если эпюра поперечных сил в некоторой точке проходит через нуль, то эпюра изгибающего момента должна иметь в этой точке экстремум (максимальное или минимальное значение).

5.13.4. Определение нормальных напряжений при изгибе

Рассмотрим прямолинейный стержень постоянного поперечного сечения прямоугольной формы площадью A (рис. 5.22, а), который изгибается (рис. 5.22, б) под действием двух внешних моментов M_e , приложенных в плоскости xOy к его концам. При таком нагружении в поперечных сечениях присутствуют только изгибающие моменты, т.е. стержень испытывает **чистый** изгиб. Если до деформации на боковую поверхность стержня (рис. 5.22, а) нанести координатную сетку, то при изгибе заметим следующее (рис. 5.22, б): линии сетки, параллельные оси стержня, изогнутся, сохранив между собой прежние расстояния, причем на выпуклой стороне (ab) удлинятся, что свидетельствует об их растяжении, а на вогнутой (ef) – станут короче; линии, перпендикулярные оси стержня (1 – 1; 2 – 2), останутся прямыми, но наклонятся относительно друг друга.

Считаем, что поперечные сечения, плоские до деформации, останутся плоскими и после деформации. При переходе от растянутой к сжатой части

изгибаемого стержня имеется слой (cd), не испытывающий при изгибе ни сжатия, ни растяжения, называемый **нейтральным слоем**. Линия пересечения нейтрального слоя с плоскостью поперечного сечения стержня называется **нейтральной осью**. Как видно, волокна стержня деформируются различно. Выделим элемент стержня, ограниченный двумя поперечными сечениями, находящимися на бесконечно малом расстоянии dx друг от друга. При изгибе сечения **AC** и **BD** повернутся друг относительно друга на угол $d\theta$. Волокно $m-n$, принадлежащее нейтральному слою (рис. 5.22, б), сохранит свою первоначальную длину dx , а волокно **AB**, отстоящее на расстоянии y от нейтрального слоя, будет иметь длину dx' . Радиус кривизны дуги mn изогнутой оси стержня можно считать постоянным ρ . Относительная деформация волокна

$$\varepsilon = \frac{dx' - dx}{dx} = \frac{(\rho + y)d\theta - \rho d\theta}{\rho d\theta} = \frac{y}{\rho} \quad (5.64)$$

прямо пропорциональна расстоянию y от него до нейтрального слоя, где ρ – радиус кривизны нейтрального слоя (изогнутой оси).

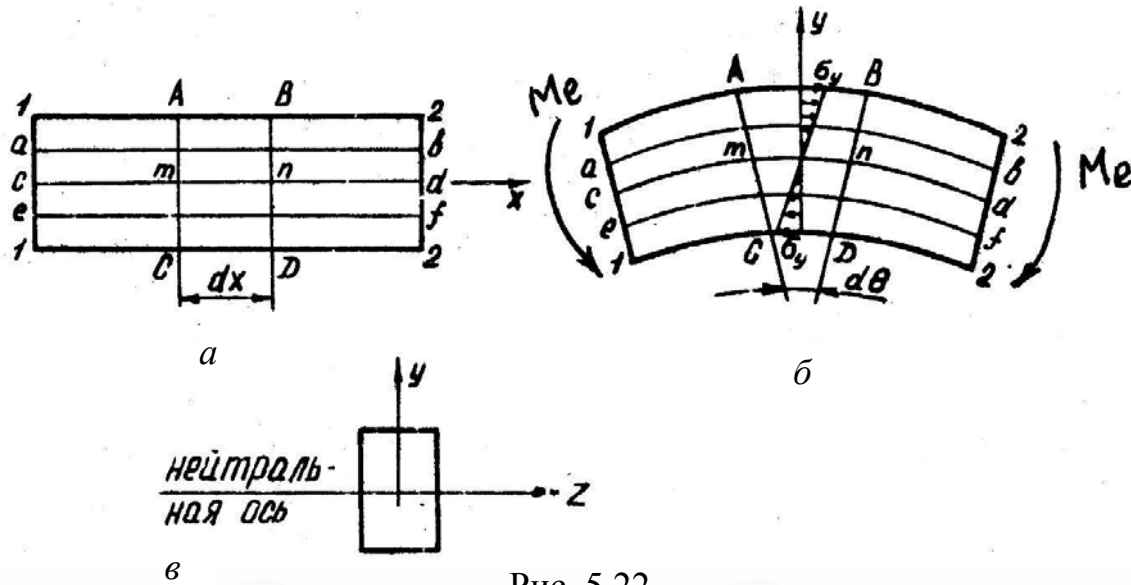


Рис. 5.22

При чистом изгибе касательные напряжения отсутствуют в поперечных сечениях стержня. Предполагается, что продольные волокна не давят друг на друга, они испытывают одноосное растяжение или сжатие. Зависимость, полученная на основании этого предположения, дает результаты, хорошо согласующиеся с данными экспериментов.

Согласно закону Гука для растяжения или сжатия, напряжение в слое, отстоящем на расстоянии y от нейтрального слоя, будет равно

$$\sigma_y = E\varepsilon = E y / \rho. \quad (5.65)$$

Из уравнения (5.65) видно, что нормальные напряжения отсутствуют в нейтральном слое и максимальны в волокнах, наиболее удаленных от нейтрального слоя. Но так как не известны ни ρ , ни положение нейтрального слоя, формула (5.65) не применяется в инженерных расчетах.

Свяжем действующие в точках сечения напряжения с внутренними

силами поперечного сечения при чистом изгибе. Используя метод сечений, определим, что не только поперечные Q , но и продольная N силы отсутствуют, т.е. $N = F_{ix} = 0$. Элементарная продольная сила в сечении, действующая на площадку dA , равна $dN = \sigma_y dA$, а сумма таких сил по сечению – $N = \int_A dN = \int_A \sigma_y dA = (E/\rho) \int_A y dA = 0$. Но $E/\rho \neq 0$, так как

рассматривается изогнутый стержень, радиус кривизны оси которого $\rho \neq \infty$, следовательно, $\int_A y dA = 0$. Данный интеграл равен статическому моменту

поперечного сечения относительно нейтральной оси (рис. 5.22, в). Так как он равен нулю, **нейтральная ось (z) проходит через центр масс сечения** (п. 5.11.1). Координата y в выражении (5.65) получает определенность, она равна расстоянию до оси, проходящей через центр масс поперечного сечения.

Изгибающий момент в сечении $M_{и} = M_{е}$. При заданной плоскости действия момента $M_{е}$ внешних сил, изгибающий момент равен моменту внутренних сил в этой же плоскости, т.е. относительно нейтральной оси. Выразим изгибающий момент через элементарные внутренние силы dN . При принятом направлении осей $M_{иу} = 0$, а полный изгибающий момент

$$M_{и} = M_{из} = \int_A y dN = (E/\rho) \int_A y^2 dA = (E/\rho) I_z, \quad (5.66)$$

где $I_z = \int_A y^2 dA$ – момент инерции сечения относительно нейтральной

оси; ρ – радиус кривизны изогнутого нейтрального слоя. Выразим из (5.66) кривизну нейтрального слоя:

$$1/\rho = M_{и}/(EI_z). \quad (5.67)$$

Подставив значение $1/\rho$ в выражение (5.65), получим зависимость

$$\sigma_y = (M_{и} \cdot y)/I_z, \quad (5.68)$$

позволяющую определить нормальные напряжения в любой точке сечения стержня по известным изгибающему моменту $M_{и}$ и моменту инерции сечения I_z относительно оси, проходящей через центр масс сечения.

Из выражения (5.68) видно, что нормальные напряжения для нейтрального слоя, когда $y = 0$, равны нулю, а максимальные нормальные напряжения будут в наиболее удаленных от нейтрального слоя волокнах (рис. 5.22, б), когда $y = y_{\max}$. При расчетах на прочность представляют интерес прежде всего наибольшие по величине напряжения, в поперечном сечении они равны

$$\sigma = (M_{и} \cdot y_{\max})/I_z = M_{и}/W_z, \quad (5.69)$$

где $W_z = I_z/y_{\max}$ – **осевой момент сопротивления сечения или момент сопротивления при изгибе**. Он является геометрической характеристикой поперечного сечения стержня, влияющей на его прочность при изгибе. Момент сопротивления для стержней с прямоугольным сечением

(см. рис. 5.16, а) со сторонами h и b равен $W_z = bh^2/6$, а для стержней с круглым поперечным сечением (рис. 5.16, б) диаметром d – $W_z \approx 0,1 d^3$.

Установлено, что формулы (5.68), (5.69) несмотря на то, что выведены для чистого изгиба, применимы и дают надежные результаты при поперечном изгибе.

Условие прочности стержня постоянного поперечного сечения ($W_z = \text{const}$) **при изгибе по нормальным напряжениям** имеет вид

$$\sigma_{\max} = M_{\text{imax}}/W_z \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (5.70)$$

где σ_{adm} – допускаемое напряжение материала на растяжение; M_{imax} – максимальный изгибающий момент в поперечном сечении по длине стержня, находится из эпюры изгибающего момента $M_{\text{из}} = M_{\text{из}}(x)$. При выборе сечения изгибаемого стержня используют зависимость

$$W_z \geq M_{\text{imax}}/\sigma_{\text{adm}}. \quad (5.71)$$

Размеры прямоугольного или круглого поперечного сечения определяют по приведенным выше зависимостям; для сечений металлопроката (двутавры, швеллеры, уголки и т.п.) значения W_z указаны в таблицах сортамента.

Предельный изгибающий момент определяется как

$$M_{\text{илл}} \leq W_z \cdot \sigma_{\text{adm}}. \quad (5.72)$$

Зная связь между $M_{\text{илл}}$ и нагрузкой при построении эпюры изгибающего момента находят предельную или допускаемую нагрузку.

Стержни, выдерживающие одинаковый предельный изгибающий момент, имеют одинаковый момент сопротивления сечения W_z . Чем меньше при этом площадь A поперечного сечения стержня, тем рациональнее с точки зрения затрат материала конструкция. Для оценки рациональности сечений может служить безразмерная величина $W_z / \sqrt{A^3}$. Для круга и квадрата она равна соответственно 0,14 и 0,167; для швеллера – 0,57 ... 1,35; для двутавра – 1,02 ... 1,51. Наиболее рационально использовать в конструкциях, работающих на изгиб двутавры, швеллера.

5.13.5. Определение касательных напряжений при изгибе

При поперечном изгибе в поперечном сечении помимо изгибающего момента действует поперечная сила Q . Рассмотрим жестко закрепленный одним концом стержень (рис. 5.23, а) прямоугольного сечения, нагруженный на свободном конце сосредоточенной силой F . Размеры сечения: высота h , ширина b . Двумя поперечными сечениями 1 – 1 и 2 – 2, отстоящими друг от друга на расстоянии dx , и горизонтальной плоскостью mn , расположенной на расстоянии y от нейтральной оси, выделим элементарный объем $1mn2$. На этот элемент действуют следующие силы. По грани $1m$ действуют нормальные напряжения $\sigma_1 = (M_{\text{из1}} \cdot y)/I_z$ и пока **неизвестные** касательные напряжения τ , которые считаем равномерно распределенными по ширине b . По грани $2n$ действуют нормальные $\sigma_2 = (M_{\text{из2}} \cdot y)/I_z$ и касательные напряжения τ , где $M_{\text{из1}}$ и $M_{\text{из2}}$ – изгибающие моменты в сечениях 1-1 и 2-2, а I_z – момент

инерции поперечного сечения относительно нейтральной оси z . По грани mn действуют только касательные напряжения τ , равные, согласно закону парности, касательным напряжениям на вертикальных гранях. Равнодействующая нормальных к грани 1-1 составляющих внутренних сил $N_1 = \int_{A^*} \sigma_1 dA$, равнодействующая нормальных к грани 2-2 сил – $N_2 = \int_{A^*} \sigma_2 dA$, где A^* – площадь вертикальных граней выделенного объема в поперечных сечениях.

Уравнение равновесия сил, действующих на выделенный объем в виде проекций на продольную ось будет

$$\sum F_{ix} = -N_1 + N_2 + \tau \cdot b dx = 0, \quad (5.73)$$

где $\tau \cdot b dx$ – усилие, действующее по грани mn , связанное с касательными напряжениями. Из уравнения (5.73) можно выразить, что

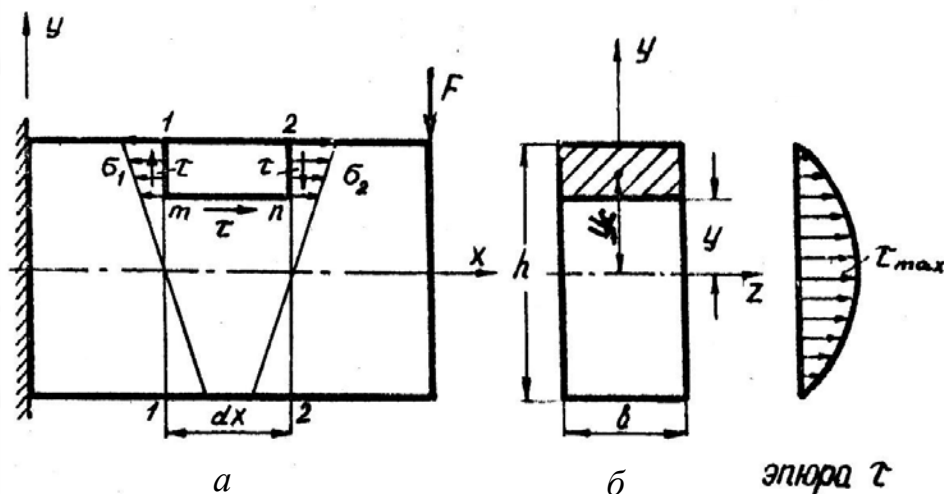
$$\begin{aligned} \tau b dx &= N_1 - N_2 = \int_{A^*} \sigma_1 dA - \int_{A^*} \sigma_2 dA = \\ &= (M_{и1} / I_z) \int_{A^*} y dA - (M_{и2} / I_z) \int_{A^*} y dA = (dM_{и} / I_z) S_z^*, \end{aligned} \quad (5.74)$$

где $dM_{и} = M_{и1} - M_{и2}$ – приращение изгибающего момента на длине стержня dx ; S_z^* – статический момент отсеченной части поперечного сечения относительно нейтральной оси; I_z – момент инерции поперечного сечения относительно нейтральной оси.

Из (5.74) выразим τ как $\tau = (dM_{и}/dx) \cdot (S_z^*/I_z b)$. Учитывая зависимость (5.63), где производная $dM_{и}/dx$ равна поперечной силе Q , имеем формулу Д.И. Журавского для определения касательных напряжений

$$\tau = (Q \cdot S_z^*) / I_z b. \quad (5.75)$$

Распределение по сечению касательных напряжений для стержня любой формы определяется законом распределения статического момента S_z^* , так как остальные величины выражения (5.75) для поперечного сечения постоянны.



Рассмотрим изменение τ для стержня прямоугольного сечения (рис. 5.23, б). Статический момент заштрихованной площадки относительно нейтральной оси z равен $S_z^* = b((h/2) - y) \cdot y_c = b((h/2) - y) \cdot 0,5((h/2) + y) = 0,5b((h^2/4) - y^2)$, где $y_c = 0,5((h/2) + y)$ – расстояние от оси z до центра масс отсеченной части сечения. Это уравнение параболы. Касательные напряжения определим по формуле (5.75), учитывая, что $I_z = bh^3/12$;

$$\tau = (6Q/bh^3)((h^2/4) - y^2).$$

Эпюру касательных напряжений (рис. 5.23, в) строим по трем точкам: $\tau_{y=h/2} = \tau_{y=-h/2} = 0$; $\tau_{y=0} = 1,5(Q/A)$.

Наибольшие касательные напряжения в поперечном сечении действуют на уровне нейтральной оси. Для стержней прямоугольного сечения они в 1,5 раза больше того напряжения, которое получилось бы при равномерном распределении касательных напряжений по сечению.

Касательные напряжения при изгибе максимальны на нейтральной оси и при других формах поперечного сечения. Для стержней круглого поперечного сечения они равны $\tau_{\max} = (4/3)(Q/A)$, для стержней кольцевого сечения – $\tau_{\max} = 2(Q/A)$.

Условие прочности стержней при изгибе по касательным напряжениям имеет вид $\tau_{\max} \leq \tau_{\text{adm}}$, где τ_{adm} – допускаемое напряжение материала стержня на срез или сдвиг. Отметим, что касательные напряжения в поперечных сечениях изгибаемых стержней много меньше нормальных, поэтому расчет на прочность ведут обычно по нормальным напряжениям в соответствии с выражением (5.70) без учета влияния поперечных сил.

5.13.6. Определение деформаций при изгибе

При изгибе деформация в поперечном сечении стержня (рис. 5.24, а) определяется **перемещением** y центра масс сечения в направлении, перпендикулярном первоначальному положению оси стержня, называемым **прогибом** и **углом поворота** θ сечения по отношению к своему первоначальному положению. Для нахождения деформаций во всех поперечных сечениях по длине стержня необходимо получить зависимости $y = y(x)$ и $\theta = \theta(x)$. Первую называют уравнением изогнутой оси или уравнением прогибов.

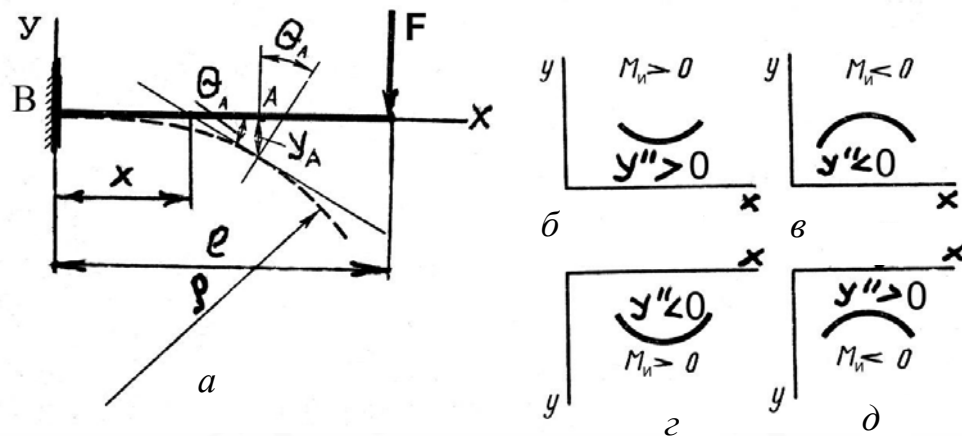


Рис. 5.24

Касательная к изогнутой оси стержня в любой ее точке составит с первоначальной осью угол, равный углу поворота θ сечения в данной точке. Тангенс угла θ наклона касательной $\text{tg } \theta = dy/dx$. Но так как фактические значения углов поворота поперечных сечений при изгибе малы, порядка тысячных долей радиана, можно тангенс угла приравнять значению угла ($\text{tg } \theta \approx \theta$) и найти связь между углом поворота сечения и прогибом в виде зависимости $\theta \approx dy/dx$.

Из курса математики известна следующая зависимость для кривизны К линии, расположенной в плоскости xOy :

$$K = \pm (d^2y/dx^2) / [1 + (dy/dx)^2]^{3/2}. \quad (5.76)$$

Но так как $(dy/dx)^2 = \text{tg}^2 \theta = \theta^2 \ll 1$, то выражение (5.76) упростим, представив в виде

$$K = \pm (d^2y/dx^2). \quad (5.77)$$

Используя зависимость (5.67), свяжем кривизну оси стержня с изгибающим моментом M_n и жесткостью поперечного сечения EI_z :

$$K = 1/\rho = M_n/(EI_z). \quad (5.78)$$

Сравнивая полученные выражения кривизны в зависимостях (5.77) и (5.78), получим дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня:

$$\pm (d^2y/dx^2) = M_n/(EI_z), \quad (5.79)$$

интегрирование которого не представляет затруднений. Выбор знака в выражении (5.79) определяется принятой системой координат. Принятый ранее знак изгибающего момента M_n (рис. 5.24, б, в, г, д) не зависит от направления координатных осей. Кривизна линии положительная, т.е. $y'' = d^2y/dx^2 > 0$, если вогнутость кривой совпадает с положительным направлением оси y (рис. 5.24, б, д) и наоборот (рис. 5.24, в, г). При принятом направлении оси y вверх, знаки правой и левой частей уравнения (5.79) всегда одинаковы, т.е. при $y'' > 0$ и $M_n > 0$, а при $y'' < 0$ и $M_n < 0$. Поэтому выражение (5.79) представим как

$$d^2y/dx^2 = M_n/(EI_z). \quad (5.80)$$

Для нахождения уравнений, определяющих деформации сечений стержня или их угловые и линейные перемещения, необходимо произвести

интегрирование уравнения (5.80). Проинтегрировав уравнение (5.80) один раз, получим уравнение углов поворота

$$\theta = dy/dx = \int (M_{и} dx)/(EI_z) + C. \quad (5.81)$$

Интегрируя уравнение (5.80) второй раз, получим уравнение прогибов

$$y = \int dx \int (M_{и} dx)/(EI_z) + Cx + D, \quad (5.82)$$

где **C** и **D** – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий, каковыми являются условия крепления изгибаемых стержней. Так, для стержня, жестко закрепленного одним концом, в месте крепления должны быть равны нулю и прогиб y , и угол поворота сечения. Для стержня, опирающегося на шарнирные крепления, прогиб равен нулю в местах крепления.

Пример. Определить прогиб и угол поворота свободного конца консоли стержня (рис. 5.24, а) длиной ℓ , нагруженного на конце сосредоточенной силой F . Жесткость стержня постоянна по длине и равна EI .

Начало координат примем в точке **B** жесткого закрепления стержня. Ось y направим вверх, ось x – вправо. В произвольном поперечном сечении, отстоящем на расстоянии x от начала координат, изгибающий момент равен $M_{и} = -F(\ell - x)$. Дифференциальное уравнение изогнутой оси (5.80) примет вид $EI(d^2y/dx^2) = -F(\ell - x)$. Интегрируя это уравнение, получим $EI(dy/dx) = -F \cdot [\ell x - (x^2/2)] + C$. Интегрируя далее, получим уравнение прогибов

$$EIy = -F [(\ell x^2/2) - (x^3/6)] + Cx + D.$$

Приняв во внимание, что в месте закрепления при $x=0$ прогиб y и угол поворота сечения $\theta = dy/dx$ равны нулю, найдем, что постоянные интегрирования $C=0$ и $D=0$. Тогда на свободном конце стержня при $x = \ell$, прогиб

$y = (-F\ell^3)/(3EI)$ и угол поворота торцового сечения $\theta = dy/dx = (-F\ell^2)/(2EI)$. Знак минус в выражениях прогиба и угла поворота указывает, что прогиб осуществляется в направлении, противоположном положительному направлению оси y , т.е. вниз, а торцовое сечение поворачивается по направлению движения часовой стрелки.

5.14. Сложные деформации

Мы рассмотрели четыре вида простого нагружения стержней, четыре простейшие типа их деформаций: растяжение (сжатие), сдвиг, кручение и плоский изгиб. На практике многие детали одновременно подвергаются нескольким простым деформациям, например, кручению и изгибу, изгибу и сжатию и т.д. Рассмотрим расчет на прочность при таком нагружении.

5.14.1. Понятие о теориях прочности

Нагруженные детали механизмов теряют способность выполнять свои функции при наступлении **опасного или предельного состояния материала**. Для пластичных материалов это состояние связывают с появлением заметных остаточных деформаций, для хрупких – с появлением трещин и началом

разрушения. Напряжения, соответствующие наступлению опасного состояния материала, зависят от **напряженного состояния**, образуемого совокупностью напряжений для множества площадок, проходящих через рассматриваемую точку. Большинство материалов разрушаются по разному в зависимости от того, являются ли напряжения растягивающими или сжимающими. Имеются напряженные состояния, при которых материал разрушается хрупко, а есть такие, при которых этот же материал пластически деформируется. При одноосном напряженном состоянии, возникающем при растяжении (сжатии), опасное состояние для пластичных материалов возникает при напряжении, равном условному пределу текучести $\sigma_{0,2}$, для хрупких материалов – пределу прочности σ_u . Экспериментально установить числовые значения предельных точек перехода материала в опасное состояние при **сложных напряженных состояниях** практически невозможно из-за технических трудностей ведения испытаний при этих состояниях и неисчерпаемости возможных типов таких состояний.

Теории прочности предлагают методы оценки меры опасности любого напряженного состояния. Существуют различные взгляды на причины, вызывающие опасное состояние материала. Одни считают, что опасное состояние наступает при достижении нормальными напряжениями предельного значения. Другие рекомендуют за критерий опасного состояния принимать наибольшую относительную деформацию, третьи – величины касательных напряжений. Предлагаемые критерии позволяют сравнивать разнотипные напряженные состояния с опасным состоянием материала при наиболее изученной деформации – простом растяжении. Напряженные состояния считают равноопасными или равнопрочными, если при пропорциональном увеличении действующих на тело нагрузок в одно и то же число раз это приводит к опасному состоянию материала. Сравнение напряженных состояний материала проводят по величине эквивалентного (приведенного) напряжения σ_{red} при растяжении. Под эквивалентным понимают напряжение, которое **следует создать** в растянутом образце, чтобы его напряженное состояние было равноопасным с заданным напряженным состоянием.

Физические процессы, происходящие при переходе в опасные состояния, сильно различаются для пластичных и хрупких материалов, поэтому существенно могут различаться и условия перехода в эти состояния.

Рассмотрим несколько из классических теорий прочности. **Первая теория прочности, или теория наибольших нормальных напряжений** представляет собой гипотезу о том, что опасное состояние материала при сложном напряженном состоянии наступит тогда, когда наибольшее нормальное напряжение достигнет величины предельного напряжения при растяжении. Практическая проверка не подтвердила этой гипотезы, первая теория прочности в практических расчетах не применяется.

Вторая теория прочности, или теория наибольших деформаций

представляет собой гипотезу, согласно которой при сложном напряженном состоянии опасное состояние материала наступит, если наибольшая по абсолютной величине относительная линейная деформация достигнет значения, соответствующего опасному состоянию материала при растяжении или сжатии. Данная гипотеза дает удовлетворительное совпадение результатов расчета и эксперимента для хрупких материалов.

Третья теория прочности, или теория наибольших касательных напряжений представляет собой гипотезу, согласно которой прочность материала при сложном напряженном состоянии обеспечена, если наибольшее касательное напряжение не превосходит допускаемого касательного напряжения при растяжении, т.е. $\tau_{\max} \leq \tau_{\text{adm}}$. Условие прочности материала по третьей гипотезе, выраженное в эквивалентных напряжениях при растяжении, имеет вид

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (5.83)$$

где σ_{red} – приведенное или эквивалентное нормальное напряжение; σ, τ – соответственно нормальное и касательное действующие напряжения; σ_{adm} – допускаемое напряжение материала при растяжении. Третья теория прочности широко применяется для пластичных материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию.

Энергетическая (четвертая) теория прочности представляет собой гипотезу о том, что опасное состояние материала при сложном напряженном состоянии возникнет тогда, когда величина удельной потенциальной энергии деформации достигнет значения, соответствующего опасному состоянию данного материала при растяжении или сжатии. При расчетах хрупких материалов эта теория неприменима, при ее использовании хорошо согласуются результаты расчетов с опытными данными для пластичных материалов. Условие прочности при использовании четвертой гипотезы примет вид

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{\text{adm}}. \quad (5.84)$$

5.14.2. Изгиб с кручением стержней круглого поперечного сечения

При сложных деформациях в поперечных сечениях стержней действуют одновременно несколько составляющих внутренних сил, например, крутящий и изгибающий моменты, поперечная и продольная силы. Расчеты на прочность в этом случае основаны на принципе независимости действия сил с применением выбранной теории прочности. Выбор гипотезы прочности определяется прежде всего состоянием материала – пластическим или хрупким.

Решают такие задачи в следующем порядке. Сначала в поперечных сечениях стержня определяют с помощью метода сечений внутренние силы. Для определения положения опасного сечения необходимо построить эпюры внутренних сил. Далее определяют нормальные и касательные напряжения от

каждой составляющей внутренних сил. Анализируя распределение напряжений по длине стержня, определяют наиболее нагруженное сечение и наиболее нагруженную точку. Для нее составляют условие прочности с привлечением используемой гипотезы прочности.

Деформации изгиба с кручением подвергаются валы различных передаточных механизмов. Расчет валов на прочность при действии указанных деформаций называют расчетом на статическую прочность по наибольшим усилиям.

На рис. 5.25, а показана схема нагружения, действующая на двухопорный вал. Для удобства расчета пространственную систему внешних сил представляют в виде сил, вызывающих одновременно изгиб в вертикальной (F_{1y} , F_{2y}) и горизонтальной (F_{1z} , F_{2z}) плоскостях. Вал принимается за статически определимый стержень (рис. 5.25, б). Соответственно реакции опор определяют в виде составляющих, действующих в вертикальной (R_{Ay} , R_{By}) и горизонтальной (R_{Az} , R_{Bz}) плоскостях.

На участке вала **CD** в поперечных сечениях действует крутящий момент **T**, равный внешним скручивающим моментам T_e . Под действием приложенной нагрузки в сечениях возникают нормальные от изгиба и касательные от изгиба и кручения напряжения. Величиной касательных напряжений от изгиба пренебрегают, так как она незначительна по сравнению с величиной касательных напряжений от кручения.

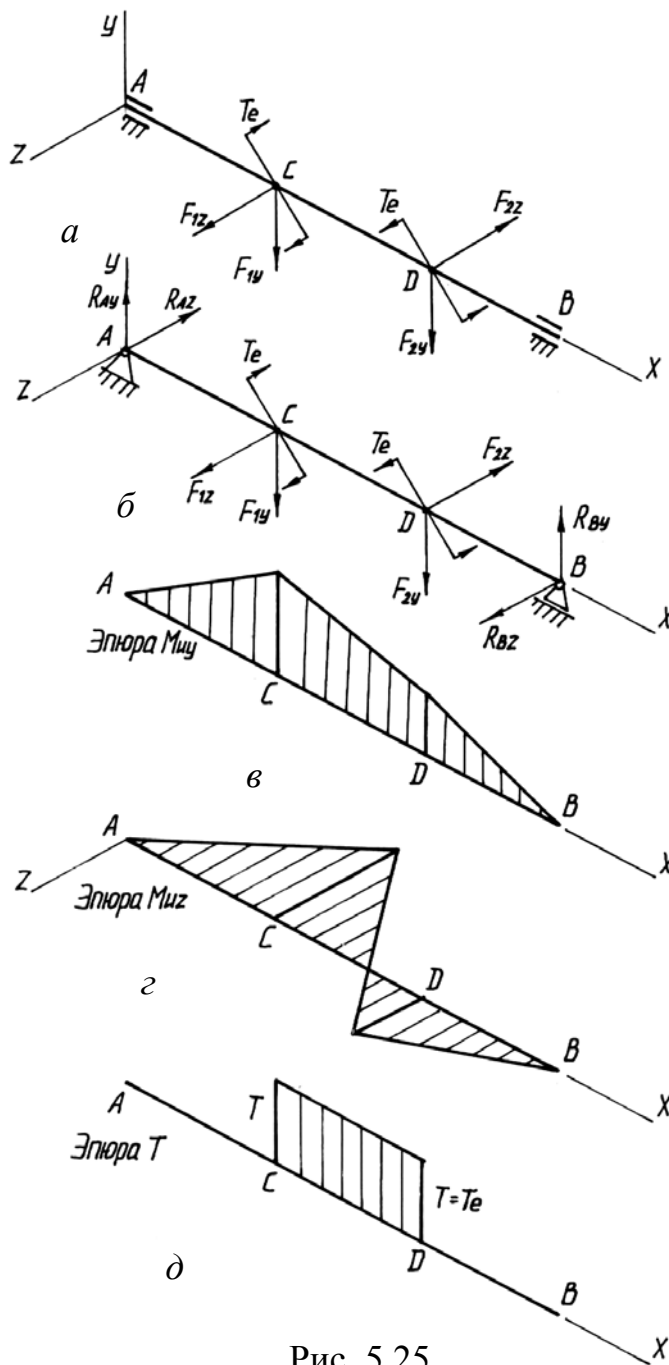


Рис. 5.25

Используя принцип независимости действия сил, строим эпюры изгибающих моментов от вертикальных (рис. 5.25, в) и горизонтальных сил (рис. 5.25, г), а также эпюру крутящих моментов (рис. 5.25, д). Сравнивая построенные эпюры, видим, что наиболее опасным является сечение, проходящее через точку **С**. В этом поперечном сечении помимо крутящего действует и изгибающий момент, величина которого определяется как

$$M_{и} = \sqrt{M_{иу}^2 + M_{из}^2} . \quad (5.85)$$

Известно, что максимальные нормальные напряжения при изгибе будут в крайних волокнах и равны $\sigma = M_{и} / W = \sqrt{M_{иу}^2 + M_{из}^2} / W$, где $W \approx 0,1d^3$ –

осевой момент сопротивления сечения в виде круга диаметром d . Наибольшие касательные напряжения при кручении возникают в наиболее удаленных от центра точках сечения и определяются как $\tau = T/W_p = T/(2W)$, где W_p – полярный момент сопротивления сечения, для круга $W_p \approx 0,2d^3$. Подставляя значения σ и τ в выражения (5.83) и (5.84), запишем соответственно условия прочности вала при использовании третьей и четвертой гипотез прочности:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2} / W \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (5.86)$$

и
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75T^2} / W \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (5.87)$$

где σ_{adm} – допускаемое напряжение материала вала при растяжении. Из выражений (5.86) и (5.87) можно найти значение осевого момента сопротивления W поперечного сечения вала как $W \geq \sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2} / \sigma_{\text{adm}}$ или $W \geq \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75T^2} / \sigma_{\text{adm}}$ и далее величину диаметра вала $d \geq \sqrt[3]{W/0,1}$.

5.15. Местные напряжения

Напряжения при растяжении (сжатии), изгибе, кручении и сложных деформациях, определяемые по рассмотренным выше зависимостям, называют расчетными или номинальными. Экспериментально установлено, что в местах приложения сил, в местах ослабления поперечного сечения отверстиями или выточками, в местах резкого изменения величины поперечного сечения действительные напряжения больше расчетных. Различие действительных и расчетных напряжений наблюдается в ограниченной зоне, т.е. носит местный характер, поэтому и сами напряжения в этой зоне называются **местными напряжениями**.

5.15.1. Концентрация напряжений

Возникновение больших местных напряжений в местах нарушения правильной цилиндрической или призматической формы стержня называется **концентрацией** напряжений. Выточки, отверстия, резкие изменения размеров поперечного сечения и другие очаги концентрации напряжений называют **концентраторами напряжений**.

Так, при растяжении полосы (рис. 5.26, а, б, в) силами F в сечениях k – k напряжения равны номинальным $\sigma = F/A$, где A – площадь поперечного сечения полосы. При наличии в пластине отверстия (рис. 5.26, б) или выточки (рис. 5.26, в) распределение напряжений изменяется: у краев отверстия и выточки напряжения максимальны (σ_{max}) и много больше расчетных. Подобное можно наблюдать при изгибе (рис. 5.27, а), где $\sigma = M_{\text{и}}/W = (F \cdot \ell)/W$, а $\sigma_{\text{max}} > \sigma$.

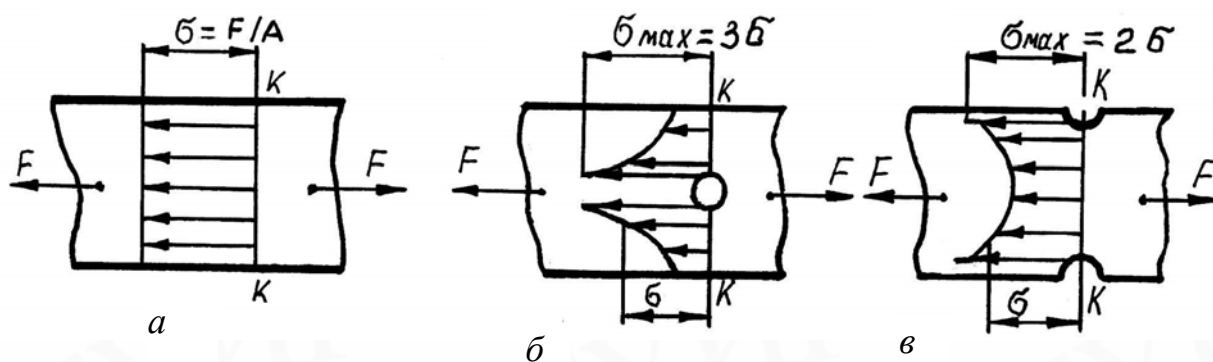


Рис. 5.26

Количественной мерой концентрации напряжений служит коэффициент концентрации. Различают **теоретический** и **эффективный** коэффициенты концентрации напряжений.

Теоретический коэффициент концентрации α_K равен отношению наибольшего местного напряжения σ_{\max} в сечении к расчетному напряжению σ в этом сечении, т.е. $\alpha_K = \sigma_{\max}/\sigma$. Наибольшие напряжения σ_{\max} в местах концентрации определяют экспериментально или рассчитывают с помощью методов теории упругости. Величина теоретического коэффициента концентрации зависит от вида и размера концентратора и может достигать трех и более. При определении α_K не учитывают влияние свойств материала, в частности чувствительность материала к наличию концентраторов. Величина α_K определена для большинства встречающихся типовых конструктивных элементов, значения α_K приводятся в справочной литературе в виде таблиц и графиков.

Концентрация напряжений различно влияет на прочность конструктивных элементов в зависимости от свойств материала и от характера нагружения. Это учитывается с помощью **эффективного коэффициента концентрации K_σ** . При статическом нагружении величина K_σ определяется как отношение предела прочности σ_u образцов без концентраторов к пределу прочности $\sigma_{ук}$ образцов, имеющих заданный концентратор, т.е. $K_\sigma = \sigma_u/\sigma_{ук}$. Для пластичных материалов при статических нагрузках концентрация напряжений практически не влияет на прочность. Несущая способность конструкции сохраняется благодаря местной пластической деформации без образования трещин в зоне повышенных напряжений. Можно считать для пластичных материалов $K_\sigma = 1$ и не учитывать концентрацию напряжений при статическом нагружении. Для хрупких материалов величина K_σ приближается к значению теоретического коэффициента концентрации α_K . Детали из хрупких материалов при наличии концентрации напряжений рассчитывают на прочность по пониженным допускаемым напряжениям σ_{adm} . Снижение σ_{adm} можно считать как увеличение коэффициента запаса прочности n в K_σ раз ($\sigma_{adm} = \sigma_u/n$).

Концентрация напряжений **обязательно должна учитываться** в

расчетах на прочность при действии переменных нагрузок (подразд. 5.17).

Для уменьшения концентрации напряжений необходимо: применять плавные переходы, называемые **галтелями** при резком изменении размеров поперечного сечения (рис. 5.27, б); прорези заменять полукруглыми выточками; увеличивать радиусы закруглений галтелей и выточек; круглые отверстия заменять эллиптическими, вытянутыми вдоль оси стержня; необходимые отверстия располагать в зоне пониженных напряжений и т.д.

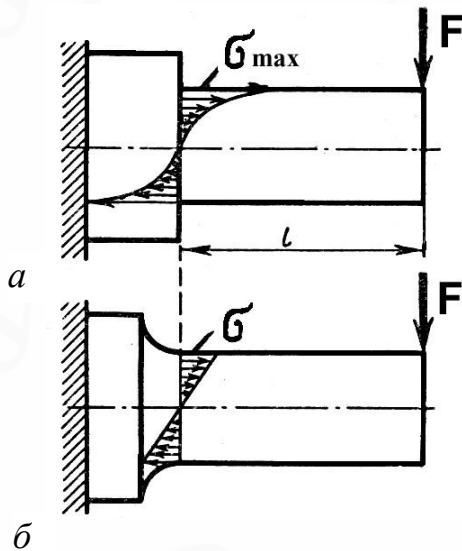


Рис. 5.27

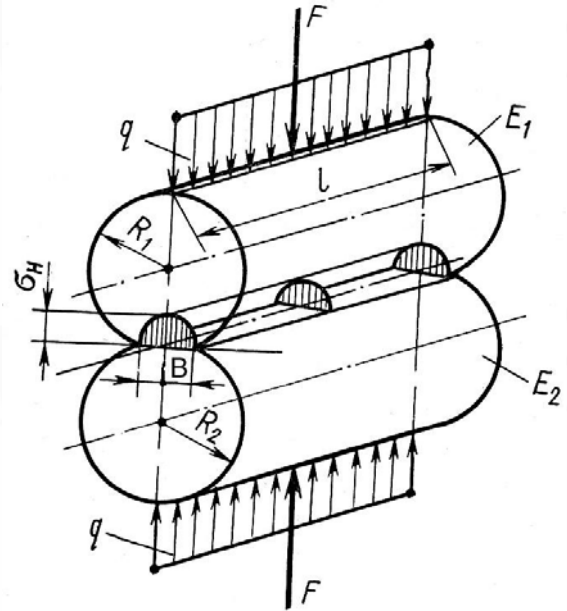


Рис. 5.28

5.15.2. Контактные напряжения

Большие местные напряжения возникают в местах соприкосновения действующих друг на друга тел. Напряжения, возникающие в месте соприкосновения двух прижатых друг к другу тел, называют контактными. В месте соприкосновения тел вследствие деформации материала образуется площадка контакта.

По контактными напряжениям рассчитывают фрикционные и зубчатые передачи, элементы кулачковых механизмов. Определение контактных напряжений при малых размерах площадок контакта для тел различной конфигурации (контактная задача) рассматривается в теории упругости. Расчет базируется на следующих допущениях: в месте контакта возникают только упругие деформации; поверхности соприкасающихся тел идеально гладкие, и силы давления, распределенные по площадке контакта, нормальны к поверхности контакта; на площадке контакта возникают только нормальные напряжения. При размерах площадок контакта, малых по сравнению с общей поверхностью соприкасающихся тел, для определения контактных напряжений используют зависимости, полученные Г. Герцем. Напряжения в месте контакта зависят от геометрии соприкасающихся тел. Приведем без вывода расчетные формулы для случая сжатия двух цилиндров (рис. 5.28) с радиусами R_1 и R_2 и длиной l по образующей. Считают, что сила прижатия F

передается через узкую площадку контакта шириной b и длиной l . Возникающие на площадке нормальные напряжения распределяются по ее ширине в эллиптической зависимости, достигая наибольшего значения в точках оси площадки. Величина наибольших контактных напряжений, как показал Герц, равна

$$\sigma_H = \sqrt{qE_{II} / [2\pi(1-\mu^2)\rho_{II}]}, \quad (5.88)$$

где $q = F/l$ – удельная нагрузка; $E_{II} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов цилиндров; μ – коэффициент Пуассона материала; $\rho_{II} = R_1R_2/(R_1 \pm R_2)$ – приведенный радиус кривизны цилиндров, знак « \pm » берут в случае контакта выпуклой поверхности радиусом R_2 с вогнутой поверхностью радиусом R_1 . Для материалов с коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$ выражение (5.88) примет вид

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{qE_{II} / \rho_{II}}. \quad (5.89)$$

Из формулы (5.89) следует, что контактные напряжения не являются линейной функцией сжимающей силы F и зависят от модуля упругости материала. Они меняются медленнее, чем сама сила, что связано с изменением ширины площадки контакта.

Если размеры площадки контакта соприкасающихся тел значительны и сопоставимы с величиной радиуса кривизны соприкасаемых поверхностей, имеет место деформация **смятия**. Например, деформацию смятия рассматривают при определении контактных напряжений между боковой поверхностью заклепки, болта и цилиндрической поверхностью отверстия (см. рис. 5.14). Считают, что напряжения смятия распределены по площадке контакта равномерно, перпендикулярны к ней и определяются как

$$\sigma_{\text{соп}} = F/A_{\text{соп}}, \quad (5.90)$$

где F – сила прижатия контактирующих тел; $A_{\text{соп}}$ – площадь смятия. В качестве площади смятия принимают не фактическую, а некоторую **условную** площадку контакта. Так, если поверхность смятия цилиндрическая (например, поверхность соприкосновения заклепки и листа), то в расчетную формулу (5.90) подставляют площадь, равную проекции поверхности соприкосновения на диаметрную плоскость. Поэтому, для рис. 5.14, б, $A_{\text{соп}} = k(d \cdot h)$, где k – число заклепок; $d \cdot h$ – площадь смятия одной заклепки диаметром d ; h – высота листа, сминающего заклепку. Если поверхность смятия плоская (смятие призматических шпонок), площадь смятия определяют умножением длины на ширину. Отметим, что допускаемые напряжения на смятие принимают в 2 ... 2,5 раза больше допускаемых напряжений на сжатие.

5.16. Устойчивость сжатых стержней

5.16.1. Устойчивость равновесия сжатого стержня

В нагруженных телах при любом деформированном состоянии имеет место равновесие между внешними и внутренними силами. Деформированное состояние характеризуется формой тела, формой равновесия. Под

устойчивостью понимают свойство тела сохранять свою первоначальную форму равновесия.

Рассмотрим формы равновесия при сжатии стержней. При сжатии короткого жесткого стержня (рис. 5.29, а) его рассчитывают на прочность и жесткость по формулам для осевого сжатия (подразд. 5.4). При сжатии стержня, имеющего достаточно большую длину по сравнению с поперечными размерами, возможно следующее. Пока сжимающая сила F мала и ось стержня (рис. 5.29, б, г) строго прямолинейна, стержень находится в состоянии устойчивого равновесия. При величине сжимающей силы, равной некоторому критическому значению F_{cr} ось стержня искривляется (рис. 5.29, в, д). В этом случае начальная (расчетная) прямолинейная форма равновесия становится неустойчивой. Критической силой F_{cr} называется наименьшее значение сжимающей силы, при котором ось сжатого стержня теряет прямолинейность.

По определению Эйлера, критической силой называется сжимающая сила, требуемая для самого малого наклона колонны.

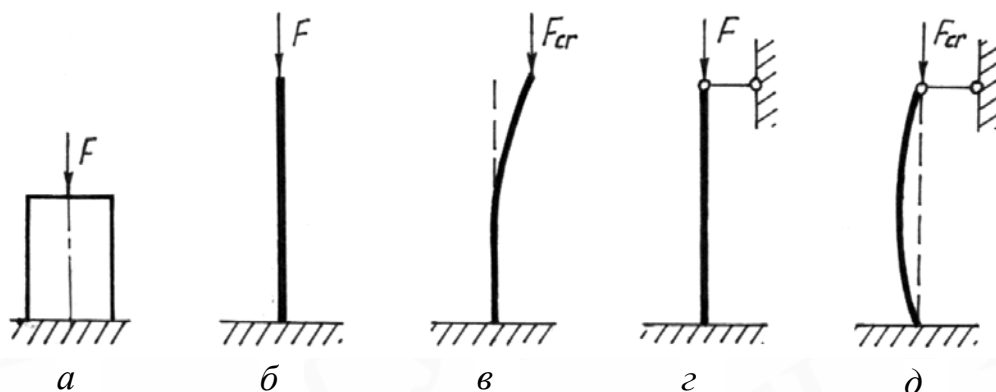


Рис. 5.29

Понятие устойчивости не нужно смешивать с понятием прочности, каждое из них имеет самостоятельное значение. Например, сжатый стержень при действии силы, большей критической, изогнется, но деформации его будут упругими и он после снятия нагрузки восстановит свою первоначальную форму. Потеря устойчивости в этом случае не связана с потерей прочности; но в иных случаях потеря устойчивости, изменяя формы элемента, может привести к разрушению или невозможности элемента выполнять свои функции.

При расчете на **устойчивость** сжатых стержней, прежде всего, нужно уметь определять величину критической силы F_{cr} . Критическую силу рассматривают как предельную нагрузку. Допускаемая нагрузка должна быть, естественно, меньше критической

$$F_{adm} = F_{cr}/n_s, \quad (5.91)$$

где n_s – коэффициент запаса устойчивости, величину которого принимают большей коэффициента запаса прочности n , так как учитывают

дополнительные неблагоприятные факторы: начальную непрямолинейность оси стержня, возможный эксцентриситет действия сжимающей нагрузки и др. Для стальных стержней принимают $n_s = 1,8 \dots 3$; для хрупких материалов – до 5,5.

Потеря устойчивости была причиной многих аварий и катастроф; она возможна при кручении, изгибе и сложных деформациях.

5.16.2. Определение критической силы, задача Эйлера

Задача по определению критической силы F_{cr} впервые была решена Л.Эйлером в 1744 г. Рассмотрим сжатый стержень при условии, что стержень (рис. 5.30, а) изогнулся, т.е. сжимающая сила равна критической. Для изучения изгиба используем дифференциальное уравнение (5.79) изогнутой оси стержня

$$d^2y/dx^2 = M_{из}/EI. \tag{5.92}$$

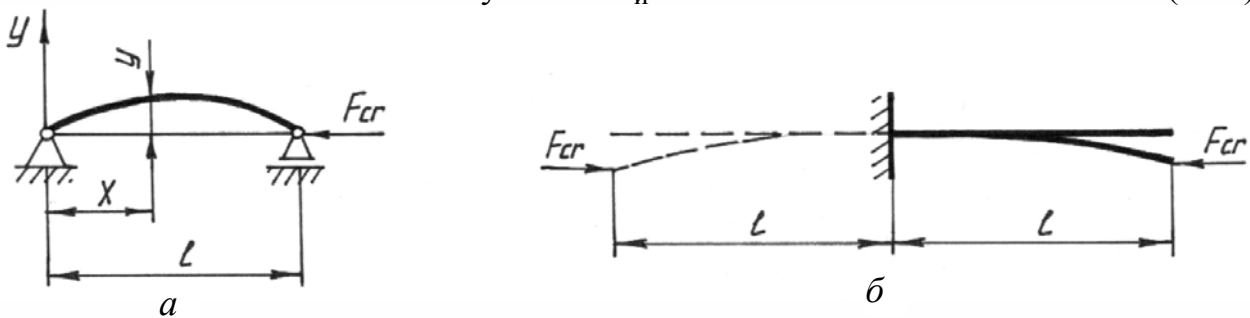


Рис. 5.30

Изгиб происходит в плоскости минимальной жесткости, т.е. поперечные сечения будут поворачиваться вокруг той оси, относительно которой момент инерции I имеет минимальное значение. Изгибающий момент по абсолютной величине в любом сечении равен

$$M_{из} = F_{cr} \cdot y, \tag{5.93}$$

где y – прогиб поперечного сечения. Так как прогиб y и вторая производная от него d^2y/dx^2 при любом направлении оси y всегда имеют противоположные знаки, уравнение (5.92) выразим как

$$d^2y/dx^2 = (-F_{cr} \cdot y)/(EI). \tag{5.94}$$

Обозначая

$$k^2 = F_{cr}/(EI), \tag{5.95}$$

представим уравнение (5.94) в виде $y'' + k^2y = 0$. Это линейное дифференциальное уравнение второго порядка. Его общее решение имеет вид

$$y = C \sin kx + D \cos kx. \tag{5.96}$$

Для определения постоянных интегрирования C и D используем известные граничные условия, а именно, условия крепления на концах стержня: при $x = 0$ и при $x = l$ прогиб отсутствует, т.е. $y = 0$.

Подставляя в уравнение (5.96) данные первого условия, определим, что $D = 0$, а стержень изгибается по синусоиде $y = C \sin kx$. Из второго граничного условия найдем $C \sin kl = 0$. Полученное соотношение справедливо, если $C = 0$ или $\sin kl = 0$. Если считать $C = 0$, то при $D = 0$ прогиб (5.96) во всех

поперечных сечениях по длине стержня при любых значениях x отсутствует, что противоречит исходной предпосылке. Выражение $\sin k\ell = 0$ справедливо, когда $k\ell = n\pi$, где n – произвольное целое число ($n = 0, 1, 2, \dots$). Подставляя значение $k = (n\pi)/\ell$ в выражение (5.95), получим что

$$F_{cr} = k^2 EI = (\pi^2 n^2 EI) / \ell^2. \quad (5.97)$$

Чтобы стержень сохранял криволинейную форму, необходимо, чтобы сила была отлична от нуля, т.е. $n \neq 0$. С практической точки зрения интерес представляет **наименьшее** значение критической силы, при действии которой происходит искривление оси стержня, потеря устойчивости. При $n = 1$ получаем наименьшее значение критической силы, равное

$$F_{cr} = (\pi^2 EI) / \ell^2. \quad (5.98)$$

Используя особенности упругой линии, можно распространить полученное решение на другие случаи закрепления стержня. Так, если стержень на одном конце жестко зашпелен, а на другом – свободен (рис. 5.30, б), то упругую линию стержня легко привести путем зеркального отображения относительно заделки к упругой линии шарнирно закрепленного стержня (рис. 5.30, а). Очевидно, критическая сила стержня с таким закреплением длиной ℓ будет равна критической силе шарнирно закрепленного стержня длиной 2ℓ .

Общее выражение критической силы для сжатого стержня в обобщенном виде с учетом его типа крепления примет вид

$$F_{cr} = (\pi^2 EI) / (v\ell)^2, \quad (5.99)$$

где v – **коэффициент приведения длины** стержня (коэффициент Ясинского), т.е. число, показывающее, во сколько раз нужно изменить длину шарнирно опертого с обоих концов стержня, чтобы критическая сила его была равна критической силе стержня с конкретными условиями закрепления. Чаще всего концы сжимаемых стержней закрепляют одним из четырех способов, показанных на рис. 5.31. Коэффициенты приведения длины указаны на схемах крепления. Наиболее чувствительным к потере устойчивости является крепление, представленное на рис. 5.31, а и наименее чувствительным – на рис. 5.31, г. Отметим, что применение формулы (5.99) правомерно только при условии, что деформация сжатого стержня в момент потери начальной формы равновесия является упругой.

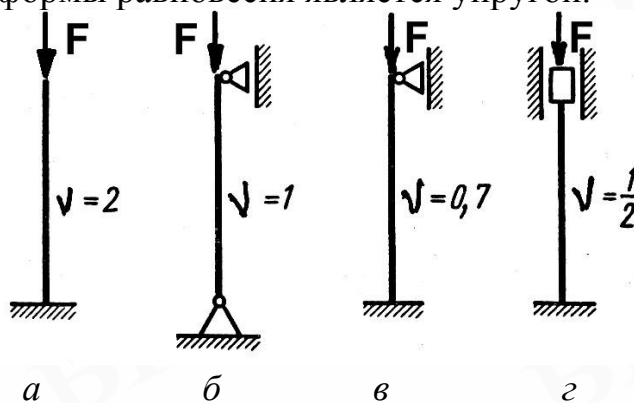


Рис. 5.31

5.17. Прочность при циклически изменяющихся нагрузках (напряжениях)

5.17.1. Понятие об усталости материалов

Работа механизмов характеризуется определенностью движений и нагружений звеньев, повторяемостью через определенные промежутки времени (периоды) этих движений. Значительная часть элементов механизмов (валы, зубья зубчатых колес и т.д.) испытывает в процессе эксплуатации периодические изменяющиеся по величине и знаку механические нагрузки. Замечено, что при таком нагружении разрушение деталей происходит при напряжениях, значительно меньших предельных напряжений (предела текучести) при статическом нагружении. Характер разрушения материалов при переменных повторяющихся нагрузках существенно отличается от вида разрушения при статическом нагружении. Разрушение начинается с образования на поверхности элементов микротрещин, которые развиваются вглубь материала, уменьшая площадь поперечного сечения детали. Разрушение происходит внезапно при достаточном ослаблении сечения и на поверхности разрушения видны две характерные зоны: зона постепенного развития трещины и зона внезапного разрушения. **Процесс постепенного накопления повреждений под действием повторяющихся знакопеременных нагрузок, приводящий к внешне не проявляющемуся изменению свойств (электропроводимость, микротвердость и др.) материала, к зарождению и развитию трещин, и, наконец, к разрушению элемента, называют усталостью.** Усталостное разрушение – длительный процесс, связанный с многократным нагружением. Свойство материала (изделия) сопротивляться усталости называют **выносливостью**, или **усталостной прочностью**.

Совокупность последовательных значений напряжений (нагрузок) за один период называют **циклом** напряжений (нагрузок). Замечено, что сопротивление усталости зависит от значений наибольшего и наименьшего напряжений цикла, их отношения и практически не зависит от закона изменения (синусоидальный, треугольный, трапецеидальный и др.) напряжений внутри цикла. Будем считать, что напряжения меняются во времени по закону, близкому к синусоиде (рис. 5.32). Цикл напряжений характеризуется следующими величинами: **максимальным σ_{\max}** и **минимальным σ_{\min}** напряжениями, т.е. наибольшим и наименьшим по алгебраическому значению (с учетом знаков) напряжениями; **средним напряжением σ_m** , равным алгебраической полусумме σ_{\max} и σ_{\min} ($\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$); **амплитудой цикла напряжений σ_a** , равной полуразности σ_{\max} и σ_{\min} ($\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$); **коэффициентом асимметрии цикла R** , равным отношению минимального напряжения к максимальному, т.е. $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$. На рис. 5.32, а показан **асимметричный** цикл напряжений, когда $|\sigma_{\max}| \neq |\sigma_{\min}|$. Наиболее часто на практике встречаются **симметричный** и **отнулевой** циклы напряжений. Для симметричного цикла имеем $\sigma_{\max} = \sigma$; $\sigma_{\min} = -\sigma$; $\sigma_a =$

σ ; $\sigma_m = 0$; $R = -1$; а для отнулевого (пульсационного): $\sigma_{\max} = \sigma$; $\sigma_{\min} = 0$; $\sigma_a = \sigma_m = \sigma/2$; $R = 0$, где σ – максимальное по величине напряжение цикла. **Постоянное статическое напряжение** (рис. 5.32, г) можно рассматривать как частный случай переменного с параметрами $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m = \sigma$; $\sigma_a = 0$; $R = +1$. Наиболее опасны симметричные циклы нагружения.

Все переменные циклы напряжений, кроме симметричного, называют асимметричными. Циклы с одинаковыми коэффициентами асимметрии R называют **подобными**. При действии переменных касательных напряжений все приведенные выше характеристики и соотношения остаются в силе с заменой σ на τ .

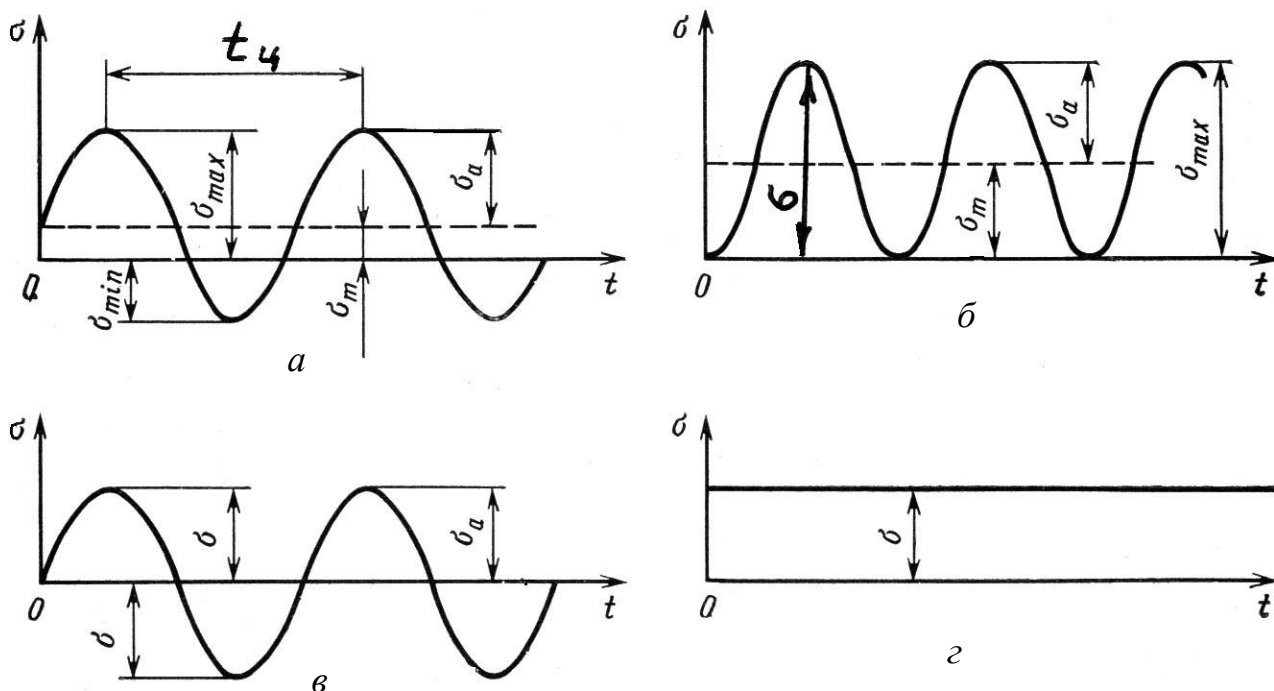


Рис. 5.32

5.17.2. Характеристики усталостной прочности материалов.

Предел выносливости

Основным параметром, характеризующим усталостную прочность материалов, т.е. прочность при повторяемых знакопеременных нагрузках, является **предел выносливости σ_R** – то максимальное по абсолютному значению напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостное разрушение материала до базового числа N_σ циклов нагружения. За базовое, т.е. наибольшее число циклов из задаваемых при испытаниях принимают для черных металлов 10^7 циклов нагружения, а для цветных – 10^8 . Индекс в обозначении предела выносливости соответствует коэффициенту асимметрии цикла напряжений при испытаниях. Так, для симметричного цикла предел выносливости обозначается σ_{-1} , а для отнулевого – σ_0 . Предел выносливости материала определяется путем испытания образцов на усталость на испытательных машинах. Наиболее распространенным является испытание образцов при симметричном цикле напряжений. Схема установки для

испытания образцов на изгиб показана на рис. 5.33. Образец 1 вместе с зажимом 2 вращается с постоянной угловой скоростью. На конце образца расположен подшипник 3, нагруженный силой F постоянного направления. Образец подвергается деформации изгиба с симметричным циклом. Максимальные напряжения возникают на поверхности образца в наиболее опасном сечении I – I и определяются как $\sigma = M_{из}/W$, где $M_{из} = F \cdot l$ – изгибающий момент в сечении; $W = 0,1d^3$ – момент сопротивления относительно нейтральной оси поперечного сечения образца, круга диаметром d . В представленном положении в точке А действуют растягивающие напряжения, так как образец изгибается выпуклостью вверх. После поворота образца на 180° в точке А будут действовать такие же по величине напряжения сжатия, т.е. $-\sigma$. При переходе через нейтральную ось напряжение в точке А будет равно нулю.

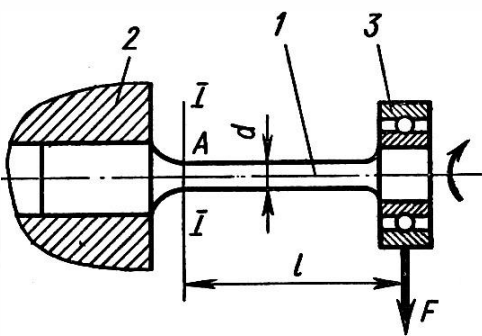


Рис. 5.33

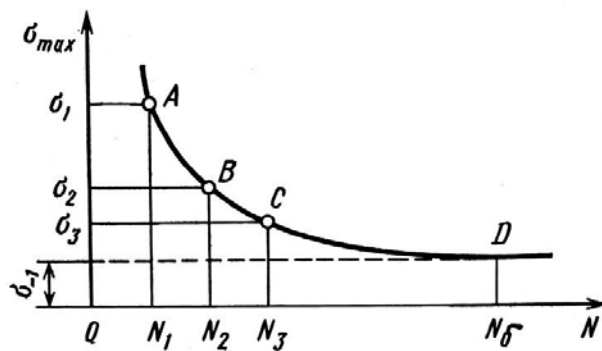


Рис. 5.34

Путем испытаний до усталостного разрушения одинаковых образцов при разных значениях напряжений цикла строят график, характеризующий зависимость между максимальными напряжениями σ и числом циклов до разрушения (циклической долговечностью N). Эта зависимость (рис. 5.34) называется **кривой усталости** или **кривой Веллера**, в честь немецкого ученого, впервые ее построившего. Для построения кривой усталости в координатах $\sigma_{max} - N$ требуется не менее 10 одинаковых образцов, к которым предъявляются жесткие требования по точности размеров, шероховатости поверхности. Первый из образцов нагружают силой F так, чтобы максимальное напряжение цикла σ_1 было несколько меньше предела прочности материала ($\sigma_1 < \sigma_u$) и испытывают до разрушения, отмечая (рис. 5.34) точку А с координатами σ_1 и числом циклов до разрушения N_1 .

Второй образец испытывают, создавая в нем напряжение σ_2 меньше, чем в первом ($\sigma_2 < \sigma_1$) образце. Число циклов до разрушения этого образца будет N_2 ($N_2 > N_1$). На графике отмечают точку В с координатами σ_2, N_2 . Снижая постепенно в испытываемых образцах максимальное напряжение цикла, испытания проводят до разрушения образцов, пока один из них не разрушится до базового числа N_σ циклов нагружения. Соединив последовательно плавной линией точки А, В, С, ..., построенные при испытаниях образцов, получим

кривую усталости. Напряжение, соответствующее базовому числу N_σ циклов, и есть предел выносливости σ_{-1} материала при изгибе. На других испытательных машинах аналогично испытанию на изгиб определяют пределы выносливости материала при кручении (τ_{-1}), при растяжении – сжатии (σ_{-1p}). Экспериментально установлены для многих материалов соотношения между пределами выносливости при изгибе, кручении и растяжении – сжатии. Например, для сталей $\tau_{-1} = 0,55\sigma_{-1}$; $\sigma_{-1p} = 0,7\sigma_{-1}$. Предел выносливости при симметричном цикле нагружения у всех металлов, кроме очень пластичных (медь, техническое железо), меньше предела упругости, с ростом частоты нагружения он незначительно увеличивается.

В литературе предлагаются десятки уравнений, описывающих кривые усталости разных материалов, образцов. В инженерных расчетах чаще всего используют степенное уравнение кривой усталости

$$\sigma^m N = \text{const}, \quad (5.100)$$

где N – число циклов до разрушения при максимальном напряжении σ цикла; m – показатель степени, зависящий от материала, параметров образца, для металлов $m = 5 \dots 10$.

Часто срок работы изделий, особенно специального одноразового использования, ограничен, числом циклов нагружения N за время работы меньше базового ($N < N_\sigma$). Уравнение (5.100) позволяет при расчетах таких изделий на усталостную прочность определять предельно максимальные напряжения в циклах или ограниченный предел выносливости σ_{-1N} , соответствующий заданному числу циклов N нагружения

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \sqrt[m]{N_\sigma / N}, \quad (5.101)$$

или рассчитать возможное число циклов N нагружения при задаваемом, большем предела выносливости, максимальном напряжении σ_{-1N} цикла

$$N = N_\sigma (\sigma_{-1} / \sigma_{-1N})^m, \quad (5.102)$$

где величины σ_{-1} , N_σ , m берут из справочных данных по материалам. Использование уравнений (5.101) и (5.102) возможно только при сохранении неизменными физики и механизма усталостного повреждения при сохранении **механизма многоциклового усталости**. Многоцикловая усталость гарантировано имеет место, если число циклов до разрушения не менее 10^4 , т.е. $N \geq 10^4$.

Определение характеристик усталостной прочности материалов путем испытаний на усталость трудоемкий и дорогостоящий процесс из-за длительности и значительного разброса результатов испытаний. Ищут эмпирические зависимости приближенной оценки значений предела выносливости от величины механических свойств материала при статическом нагружении. Так, величина предела выносливости при изгибе с симметричным циклом нагружения для углеродистой стали $\sigma_{-1} = (0,4 \dots$

$0,45)\sigma_{ut}$; для цветных металлов $\sigma_{-1} = (0,24 \dots 0,5)\sigma_{ut}$, где σ_{ut} – предел прочности материала при растяжении.

5.17.3. Влияние коэффициента асимметрии цикла на усталостную прочность. Диаграмма предельных циклов напряжений

Наиболее просто экспериментально определить предел выносливости материала σ_{-1} при симметричном цикле нагружения. Испытания показали, что коэффициент асимметрии R цикла влияет на величину предела выносливости. Минимальное значение σ_R имеем при симметричном цикле (σ_{-1}) и максимальное – при отнулевом (σ_0). При расчетах на усталостную прочность желательно знать значения предела выносливости материала при разных величинах коэффициента асимметрии цикла. Это можно определить с помощью диаграмм предельных циклов напряжений. **Предельными** называют циклы напряжений, наибольшее напряжение которых равно пределу выносливости, т.е. $\sigma_{max} = \sigma_R$. Из определения характеристик цикла видно, что наибольшее напряжение цикла равно сумме среднего напряжения σ_m ($\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$) и амплитуды цикла σ_a ($\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$), т.е.

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a. \quad (5.103)$$

Диаграмму предельных циклов напряжений строят в координатах $\sigma_m - \sigma_a$

(рис. 5.35). Точка А диаграммы соответствует пределу прочности материала σ_{ut} при статическом растяжении, точка В – пределу выносливости σ_{-1} при симметричном цикле. Промежуточные точки диаграммы можно определить, используя зависимость (5.103) при обработке результатов испытаний на оборудовании, позволяющем создавать асимметричные циклы нагружения. Например, задавшись средним напряжением σ_m , устанавливаем в результате серии испытаний

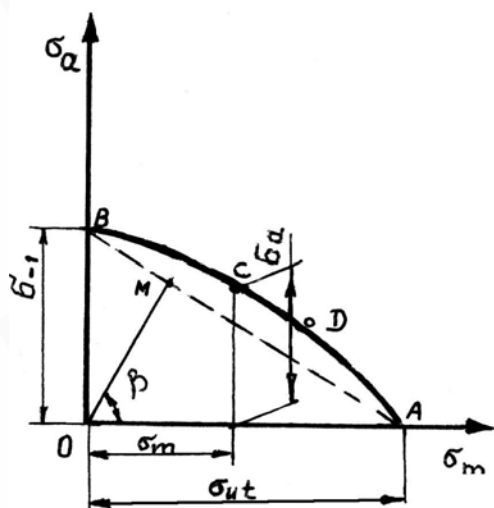


Рис. 5.35

значение предельной амплитуды σ_a , соответствующей базовому числу циклов нагружения. Результат представляют на диаграмме точкой С. Продолжая испытания с разными величинами σ_m , получают множество точек, через которые должна проходить кривая искомой диаграммы. Площадь диаграммы, ограниченная кривой **ADCB** и осями координат, определяет область безопасных с точки зрения разрушения циклов нагружения. Полученная путем сложных длительных испытаний кривая может быть заменена прямой **AB**. Рабочая область безопасного нагружения сократится, но при этом получаем погрешность, увеличивающую запас прочности рассчитываемых элементов. Упрощенную диаграмму легко построить, для этого достаточно знать только значения предела прочности материала при растяжении σ_{ut} и

предела выносливости σ_{-1} при симметричном цикле нагружения. Имея приближенную диаграмму предельных циклов напряжений (см. рис. 5.35), можно определить предел выносливости σ_R при любом цикле нагружения. Если известен коэффициент асимметрии R цикла нагружений, величину σ_R определяют по диаграмме в следующей последовательности.

Произвольный луч OM диаграммы является геометрическим местом точек, характеризующих циклы с одинаковым коэффициентом асимметрии R . Угол наклона β луча к оси σ_m связан с величиной R следующей зависимостью:

$$\operatorname{tg} \beta = \sigma_a / \sigma_m = (1 - R) / (1 + R). \quad (5.104)$$

Для определения по диаграмме искомого предела выносливости при известном R проводим под углом $\beta = \operatorname{arctg} [(1 - R) / (1 + R)]$ к оси абсцисс луч из точки O до пересечения в точке M с прямой AB . **Предел выносливости σ_R находим**, используя выражение (5.103) **как сумму координат** точки M ($\sigma_R = \sigma_m + \sigma_a$).

Для отнулевого цикла можно принять $\sigma_0 \approx (1,45 \dots 1,65)\sigma_{-1}$.

5.17.4. Факторы, влияющие на предел выносливости

На выносливость, сопротивление усталости элементов влияют ряд факторов, которые не учитываются в расчетах на прочность при статических нагрузках. В частности, на предел выносливости значительно влияют не только свойства материала, но и концентрация напряжений, размеры поперечных сечений элементов, состояние поверхности и другие факторы. Рассмотрим их влияние более подробно.

Влияние концентрации напряжений. Концентраторы напряжений, т.е. резкие изменения размеров поперечного сечения, отверстия, выточки, надрезы и т.п. значительно снижают предел выносливости, полученный для образцов без концентрации напряжений. Это учитывают **эффективным коэффициентом концентрации K_σ** , который определяется экспериментально как отношение пределов выносливости образцов, имеющих одинаковые размеры, без концентрации и с концентрацией напряжений. Чем прочнее материал, тем чувствительнее он к концентрации напряжений. Величина K_σ зависит от геометрических особенностей детали и свойств материала. Для типовых концентраторов напряжений и наиболее широко применяемых материалов значения эффективного коэффициента концентрации приводятся в справочной литературе.

Влияние размеров деталей. Замечено, что с увеличением размеров испытываемых образцов предел выносливости при прочих равных условиях уменьшается. Это учитывается с помощью **масштабного коэффициента** или коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d – отношения предела выносливости σ_{-1d} образцов диаметром d к пределу выносливости σ_{-1} стандартных образцов, имеющих диаметры 6 ... 10 мм. В литературе приводится пример, когда при увеличении диаметра образца с 7 до

70 мм значение предела выносливости снижается на 30 ... 40%. Это объясняется тем, что с увеличением абсолютных размеров возрастает вероятность попадания структурных дефектов, снижающих прочность. Кроме того, для образцов больших размеров более благоприятны условия развития усталостных трещин. Масштабные коэффициенты K_d определяют на гладких образцах и на образцах с концентраторами напряжений.

Влияние состояния поверхности. Известно, что усталостное разрушение начинается с зарождения на поверхности микротрещин, поэтому грубая обработка поверхности способствует их появлению и уменьшению предела выносливости. Для повышения сопротивления усталости нужна высокая чистота поверхности, особенно в местах концентрации напряжений. При расчетах на усталостную прочность шероховатость поверхности учитывают коэффициентом чистоты (качества) поверхности K_F , равным отношению предела выносливости образцов с заданной шероховатостью поверхности к пределу выносливости образцов с шероховатостью не грубее $R_a = 0,32$.

Различные способы поверхностного упрочнения повышают сопротивление усталости. Они учитываются с помощью **коэффициента влияния поверхностного упрочнения** K_v , который определяется отношением пределов выносливости упрочненных и неупрочненных образцов. Величины коэффициента K_v в зависимости от способа упрочнения поверхности (цементация, наклеп, азотирование и т.д.) приведены в справочной литературе.

С учетом совместного влияния перечисленных факторов предел выносливости элемента σ_{Rd} меньше предела выносливости σ_R стандартных образцов. Его определяют по формуле

$$\sigma_{Rd} = (\sigma_R \cdot K_d \cdot K_F \cdot K_v) / K_\sigma. \quad (5.105)$$

При известном максимальном напряжении σ_{max} цикла запас прочности при переменных напряжениях равен

$$n = \sigma_{Rd} / \sigma_{max}. \quad (5.106)$$

Обычно коэффициент запаса усталостной прочности находится в пределах 1,3 ... 5. При расчетах на прочность по касательным переменным напряжениям все приведенные выше рассуждения имеют силу, естественно, обозначения σ в соответствующих выражениях необходимо заменить на τ .

раздел 3. Типовые соединения, детали и узлы механизмов

Требования к механизмам не ограничиваются точностью, прочностью и жесткостью конструкции. Под **технологичностью** конструкции понимают такие конструктивные решения, которые позволяют при сохранении качественных показателей широко использовать унифицированные детали и узлы, стандартные соединения, полуфабрикаты, дешевые, недефицитные материалы, типовые технологические процессы изготовления и сборки. Например, при механической обработке наиболее рациональными являются

детали цилиндрической формы с концентрично расположенными поверхностями и плоскими торцами, а при изготовлении литых деталей желательно применять материалы, обладающие хорошей жидкотекучестью. Одним из показателей технологичности конструкции является отношение количества типовых деталей к общему числу деталей изделия.

Глава 6. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

6.1. Требования к конструкционным материалам

Качество детали и механизма зависит в значительной мере от правильного выбора материала. При выборе материала прежде всего учитывают эксплуатационные, технологические и экономические требования, предъявляемые к детали. **Эксплуатационные требования** к материалу определяются условиями работы детали в механизме. Для выполнения этих требований учитываются следующие свойства материала: **прочность** – способность материала сопротивляться разрушению или появлению остаточных деформаций, характеризуется пределом прочности σ_u , пределом текучести σ_y , условным пределом текучести $\sigma_{0,2}$, пределом выносливости σ_R , твердостью по Бринеллю HB или Роквеллу HRC₃; **износостойкость** – способность материала сопротивляться износу, характеризуется твердостью HB, HRC₃ или допустимым удельным давлением q_{adm} ; **жесткость** – способность материала сопротивляться упругим деформациям, характеризуется при растяжении (сжатии) и изгибе модулем упругости E , при кручении – модулем упругости G ; **упругость** характеризуется пределом упругости σ_e и модулем упругости E ; **антифрикционность** характеризуется коэффициентом трения скольжения f ; **плотность**; **удельные характеристики** – характеристики, приходящиеся на единицу массы; **электропроводность**, **теплопроводность**, **коррозионная стойкость**, **жаропрочность** и др.

Технологические требования к материалу определяют возможность изготовления деталей с минимальными трудозатратами. При изготовлении деталей методами обработки давлением (штамповка, прессование и т.д.) учитывают **пластичность** – свойство материала получать без разрушения значительные остаточные деформации; при изготовлении литьем учитывают **легкоплавкость** и **жидкотекучесть** – заполняемость без пустот узких полостей различных форм; при изготовлении методами механической обработки учитывают **обрабатываемость резанием**. К технологическим требованиям относят также **термообрабатываемость** – способность материала изменять механические свойства при термической (закалка, отпуск, отжиг) и термохимической (цементация, азотирование и т.д.) обработках и **свариваемость** – способность материала образовывать прочные соединения при сварке.

Экономические требования к материалу определяются его стоимостью и дефицитностью. Более веским экономическим требованием является себестоимость детали, которая включает как стоимость материала, так и

производственные затраты на ее изготовление. Производственные затраты в значительной мере зависят от технологического процесса изготовления детали. Например, при массовом и крупносерийном производствах дешевле изготавливать детали штамповкой, прессованием, с помощью литья, а при единичном или мелкосерийном производстве эти технологии из-за большой стоимости оснастки (штампы, пресс-формы, литейные формы) очень дороги, здесь выгоднее применять детали, полученные с помощью механической обработки. Выбор технологии изготовления детали влияет и на выбор материала.

При изготовлении конструктивных элементов механизмов используют черные металлы (стали и чугуны), цветные металлы и сплавы и неметаллические материалы.

6.2. Черные металлы

К черным металлам относят железоуглеродистые сплавы на основе железа, которые в зависимости от содержания углерода делят на стали – до 2,14% углерода и чугуны – свыше 2,14% углерода.

6.2.1. Чугуны

Это сплавы железа с углеродом, содержащие постоянные примеси марганца, кремния, фосфора и серы, а также при необходимости легирующие элементы.

В зависимости от структуры и состояния, в котором находится углерод (свободный или химически связанный), различают серые, белые и ковкие чугуны. Чугуны также классифицируют в зависимости от назначения – на конструкционные и со специальными свойствами; и от химсостава – на легированные и нелегированные.

Как конструкционный материал наиболее широко применяются серые чугуны, в которых весь углерод находится в свободном состоянии в виде включений графита пластинчатой формы. Они обладают средней прочностью, хорошими литейными и другими технологическими свойствами (жидкотекучестью, малой линейной усадкой, обрабатываемостью резанием), мало чувствительны к концентрации переменных напряжений, антифрикционны.

В белых чугунах избыточный углерод, не растворившийся в твердом растворе железа, присутствует в виде карбидов железа. Вследствие низких механических свойств – высокой хрупкости и твердости, плохой обрабатываемости резанием – белые чугуны не применяются в качестве конструкционных материалов.

Ковкий чугун получают из белого путем последующего отжига до распада графита в виде хлопьев. Детали из него могут подвергаться незначительным деформациям. Они обладают меньшей по сравнению с деталями из серого чугуна хрупкостью, но стоят на 30 ... 100% дороже.

Высокопрочный чугун характеризуется шаровидной или близкой к ней формой включений графита, которую получают модифицированием жидкого

чугуна присадками магния. Шаровидный графит в наименьшей мере ослабляет металлическую основу, что приводит к высоким механическим свойствам. Высокопрочный чугун обладает хорошими литейными и эксплуатационными свойствами.

Для улучшения прочностных характеристик и получения особых эксплуатационных свойств: износостойкости, немагнитности, коррозионной стойкости и т.д., в состав чугунов вводят легирующие элементы (никель, хром, медь, алюминий, титан и др.). Легирующими элементами могут служить также марганец (при содержании более 2%) и кремний (более 4%).

Марки чугуна обозначаются буквами, показывающими назначение чугуна: СЧ – серый чугун, ВЧ – высокопрочный, КЧ – ковкий чугун; для антифрикционных чугунов в начале марки указывается буква А (АСЧ, АВЧ, АКЧ). Цифры в обозначении марки нелегированного чугуна указывают на его механические свойства. Для серых чугунов цифры указывают величину предела прочности (кгс/мм^2) при растяжении. Например, марка СЧ18 показывает, что чугун имеет $\sigma_{\text{ut}} = 18 \text{ кгс/мм}^2 = 180 \text{ МПа}$. Для высокопрочного и ковкого чугуна цифры определяют предел прочности (кгс/мм^2) и относительное удлинение при растяжении в процентах, например ВЧ60-2 – высокопрочный чугун с $\sigma_{\text{ut}} = 600 \text{ МПа}$ и $\delta = 2\%$.

6.2.2. Стали

Стали – это деформируемые сплавы железа с углеродом и другими элементами.

По химсоставу стали делят на углеродистые и легированные. Углеродистые стали содержат кроме железа и углерода также марганец (до 1%) и кремний до (0,8%), а также примеси, от которых трудно избавиться в процессе выплавки – серу и фосфор. Сера и фосфор снижают механические свойства сталей: сера увеличивает хрупкость в горячем состоянии (красноломкость), а фосфор – при пониженных температурах (хладноломкость). В зависимости от содержания углерода различают низко- ($C \leq 0,25\%$), средне- ($0,25 < C \leq 0,6\%$) и высокоуглеродистые ($C > 0,6\%$) стали.

В состав легированных сталей помимо указанных компонентов для улучшения технологических и эксплуатационных характеристик и придания особых свойств вводят легирующие элементы (хром, никель, молибден, вольфрам, ванадий, титан, ниобий и др.). Легирующими элементами могут быть также марганец при содержании более 1% и кремний – более 0,8%.

По назначению стали делят на конструкционные, инструментальные и с особыми свойствами. Наиболее широко применяют конструкционные стали. Они бывают как углеродистыми ($C \leq 0,7\%$), так и легированными. Инструментальные стали служат для изготовления режущего, ударно-штампового и мерительного инструментов. Они бывают углеродистыми ($C \geq 0,8 \dots 1,3\%$) и легированные хромом, марганцем, кремнием и другими элементами. К сталям с особыми свойствами относят нержавеющие, немагнитные, электротехнические стали, стали постоянных магнитов и др.

По качеству стали делят на обыкновенные, качественные, высоко и особо высококачественные. Различие между ними заключается в количестве вредных (сера и фосфор) примесей. Так, в сталях обыкновенного качества допускается содержание серы до 0,06% и фосфора до 0,07%; в качественных – каждого элемента не более 0,035%; а в высококачественных – не более 0,025%.

По характеру застывания из жидкого состояния, **степени раскисления** различают спокойную, полуспокойную и кипящую стали. Чем полнее удален из расплава кислород, тем спокойнее протекает процесс затвердевания и меньше выделение пузырьков окиси углерода («кипение»). Выбор технологии раскисления определяется назначением и возможностями производства, но каждый способ имеет свои достоинства и недостатки.

Марки **углеродистой стали обыкновенного качества** обозначаются буквами Ст (сталь) и цифрами от 0 до 6, например Ст0 – Ст6. Цифры соответствуют условному номеру марки в зависимости от химического состава и механических свойств. Чем больше число, тем больше содержание углерода в стали, выше прочность и ниже пластичность. Эти стали делят на три группы – А, Б и В. Сталь группы А имеет гарантированные механические свойства и не подвергается термообработке, в марке стали группа А не указывается. Для стали группы Б гарантируется химический состав, для стали группы В – химический состав и механические свойства.

Степень раскисления обозначается индексами, стоящим справа от номера марки: кп – кипящая, пс – полуспокойная, сп – спокойная. Например, сталь Ст2кп – сталь группы А, кипящая; БСт3пс – сталь группы Б, полуспокойная; ВСт5сп – сталь группы В, спокойная.

Углеродистые качественные стали маркируются двузначными цифрами (08, 10, 15, ..., 70), показывающими среднее содержание углерода в стали в сотых долях процента. Эти стали можно условно разделить на несколько групп. Стали 08, 10 обладают высокой пластичностью, хорошо штампуются и свариваются. Низкоуглеродистые стали 15, 20, 25 хорошо свариваются и обрабатываются резанием, после цементации и термообработки обладают повышенной износостойкостью. Наибольшее распространение получили среднеуглеродистые стали 30, 35, 40, 45 и 50 благодаря хорошему сочетанию прочностных и пластических свойств, хорошей обрабатываемости резанием. Высокоуглеродистые стали 60, 65, 70 обладают высокой прочностью, износостойкостью и упругостью, используются для изготовления деталей типа пружин. Прочность и твердость средне- и высокоуглеродистых сталей можно повысить с помощью термической обработки.

Углеродистые инструментальные стали маркируют буквой У и цифрами, которые соответствуют содержанию углерода в десятых долях процента, например, сталь марки У9 содержит в среднем 0,9% углерода.

Легированными называют стали, в состав которых для придания им специальных свойств вводят легирующие элементы. Они по-разному влияют

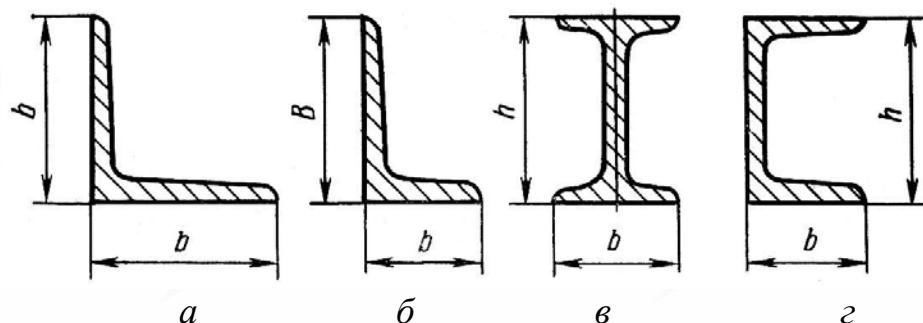
на свойства стали: **марганец** повышает прочность и износостойкость; **кремний** увеличивает упругие характеристики стали; **хром** повышает коррозионную стойкость, твердость, прочность, жаропрочность; **никель** снижает коэффициент линейного расширения, повышает прочность и износостойкость; **вольфрам** и **молибден** повышают прочность и твердость, улучшают режущие свойства при повышенной температуре.

Маркируют легированные стали буквами и цифрами, указывающими ее химический состав. Первые цифры марок перед буквами указывают содержание углерода для конструкционных сталей в сотых долях процента (две цифры), а для инструментальных и специальных сталей – в десятых долях. Далее обозначение состоит из букв, указывающих, какие легирующие элементы входят в состав стали, и стоящих непосредственно за каждой буквой цифр, характеризующих среднее содержание легирующего элемента в процентах. Цифры за буквой не ставятся при содержании легирующего элемента менее 1,5%. Легирующие элементы обозначаются следующими буквами: Т – титан, С – кремний, Г – марганец, Х – хром, Н – никель, М – молибден, В – вольфрам и т.п. Например, нержавеющая сталь Х18Н10Т содержит 18% хрома, 10% никеля и до 1,5% титана; конструкционная легированная сталь 30ХГС содержит 0,30% углерода, а хрома, марганца и кремния до 1,5% каждого; инструментальная легированная сталь 9ХС содержит 0,9% углерода, а хрома и кремния до 1,5% каждого. В сталях 30ХГС и 9ХС кремния больше 0,8%, марганца в стали 30ХГС больше 1%.

Обозначения марок некоторых специальных сталей включают впереди букву, указывающую на назначение стали. Например, буква Ш – шарикоподшипниковая сталь (ШХ15 – с содержанием хрома $\approx 1,5\%$), Э – электротехническая и т.д.

Обладая хорошими механическими характеристиками, стали являются наиболее распространенным конструкционным материалом. Существенный их недостаток – большая плотность и, как следствие, небольшая удельная прочность и удельная жесткость. Стали обладают также малой коррозионной стойкостью, а применение нержавеющей сталей для подобных целей дорого.

Стали поставляются как листовой и сортовой прокат в виде листов, полос, лент, проволоки, прутков круглого, прямоугольного и квадратного сечений, труб, равно- (рис. 6.1, а) и неравнобоких уголков (рис. 6.1, б), двутавров (рис. 6.1, в), швеллеров (рис. 6.1, г) и других видов профилей разных размеров, оговоренных стандартами.



6.3. Цветные металлы и сплавы

Цветные металлы (медь, алюминий, титан, магний) и их сплавы широко применяются в виде прутков, листов и лент для изготовления деталей механизмов. Но их применение должно быть обосновано, так как стоимость деталей из цветных металлов и сплавов значительно выше, чем из стали и пластмасс.

6.3.1. Медь и ее сплавы

Медь в чистом виде характеризуется высокой электро- и теплопроводностью, хорошей обрабатываемостью давлением, небольшой прочностью и применяется для изготовления токопроводящих деталей. Более широкое применение получили медные сплавы: латунь и бронза. В латунях основным легирующим элементом является цинк, в бронзах – иные элементы.

Легирующие элементы в марках медных сплавов обозначают следующими буквами: А – алюминий, Н – никель, О – олово, Ц – цинк, С – свинец, Ж – железо, Мц – марганец, К – кремний, Ф – фосфор, Т – титан.

Латуни делят на двойные и многокомпонентные сплавы. В двойных содержание цинка может достигать до 50%. Марки таких латуней обозначают буквой Л и цифрой, показывающей содержание меди в процентах, например Л59. Для улучшения механических, технологических и коррозионных свойств в латуни вводят кроме цинка в небольших количествах различные легирующие элементы (алюминий, кремний, марганец, олово, железо, свинец). В марках многокомпонентных латуней первые цифры указывают среднее содержание меди, а последующие – легирующих элементов. Например, латунь ЛКС80-3-3 содержит 80% меди, по 3% кремния и свинца, а остальное – цинк.

Марки бронз и медно-никелевых сплавов начинаются соответственно с букв Бр и М, а следующие буквы и цифры указывают на наличие легирующих элементов и соответственно их содержание в процентах. Например, бронза БрОЦС 5-5-5 содержит олова, цинка и свинца по 5% или медно-никелевый сплав мельхиор МН19 содержит 19% никеля.

Бронзы называют по основным легирующим элементам: оловянистые, алюминиевые, бериллиевые, кремнистые и т.д. Широко используются оловянистые бронзы, они характеризуются высокой стойкостью против истирания, низким коэффициентом трения скольжения. Все медные сплавы отличаются хорошей стойкостью против атмосферной коррозии.

Латуни и бронзы используют в качестве конструкционных материалов. В частности, латунь Л63, отличающаяся высокой пластичностью, используют для изготовления токопроводящих и конструктивных деталей типа наконечники, втулки, шайбы, а латунь ЛК80-3Л – для изготовления литых деталей. Безоловянистые бронзы БрАЖ9-4, БрАМц9-2 обладают высокими механическими и антифрикционными свойствами, хорошо обрабатываются, поэтому используются при изготовлении небольших зубчатых и червячных колес, втулок подшипников скольжения, ходовых гаек в винтовых

механизмах. Наилучшие антифрикционные свойства имеют оловянистые бронзы.

Особое место занимает при изготовлении упругих элементов из-за высокой прочности и упругости бериллиевая бронза марки БрБ2. Она немагнитна, стойка к морозу, действию пресной и соленой воды, хорошо сваривается и обрабатывается резанием. Применяют ее для изготовления ответственных деталей типа токоведущих пружинящих контактов, пружин, мембран.

Прочность медных сплавов, особенно латуней, ниже, чем сталей, а коррозионная стойкость много больше. Все латуни и большинство бронз, за исключением алюминиевых, хорошо паяются.

6.3.2. Алюминий и его сплавы

Чистый алюминий применяется редко, так как имеет низкую прочность. Чаще при изготовлении деталей применяют сплавы на основе алюминия. Они обладают малой плотностью, высокой электро- и теплопроводностью, коррозионной стойкостью и удельной прочностью. Алюминиевые сплавы в зависимости от технологических свойств делят на деформируемые и литейные.

Наибольшее распространение из деформируемых сплавов получили термически упрочняемые с помощью закалки и старения алюминий-медно-магниевого и алюминий-магниевого сплавы. Первые называют дуралюминами (марки Д1, Д16), из вторых наиболее часто применяется сплав марки АМг6. Они обладают высокими механическими свойствами, выпускаются в виде прутков, листов, труб, фасонных профилей. Их применяют для средненагруженных деталей типа стоек, крышек, втулок и т.д. К деформируемым относится высокопрочный алюминий-магний-цинковый сплав В95, который применяют для деталей с повышенными статическими нагрузками (валы, зубчатые колеса).

Деформируемыми являются так называемые спеченные алюминиевые сплавы, отличающиеся очень высокими прочностными свойствами (модуль упругости, пределы прочности σ_{ut} и текучести σ_y). Они бывают двух видов: САП (спеченная алюминиевая пудра) и САС (спеченный алюминиевый сплав). САП упрочняется дисперсными частицами окиси алюминия Al_2O_3 , образуемой в процессе помола алюминиевой пудры в атмосфере азота с регулируемой подачей кислорода. Пудру брикетируют, спекают и подвергают деформации – прессованию, прокатке, ковке. В зависимости от содержания Al_2O_3 (прочность сплава возрастает при увеличении окиси алюминия до 20 – 22%) различают 4 марки САП (САП-1, САП-2, САП-3 и САП-4). Сплавы САС содержат до 25% кремния и 5% железа. Их получают распылением жидкого сплава, брикетированием полученных гранул и последующей деформацией. Спеченные алюминиевые сплавы применяют для изготовления высоконагруженных деталей и различных профилей.

Из литейных алюминиевых сплавов наиболее распространение

получили сплавы алюминия с кремнием – силумины. Они обладают хорошими литейными и средними механическими свойствами. Силумины марок АЛ-2, АЛ-4, АЛ-9 применяют для изготовления литьем корпусов, крышек, кронштейнов и других сложных средненагруженных деталей.

Алюминий и его сплавы трудно паяются.

6.3.3. Сплавы титана и магния, баббиты

Титан и его сплавы имеют высокую прочность и коррозионную стойкость при малой плотности. По удельной прочности они выше стали, алюминиевых сплавов, а по коррозионной стойкости сравнимы со сплавами благородных металлов. Титановые сплавы получают путем легирования титана алюминием, ванадием, молибденом, хромом, железом и другими элементами.

К недостаткам титана и его сплавов следует отнести низкую теплопроводность, низкий модуль упругости и очень низкие антифрикционные свойства. Кроме этого, высокая склонность титана к окислению при повышенных температурах создает сложности при обработке. Так, использовать сплавы титана (BT-5Л) как литейные материалы можно с заливкой в среде инертных газов или вакууме. Титановые сплавы BT4, BT5 могут подвергаться ковке, объемной и листовой штамповке, прокатке, прессованию и волочению, удовлетворительно обрабатываются резанием.

Высокая стоимость титановых сплавов и сложности обработки ограничивают область их применения.

Магниевые сплавы благодаря малой плотности по удельной прочности превосходят некоторые конструкционные стали и алюминиевые сплавы. При замене алюминиевых сплавов магниевыми на 25 ... 30% снижается масса детали. Магниевые сплавы хорошо поглощают вибрации, не магнитны, не дают искры при ударах и трении. Удельная жесткость магниевых сплавов при изгибе и кручении выше чем сталей на 50% и алюминиевых сплавов на 20%. Особый интерес эти сплавы представляют для конструкций, где масса является решающей. Сам магний и его сплавы быстро корродируют в контакте с другими металлами, поэтому детали из этих сплавов должны иметь защитные покрытия от коррозии. В состав магниевых сплавов помимо магния, серебристо-белого металла с плотностью $1,74 \text{ Мг/м}^3$ и температурой плавления $651 \text{ }^\circ\text{C}$, входят алюминий, цинк, медь и другие элементы. Различают **литейные** и **деформируемые** сплавы. Литейные сплавы маркируют буквами МЛ и номером сплава (МЛ3, МЛ4, МЛ5, МЛ6); они применяются для получения деталей типа корпусов, крышек, фланцев методами литья. Деформируемые магниевые сплавы обозначаются буквами МА и цифрой, указывающей номер сплава, например МА1, МА2, МА5, МА8; используют их для получения полуфабрикатов и изделий путем пластической деформации (прокатка, штамповка и т.д.).

Баббиты – легкоплавкие сплавы на основе олова, свинца, цинка и алюминия, используются для уменьшения трения и износа в

соприкасающихся деталях механизмов (подшипники скольжения, втулки и т.д.), обладают низким коэффициентом трения скольжения, хорошей прирабатываемостью, высокой теплопроводностью и теплоемкостью, способностью удерживать на своей поверхности слой смазки, малой способностью к «схватыванию» с сопряженной деталью и устойчивостью против коррозии. Баббиты должны обладать неоднородной структурой, характеризующейся наличием твердых включений (сурьма, медь, никель, кальций) в мягкой, пластичной основе (олово, свинец). Такая структура обеспечивает быструю приработку соприкасающихся деталей и образование сети микроскопических каналов, по которым перемещается смазка и уносятся продукты износа.

Лучшими являются оловянно-сурьмяные баббиты марок Б83 и Б88; в них основой является олово, они содержат 7,25 ... 10% сурьмы и 2,5 ... 6,5% меди. Более дешевыми являются свинцово-оловянно-сурьмяные баббиты, в которых основой является свинец (65 ... 75%) марок БС6, БН, Б16, содержащие олова от 5 до 17%, сурьмы от 13 до 17%, меди до 3%, и свинцовые баббиты, содержащие более 80% свинца.

6.4. Пластмассы

Из неметаллических материалов широко используют пластмассы. **Пластмассами** называют материалы, получаемые на основе природных или синтетических смол (полимеров), которые при определенных температуре и давлении приобретают пластичность, а затем затвердевают, сохраняя форму при эксплуатации. Кроме связующего вещества (полимера) в состав пластмасс входят наполнители, пластификаторы, отвердители, красители.

Полимером служат различные смолы, которые в период формирования деталей находятся в вязкотекучем (жидком) или высокоэластичном состоянии, а при эксплуатации – в стеклообразном или кристаллическом состоянии.

Наполнители вводят в смолы для повышения механической прочности, теплостойкости, уменьшения усадки и снижения стоимости пластмассы. Наполнители могут быть в газовой (пенопласты) и твердой фазе, иметь органическое (древесная мука, хлопковые очесы, целлюлоза, бумага, хлопчатобумажная ткань) и неорганическое (графитная, асбестовая и кварцевая мука; углеродное и стекловолокно; стеклоткань) происхождение. Механическая прочность пластмасс существенно зависит от наполнителя. Пластмассы с порошкообразными, коротковолокнистыми, длиной 2 ... 4 мм, наполнителями по прочности приближаются к дуралюмину и некоторым сортам стали. Для деталей, работающих в узлах трения, широко применяют теплопроводящие наполнители, например графит.

Пластификаторы увеличивают текучесть, эластичность и уменьшают хрупкость пластмасс. Отвердители ускоряют процесс затвердевания пластмасс, красители придают пластмассам нужный цвет.

По поведению при нагреве полимеров пластмассы делят на термопластичные (термопласты) и термореактивные (реактопласты). **Термопласты** (полиэтилен, фторопласт, полистирол, полиамиды и др.) имеют свойства обратимости: при повторных нагреваниях они переходят в пластическое или вязкотекучее состояние и им можно придать необходимую форму, а затем они вновь затвердевают при охлаждении. Переход термопластов из одного физического состояния в другое может осуществляться неоднократно без изменения химического состава. Термопласты легко формуются и надежно свариваются в изделия сложных форм, устойчивы к ударным и вибрационным нагрузкам, обладают хорошими антифрикционными свойствами. Свойства термопластов сильно зависят от температуры.

Термореактивные пластмассы не переходят в пластическое состояние при повторном нагревании. Они имеют более высокие, чем термопласты, показатели по твердости, модулю упругости, теплостойкости, сопротивлению усталостной прочности. Их свойства не так резко зависят от температуры. В зависимости от наполнителя различают монолитные (карболит), слоистые (текстолит, гетинакс) и композиционные пластмассы, где наполнителем используются волокна. В термореактивных пластмассах связующими являются эпоксидные, кремнийорганические и другие смолы.

Пластмассы являются хорошими электроизоляционными материалами. Для них характерна высокая химическая и коррозионная стойкость, малая плотность и теплостойкость. Они отличаются достаточной прочностью и упругостью. Детали, изготовленные из пластмасс, имеют блестящую гладкую поверхность разных цветов. Пластмассы значительно хуже, чем металлы, сопротивляются переменным нагрузкам; они подвержены тепловому, световому и атмосферному старению – процессу самопроизвольного необратимого изменения свойств; многие из пластмасс гигроскопичны.

Большим достоинством пластмасс является их высокая технологичность, обеспечивающая значительное сокращение производственного цикла. Изготовление металлических деталей осуществляется за десятки операций механической обработки, а пластмассовых – часто за одну технологическую операцию по формообразованию (прессование, выдавливание, литье под давлением и др.). Поэтому трудоемкость изготовления пластмассовых деталей уменьшается в 5 ... 6 раз и более, а себестоимость продукции снижается в 2 ... 3 раза, при этом получают очень высокий коэффициент использования материала, равный 0,9 ... 0,95. Это приводит к значительному снижению материалоемкости и из-за малой плотности пластмасс ($1,2 \dots 1,9 \text{ Мг/м}^3$), к уменьшению массы конструкции в 4 ... 5 раз.

Из пластмасс изготавливают зубчатые и червячные колеса, шкивы, подшипники, ролики, корпуса, зубчатые ремни, ручки управления и другие детали. Производство пластмасс развивается интенсивнее, чем таких традиционных материалов, как металлы. Это объясняется удешевлением

изготовления, улучшением ряда основных параметров механизмов: уменьшением веса и инерционности звеньев, потерь на трение, повышением быстродействия.

6.5. Смазочные материалы

Смазка подвижных соединений предназначена для уменьшения потерь на трение и износа трущихся поверхностей; для отвода тепла, образующегося при трении и предохранения от коррозии.

Смазочные материалы делят на жидкие, консистентные и твердые. **Жидкие минеральные масла** изготавливают из остатков перегонки нефти – мазута. Минеральные масла имеют большую стойкость по сравнению с растительными маслами к воздействию кислорода воздуха и температуры. Основной характеристикой масел является вязкость, т.е. свойство сопротивляться смещению одного слоя жидкости относительно другого. Вязкость определяет величину жидкостного трения. Помимо вязкости масла характеризуются содержанием примесей, температурой вспышки и застывания, кислотностью. Для повышения эксплуатационных свойств в масла добавляют в небольших количествах присадки – соединения фтора, фосфора.

Если невозможна частая замена масла, если оно выдавливается при больших нагрузках, используют **консистентные** смазки, густые пастообразные массы. Их применяют в тяжело нагруженных узлах трения; в соединениях при действии динамических нагрузок; для герметизации зазоров и защиты соприкасающихся поверхностей от механических и атмосферных воздействий. Наибольшее распространение получили универсальные тугоплавкие консистентные смазки ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-221, ЛИТОЛ-24.

В вакууме, при высоких температурах, в химически активных средах масла теряют свои свойства, в этих случаях применяют твердые смазки. Наибольшее распространение из них получили графит и дисульфид молибдена.

6.6. Виды термической и химико-термической обработки стали

Термической обработкой называется процесс изменения в заданном направлении структуры и свойств деталей из металлов и сплавов путем теплового воздействия. Тепловое воздействие может сочетаться с деформационным и химическим.

При термической обработке (рис. 6.2) проводят нагрев детали до определенной температуры, выдержку при этой температуре и охлаждение с определенной скоростью. Наиболее широко применяются следующие виды термической и химико-термической обработки: отжиг, нормализация, закалка, отпуск, старение и насыщение поверхностного слоя детали различными элементами.

При изготовлении деталей с использованием литья, сварки и горячей

обработки давлением из-за разной скорости охлаждения элементов детали возникают значительные остаточные напряжения. Они могут вызвать искажение формы и размеров детали при последующей механической обработке, эксплуатации или хранении на складе.

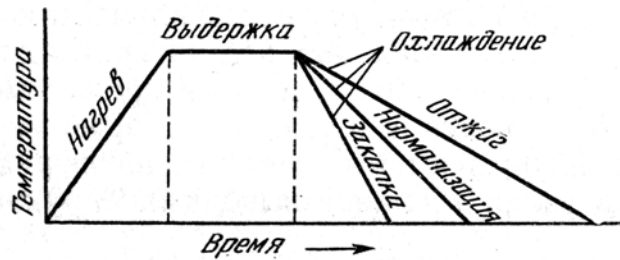


Рис. 6.2

Отжиг заключается в нагреве выше критических температур, выдержке при данной температуре и последующем медленном охлаждении, обычно вместе с печью. Цели отжига – снизить твердость материала для повышения обрабатываемости, измельчить зерно, снять внутренние напряжения. При нагреве детали предел текучести $\sigma_{0,2}$ снижается и когда он становится меньше остаточных напряжений, происходит быстрая их разрядка путем пластического течения металла.

Нормализацию (упорядочение) применяют к металлам и сплавам для измельчения зерна, смягчения и улучшения обрабатываемости резанием, выравнивания механических свойств, снятия внутренних напряжений. Основные параметры: температуру нагрева, время выдержки и скорость охлаждения – выбирают так, чтобы обеспечить необходимое фазовое превращение в металле. Для сталей это нагрев до температуры фазовых превращений и охлаждение на воздухе. Твердость и прочность стали после нормализации будут выше, чем после отжига.

Закалку проводят с целью повышения прочности и твердости деталей, ее можно применять для сталей, содержащих не менее 0,3% углерода. Закалка состоит из нагрева до температур фазовых превращений, выдержки и быстрого охлаждения в воде или масле. В процессе нагрева и охлаждения внутренние напряжения изменяются. Так, при нагреве поверхностные слои детали испытывают напряжения сжатия, так как стремятся расшириться, а этому препятствуют более холодные слои сердцевины. При охлаждении поверхностные слои, имеющие более низкую температуру, чем сердцевина, испытывают напряжения растяжения, а сердцевина – напряжения сжатия. Закаленная сталь всегда находится в структурно-напряженном состоянии.

Для снятия остаточных внутренних напряжений после закалки, повышения пластичности при сохранении достаточно высоких прочностных характеристик проводят **отпуск**. В зависимости от температуры нагрева, определяемой требуемыми свойствами детали, различают высокий (500 ... 650 °С), средний (350 ... 450 °С) и низкий (150 ... 200 °С) отпуск.

Старение проводят для стабилизации размеров и свойств деталей после

сварки, литья или термообработки. Оно заключается в длительном выдерживании при комнатной или небольшой повышенной температуре. Старению подвергают детали типа корпусов, рам.

Для повышения поверхностной твердости (износостойкости) деталей из низкоуглеродистых сталей с содержанием углерода до 0,2%, при сохранении хорошей сопротивляемости ударам и вибрационным нагрузкам, проводят **цементацию и последующую закалку с низким отпуском**. Цементация заключается в насыщении поверхностного слоя детали углеродом в газовой, твердой или жидкой среде. Толщина цементированного слоя возможна до 1,5 миллиметров за счет диффузии при соответственном подборе режима обработки.

Чтобы увеличить износостойкость и коррозионную стойкость детали, проводят насыщение ее поверхности при повышенных температурах азотом (азотирование), бором (борирование), углеродом и азотом (цианирование), хромом (хромирование), цинком (цинкование), алюминием (алитирование), кремнием (силицирование) и другими элементами в твердых, жидких и газообразных средах.

Глава 7. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Способы соединения деталей и сборочных единиц механизмов различны. Их можно разделить на неразъемные и разъемные. Неразъемные соединения можно разобрать только при частичном разрушении соединяемых деталей. Разъемные соединения отличаются тем, что их разборка возможна без разрушения деталей, входящих в соединение. Разъемные соединения в свою очередь делятся на подвижные и неподвижные. С помощью подвижных соединений можно обеспечить определенное перемещение одних деталей относительно других. К ним относятся различные опоры и направляющие. Неподвижные соединения обеспечивают фиксированное положение одних деталей по отношению к другим.

7.1. Разъемные соединения

Разъемные соединения допускают многократную сборку и разборку. К ним относят резьбовые, штифтовые, шпоночные, шлицевые соединения. Выбор типа соединения зависит от предъявляемых к нему требований: конструктивных, технологических и экономических.

7.1.1. Резьбовые соединения

Резьбовыми называют соединения составных частей изделия с применением деталей, имеющих резьбу. Они наиболее распространены в

приборо- и машиностроении. Резьбовые соединения бывают двух типов: соединения с помощью специальных резьбовых крепежных деталей (болтов, винтов, шпилек, гаек) и соединения свинчиванием соединяемых деталей, т.е. резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали.

Достоинствами резьбовых соединений являются простота, удобство сборки и разборки, широкая номенклатура, стандартизация и массовый характер производства крепежных резьбовых деталей, взаимозаменяемость, относительно невысокая стоимость и высокая надежность.

Недостатками резьбовых соединений являются наличие концентраций напряжений во впадинах резьбы, что снижает прочность соединений; чувствительность к вибрационным и ударным воздействиям, которые могут привести к самоотвинчиванию и низкая точность взаимоположения соединяемых деталей.

Основным элементом соединения является резьба, т.е. поверхность, которая образуется при винтовом движении плоской фигуры по цилиндрической или конической поверхности. Соответственно различают цилиндрическую и коническую резьбы. По профилю выступа и канавки резьбы в плоскости осевого сечения резьбы делятся на треугольные, трапецеидальные симметричные, трапецеидальные несимметричные или упорные, прямоугольные и круглые.

По назначению резьбы разделяют на крепежные, крепежно-уплотнительные и ходовые. Крепежные резьбы применяют для соединения деталей, а ходовые – в передаточных механизмах.

Крепежные резьбы имеют, как правило, треугольный профиль с притупленными вершинами и дном впадин. Это повышает прочность резьбы и стойкость инструмента при получении резьбы. Крепежная резьба бывает метрической, дюймовой и трубной. Наиболее широко применяется метрическая резьба. Угол профиля, т.е. угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения, метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$. Стандартом предусмотрена резьба с крупным и мелким шагом. Резьбу с крупным шагом обозначают М (метрическая), при этом указывают значения наружного диаметра, например, М6, М8 и т.д. Для резьб с мелким шагом дополнительно указывают значение шага, например, М6×0,75, М8×1 и т.д.

Дюймовая резьба используется при замене деталей устройств, импортируемых из стран с дюймовой системой мер, угол профиля ее $\alpha = 55^\circ$.

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, винты, шпильки, гайки, шайбы и стопорные устройства, предохраняющие гайки от самоотвинчивания. Рассмотрим каждое из них. Болт – цилиндрический стержень с шестигранной головкой на одном конце

и резьбой – на другом. Болты в соединении используют в комплекте с гайкой, при этом резьба в соединяемых деталях не используется (рис. 7.1, а).

Винты – цилиндрические стрежни с головкой на одном конце и резьбой – на другом. Винт ввертывается в резьбовое отверстие одной из скрепляемых деталей (рис. 7.1, б), головки винтов могут иметь различную форму (цилиндрическую, полукруглую и др.).

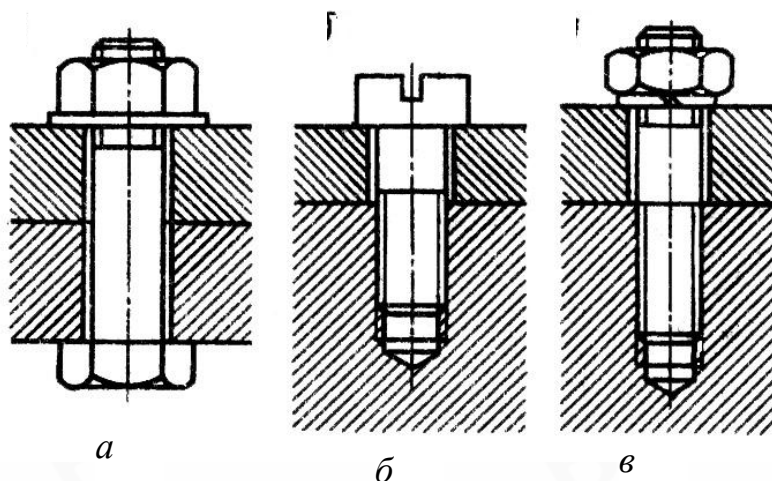


Рис. 7.1

Шпилька – цилиндрический стержень с резьбой на обоих концах, одним концом она ввертывается в одну из скрепляемых деталей, а на другой ее конец навертывается гайка (рис. 7.1, в). Соединения при помощи шпилек применяют в тех случаях, когда в одной из соединяемых деталей нельзя выполнить сквозное отверстие и материал этой детали (с резьбой) не обладает высокими прочностными свойствами (пластмасса, алюминиевые, магниевые сплавы). Поэтому применение винта при частой разборке и сборке соединения из-за малой прочности резьбы не рекомендуется. Шпилька же ввинчивается в деталь с резьбой малой прочности только один раз – при сборке, при последующих разборках и сборках будет свинчиваться только гайка. Замечено, что шпильки из-за отсутствия головок и концентрации напряжений в местах сопряжения головки со стержнем всегда прочнее винтов тех же размеров при действии динамических и переменных нагрузок.

Гайки служат для соединения скрепляемых с помощью болта или шпильки деталей. Как и головки винтов, гайки могут иметь разнообразную форму.

Назначение шайб, подкладываемых под гайку, головку винта или болта, – предохранение поверхностей деталей от задира при затягивании, увеличение опорной поверхности и стопорение.

Болты, винты, гайки изготавливают из углеродистых и легированных

сталей. Крепежные детали общего применения изготавливаются чаще всего из стали марок Ст3, Ст4, Ст5 без последующей термообработки. Более ответственные детали изготавливаются из сталей 35, 45, 40Х, 40ХН с поверхностной или общей термообработкой. Мелкие винты делают из латуни ЛС59-1, дюралюминия Д1, Д16. Для защиты поверхности крепежных деталей от коррозии, придания им необходимого цвета применяют цинкование, хромирование, кадмирование.

Угол подъема винтовой линии резьбы ($\varphi = 1,5 \dots 2,5^\circ$) меньше угла трения в резьбовом соединении ($\rho \approx 3^\circ$). Этим обеспечиваются условия самоторможения и предохранения от самоотвинчивания. Однако при вибрации, тряске, динамических и транспортных воздействиях наблюдаются ослабления резьбовых соединений, поэтому предусматривают их стопорение.

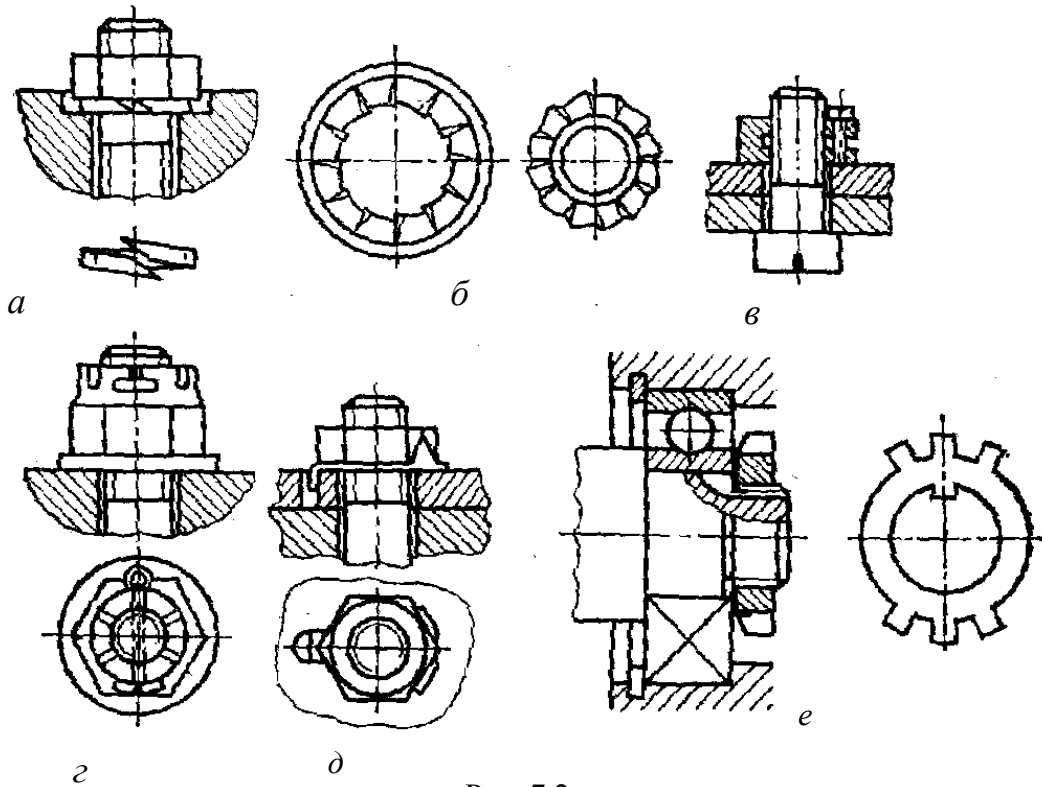


Рис. 7.2

Для стопорения резьбовых соединений используют: увеличение трения по поверхности контакта; введение запирающих элементов; пластическое деформирование; постановку винтов на краску, лак, эмаль.

На рис. 7.2 приведены наиболее распространенные способы стопорения. Это использование: пружинных (рис. 7.2, а) или стопорных шайб (рис. 7.2, б) с внутренними и наружными зубьями по поверхности; специальных разрезных гаек с повышенным трением при стягивании их частей винтом (рис. 7.2, в); корончатых гаек, закрепленных шплинтом (рис. 7.2, г); отгибных шайб различной формы (рис. 7.2, д, е).

7.1.2. Штифтовые соединения

Штифтом называют цилиндрический или конический стержень, плотно вставляемый в отверстие двух соединяемых деталей. Применяют штифты для точного взаимного фиксирования деталей и для соединения деталей, передающих небольшие нагрузки. В зависимости от назначения штифты делят на установочные и крепежные.

По форме различают цилиндрические и конические штифты. По конструкции рабочей части штифты выполняют гладкими и просечными, т.е. с насеченными или выдавленными канавками, что не требует развертывания отверстия и создает надежное соединение, предохраняющее штифт от выпадения в процессе работы.

На рис. 7.3 приведены основные типы штифтов: цилиндрический (а), конический (б), конический разводной (в), цилиндрические, насеченные с конца и посередине (г), и трубчатый пружинный (д).

Цилиндрические штифты удерживаются в отверстиях за счет натяга или силы трения. Для предупреждения выпадения цилиндрические штифты должны изготавливаться с большой точностью и высокой чистотой поверхности. Отверстия под крепежные штифты в соединяемых деталях сверлят и развертывают совместно, для чего детали временно скрепляют.

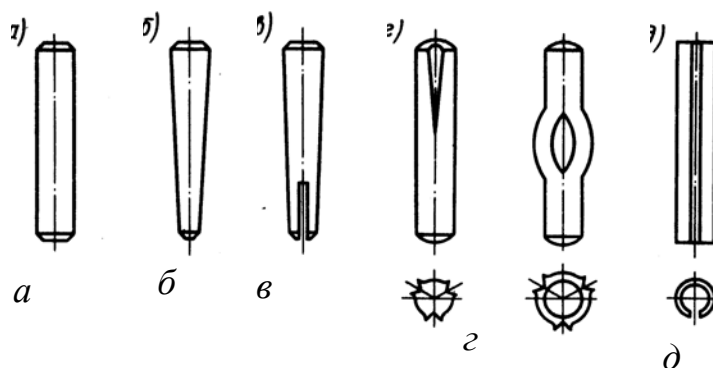


Рис. 7.3

При многократной разборке и сборке нарушается характер посадки и соответственно точность соединения. Предохранение цилиндрических штифтов от выпадения осуществляют кернением концов штифта (рис. 7.4, а), развальцовкой краев штифта (рис. 7.4, б) или специальными пружинящими предохранительными стандартными кольцами (рис. 7.4, в), изготовляемыми из проволоки.

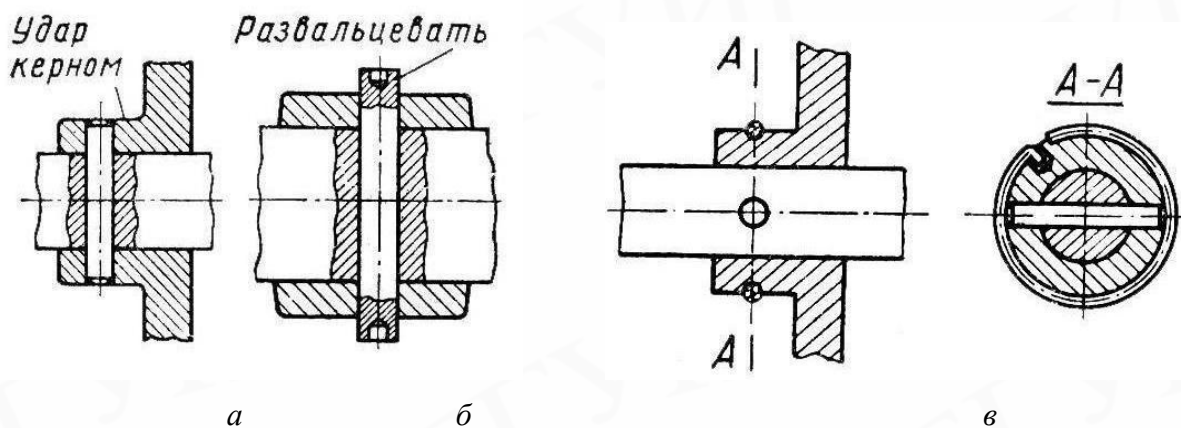


Рис. 7.4

Для удешевления соединения применяют насеченные и пружинные трубчатые штифты. Насеченные штифты не требуют точной обработки отверстий и отличаются повышенной прочностью сцепления с материалом детали, но менее точно фиксируют детали. Пружинные трубчатые разрезные штифты обеспечивают прочное соединение деталей, допускают повторные сборки и не требуют высокой точности обработки отверстий. Диаметр отверстия для такого штифта принимают на 15 ... 20% меньше наружного диаметра штифта.

Цилиндрические штифты применяются и как установочные (рис. 7.5, а), обеспечивая точное взаиморасположение соединяемых деталей. Для повышения точности необходимо увеличение расстояния между штифтами. При этом соединение штифта 1 со съемной деталью 3 выполняют по переходной посадке (K7/h6; M7/h6), а соединение штифта с основной деталью 4 (корпус) выполняют по посадке с гарантированным натягом (U7/h6; S7/h6).

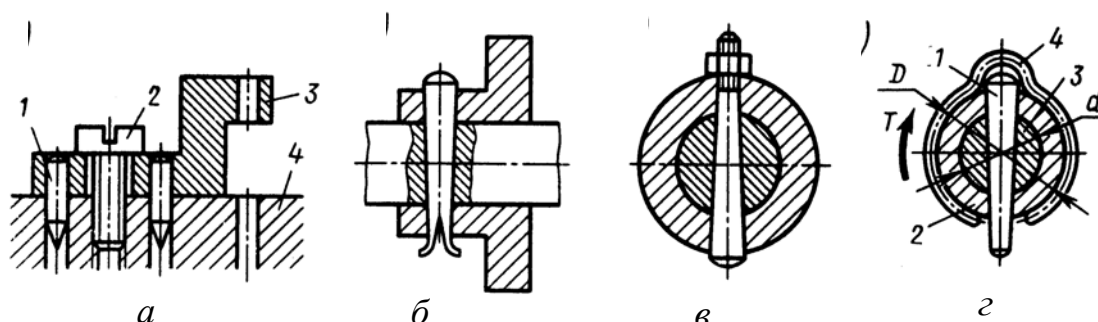


Рис. 7.5

Конические штифты благодаря конусности 1:50 обеспечивают самоторможение при действии на них поперечных сил. Они допускают многократную постановку их в отверстие при сохранении точности взаимного расположения соединяемых деталей. Изготовление конических штифтов и отверстий под них более сложно по сравнению с

цилиндрическими штифтами. Для облегчения удаления штифта отверстие для него делают сквозным. Чтобы предохранить конические штифты от выпадения, применяют штифты с резьбой (рис. 7.5, в), с рассечением на конце (разводные) (рис. 7.5, б), пружинные кольца 4 (рис. 7.5, г).

Штифты изготавливают из сталей 45, А12, У8. При особых условиях работы соединения штифты могут изготавливаться из других материалов.

Главными недостатками штифтовых соединений являются значительное ослабление сечения вала отверстием под штифт и необходимость точной обработки этого отверстия во избежание изгиба штифта или его выпадения. Поэтому диаметр штифта d для вала диаметром d_v задают из соотношения $d \leq (0,2 \dots 0,25) d_v$, а затем при необходимости проверяют на сдвиг (срез).

7.1.3. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения служат для передачи вращающего (крутящего) момента от вала к ступице насаженной на него детали (зубчатого колеса, шкива, муфты и др.) или наоборот – от ступицы к валу. Шпоночные соединения осуществляют с помощью вспомогательных деталей – шпонок, устанавливаемых в пазах между валом и ступицей.

Достоинствами шпоночных соединений являются простота, надежность конструкции, невысокая стоимость, удобство сборки и разборки, а недостатками – ослабление вала и ступицы шпоночными пазами, неустойчивость положения шпонки в пазах (выворачивание шпонки) и трудность обеспечения взаимозаменяемости, повышенные требования к точности изготовления, отсутствие фиксации деталей в осевом направлении.

В приборостроении применяют в основном соединения призматическими (рис. 7.6, а), сегментными (рис. 7.6, б) и цилиндрическими (рис. 7.6, в) шпонками. Клиновые шпонки в точных механизмах не применяют. Конструкция и форма шпонки связаны с технологичностью изготовления пазов под шпонку. Пазы на валах фрезеруют, а в ступицах – прорезают протяжками.

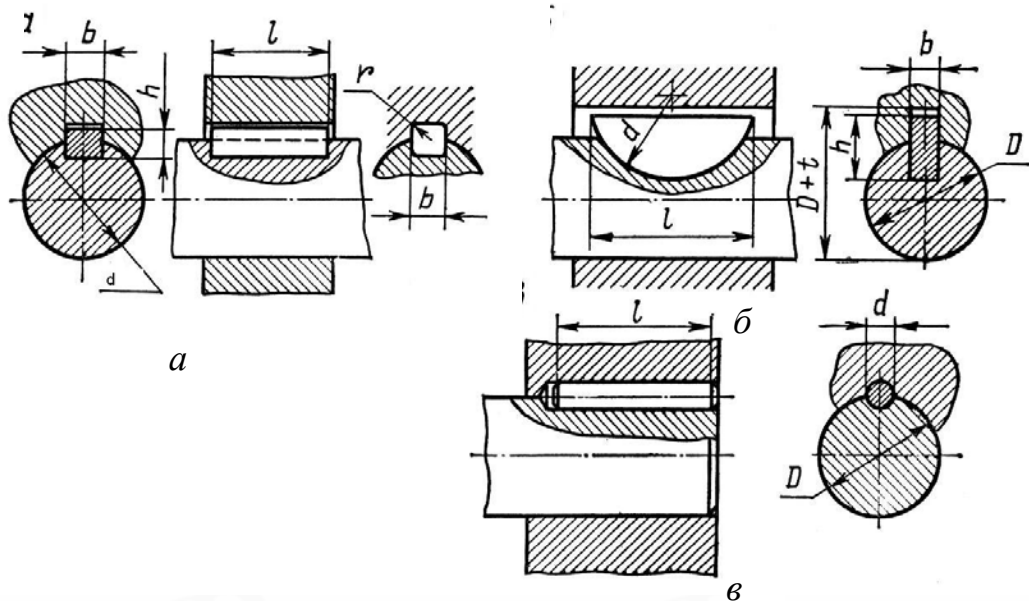


Рис. 7.6

Шпонки могут применять в качестве направляющих, обеспечивающих легкое перемещение деталей вдоль вала. Нагрузку у шпонок воспринимают боковые поверхности, которые сопрягаются с пазами по соответствующим посадкам. Призматическую шпонку с валом обычно соединяют по переходной посадке, а со ступицей – по посадке с зазором. Это препятствует перемещению шпонки вдоль вала и компенсирует с помощью зазора неточности размеров, формы и взаимного расположения пазов. Такой характер соединения обеспечивает достаточную точность центрирования вала и ступицы. В радиальном направлении предусматривается зазор.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение, они могут быть с округленными, плоскими и смешанными торцами. Паз под шпонку на валу делают на глубину около 0,6 от ее высоты, а паз во втулке – на длину всей ступицы. Ширина и высота шпонки определены ГОСТом и выбираются в зависимости от диаметра вала. Размеры высоты и ширины стандартных шпонок подобраны так, что прочность на сдвиг обеспечивается с избытком, и при необходимости проверку шпонок на прочность проводят на деформацию смятия.

Сегментные шпонки требуют более глубоких пазов в валах, что уменьшает их прочность. Их применяют в случае передачи незначительных усилий, работают они как призматические, но более удобны в изготовлении.

Цилиндрические шпонки чаще всего используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие для шпонки обрабатывают в соединяемых деталях (вал и ступица) совместно. Шпонка устанавливается с натягом.

Шпоночные соединения применяют обычно при передаче

значительных вращающих моментов при диаметре вала не менее 6 мм. В кинематических передачах и передачах с высоким требованием по точности рекомендуют использовать штифтовые соединения.

Шпонки изготавливают из среднеуглеродистых сталей 40, 45, Ст6.

7.1.4. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения служат для передачи вращающего момента между валами и установленными на них деталями.

Шлицевое соединение можно условно представить как многошпоночное, шпонки которого выполнены вместе с валом. С помощью этого соединения можно обеспечить как подвижное (с осевым относительным перемещением), так и неподвижное скрепление деталей. По сравнению со шпоночными шлицевые соединения имеют значительно большую нагрузочную способность, прочность валов, точность центрирования и направления ступиц в подвижных соединениях.

По форме поперечного сечения шлицев различают прямоугольные (рис. 7.7, а), эвольвентные (рис. 7.7, б) и треугольные (рис. 7.7, в) шлицевые соединения. Наибольшее распространение получили прямоугольные шлицевые соединения, выполненные с четным числом шлицев (6, 8, 10). Центрирование возможно по наружному диаметру D , по внутреннему d и боковым поверхностям. Центрирование по наружному диаметру рекомендуется для неподвижных соединений, по внутреннему диаметру – для подвижных соединений, по боковым граням – при больших передаваемых нагрузках и низкой точности соединения.

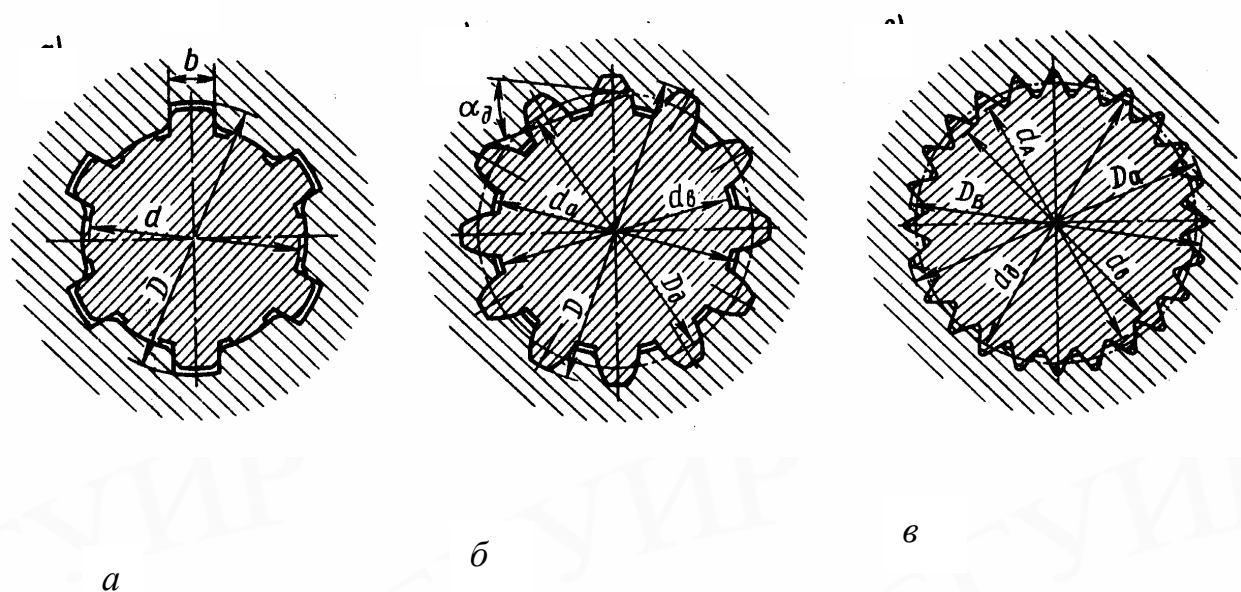


Рис. 7.7

Эвольвентное шлицевое соединение (см. рис. 7.7, б) отличается от

прямоугольного повышенной точностью центрирования и прочностью. Центрирование осуществляют по боковым сторонам, реже – по наружному диаметру. Число зубьев z рекомендуют ≥ 6 при $m \geq 0,5$.

Соединение с треугольными шлицами (см. рис. 7.7, в) применяют для неподвижных соединений при небольших нагрузках и тонкостенных конструкциях. Число шлицев $z = 20 \dots 70$, углы впадин вала равны 60, 72 и 90°. Центрирование осуществляют только по боковым граням.

7.1.5. Профильные соединения

Профильным называется разъемное соединение, у которого ступица насаживается на фасонную поверхность вала. Простейшим таким соединением является соединение вала, имеющего на конце квадратные поперечные сечения с маховичком, рукояткой. Сторону квадрата рекомендуют принимать равной примерно 0,75 диаметра вала.

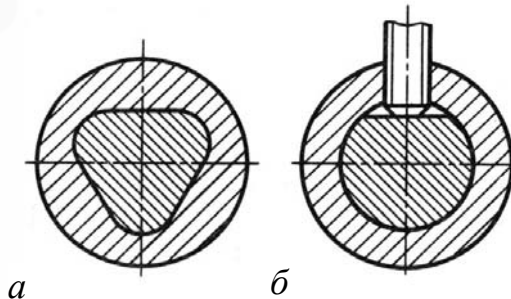


Рис. 7.8

К профильным соединениям относят соединения вала со ступицей по овальному, например, трехгранному контуру (рис. 7.8, а), соединение на лыске (рис. 7.8, б). Достоинствами таких соединений являются лучшее по сравнению со шпоночным центрирование и отсутствие концентраторов напряжений; к недостаткам следует отнести сложность и трудоемкость, относительно высокую стоимость изготовления фасонных поверхностей.

7.2. Неразъемные соединения

Неразъемным называют такое соединение деталей и узлов, разборка которого невозможна без повреждения деталей. Часто неразъемные соединения используют для получения деталей сложной формы и геометрии из простых дешевых элементов. К неразъемным относят сварные, паяные, заклепочные, клеевые и формовочные соединения.

7.2.1. Сварные соединения

Сваркой называют процесс соединения металлических и пластмассовых деталей путем установления межатомных связей между соединяемыми частями при местном нагреве, пластической деформации или одновременном действии того и другого.

Различают термическую, термомеханическую и механическую сварки. Наиболее распространенными видами сварки являются электродуговая, электронно-лучевая, газовая (термические); контактная и термокомпрессионная (термомеханические); трением, холодная и ультразвуковая (механические).

При электродуговой сварке (рис. 7.9, а) электрической дугой в месте контакта электрода 2 и соединяемых деталей 1 расплавляется металл деталей и электрода и образуется прочный шов. Защитная обмазка металлического электрода образует при сварке большое количество шлака и газа, которые обеспечивают устойчивое горение дуги и защищают расплавленный металл от окисления. В месте сварки сильно окисляющихся при нагреве алюминиевых и магниевых сплавов, сплавов титана, высоколегированных сталей электрическую дугу окружают слоем инертного газа, аргона или гелия, что сильно удорожает сварку.

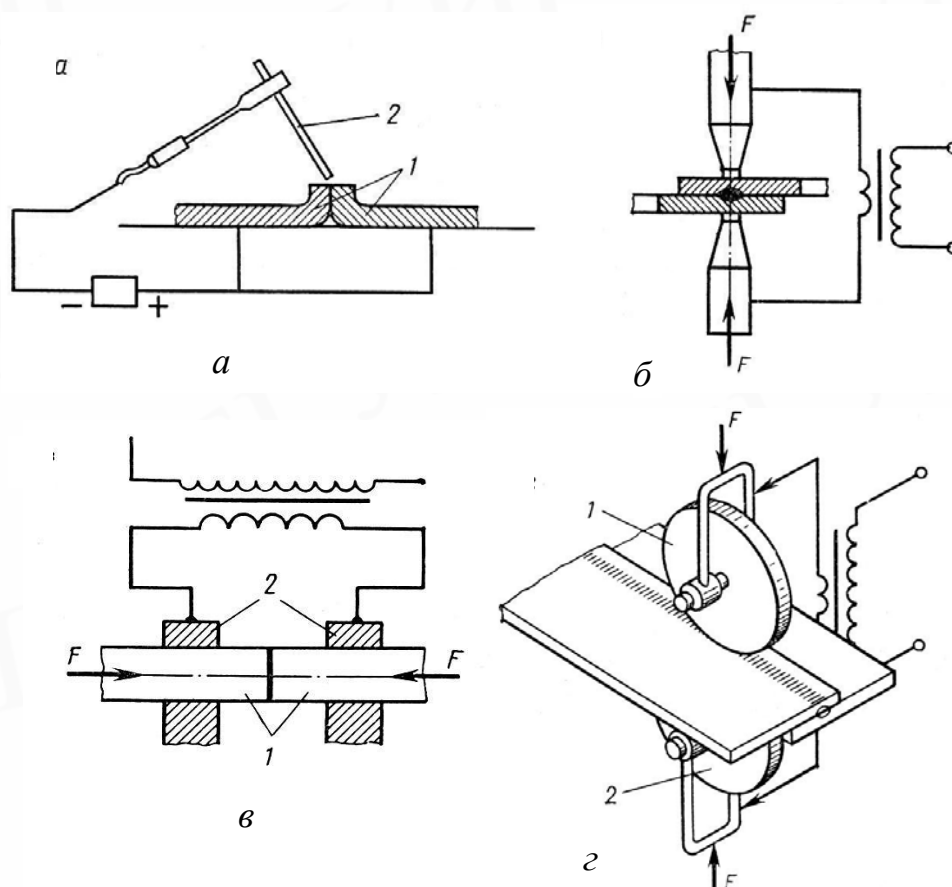


Рис. 7.9

При газовой сварке для нагрева и плавления металлов используют теплоту газового пламени при сжигании ацетилена в кислороде. Такую сварку часто применяют для тонкостенных и легко окисляющихся деталей из металлов, обладающих различными температурами плавления, в

частности, для сварки деталей из конструкционных сталей толщиной до 2 мм, меди – до 4 мм. Газовая сварка вызывает небольшие деформации и структурные изменения.

Электронно-лучевую (лазерную) сварку производят потоком электронов (частиц света) большой энергии. Этим способом обычно сваривают тугоплавкие и сильно окисляющиеся металлы и сплавы. Сварку производят в вакууме или в атмосфере аргона.

Контактная сварка – самый производительный способ сварки в массовом производстве. Различают точечную, стыковую и роликовую (шовную) контактные сварки. При точечной сварке (рис. 7.9, б) тонкостенные детали соединяют внахлестку. Под действием давления электродов, проводящих ток к месту сварки, образуются точечные сварные соединения. Так как высокие температуры действуют на небольших участках (точках), отсутствует коробление соединяемых деталей. Точечную сварку используют при изготовлении кожухов, панелей, шасси, стоек и других деталей.

При стыковой сварке (рис. 7.9, в) соединяемые детали сжимают и в зоне контакта при прохождении электрического тока выделяется большое количество теплоты. Стыковой сваркой соединяют детали различных форм и сечений (круг, квадрат, труба, уголок и т.д.).

Шовную сварку (рис. 7.9, г) осуществляют вращающимися дисковыми электродами. При этом получается непрерывный сварной шов, обеспечивающий герметичное соединение тонкостенных деталей.

Разновидностью контактной сварки является конденсаторная – ток к месту сварки подается в виде короткого импульса при разряде конденсаторов. Контактная сварка позволяет сваривать разнородные материалы, детали малых толщин и сечений (сварка в «шарик» монтажных приводов) и детали различных сечений.

Термокомпрессионная сварка – это сварка под давлением с местным нагревом участка соединения за счет теплопередачи от нагретого электрода. Применяется для присоединения металлических проводников толщиной в десятки микрон к полупроводниковым кристаллам, к напыленным пленкам, т.е. при монтаже элементов микросхем.

При сварке трением нагрев в месте соединения осуществляется за счет теплоты, выделяемой в месте контакта прижатых друг к другу и вращающихся по отношению друг к другу деталей.

Холодная сварка осуществляется без нагрева соединяемых деталей за счет их сжатия с помощью механических и гидравлических прессов до появления пластических деформаций. Холодной сваркой сваривают металлы с хорошими пластическими свойствами – алюминий и его сплавы, медь и ее некоторые сплавы; никель; олово; серебро; разнородные металлы,

например, алюминий и медь. Для получения прочных и плотных швов необходимо предварительно очистить поверхности контакта от окислов. Прочность соединения при точечной холодной сварке может быть выше, чем при точечной контактной сварке, но при этом значительно хуже внешний вид соединения из-за вмятин и пластической деформации.

Ультразвуковая сварка основана на создании в месте соединения деталей переменных напряжений сдвига с частотой ультразвуковых генераторов, преобразующих колебания электрических величин в механические колебания. Ультразвуковая сварка позволяет сваривать металлы с различными, в том числе неметаллическими покрытиями, пластмассы.

В зависимости от выбранного вида сварки и требований, предъявляемых к соединению, применяют различные виды соединений. В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов различают следующие виды сварных соединений: стыковые (рис. 7.10, а), нахлесточные (рис. 7.10, б), угловые (рис. 7.10, в) и тавровые (рис. 7.10, г). Форму кромок и размеры поперечного сечения стыковых швов определяют в зависимости от толщины свариваемых деталей и способа сварки. Угловые швы в поперечном сечении имеют форму прямоугольного треугольника. В зависимости от расположения по отношению к направлению нагрузки сварные швы делят на лобовые – шов перпендикулярен направлению нагрузки (рис. 7.10, д), фланговые – шов параллелен направлению нагрузки (рис. 7.10, е), косые и комбинированные (рис. 7.10, ж).

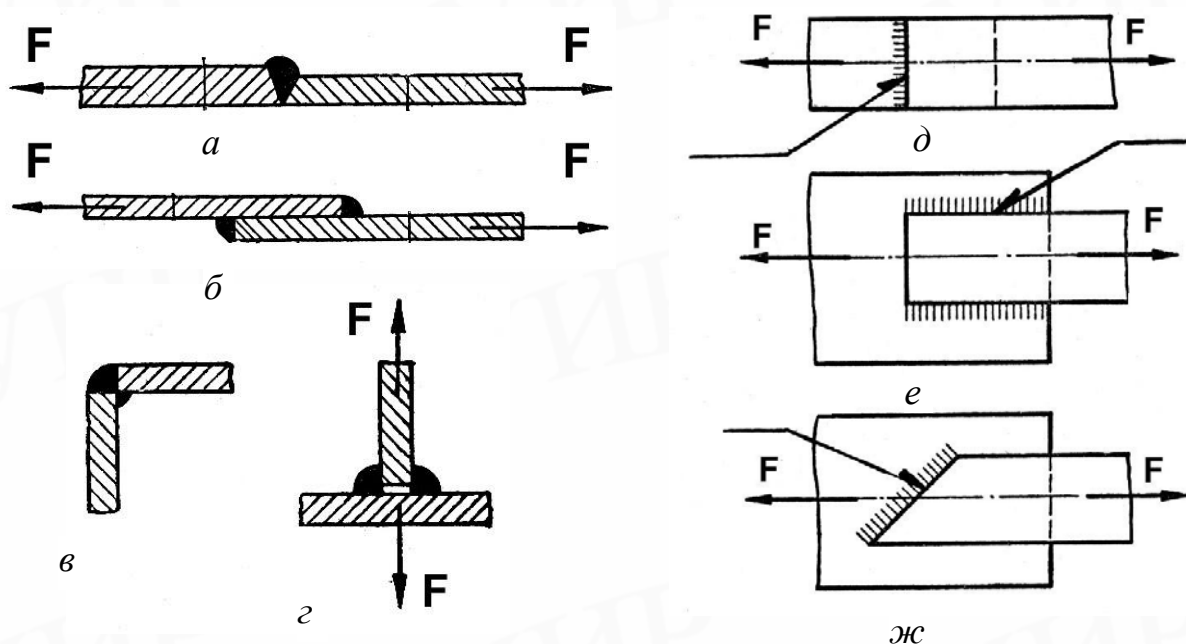


Рис. 7.10

Достоинствами сварных соединений являются высокая производительность, равнопрочность, герметичность, возможность соединения различных материалов и деталей разных форм.

Недостатки сварных соединений: появление остаточных напряжений в местах сварки за счет локального нагрева, что может привести к деформации свариваемых деталей; недостаточная вибрационная и ударная прочность; необходимость проведения термической обработки для снятия остаточных напряжений; сложность контроля дефектов и качества соединения.

Сварные соединения обозначают (рис. 7.10, д, е, ж) прямой линией, оканчивающейся стрелкой, направленной к сварному шву. Линия соединена с полкой, над которой указывают параметры сварного шва. Если лицевая сторона сварного шва не видна, обозначение параметров помещают под полкой. Свойства сварного соединения определяются свойствами материалов или их сочетаний, включая покрытия соединяемых деталей; видом и технологическими параметрами сварки; формой и размерами шва.

Свойство материалов образовывать сварные соединения, отвечающие требованиям конструкции и условиям эксплуатации, оценивается свариваемостью. Из материалов и их сплавов свариваются хорошо, без применения особых методов малоуглеродистые конструкционные и низколегированные стали (Ст0...Ст3, 08...25, 15Х, 15Г и др.), алюминий и его сплавы (Д1, Д16, АМц, АМг3, АЛ2, АЛ4), медь и ее сплавы (М3, ЛС59-1, Л63, БрАЖ9-4, БрОФ10-1, БрОЦ4-3 и др.); свариваются ограниченно только специальными методами или при определенных режимах сварки среднеуглеродистые стали (30 ... 45, 30Г, 30ХГС и др.); свариваются плохо высокоуглеродистые и высоколегированные стали 65Г, У8, У10, чугуны.

Из неметаллических материалов сварке подвергаются только термопластические пластмассы (полиэтилен, полистирол, полипропилен и др.), при этом кромки деталей разогреваются до пластического вязкотекучего состояния, а затем подвергаются сжатию. В качестве присадочного материала применяют пруток из той же пластмассы, что и свариваемые детали. Известны следующие способы сварки пластмасс: ультразвуком, токами высокой частоты, трением, газовыми теплоносителями и нагретыми инструментами.

7.2.2. Соединения пайкой

Пайкой называют процесс соединения металлических или металлизированных деталей с помощью дополнительного связующего материала – припоя, температура плавления которого ниже температуры

плавления материала соединяемых деталей.

В расплавленном состоянии припой смачивает поверхности соединяемых деталей. Соединение происходит путем межатомного сцепления, растворения и диффузии материала деталей и припоя.

В отличие от сварки пайка сохраняет неизменными структуру, механические свойства и состав материала деталей, вызывает значительно меньшие остаточные напряжения. Прочность паяного соединения определяется прочностью припоя и сцепления припоя с поверхностями соединяемых деталей.

В качестве припоя применяют как чистые металлы, так и сплавы. В зависимости от температуры плавления припои бывают легкоплавкие (мягкие) и среднетугоплавкие (твердые). К легкоплавким мягким припоям с температурой плавления до 450 °С относятся оловянисто-свинцовые сплавы с содержанием олова от 18 до 90%, например ПОС-61 (61% олова). Для понижения температуры плавления в эти сплавы вводят висмут и кадмий, а для увеличения прочности – сурьму. Твердые припои содержат в своем составе медь, цинк, никель, серебро и имеют температуру плавления выше 500 °С.

Мягкие припои применяют для получения главным образом надежных электрических контактов при пайке и герметичных соединений.

Твердые припои обеспечивают достаточную прочность шва при температуре свыше 100 °С, устойчивы к вибрациям, ударам и агрессивным средам.

Хорошее соединение пайкой можно получить только при чистых поверхностях спаиваемых деталей, свободных от окислов и загрязнений и при заполнении зазора между деталями припоем. Для очистки и защиты соединяемых поверхностей и припоя от окисления, улучшения смачиваемости и лучшего растекания припоя применяют флюсы. Они способствуют очищению поверхностей от загрязнений, растворяют окисные пленки, улучшают смачиваемость поверхностей припоем, обеспечивают лучшее затекание припоя в зазоры между спаиваемыми деталями. Флюсы должны обладать хорошей жидкотекучестью и иметь температуру плавления более низкую, чем у припоя, что обеспечивает их вытеснение припоем. Они делятся на химически активные (бура, хлористый цинк и др.) и химически неактивные (канифоль и спиртовые растворы). Применение первых требует тщательной промывки деталей после пайки.

Соединения пайкой могут выполняться при различных способах нагрева деталей и припоя. Наиболее распространенными видами пайки являются пайка паяльником, газовой горелкой, в печи, индукционная, пайка в жидких средах, ультразвуковая, волной припоя, лазером, электронным лучом и другие. Способ нагрева зависит от конструкции соединения, материала

соединяемых деталей, требуемого количества теплоты и температуры нагрева. Качество соединения определяется величиной зазора и плотностью его заполнения припоем, прочностью припоя и прочностью связи припоя с поверхностями соединяемых деталей.

Достоинствами пайки являются простота и дешевизна технологического процесса, широкие возможности его механизации и автоматизации, возможность соединения всех металлов и разнородных материалов (металл с керамикой, стеклом, резиной), малые остаточные температурные напряжения и деформации, малое электросопротивление мест соединения. Так как непосредственная пайка при соединении металлов с неметаллами невозможна, то на поверхности неметаллических материалов создают промежуточный слой из меди, никеля, серебра, который хорошо сцепляется с поверхностью этих материалов и обеспечивает качественную пайку с металлом.

Недостатком соединений пайкой является их невысокая механическая и термическая прочность.

Различают паяные соединения внахлестку и встык. Наибольшую прочность имеет соединение внахлестку, но при этом увеличиваются габариты соединения. Соединение встык имеет малые габариты, но невысокую прочность.

7.2.3. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения выполняют с помощью специальных крепежных деталей – заклепок (рис. 7.11, а, б) или непосредственным расклепыванием цапф деталей (рис. 7.11, в, г).

Заклепка представляет собой цилиндрический стержень с двумя головками, одна из которых, называемая закладной, выполнена заранее, а вторая, замыкающая, получается в процессе сборки под ударами инструмента. Соединяемые детали при этом сильно сжимаются.

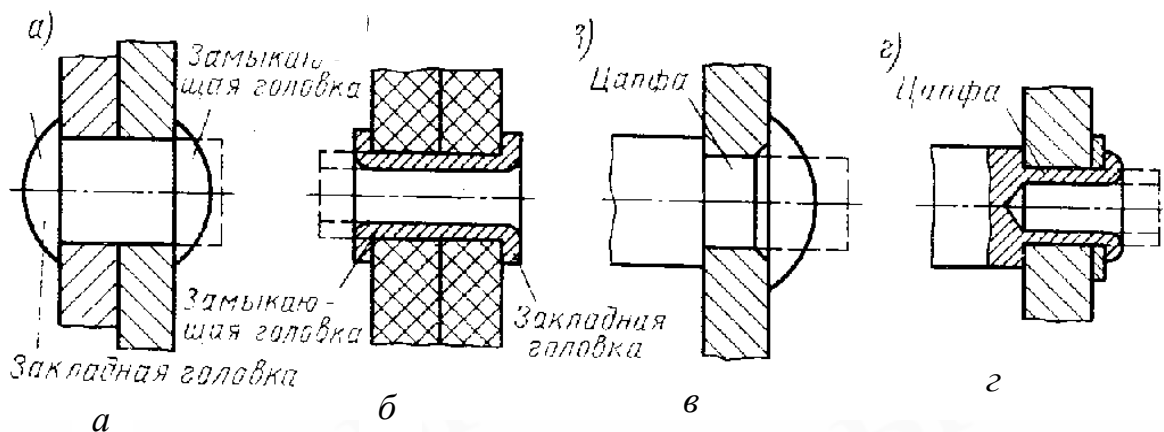


Рис. 7.11

Форма и размеры заклепок стандартизированы. Стержень заклепки может быть сплошным или полым; головки по форме бывают полукруглые (рис. 7.12, а), потайные (рис. 7.12, б), полупотайные (рис. 7.12, в), плоские (рис. 7.12, г). Заклепки изготавливают из пластичных материалов: низкоуглеродистых сталей (Ст2, Ст3, 08, 10), меди (М1), латуни (Л62), алюминиевых сплавов. Материал соединяемых деталей может быть тверже или мягче материала заклепок. Желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими друг другу. В противном случае при изменении температуры возникнут дополнительные напряжения, что снизит прочность соединения. Диаметр d (см. рис. 7.12, а) заклепки принимают примерно в 1,8 ... 2,0 раза больше минимальной толщины соединяемых деталей. Стержень заклепки должен выступать над соединяемыми деталями на величину примерно $1,5d$ для образования замыкающей головки. Для обеспечения лучшей механической прочности и предотвращения концентрации напряжений при посадке и клепке заклепки рекомендуют минимальный зазор между заклепкой и стенками отверстия. Диаметр отверстия под заклепку принимают на 0,2 ... 0,5 мм больше диаметра заклепки.

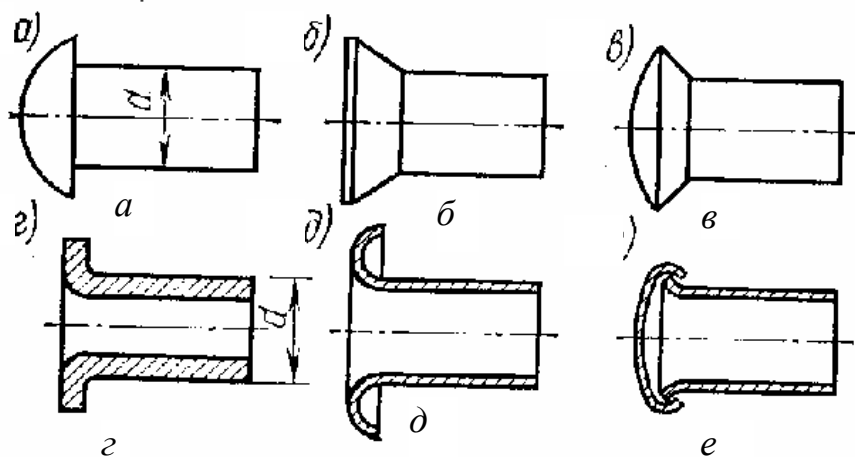


Рис. 7.12

Заклепочные соединения применяют для соединения трудносвариваемых металлов и разнородных материалов; в конструкциях, подверженных действию вибрационных и ударных нагрузок; для соединения металлических деталей с неметаллическими.

Выбор формы заклепки зависит от материала и толщины соединяемых деталей.

Стальные заклепки применяют для прочных соединений, а латунные и алюминиевые – для соединений, не требующих большой механической прочности. Для соединения деталей, изготовленных из хрупких или неметаллических материалов, используют полупустотелые и пустотелые заклепки (рис. 7.12, д, е).

Заклепки с полукруглой головкой – самые распространенные и применяются везде, где допустима выступающая головка. Применение заклепок с потайной головкой целесообразно для деталей из прочных материалов при толщине более 2 ... 2,5 мм. При меньшей толщине берут заклепки с полупотайной головкой. Для соединения мягких и эластичных материалов (винипласт, резина) необходимы большие площади головки, поэтому под заклепки ставят шайбы, прокладки. Клепка и развальцовка заклепок не должны сильно деформировать соединяемые детали.

Заклепочные соединения выполняют внахлестку (рис. 7.13, а) или встык с одной (рис. 7.13, б) или двумя (рис. 7.13, в) накладками и расположением заклепок в один, два или более параллельных (рис. 7.13 г) или шахматных ряда.

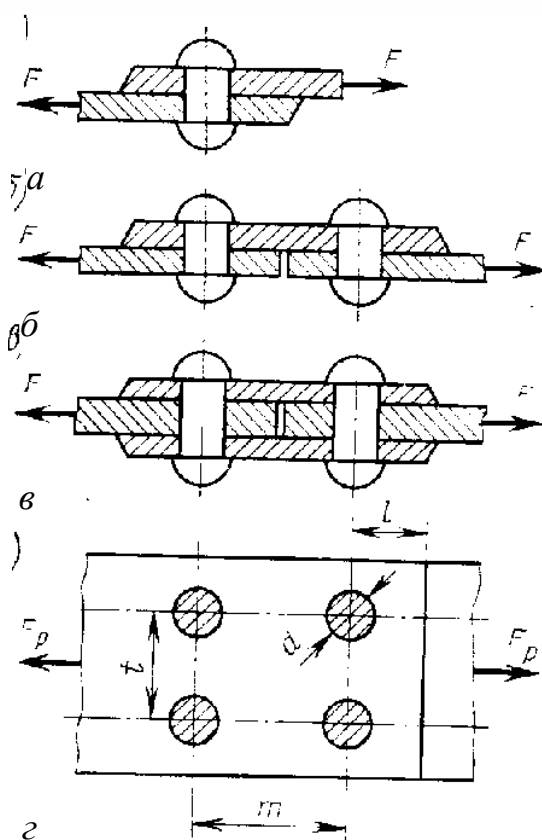


Рис. 7.13

Шаги между заклепками выбирают исходя из назначения соединения и удобства клепки: $t = (2 \dots 8)d$, $l = (1,35 \dots 2)d$, $m = (1,5 \dots 2)d$. Заклепки рассчитывают на сдвиг по поперечным сечениям и на смятие по боковым поверхностям, а листы – на растяжение по ослабленным отверстиями под заклепки сечениям.

Достоинствами заклепочных соединений являются возможность соединения различных материалов, хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам, удобство и надежность контроля качества соединения. К недостаткам относятся трудоемкость (разметка,

сверление отверстий, закладка и клепка заклепок) и высокая стоимость; ослабление соединяемых деталей отверстиями; дополнительный расход материала на наклейки.

7.2.4. Клеевые соединения

Склеиванием называют соединение деталей тонким слоем быстротвердеющего раствора – клея. Процесс склеивания состоит из подготовки соединяемых поверхностей деталей, нанесения клея, соединения деталей и выдержки при определенных давлении и температуре.

Клеевые соединения применяют для скрепления деталей из различных металлических и неметаллических (стекло, керамика, пластмасса) материалов в любом их сочетании. К клеевым соединениям не предъявляют требований высокой прочности, но они должны хорошо сопротивляться вибрациям, воздействию влаги, колебаниям температур. Соединения бывают чисто клеевые и клеємеханические, для повышения герметичности (клеерезьбовые, клеесварные). Клеевые соединения улучшают герметизацию, снижают стоимость изделия и позволяют проще решать задачи миниатюризации конструкций. Их часто применяют в тех случаях, когда невозможно механическое крепление соединяемых деталей, например, склеивание оптического стекла с помощью прозрачных и неокрашенных клеев, крепление полупроводникового кристалла с кристаллодержателем.

Прочность клеевого соединения зависит от способа подготовки поверхностей. Желательно, чтобы они были шероховатые. Для этого применяют механическую (абразивную) и химическую (травление в растворах) обработку. Клеевой слой для повышения прочности должен быть по возможности тонким (0,05 ... 0,25 мм), тепло- и влагостойким, не подвергаться старению. Для обеспечения необходимого взаиморасположения склеиваемых деталей в конструкции предусматривают фиксирующие элементы – выступы, впадины и т.п.

Клеи подбирают исходя из свойств материала соединяемых поверхностей. Клеи делят на твердеющие при удалении растворителя, твердеющие при охлаждении расплава и твердеющие за счет химических процессов.

Процесс склеивания клеями первой группы сводится к нанесению на поверхность деталей раствора клея, сдавливанию деталей и последующему удалению растворителя путем испарения или впитывания в склеиваемый материал. Соединение обладает свойством обратимости, его не применяют для изделий, работающих в условиях повышенной влажности и температуры. К таким клеям относят резиновые, казеиновые и другие виды клеев.

Клеи второй группы перед нанесением разжижают нагреванием, затем наносят на поверхности, которые сдавливают и выдерживают при комнатной температуре. Эти клеи также обратимы, т.е. при нагревании становятся вязкими, и соединения разрушаются.

Клеи третьей группы необратимы, полученное с их помощью соединение обладает большой прочностью, однако процесс склеивания бывает сложным, некоторые клеи твердеют при нагревании соединения. К таким клеям относят синтетические клеи серий БФ, «Момент», клеи на эпоксидной, эпоксидно-кремнийорганической основе и др.

Клеевое соединение лучше работает на сдвиг, хуже – на отрыв. Его прочность зависит от сорта клея, толщины и качества слоя, прочности сцепления клея с поверхностями соединяемых деталей.

7.2.5. Соединения заформовкой и запрессовкой

Заформовка заключается в соединении металлических элементов (арматуры) со стеклом, пластмассами, резиной, легкоплавкими цинковыми, алюминиевыми и магниевыми сплавами путем погружения этих элементов в формуемый материал, находящийся в вязкотекучем пластичном или жидком состоянии. После застывания формуемого материала образуется неразъемное соединение.

Таким способом получают различные рукоятки (рис. 7.14), крышки, клеммовые держатели, детали для электроизмерительных, оптико-механических и электронных приборов. Заформовка является единственным способом получения газонепроницаемого соединения металлических электродов со стеклянными баллонами электровакуумных устройств.

Соединения заформовкой имеют следующие достоинства: не требуются высокие точность и чистота обработки погружаемых частей арматуры; можно получить необходимые, часто не совместимые местные свойства элементов узла – электро- и теплопроводность арматуры при сохранении изоляционных свойств узла; уменьшаются масса изделий и расход металла, стоимость.

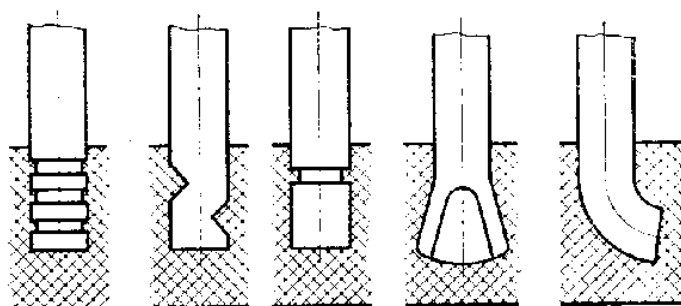


Рис. 7.14

При заформовке практически отсутствует сцепление арматуры с формуемым материалом. Прочность и плотность соединений обеспечивают выбором соответствующих форм погружаемой арматуры в виде кольцевых проточек, впадин, уступов, уширений, загибов (см. рис. 7.14), увеличивающих поверхности контакта и препятствующих ее выдергиванию.

Соединения **запрессовкой** получают путем создания гарантированного натяга между охватываемой и охватывающей поверхностями при сборке. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций на поверхности контакта возникает удельное давление и соответствующие ему силы трения, препятствующие взаимному смещению деталей.

Сборка при соединении запрессовкой может осуществляться одним из трех способов: прессование без нагрева, с нагревом втулки или с охлаждением вала. Наиболее распространены соединения запрессовкой по цилиндрическим поверхностям. Они применяются для соединения зубчатых колес на валиках, при соединении зубчатого венца червячного колеса со ступицей. Для облегчения сборки на деталях выполняют направляющие фаски. Сборка с нагревом втулки может вызвать изменение структуры, коробление детали. Предпочтительнее сборка с охлаждением вала. Для охлаждения используют жидкий азот ($-196\text{ }^{\circ}\text{C}$), сухой лед ($-72\text{ }^{\circ}\text{C}$).

При малых размерах соединяемых деталей часто используют запрессовку на валик с накаткой, что значительно уменьшает стоимость соединения за счет снижения точности изготовления соединяемых поверхностей. На валу накатывают треугольные выступы (шлицы), при этом часть материала вала выдавливается инструментом и первоначальный диаметр вала увеличивается. Прочность соединения зависит от глубины вдавливания накатанных зубцов в цилиндрическую поверхность сопряженной детали. В процессе запрессовки материал втулки деформируется и заполняет впадины вала. Соединение с накаткой применяют для сборки стальных или латунных валиков с алюминиевыми или пластмассовыми деталями. Этот вид соединения хуже прессовых центрирует детали, но при этом не требуются высокие точность и чистота обработки поверхностей, упрощается сборка.

Чем больше натяг и параметры шероховатости поверхности, тем выше надежность соединения. К соединениям с гарантированным натягом относятся соединения с применением посадок H7/u7; H7/r6; H7/p6 и др. Выбор необходимой посадки осуществляют из условий прочности по величине удельного давления.

Достоинствами соединений запрессовкой являются: отсутствие дополнительных креплений, простота конструкции, хорошая центровка сопрягаемых деталей, возможность передачи значительных осевых усилий и крутящих моментов. К недостаткам соединений относятся: высокие точность и стоимость изготовления соединяемых деталей, сложность сборки, влияние величины натяга, коэффициента трения и рабочих температур на прочность соединения.

Глава 8. ВАЛЫ И ОСИ

8.1. Назначение, конструкции и материалы валов и осей

В механизмах имеются звенья, передающие вращающее движение. Валы (валики) и оси предназначены для поддержания, установки и крепления на них вращающихся деталей механизмов типа зубчатых колес, шкивов, полумуфт, муфт, маховичков, указателей и т.д.

При работе валы нагружены поперечными, а иногда и продольными силами, всегда передают вращающий момент, т.е. подвижны, и испытывают деформацию кручения и изгиба. Оси, в отличие от валов, не передают вращающий момент, т.е. не испытывают кручения, они могут быть подвижными и неподвижными. Нагрузки, действующие на оси, вызывают в них деформацию изгиба.

В зависимости от положения геометрической оси валы могут быть с прямолинейной (прямые), ступенчатой (коленчатые) и изменяющейся (гибкие) осью. Наибольшее распространение получили прямые валы и оси. Коленчатые валы применяют для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное или наоборот, они совмещают функции вала и кривошипа. Гибкие валы состоят из нескольких плотно навитых на сердечник слоев стальных проволок с чередующимся направлением навивки. Их подбирают по допустимому крутящему моменту и частоте вращения. Они стандартизированы. С их помощью можно передавать вращение под любым углом. Используют гибкие валики в приводах измерительных приборов и дистанционного контроля, например спидометров, тахометров, роботов. Долговечность и КПД (0,85 ... 0,9) гибких валов зависят от величины радиуса кривизны их оси, который рекомендуют принимать равным 15 ... 20 диаметрам вала.

В зависимости от изменения сечения вдоль геометрической оси валы могут быть гладкие, ступенчатые с цилиндрическими и коническими участками, валы – зубчатые колеса, валы – червяки (рис. 8.1). Гладкие валы и оси встречаются сравнительно редко, например, при использовании калиброванных прутков и соответственно посадок в системе вала или при отсутствии продольных сил. Ступенчатые валы обеспечивают равнопрочность по длине, более удобны при сборке, установке сопряженных деталей, но менее технологичны. Число и расположение ступеней вала зависят от числа закрепленных на нем деталей (зубчатых колес и т.д.) и от принятого способа сборки, фиксации вала в осевом направлении. Посадочные поверхности под ступицы насаживаемых на вал деталей выполняют цилиндрическими, реже коническими. Конические поверхности сложнее в изготовлении, но позволяют повысить точность центрирования и соосности соединяемых деталей.

Опорные части валов и осей называют цапфами. Цапфы, передающие на опоры радиальную нагрузку, называют шипами, а осевую нагрузку – пятами. По форме шипы могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими, а

пяты – плоскими и шаровыми. Если ось неподвижна, ее опорные части необязательно должны иметь форму тел вращения. Обычно цапфы валов и осей выполняют цилиндрическими. Конические цапфы используют при осевом фиксировании валов. Шаровые цапфы применяют, когда необходимы угловые отклонения осей. Опоры, на которых лежат шипы, называют подшипниками, а опоры пят – подпятниками.

Диаметры посадочных поверхностей валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выбирают по ГОСТу из стандартного ряда линейных размеров, а диаметры цапф под подшипники качения – из стандартного ряда диаметров внутреннего кольца подшипников качения.

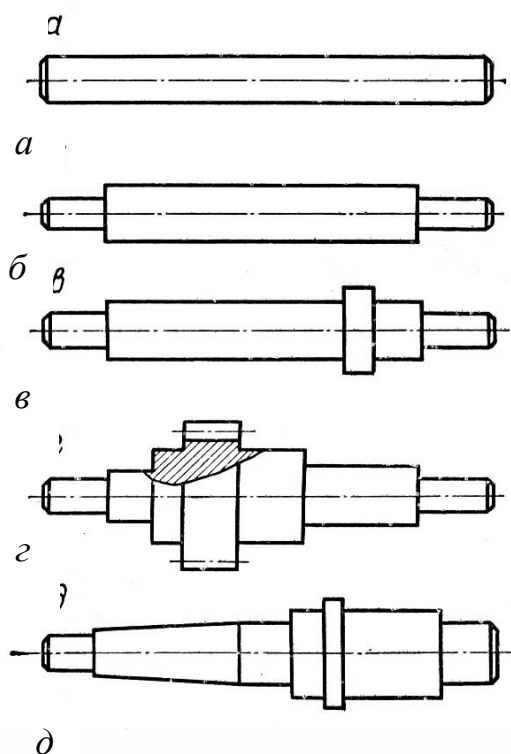


Рис. 8.1

Для уменьшения концентрации напряжений изменение диаметра ступенчатого вала выполняют плавным переходом – галтелью – по возможно большему радиусу r , $r \geq 0,1d$. Радиус галтели r должен быть меньше радиуса закругления r_1 или радиального размера фаски насаживаемой детали (рис. 8.2, а). Участок перехода диаметров может выполняться и в виде кольцевой проточки глубиной $0,15 \dots 0,25$ мм и шириной $1 \dots 2$ мм для выхода шлифовального круга при обработке (рис. 8.2, б). Но проточки снижают прочность, их рекомендуют выполнять на концевых участках валов и осей в местах наименьших напряжений.

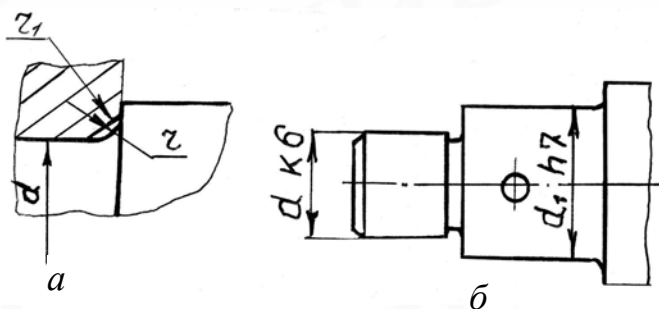


Рис. 8.2

Длина каждой ступени вала определяется шириной насаженных на него деталей: ступиц зубчатых колес, муфт, подшипников, крышек подшипников и т.д. Она должна обеспечивать возможности точной обработки, сборки и съема деталей.

Детали на валах и осях крепятся с помощью цилиндрических или конических штифтов при $d \geq 6$ мм, – с помощью призматических или сегментных шпонок. Размеры штифтов, шпонок должны соответствовать размерам вала, например диаметр штифта $d_{ш} \leq (0,2 \dots 0,25)d$.

Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными фасками для облегчения посадки деталей и снятия заусенцев, которые могут быть причиной травматизма при сборке.

Сопряжение вала с насаженными на него деталями осуществляется, как правило, в системе отверстия по переходным посадкам или посадкам с минимальным зазором (H/h), обеспечивающим точное центрирование и допускающим разборку и повторную сборку узла. Размеры посадочных поверхностей вала выполняются по шестому качеству, в особо точных узлах – по пятому, при соответствии требуемой точности параметров шероховатости. Точность отверстия насаженных деталей принимается, как правило, на один класс выше, т.е. класс отверстия больше класса вала.

Валы и оси по назначению являются ответственными деталями механизмов. Материал валов и осей должен хорошо обрабатываться и быть прочным. Чаще всего в качестве материалов применяют следующие углеродистые и легированные стали: качественные стали 40, 45, 50, сталь 40Х – для валов с термообработкой; стали 20, 20Х – для быстроходных валов на подшипниках скольжения с поверхностной цементацией цапф; углеродистые стали обыкновенного качества Ст4, Ст5 – для неответственных валов без термообработки; сталь Х18Н10Т – для коррозионно-стойких, немагнитных валов. Для уменьшения массы валов и осей применяют дюралюминий, для обеспечения электроизоляционных свойств – пластмассы или керамические материалы. Для валов – червяков, валов – зубчатых колес материал выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к материалу червяка, зубчатого колеса.

8.2. Расчет валов и осей

Целью расчета на прочность является определение диаметра вала или оси в

наиболее нагруженном сечении. При расчете необходимо учитывать выточки, отверстия под штифты, шпоночные пазы, резьбы, которые понижают прочность.

Диаметр оси, исходя из условия ее работы только на изгиб, равен

$$d \geq \sqrt[3]{M_{из} / 0,1 \sigma_{adm}}, [м] \quad (8.1)$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент, Н×м; σ_{adm} – допускаемое напряжение материала оси на изгиб, МПа.

Значение d округляют до ближайшей большей стандартной величины из нормального ряда линейных размеров.

Различают предварительный и проверочный расчеты валов. В начальной стадии проектирования размеры вала по длине еще не известны, поэтому диаметр вала приближенно определяют из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях материала

$$d \geq 1,1 \sqrt[3]{T / 0,2 \tau_{adm}}, \quad (8.2)$$

где T – крутящий момент, Н×м; τ_{adm} – допускаемое напряжение при кручении, МПа.

Диаметр вала округляют до ближайшей большей стандартной величины из нормального ряда линейных размеров, а диаметры различных ступеней вала назначают из условий сборки, фиксации. Иногда диаметр вала при предварительном расчете берется на основании данных практики проектирования. Например, в кинематических передачах диаметр вала связывают с диаметром внутреннего кольца используемого подшипника качения или диаметр ведущего вала редуктора принимают равным 0,8 ... 1,2 диаметра вала электродвигателя привода.

Проверочные расчеты валов проводят при необходимости на статическую и усталостную прочность, жесткость и антирезонансные свойства. Расчеты проводятся только после окончательного назначения диаметральных и осевых размеров всех элементов вала с учетом внешних сил и моментов, действующих на вал, включая реакции опор. Нагрузки, распределенные по длине подшипника или ступицы, рассматриваются как сосредоточенные. Усилия, возникающие в зубчатом или червячном зацеплении, представляют в виде радиальной, окружной и осевой составляющих, величины которых зависят от геометрии зацепления и от крутящего момента на валу.

Проверочный расчет вала на статическую прочность – это расчет на изгиб и кручение. Он сводится к расчету на изгиб по приведенному моменту

$$M_{red} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{изу}^2 + T^2}, \quad (8.3)$$

где $M_{из}$, $M_{изу}$ – изгибающий момент соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н·м. Учитывая условия прочности $\sigma = M_{red} / W \leq \sigma_{adm}$, где $W = 0,1 d^3$ – момент сопротивления поперечного сечения вала диаметром d относительно нейтральной оси, определим диаметр вала, который будет равен

$$d \geq \sqrt[3]{M_{\text{red}} / 0,1\sigma_{\text{adm}}} . \quad (8.4)$$

Для валов и осей, работающих в условиях длительных переменных нагрузок, проводят расчет на усталостную прочность.

Нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу.

Цикл изменения касательных напряжений от крутящего момента принимают отнулевым для неререверсивного движения (пуск-остановка) и симметричным – для реверсивного движения. Расчет заключается в определении коэффициентов запаса прочности по нормальным n_{σ} и по касательным n_{τ} напряжениям, величина которых зависит от размеров поперечного сечения, поверхностного упрочнения вала, наличия концентраторов напряжений, параметров циклов нагружения. При этом

$$n_{\sigma} \geq n_{\text{adm}} \quad \text{и} \quad n_{\tau} \geq n_{\text{adm}}, \quad (8.5)$$

где n_{adm} – допускаемый коэффициент запаса прочности, обычно равный 1,5 ... 2,0.

Условия усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям будут соответственно равны

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{изу}}^2} / 0,1d^3} \geq n_{\text{adm}}, \quad (8.6)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau} = \frac{\sigma_{-1}}{T / 0,2d^3} \geq n_{\text{adm}}, \quad (8.7)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала вала соответственно при действии нормальных и касательных напряжений. Их можно определить через величину предела прочности при растяжении σ_{ut} :

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45)\sigma_{\text{ut}}, \quad (8.8)$$

$$\tau_{-1} = (0,55 \dots 0,6) \sigma_{-1}. \quad (8.9)$$

При необходимости, когда упругие деформации валов и осей влияют на работу связанных с ними деталей, например зубчатых колес, фрикционных катков, подшипников, валы и оси рассчитывают на жесткость. По условию жесткости максимальная деформация не должна превышать допускаемого значения. Различают жесткость валов при изгибе и кручении. Жесткость при изгибе оценивают прогибом y вала и углом поворота θ сечения вала, которые определяют по формулам сопротивления материалов (см. подразд. 5.13.6) для конкретной конструкции и схемы нагружения вала. При этом

$$y_{\text{max}} \leq y_{\text{adm}} = (0,0002 \dots 0,0003)\ell, \quad (8.10)$$

$$\theta_{\text{max}} \leq \theta_{\text{adm}}, \quad (8.11)$$

где y_{adm} , θ_{adm} – допустимые значения прогиба и угла поворота сечения вала; ℓ – расстояние между опорами.

Допустимый угол поворота сечения вала определяется типом опоры:

$\theta_{\text{adm}} = 0,001$ рад – при подшипниках скольжения;

$\theta_{\text{adm}} = 0,01$ рад – при однорядных радиальных шарикоподшипниках;

$\theta_{adm} = 0,05$ рад – при двухрядных сферических радиальных шарикоподшипниках.

Жесткость при кручении оценивается углом закручивания φ_0 на единицу длины вала

$$\varphi_0 = \frac{T}{I_p G} = \frac{T}{0,1d_{min}^4 G} \leq \varphi_{0adm}, \quad (8.12)$$

где d_{min} – минимальное значение диаметра вала по его длине; G – модуль упругости материала вала при сдвиге (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа); φ_{0adm} – допустимое значение угла закручивания ($\varphi_{0adm} = (1,5 \dots 9)10^{-3}$ рад/м).

Расчет на антирезонансные свойства предполагает определение резонансной (критической) частоты вращения вала, которая не должна совпадать с рабочей частотой n_p . Он производится для валов с высокими скоростями вращения ($n > 20\,000$ об/мин). Длительная работа вала в резонансной области даже при небольшой неуравновешенности может привести к разрушению вала и опор. Если вал под тяжестью деталей, закрепленных на нем, имеет статический прогиб y , то критическая частота вращения определится как

$$n_{кр} \approx 300 \sqrt{1/y} \text{ [об/мин]}. \quad (8.13)$$

Желательно, чтобы рабочая частота вращения вала лежала вне диапазона частот резонансной полосы $(0,7 \dots 1,5) n_{кр}$. В диапазонах частот $n_p \leq 0,7 n_{кр}$ (квазистатический режим) и $n_p \geq 1,5 n_{кр}$ (квазиамортизационный режим) прогиб вала не превышает значения статического прогиба y .

Глава 9. ОПОРЫ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Опорами называют устройства, поддерживающие вращающиеся валы и оси в требуемом положении. Они воспринимают и передают нагрузки от подвижных звеньев на корпус или плату. Точность и надежность механизма во многом определяются конструкцией опор.

В зависимости от направления нагрузок опоры делят на: радиальные подшипники, воспринимающие радиальные нагрузки; подпятники или упорные подшипники, воспринимающие осевые нагрузки; радиально-упорные подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые нагрузки.

В зависимости от вида трения между соприкасающимися поверхностями валов и опор различают: опоры с трением скольжения; опоры с трением качения и специальные опоры (электромагнитные, опоры с трением упругости и другие).

Направляющими называют устройства, обеспечивающие с заданной точностью поступательное перемещение подвижного звена. Различают направляющие с трением скольжения, с трением качения и с упругими элементами.

Основными требованиями, предъявляемыми к опорам и направляющим

механизмов, являются: малые потери на трение, большая точность направления движения, износостойкость, малые габариты, простота сборки, надежность при различных условиях работы, низкая стоимость.

9.1. Подшипники скольжения

Опоры механизмов должны обеспечить наибольшую точность перемещения, минимальные потери на трение, быть надежными в работе, сохранять возможность вращения при изменении температуры рабочей среды, виброустойчивы. Опоры скольжения появились значительно раньше опор качения. В зависимости от формы рабочей поверхности опоры скольжения выполняют цилиндрическими, коническими и сферическими. Наибольшее распространение получили цилиндрические опоры. Их простейшим видом может быть отверстие (рис. 9.1, а) под цапфу непосредственно в корпусе либо в другой детали, поддерживающей вал или ось. Если материал детали, поддерживающей вал или ось, не обладает хорошими антифрикционными свойствами, легко подвергается износу, в него запрессовывают втулки, конструкции которых показаны на рис. 9.1. Они могут воспринимать радиальные (рис. 9.1, а, б), радиальные и осевые нагрузки (рис. 9.1, в, г), регулировать осевое смещение вала (рис. 9.1, г).

Материал втулки должен быть износостойким, хорошо прирабатываться и иметь в паре с материалом цапфы минимальный коэффициент трения. Для стальных цапф этим условиям удовлетворяют: при высоких давлениях и малых окружных скоростях – бронза БрАЖ9-4 и латунь ЛС59-1; при высоких давлениях и скоростях – бронза БрОФ10-1 и БрОЦС-5-5-5; при небольших давлениях и скоростях – металлокерамические материалы, имеющие пористую структуру и хорошо удерживающие смазку; различные пластмассы – текстолит, фторопласт и др.

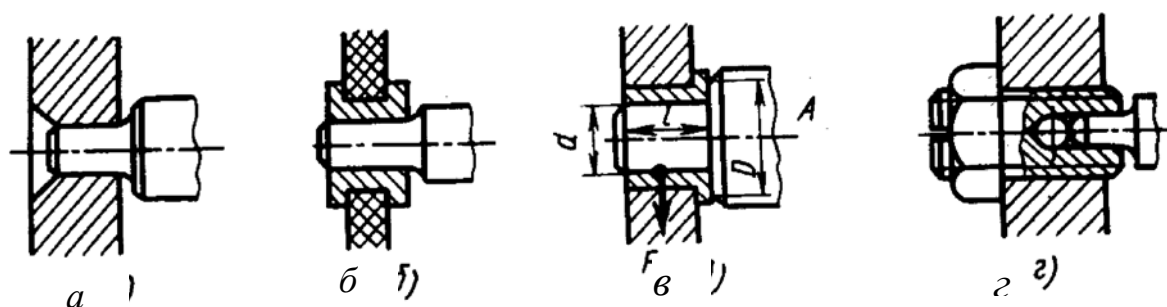


Рис 9.1

К достоинствам пластмасс помимо самосмазываемости необходимо отнести большие демпфирующие способности при действии вибраций и ударов, диэлектричность, антикоррозийность, технологичность изготовления, небольшую массу и стоимость. Недостатками пластмассовых опор скольжения прежде всего являются невысокая износостойкость, низкая теплопроводность, гигроскопичность и нестабильность размеров.

Цилиндрические опоры в отличие от конических мало чувствительны к изменению температуры из-за наличия зазоров между цапфой и подшипником, наиболее просты по конструкции. Конические опоры могут воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку, более сложны и дороже, имеют большие потери на трение. Сферические или шаровые опоры применяют, если при эксплуатации и сборке может иметь место перекося оси вала по отношению к оси подшипника.

Опоры скольжения имеют следующие достоинства: малые радиальные размеры, допускают высокие частоты вращения, возможность работы в воде и агрессивных средах, устойчивы к вибрациям и ударам. К недостаткам их следует отнести: большие потери на трение и небольшой КПД, сравнительно большие осевые размеры, неравномерный износ подшипника и цапфы, необходимость использования дорогостоящих антифрикционных материалов и смазки.

Подшипники скольжения различают с сухим, граничным и жидкостным трением. Сухое трение имеет место при отсутствии смазки между контактирующими поверхностями. Для уменьшения трения применяются различные виды покрытий металлических вкладышей подшипника – сульфидирование, сульфатирование, нанесение пленок свинца, галлия, палладия, фторопласта, порошка графита, дисульфидного молибдена, нитрата бора.

В подшипниках жидкостного трения трущиеся поверхности полностью разделены слоем жидкой смазки или газа. Различают гидростатические и гидродинамические подшипники. В гидро- и аэростатических подшипниках разделение трущихся поверхностей достигается путем подачи в зону контакта жидкости или газа под давлением, уравнивающим вал. В гидро- и аэродинамических подшипниках цапфа вала располагается во втулке подшипника с зазором. При движении жидкая или газообразная (воздух) смазка увлекается в клиновидный зазор за счет прилипания к поверхности цапфы, разделяет поверхности трения и при определенной скорости вращения создает давление, уравнивающее внешнюю нагрузку (цапфа всплывает).

Наиболее часто применяются подшипники скольжения с граничным трением, когда слой жидкости не полностью разделяет трущиеся поверхности и имеет место частичный контакт между цапфой и втулкой. При жидкостном и граничном условиях работы применяются жидкие минеральные и консистентные (густые) смазки.

Часто конструкции опор предусматривают подвод смазки и наличие специальных канавок для подачи смазки на трущиеся поверхности. Широко используют подшипники, вкладыши которых изготовлены методами порошковой металлургии из порошков соответствующих сплавов. Смазочная жидкость, заполнившая при пропитке поры такого вкладыша, обеспечивает

смазку подшипника на все время его работы.

Основными видами разрушения подшипников скольжения являются износ, задиры и контактные усталостные повреждения поверхности втулки (выкрашивание в виде раковин или отслаивание, шелушение материалов).

Расчет цилиндрических подшипников, не работающих в условиях жидкостного трения, сводится к определению диаметра цапфы (d) и ее длины (l) из условий ограничения среднего давления (q) на втулку (9.1); нагрева и износа (9.2), пропорционального удельной работе трения (qv):

$$q = F_r/dl \leq q_{adm}, \quad (9.1)$$

$$qv \leq (qv)_{adm}, \quad (9.2)$$

$$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000}, \quad (9.3)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору, Н; v – окружная скорость вала, м/с; d и l – диаметр и длина рабочих поверхностей опоры, мм; n – частота вращения вала, об/мин; q_{adm} , $(qv)_{adm}$ – допускаемые значения соответственно удельного давления и удельной работы трения материала втулки. Их значения для ряда материалов при стальных цапфах приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Значения q_{adm} , $(qv)_{adm}$ при стальных цапфах

Наименование материала втулки подшипника	q_{adm} , МПа	$(qv)_{adm}$, МПа·м/с
Бронза Бр АЖ 9-4	15	12
Бронза Бр ОЦС 5-5-5	8	12
Капрон	5	10
Текстолит	12	30

Для сопряжения цилиндрических цапф с втулкой при граничном трении назначаются посадки с зазором в системе отверстия. Величина зазора тем больше, чем выше окружная скорость. При высоких скоростях рекомендуют посадки Н8/е7; при средних и малых скоростях – Н7/е7, Н7/ф7, Н7/г7; при малых скоростях и высокой точности сопряжения – Н7/г6, Н6/г5. Для уменьшения трения и износа шероховатость трущихся поверхностей рекомендуют принимать в пределах $R_a = (1,25 \dots 0,32)$ мкм.

9.2. Подшипники качения

9.2.1. Классификация и устройство подшипников

Подшипник качения представляет собой готовый стандартный узел, основными элементами которого являются тела качения – шарики или ролики различной формы, установленные между кольцами – наружным и внутренним. Внутреннее кольцо насаживается на вал или ось, наружное – устанавливается в корпусе механизма. В процессе работы тела качения катятся по беговым дорожкам колец, геометрическая форма которых определяется формой тел качения. Для равномерного распределения тел качения между кольцами служит сепаратор. Основными размерами подшипника качения (рис. 9.2) являются внутренний и наружный диаметры, ширина. Обычно подвижным является внутреннее кольцо, а наружное – неподвижной деталью. Бывают более сложные по конструкции подшипники, включающие дополнительно защитные шайбы, уплотнения, крепежные втулки и другие элементы.

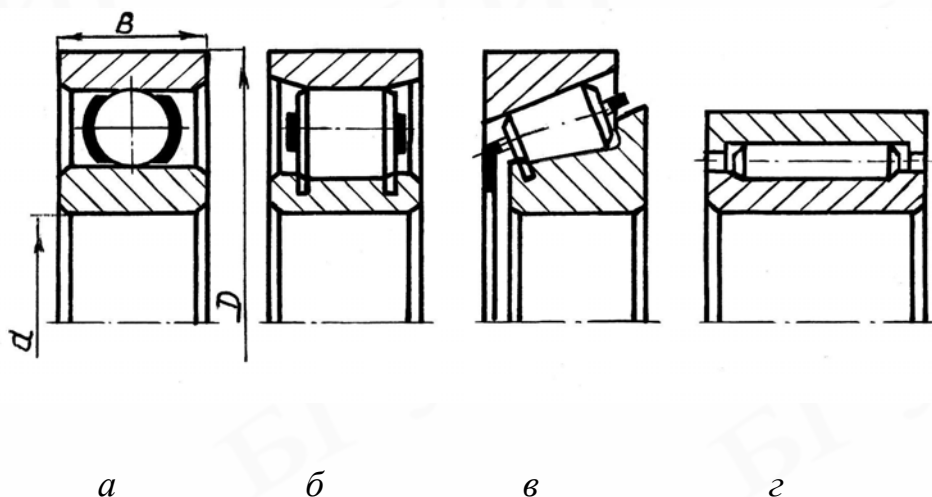


Рис. 9.2

К достоинствам подшипников качения относятся: малые потери на трение, невысокая стоимость вследствие их массового производства, широчайший диапазон размеров и типов, высокая степень взаимозаменяемости, простота монтажа и обслуживания, малая разница момента трения при пуске и установившемся движении, небольшие осевые размеры.

Недостатками подшипников качения являются сравнительно большие радиальные размеры, высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам из-за жесткости конструкции, значительно меньшая по сравнению с подшипниками скольжения долговечность при больших частотах вращения и больших нагрузках.

По форме тел качения различают шариковые и роликовые подшипники.

Последние могут быть с цилиндрическими (а), коническими (б), бочкообразными (в) и игольчатыми (г) роликами (см. рис. 9.2).

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники бывают радиальные (рис. 9.3, а), радиально-упорные (рис. 9.3, б) и упорные (рис. 9.3, в); по числу рядов тел качения – одно-, двух- и четырехрядные; по способности самоустанавливаться – не- и самоустанавливаемые.

Подшипники с одинаковым диаметром (d) внутреннего кольца подразделяются в зависимости от диаметра наружного кольца на следующие серии: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю и тяжелую. В зависимости от ширины кольца (B) подшипники делят на узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

Подшипники разных типов, размеров и серий имеют различные грузоподъемность и быстроходность. Подшипники более тяжелых серий менее быстроходны, но имеют более высокую грузоподъемность. Шариковые подшипники имеют большую быстроходность по сравнению с роликовыми подшипниками, однако последние обладают большей грузоподъемностью.

При высокой частоте вращения и действии небольших нагрузок целесообразно использовать подшипники сверхлегкой и особо легкой серий. Для восприятия повышенных нагрузок при высокой частоте вращения используют подшипники легкой серии. Наиболее часто применяют на практике подшипники легкой и средней серий, нормальные по ширине.

Подшипники изготавливаются следующих классов точности в порядке ее повышения: 0 (нормальный), 6 (повышенный), 5 (высокий), 4 (особо высокий), 2 (сверхвысокий).

Выбор класса точности подшипника производится в зависимости от требований, предъявляемых к механизму. Например, подшипники класса 0 используются в механизмах, к точности которых особых требований не предъявляют; подшипники класса 6 применяют в тех случаях, когда потери на трение в опорах должны быть минимальны; классы 5, 4 и 2 предназначены для механизмов, точность которых является основной характеристикой функционирования. Увеличение точности подшипника приводит к росту его стоимости:

Класс точности	0	6	5	4	2
Сравнительная стоимость	1	1,9 2	10	20	10 0

Чаще всего используют подшипники нормальной точности – класса 0.

Шариковый радиальный однорядный подшипник (см. рис. 9.2, а) является наиболее распространенным. Он предназначен для радиальной нагрузки, но может воспринимать и осевую в пределах 70% от

неиспользованной радиальной, допускает перекос осей колец не более $0,25^\circ$. При равных габаритных размерах из всех конструкций подшипников качения он имеет минимальные потери на трение и возможность наибольшей скорости вращения. Подшипник обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях.

Радиально-упорные подшипники (рис. 9.3, б) воспринимают радиальную и осевую нагрузку (косозубые, конические и червячные передачи), действующую на вал. Одинарный подшипник может воспринимать чисто осевую нагрузку, действующую в одном направлении. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые усилия, действующие в обоих направлениях.

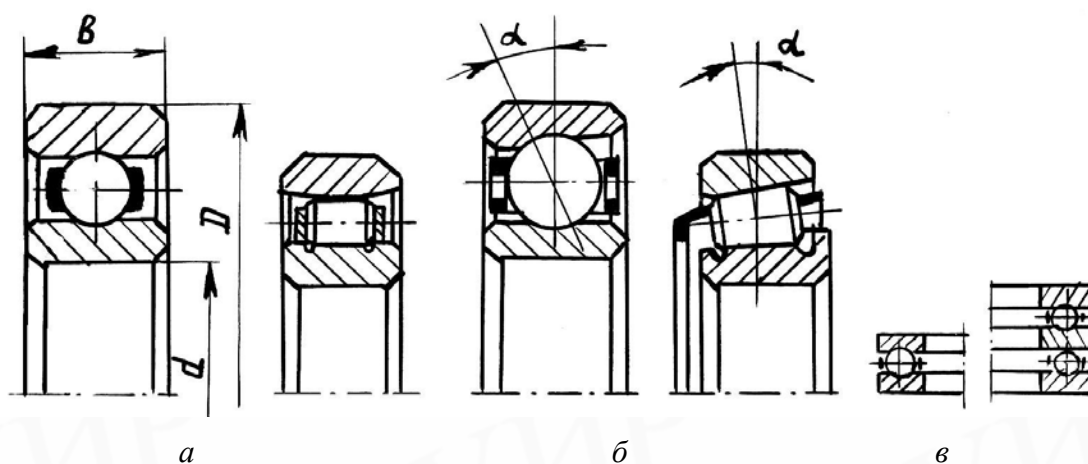


Рис. 9.3

Шариковые радиальные 2-рядные сферические подшипники могут работать при значительном перекусе до 3° осей внутреннего и наружного колец, обладают способностью самоустанавливания оси вала относительно корпуса. Величина осевой нагрузки, действующей одновременно с радиальной, не должна превышать 20% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки.

Тела качения и кольца подшипников качения изготавливают из высокоуглеродистых шарикоподшипниковых хромистых сталей ШХ9, ШХ15 с термообработкой до твердости 60 ... 65 HRC, и последующим шлифованием и полированием, в некоторых случаях используют стали других марок (нержавеющие, жаропрочные и др.); сепараторы делают из низкоуглеродистой мягкой листовой стали, массивные сепараторы – из бронзы, латуни, алюминиевых и магниевых сплавов, пластмасс. При антикоррозионных и антимагнитных требованиях детали подшипников выполняются из бериллиевой бронзы БрБ-2, нержавеющей немагнитных сталей.

Уменьшение радиальных размеров подшипников возможно как за счет минимизации размеров тел качения (игольчатые подшипники), так и за счет исключения из классической конструкции подшипника внутреннего и наружного колец. Применяются стандартные игольчатые подшипники, состоящие только из тел качения, расположенных в массивном сепараторе; нестандартные насыпные шарикоподшипники, в которых отсутствует сепаратор, роль внутреннего и наружного колец таких подшипников выполняют цапфа вала и неподвижная крышка корпуса, параметры твердости и точности которых должны соответствовать таким же параметрам колец стандартных подшипников.

В подшипниках качения смазка уменьшает трение, шум, отводит тепло, защищает подшипник от коррозии, заполняет зазоры в уплотнениях, обеспечивая герметизацию подшипникового узла. Применяют жидкие, консистентные и твердые смазки.

Жидкие смазки используют при окружной скорости вала выше 10 м/с. Чаще всего применяют минеральные масла: приборное МВП, индустриальное 12 (веретенное), индустриальное 20 и масла с антифрикционными присадками (дисульфит молибдена, графита).

Консистентные смазки (густые мази) применяют при окружной скорости вала до 10 м/с. Корпус подшипникового узла заполняют смазкой в объеме 1/3 его свободного пространства. Наилучшими признаны литиевые смазки: ЛИТОЛ-24, ЦИАТИМ-221, ЦИАТИМ-201 и др. Они хорошо удерживаются в узлах трения и не требуют сложных уплотнений, их не рекомендуют применять при большом тепловыделении.

Твердые смазки используются в вакууме и специальных средах (графит, дисульфит молибдена, нитрат бора). При повышенных температурах (140 ... 275 °С) возможно применение массивных сепараторов из самосмазывающихся пластмасс (Вилан, Тесам-4, фторопласты). Ресурс подшипника определяется временем до повреждения перемычек сепаратора.

9.2.2. Выбор подшипников качения

Типоразмеры подшипников качения ограничены стандартами. Тип подшипника выбирается с учетом величины и направления нагрузки, действующей на вал (радиальная, осевая, радиальная и осевая); характера нагрузки (постоянная, переменная, ударная); частоты вращения; требуемого срока службы механизма в часах (h); конструктивных особенностей и условий работы механизма. Так, для прямозубых цилиндрических, цилиндрических фрикционных передач можно использовать радиальные шарикоподшипники; для косозубых цилиндрических, червячных, конических, винтовых передач – радиально-упорные подшипники.

Внутренний диаметр d подшипника подбирают по диаметру вала, рассчитанному или принятому. Основным критерием для выбора серии подшипника при частоте вращения $n > 1$ об/мин служит динамическая грузоподъемность. Расчет заключается в определении расчетной динамической грузоподъемности C_p и сравнении этой величины с допустимым значением C_{adm} , приведенным в таблицах для данного подшипника:

$$C_p \leq C_{adm} \quad (9.4)$$

Допустимая динамическая грузоподъемность представляет собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник с не вращающимся наружным кольцом может выдержать в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца без появления с вероятностью равной 0,9 признаков усталостного контактного разрушения. Значения C_{adm} приведены в таблицах технических характеристик подшипников качения.

Расчетная динамическая грузоподъемность определяется для шариковых подшипников по формуле

$$C_p = F_{red} \sqrt[3]{L} \quad (9.5)$$

где F_{red} – эквивалентная нагрузка, Н; L – долговечность, выраженная в количестве миллионов оборотов, ее можно выражать через долговечность L_h в часах как

$$L = 60n \cdot L_h \cdot 10^{-6} \quad (9.6)$$

где n – частота вращения вала, об/мин. Под эквивалентной понимают постоянную радиальную нагрузку, одинаково воздействующую на долговечность подшипников, как и реальная нагрузка, действующая при эксплуатации подшипникового узла. Эквивалентная нагрузка F_{red} для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников равна

$$F_{red} = (VXF_r + YF_a) K_\sigma \cdot K_t \quad (9.7)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки на подшипнике, Н; X и Y – безразмерные коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (приведены в таблицах каталогов подшипников); V – кинематический коэффициент, равный 1,0, если в подшипнике вращается внутреннее кольцо, и 1,2 – наружное; K_σ – коэффициент динамичности нагрузки (при постоянной нагрузке $K_\sigma = 1$, при переменной $K_\sigma = 1,3 \dots 1,8$, при ударной $K_\sigma = 2 \dots 3$); K_t – температурный коэффициент (при $t \leq 125$ °С $K_t = 1$, при $t = 125 \dots 150$ °С $K_t = 1,05 \dots 1,1$).

Выбор подшипника осуществляется в следующей последовательности: принимают тип и внутренний диаметр (по валу) подшипника; вычисляют по

(9.7) эквивалентную нагрузку; по заданной долговечности и рассчитанной эквивалентной нагрузке определяют по (9.5) расчетную динамическую грузоподъемность. Далее по каталогам подбирают размеры (серию, ширину) подшипника намеченного типа с учетом того, чтобы при выбранном диаметре d выполнялось условие (9.4).

При намеченном типе и внутреннем диаметре подшипника условие $C_p \leq C_{adm}$ обеспечивается переходом от легких серий подшипника к более тяжелым. Иногда условие (9.4) обеспечивают изменением типа или внутреннего диаметра подшипника.

9.2.3. Посадки подшипников. Конструкции подшипниковых узлов

Подшипник качения является стандартным узлом, характер посадки его на вал и в корпус обеспечивают путем подгонки соприкасающихся с подшипником поверхностей. Поэтому посадка наружного кольца подшипника в корпус осуществляется всегда в системе вала, а внутреннего кольца на вал – в системе отверстия. Но поле допуска на диаметр d внутреннего кольца расположено не в сторону увеличения номинального размера, как у основного отверстия (поле допуска H), а наоборот (рис. 9.4). Это позволяет получить посадки с небольшим натягом, используя для валов поля допусков переходных посадок (j_s, k, m, n).

При посадке подшипника на вал с большим зазором не обеспечивается требуемая точность центрирования, а в случае посадки с большим натягом уменьшается или полностью исчезает радиальный зазор в подшипнике, что влияет на точность и плавность вращения, вызывает шум и вибрации во время работы и может привести из-за перенагружения к быстрому выходу подшипника из строя.

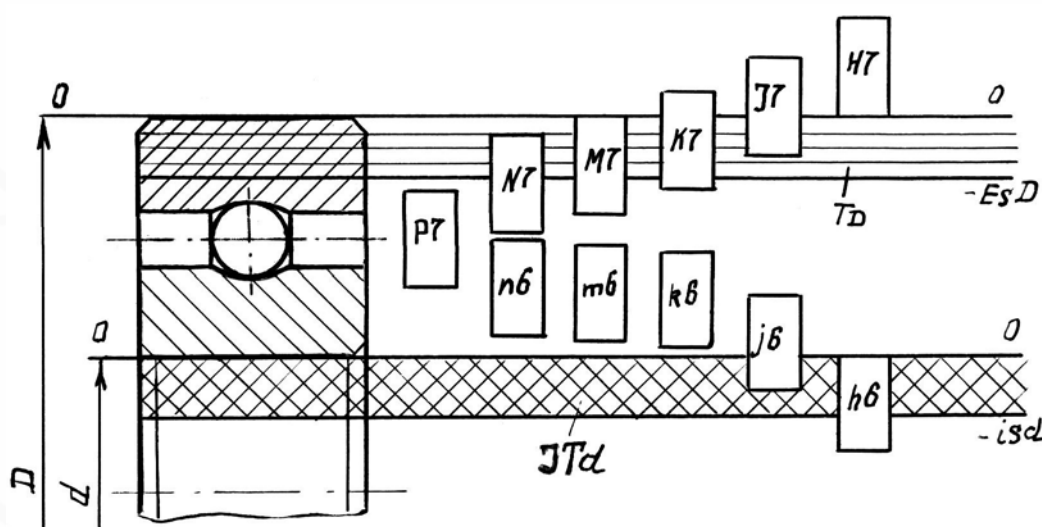


Рис. 9.4

Для внутреннего кольца подшипника при вращающемся вале и

значительных нагрузках применяют посадку с полем допуска на вал п6, при малых нагрузках – j₆, k6.

Сопряжение наружного кольца подшипника со стальным или чугунным корпусом выполняется по посадке с полем допуска на отверстие H7, а при высокой частоте вращения вала и при изготовлении корпуса из алюминиевых или магниевых сплавов – по посадке с полем допуска J_s7.

При конструировании подшипниковых узлов необходимо обеспечить центрирование подшипников в опорах, осевую фиксацию вала, возможность изменения длины вала без нарушения работы подшипника, удобство монтажа и демонтажа, защиту подшипников от попадания пыли, сохранение смазки, регулировку осевого натяга, соосность отверстий в корпусе, которую проще всего достичь их обработкой (расточкой, шлифовкой) с одного установка. При этом надо учитывать конструктивные особенности подшипников и их размеры, совместимость применяемых материалов, условия эксплуатации и режимы работы.

Защемление тел качения могут вызвать не только радиальные, но и осевые смещения, например, температурные изменения длины вала. Различают два способа фиксации валов в осевом направлении. Так, способ фиксации вала подшипниками в корпусе с двух сторон «враспор» (рис. 9.5, а) применяют при коротких валах, когда тепловые деформации вала и корпуса в осевом направлении примерно одинаковы. При этом предусматривается небольшой зазор $\Delta = 0,05 \dots 0,2$ мм, величина которого может регулироваться толщиной набора регулировочных прокладок 1. На сборочных чертежах величина этого зазора может не показываться.

При длинных валах и значительных колебаниях температуры, а также в тех случаях, когда температурные удлинения вала больше деформаций корпуса, одна опора вала жестко фиксируется в корпусе (рис. 9.5, б), а вторая опора делается плавающей.

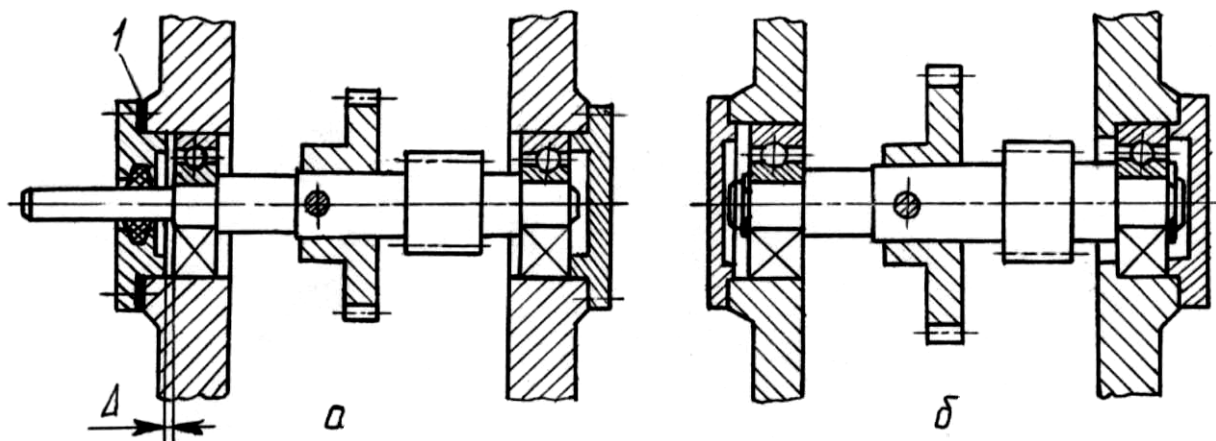


Рис. 9.5

Работоспособность подшипниковых узлов зависит не только от правильного расчета и выбора подшипников, но также и от целого ряда сопутствующих факторов, основными из которых являются: тип выбора смазки и метод ее подвода; конструкция уплотнения и надежность защиты подшипника от попадания грязи и влаги, от вытекания смазки из корпуса; правильный выбор посадки подшипника и крепления его на валу и в корпусе; точность посадочных мест по размерам, взаимным биениям, шероховатости; монтаж и регулировка зазоров. Соосность отверстий в корпусе под подшипники достигается их обработкой (расточка, шлифование) с одной установки.

К дефектам, наиболее часто встречающимся в эксплуатации, следует отнести высокую температуру (свыше 80 °С) подшипникового узла; повышенный шум или удары при работе; выбрасывание смазки из корпуса.

9.3. Специальные опоры

К специальным опорам относят опоры с трением упругости, магнитные и др.

Основным элементом опор с трением упругости является упругая проволока или лента, один конец которой прикреплен к неподвижному основанию, другой – к подвижной рамке прибора. Опоры выполнены в виде подвеса (рис. 9.6, а) или растяжки (рис. 9.6, б) из материалов, обладающих хорошими упругими свойствами (бронза, легированные стали). Такие опоры применяют при небольших углах поворота рамки. В них практически отсутствует трение, они не нуждаются в смазке, нечувствительны к загрязнению. К недостаткам опор помимо небольших углов поворота подвижных элементов следует отнести пониженную виброустойчивость, чувствительность к ударам и вибрациям.

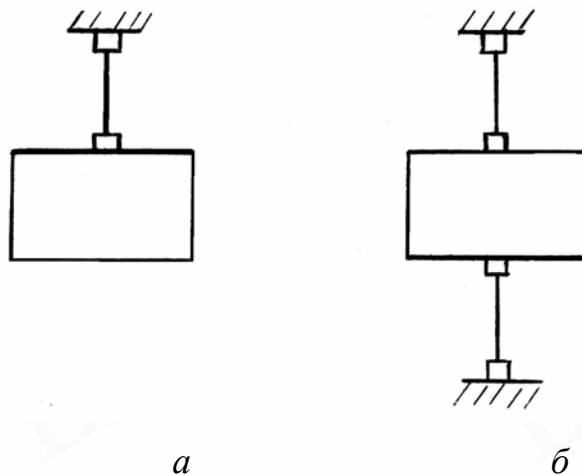


Рис. 9.6

В магнитных опорах в зазоре между трущимися поверхностями действуют силы притяжения между магнитами 1 и 2 (рис. 9.7), которые уравнивают вес подвижных звеньев. Центрирование вращающегося звена осуществляют с помощью тонких полированных нержавеющей стальных стержней 4, расположенных с зазором в графитовых втулках 3. В качестве цапф и втулок подшипников используются постоянные магниты из специальных сплавов или электромагниты. Магнитные опоры помимо малых потерь на трение могут работать при любых скоростях вращения. В силовых механизмах их не применяют из-за громоздкости магнитов, создающих усилия для подъема нагруженных валов. Используют магнитные опоры в электросчетчиках, приборах времени и других приборах.

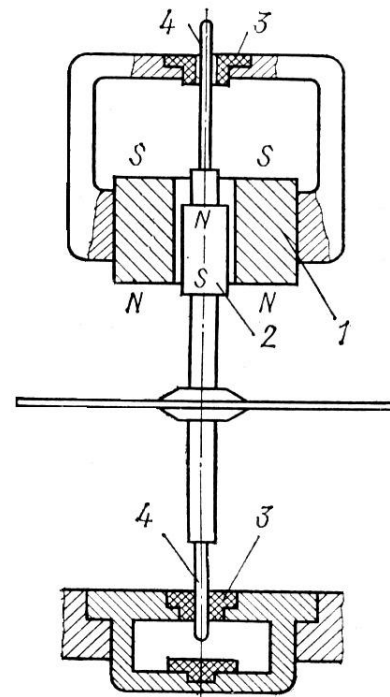


Рис. 9.7

9.4. Направляющие поступательного движения

Направляющими называют устройства, обеспечивающие точное перемещение одной детали относительно другой при поступательном движении.

К направляющим предъявляют следующие требования: точность и плавность перемещений; минимальное трение; износостойкость; нечувствительность к температурным изменениям. Элементы и конструкции направляющих поступательного движения в отличие от направляющих вращательного движения, т.е. опор, не стандартизированы и отличаются большим разнообразием.

В зависимости от вида трения различают направляющие с трением скольжения; воздушным и жидкостным трением; трением качения и с трением упругости. Конструктивно направляющие поступательного движения выполняют открытыми и закрытыми. У открытых направляющих контакт элементов кинематической пары (поверхность *a*, рис. 9.8, а) обеспечивается с помощью дополнительных прижимных усилий: массы подвижной детали, ползуна 1 или усилий пружин. У закрытых направляющих постоянное соприкосновение (поверхность *a*, рис. 9.8, б) звеньев кинематической пары обеспечивается конструкцией пары. Открытые направляющие применяют только в стационарных устройствах.

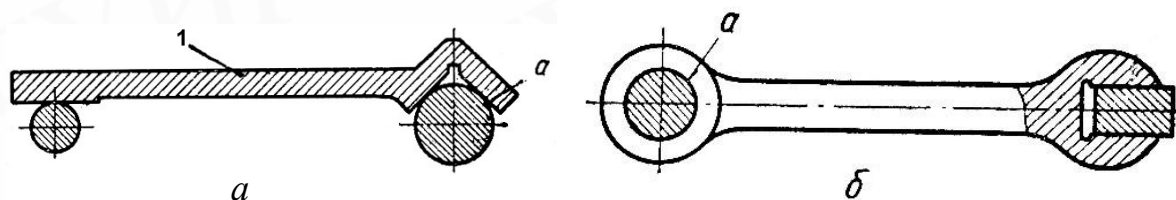


Рис. 9.8

Направляющие с трением скольжения в зависимости от формы поперечного сечения бывают цилиндрические и призматические. Цилиндрические направляющие (рис. 9.9) просты в изготовлении, могут быть изготовлены с высокой точностью, по габаритным размерам они меньше направляющих с трением качения. Их недостатками являются большие потери на трение, невозможность выборки зазора по мере износа трущихся поверхностей, чувствительность к изменениям температуры. Конструкция цилиндрических направляющих может допускать вращение ползуна (рис. 9.9, а) или предотвращать его: с помощью лыски на направляющей и планки на ползуне (рис. 9.9, б) или с помощью двух цилиндрических направляющих (рис. 9.9, в).

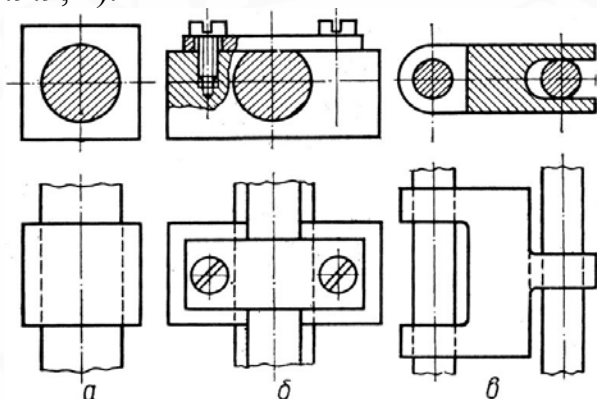


Рис. 9.9

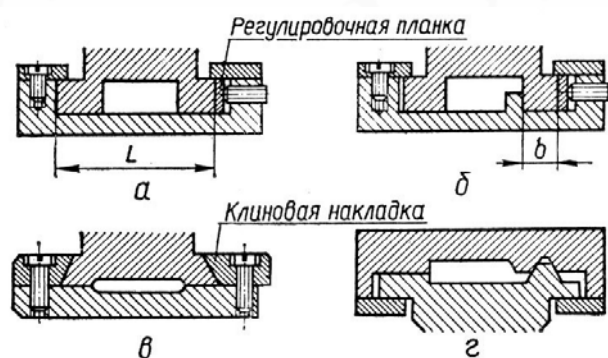


Рис. 9.10

Призматические направляющие могут иметь прямоугольные (рис. 9.10, а, б), трапецидальное (рис. 9.10, в) или треугольное (рис. 9.10, г) сечения. Прямоугольные направляющие проще в изготовлении, но из-за сложности регулировки зазоров их применяют при обычных требованиях к точности перемещений. Треугольные направляющие обеспечивают повышенную точность перемещений путем саморегулирования зазоров при износе, но трудоемки из-за высокой точности при изготовлении; поэтому обычно используют более простые в изготовлении направляющие с одной призмой. Трапецидальные направляющие, называемые «ласточкин хвост», технологичны, допускают регулировку зазора между звеньями с помощью регулировочных планок или клиновидных накладок и обеспечивают высокую точность перемещений; их недостаток – большие потери на трение.

Для повышения износостойкости направляющие изготавливают из сталей 40; 50; У8; а ползуны – из бронз БрОЦС6-6-3; БрОС10-2; текстолита; фторопласта. Если давления на поверхностях соприкосновения невелики, например, в приборостроении, расчет на прочность направляющих можно не проводить.

Для предупреждения возможности заклинивания необходимо, чтобы длина ползуна L (рис. 9.10) превышала ширину направляющих b в несколько раз и обязательное наличие зазора в направляющих. Сопряжение ползуна и цилиндрической направляющей осуществляют по посадкам H7/g6; H7/f7; H9/f9; H9/e8; а призматических направляющих – по посадкам H7/g6 и H7/h6.

При значительном изменении температуры в процессе эксплуатации материалы ползуна и направляющих должны иметь близкие по величине коэффициенты температурного расширения.

Направляющие с газовым или жидкостным трением обладают высокой плавностью и точностью, малыми потерями на трение, устойчивостью к динамическим воздействиям. Газ или жидкость под давлением p (рис. 9.11) подается в канал K или в кольцевую камеру A , а оттуда через капиллярные отверстия в зазор между подвижным 1 и неподвижным 2 звеньями кинематической пары. В зазоре образуется газовый или жидкостный слой, который благодаря избыточному давлению поддерживает подвижную систему во взвешенном состоянии.

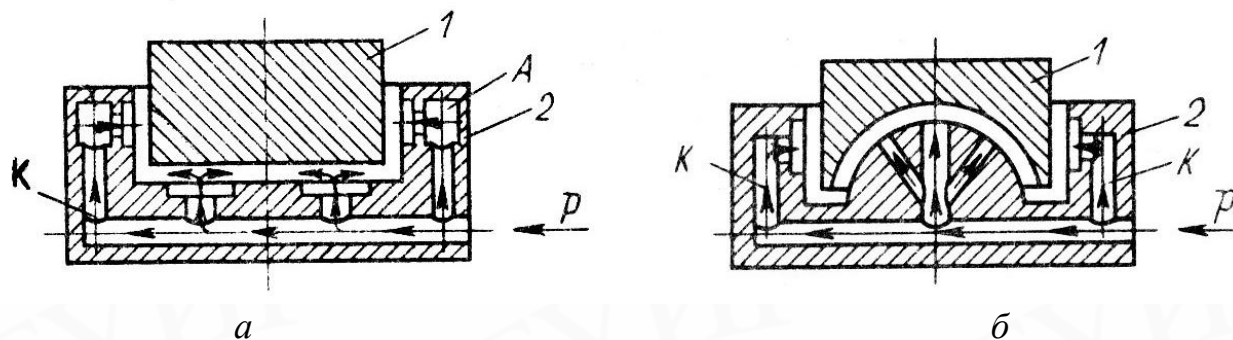


Рис. 9.11

В зависимости от формы поверхностей, между которыми подается газ или жидкость, направляющие делят на плоские (рис. 9.11, а) и цилиндрические (рис. 9.11, б). Зазор между поверхностями кинематической пары колеблется в пределах 20 ... 150 мкм. В качестве веществ промежуточного слоя используют воздух, керосин, масло веретенное. Направляющие с жидкостным трением не получили широкого применения из-за сложностей герметизации направляющих. Направляющие с газовым трением используются в технологическом оборудовании при изготовлении изделий микроэлектроники. Более широкое использование этих направляющих ограничено величиной подъемной силы, поддерживающей подвижную систему во взвешенном состоянии. Детали направляющих изготавливают из сталей и пластмасс, соприкасающиеся поверхности должны иметь шероховатость с параметром $R_a \leq 0,08 \dots 0,04$.

Направляющие с трением качения имеют по сравнению с направляющими трения скольжения меньшие потери на трение и мало чувствительны к перепадам температуры. В качестве промежуточных

элементов качения используют между неподвижной 1 и подвижной 2 деталями направляющих шарика (рис. 9.12, а, в) или стандартные шариковые (роликовые) подшипники 3 (рис. 9.12, б, г).

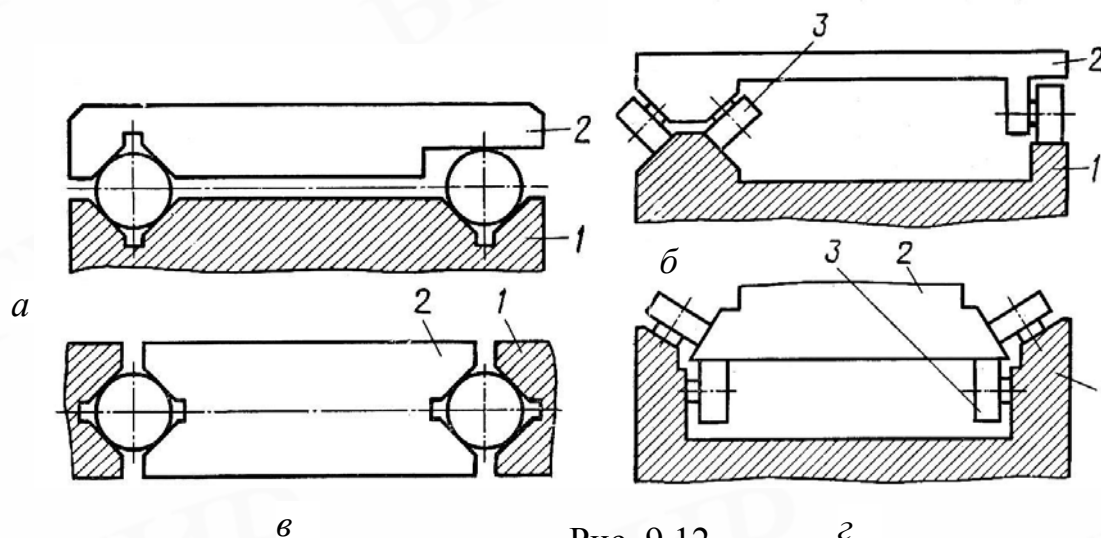


Рис. 9.12

Направляющие на шариках имеют ряд преимуществ: уменьшают габариты механизма, воспринимают нагрузки различных направлений. Для удержания шариков в призматических канавках (рис. 9.13, а) и сохранения постоянного расстояния между ними применяют плоские сепараторы.

Регулировка зазоров в открытых направляющих (рис. 9.12, а, б) производится автоматически. В закрытых направляющих (рис. 9.12, в, г) зазоры регулируют путем перемещения (рис. 9.13, а) одной или двух планок 3 и 4 с последующим их креплением винтами 5 и штифтами 6. В конструкциях со стандартными подшипниками (рис. 9.12, г) регулировку зазора **б** (рис. 9.13, б) осуществляют поворотом оси 2 подшипника за счет ее эксцентриситета **е**.

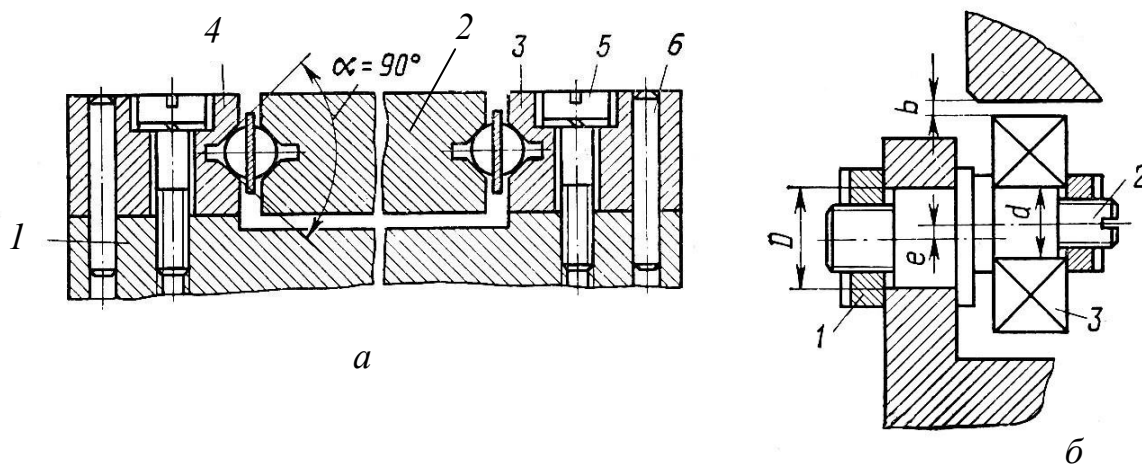
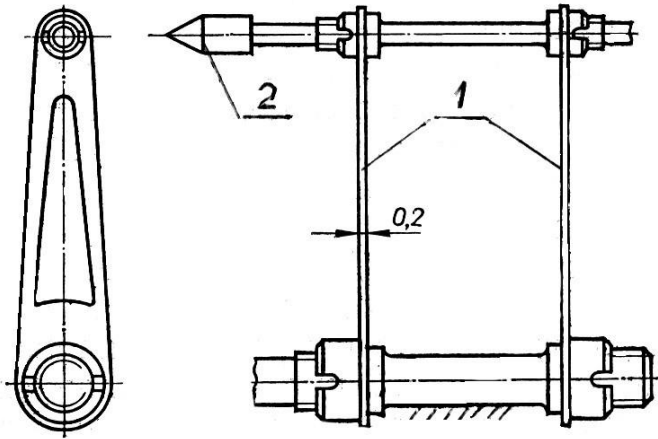


Рис. 9.13



Направляющие с трением упругости применяют при очень малых перемещениях (0,1 ... 3мм) подвижной системы. Такие направляющие (рис. 9.14) состоят из двух плоских пружин 1, к которым прикрепляется подвижная часть 2. Перемещения осуществляют за счет упругой деформации, прогиба пружин. Потери на трение в этих направляющих практически равны нулю, отсутствуют зазоры и

мертвый ход. Поэтому используют такие направляющие в точных измерительных приборах, например, при измерении микротвердости, в вибродатчиках и т.п.

Глава 10. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

10.1. Назначение, классификация, основные свойства и материалы упругих элементов

Деформации деталей механизмов нежелательны, так как изменение размеров ведет к появлению дополнительных зазоров, натягов, погрешностей взаиморасположения в соединениях; уменьшает точность передачи; увеличивает потери на преодоление сил трения. Но существует большая группа деталей, основным рабочим свойством которых является значительная упругая деформация, полезно используемая для различных целей, их называют упругими элементами (УЭ).

Упругие элементы делятся на стержневые и оболочковые. К стержневым УЭ относятся винтовые пружины растяжения (рис. 10.1, а) и сжатия (рис. 10.1, б), проволока которых при деформации пружины скручивается; винтовые пружины кручения (рис. 10.1, г) и плоские пружины (рис. 10.1, в, д), материал которых испытывает деформацию изгиба. Материал оболочковых упругих элементов испытывает сложную деформацию, к таким элементам относят: гофрированные трубки–сильфоны (рис. 10.1, е); плоские и гофрированные мембраны (рис. 10.1, ж); мембранные коробки (рис. 10.1, з); трубчатые пружины (рис. 10.1, и).

По назначению упругие элементы делятся на силовые, измерительные и элементы упругих связей. Силовые УЭ применяются для силового замыкания кинематических пар – прижима звеньев в фрикционных, кулачковых и храповых передачах, муфтах; для накопления механической энергии, необходимой для возврата в исходное положение или приведения в движение

(пружинные двигатели) подвижных звеньев механизмов. Измерительные УЭ используются в манометрах, динамометрах, термометрах и электроизмерительных приборах как чувствительные элементы устройств для измерения давлений, сил и моментов сил, температур и других параметров. Часто функцию измерительного элемента совмещают с функцией токопровода. Тонкие винтовые и спиральные пружины применяют как тоководущие упругие элементы. Элементы упругих связей используют при замене жесткой связи деталей упругой (упругие муфты, подразд. 12.2), как резиновые и пружинные амортизаторы (рис. 10.1, к) для виброизоляции устройств и поглощения энергии удара.

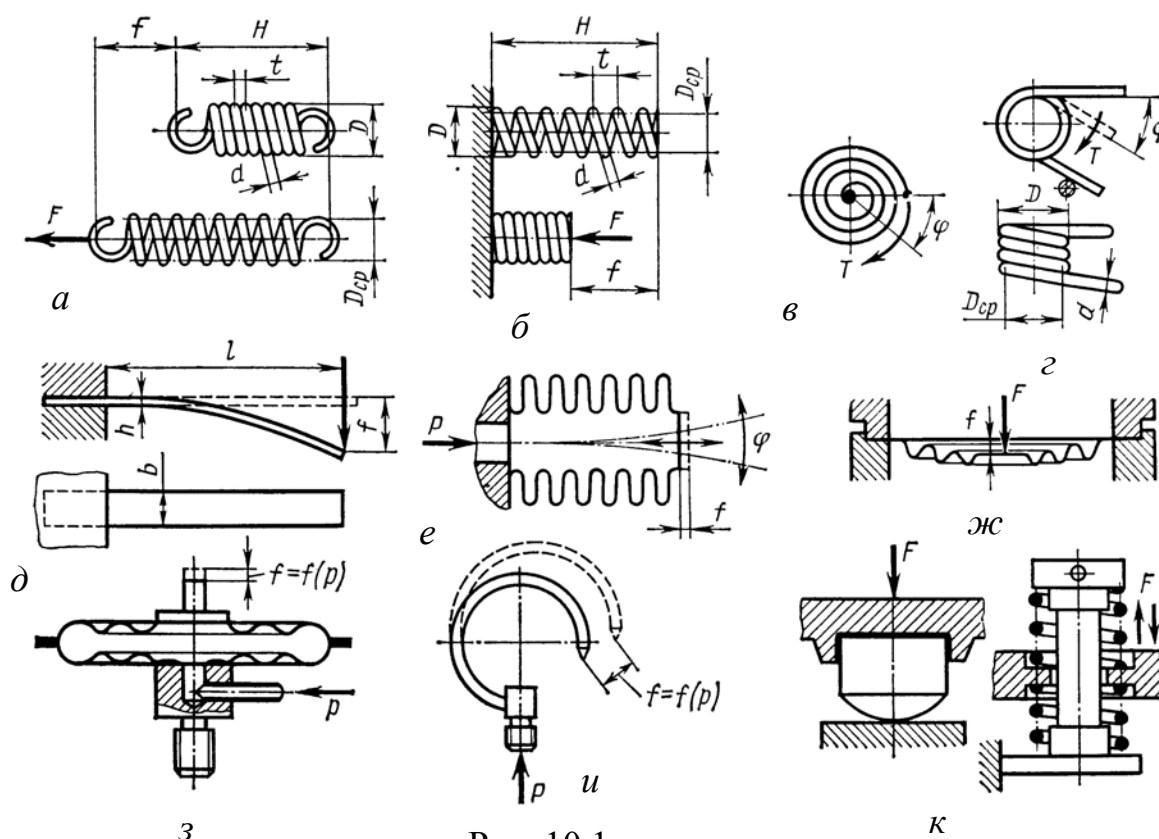


Рис. 10.1

По виду деформации упругие элементы делятся на элементы, испытывающие кручение, изгиб и сложную деформацию.

Эксплуатационные свойства упругих элементов связаны с их упругой характеристикой – зависимостью между деформацией (линейной f или угловой φ) и вызывающей ее нагрузкой (соответственно силой F , давлением P , моментом T). Характеристика упругого элемента (рис. 10.2, а) в зависимости от его конструкции и упругих свойств может быть линейной (кривая 1) – наиболее предпочтительной, нелинейной – возрастающей (кривая 3) и затухающей (кривая 2). Обычно упругая характеристика ограничивается предельной нагрузкой $F_{пр}$ и соответствующей ей предельной деформацией (удлинение, осадка и т.д.), при которой появляются заметные остаточные деформации или начинается разрушение.

Максимальную деформацию или максимальную нагрузку, которые не должны превышать допустимых значений, обычно задают из условий эксплуатации, т.е.

$$f_{\max} \leq f_{\text{adm}} \quad \text{или} \quad F_{\max} \leq F_{\text{adm}} . \quad (10.1)$$

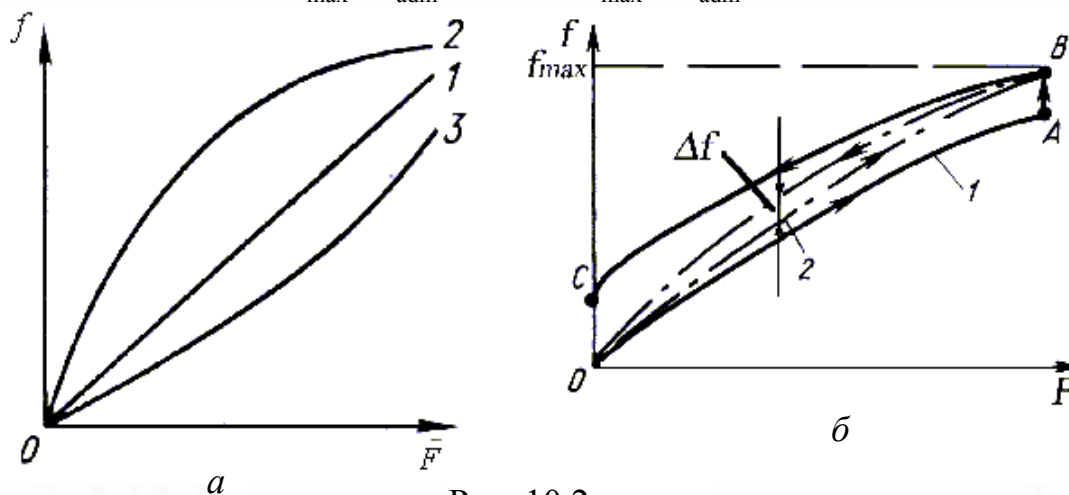


Рис. 10.2

Упругая характеристика наиболее часто представляется в графической форме, реже – в аналитической. При использовании упругих элементов с линейной характеристикой упрощаются их расчеты, конструкции, регулировка.

Силовое противодействие элемента упругой деформации, его упругость характеризуются жесткостью. Жесткость – это нагрузка, при действии которой упругий элемент получает единичную деформацию. Она является важнейшей характеристикой силовых упругих элементов. Для УЭ с линейной упругой характеристикой жесткость k постоянна и равна

$$k = F/f; \quad k = P/f \quad \text{или} \quad k = T/\varphi . \quad (10.2)$$

Для измерительных упругих элементов удобнее пользоваться понятием чувствительности (податливости). Чувствительность оценивают деформацией (перемещением), которую получит упругий элемент при действии единичной нагрузки. Чувствительность δ – величина, обратная жесткости:

$$\delta = 1/k . \quad (10.3)$$

При использовании УЭ с нелинейной упругой характеристикой жесткость элементов оценивают как производную от нагрузки по деформации и соответственно – чувствительность, т.е.

$$k = dF/df; \quad \delta = df/dF . \quad (10.4)$$

В конструкциях иногда приходится применять несколько совместно работающих упругих элементов (винтовых пружин). Их суммарные характеристики зависят от схемы соединения упругих элементов. При параллельном соединении УЭ суммарная жесткость упругой системы равна сумме жесткостей ее составляющих. При последовательном соединении упругих элементов каждый элемент деформируется пропорционально его чувствительности, а суммарная чувствительность системы равна сумме чувствительностей всех упругих элементов, входящих в систему.

Жесткость и чувствительность характеризуют одно и то же свойство

упругого элемента – способность деформироваться при действии внешней нагрузки.

Влиять на упругую характеристику могут температура, вибрации и другие условия эксплуатации. К погрешностям, проявляющимся особенно в измерительных устройствах, приводят несовершенные упругие свойства материала, вызывающие упругое последствие и упругий гистерезис. Упругое последствие проявляется в запаздывании деформации элемента по сравнению с изменением прилагаемой нагрузки. На упругой характеристике (рис. 10.2, б) это явление отмечено участками **АВ** и **СО** кривой 1.

Упругий гистерезис проявляется в несовпадении характеристик элемента при нагружении и снятии нагрузки (см. рис. 10.2, б, кривая 2). Величина гистерезиса Δf зависит от напряжений в материале элемента. Поэтому для измерительных элементов допускаемые напряжения связывают не с прочностными характеристиками материала, а с допустимым значением гистерезиса, значение которого не выходит за пределы 0,5 ... 1,5% от величины f_{\max} , т.е. $(\Delta f / f_{\max})100 \leq (0,5 \dots 1,5)$.

Неизменность, стабильность упругих характеристик элементов достигается правильным выбором материала, режимов его термообработки и величиной предельной рабочей нагрузки.

Материалы упругих элементов должны обладать высокими упругими свойствами, высокой прочностью при переменных нагрузках. Отдельные виды элементов должны быть стойкими к коррозии, иметь хорошую электропроводимость и антимагнитность.

Силовые и измерительные элементы изготавливают из высокоуглеродистых пружинных 65Г, 60С2, 70С2 и инструментальных У8, У10, У12 сталей.

Контактные и моментные антимагнитные, коррозионно-стойкие пружины (см. рис. 10.1, в, д) изготавливают из фосфористых БрОФ 6-0,15, БрОФ 4-0,2 и бериллиевой БрБ2 бронз.

Трубчатые манометрические пружины (рис. 10.1, и), сильфоны (рис. 10.1, е), мембраны и мембранные коробки (рис. 10.1, ж, з) изготавливают из латуней Л62, Л68, Л80, бронзы БрОФ4–0,2, нержавеющей стали Х18Н10Т.

Вид и режим термической обработки зависит от материала упругих элементов и требований к ним.

10.2. Винтовые пружины

Наиболее широко из упругих элементов в приборо- и машиностроении используются винтовые пружины. Она просты и компактны по конструкции, надежны в работе. Их изготавливают путем холодной и горячей навивки проволоки с круглым, квадратным или прямоугольным поперечным сечением на специальные оправки.

По форме оправки винтовые пружины делятся на цилиндрические, конические и параболоидные, по виду нагружения – на пружины растяжения

(рис. 10.3, а), сжатия (рис. 10.3, б, в) и кручения (рис. 10.3, г).

Основными размерами винтовых пружин являются: диаметр проволоки d ; наружный диаметр D ; средний диаметр витка пружины D_{cp} ; шаг витков t ; число витков i ; длина пружины в свободном (ненагруженном) состоянии H (для пружин сжатия и растяжения); индекс пружины $c = D_{cp} / d$.

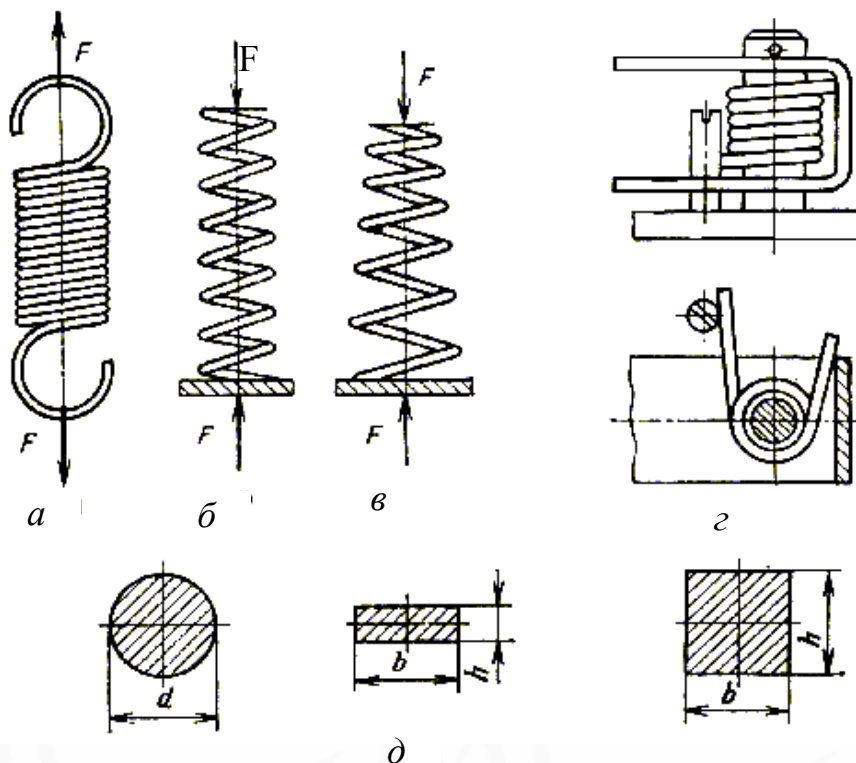


Рис. 10.3

С увеличением индекса c жесткость пружины снижается. Рекомендуется принимать индекс $c = 16 \dots 8$ при $d < 0,4$ мм; $c = 12 \dots 6$ при $d = 0,4 \dots 2$ мм и $c = 10 \dots 4$ при $d > 2$ мм.

Расчет пружины заключается в определении диаметра проволоки d , диаметра пружины D и числа витков i по заданной внешней нагрузке F и рабочему ходу f пружины.

Пружины растяжения навиваются с соприкасающимися витками ($t = d$). Изготавливают такие пружины двух видов: витки, соприкасаясь, не давят друг на друга, и витки, соприкасаясь, создают межвитковое давление. В последнем случае при навивке пружины проволоку скручивают вокруг ее оси. Пружина приобретает некоторое предварительное натяжение и начинает растягиваться только после приложения к ней нагрузки, большей предварительного натяжения.

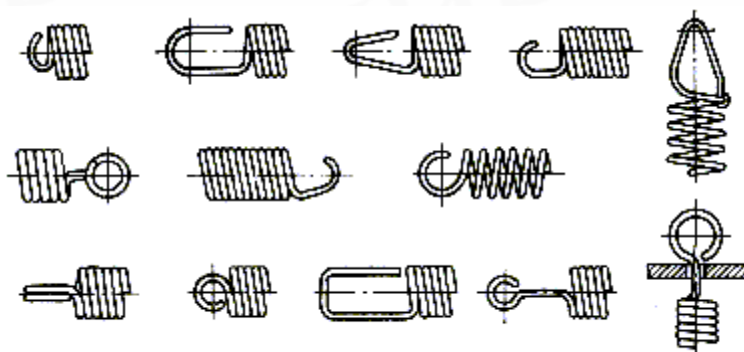


Рис. 10.4

Крайние витки пружин растяжения отогнуты и служат зацепами (рис. 10.4). Зацепы, часто являющиеся наиболее слабым местом пружины, имеют в зависимости от способа крепления различные формы. При растяжении зазоры между витками увеличиваются.

Пружины сжатия (см. рис. 10.3, б, в) изготавливают с зазором между витками. Крайние витки пружины всегда поджимают к соседним виткам и шлифуют по плоскости, перпендикулярной продольной оси. Это обеспечивает легкую установку пружины на опорной плоскости и центральное, т.е. строго по оси пружины, направление сжимающей нагрузки. Чтобы предотвратить возможную потерю устойчивости (выпучивание) пружины при соотношениях размеров $H/D > 3$, ее рекомендуют устанавливать в направляющем стакане или на стержне. Цилиндрические винтовые пружины сжатия получили наибольшее распространение, так как их форма сочетается с формой валиков, стаканов и других тел вращения. Винтовые конические пружины (см. рис. 10.3, в) обладают более высокой устойчивостью, в сжатом состоянии имеют минимальную высоту, но ввиду сложности изготовления применяются редко. Коническая пружина может сжиматься до размера, равного толщине проволоки, так как при сжатии виток входит в виток с небольшим зазором.

Пружины сжатия мало чувствительны к перегрузкам. Витки пружины при перегрузке полностью сжимаются, и пружина принимает вид жесткого цилиндра. Конические пружины сжатия применяют, если необходима нелинейная упругая характеристика.

Если при проектировании механизмов задача может быть решена путем применения пружины растяжения или пружины сжатия, то предпочтение отдают последней. При этом получают следующие преимущества: более простую конструкцию, чем у пружины растяжения; не требуются ограничители больших деформаций; поломка одного витка не ведет к мгновенному отказу механизма.

Винтовые пружины растяжения – сжатия имеют обычно линейную характеристику. При расчетных нагрузках материалы таких пружин работают в пределах упругих деформаций. Для устойчивости против вибрации и толчков

винтовым пружинам в процессе сборки сообщается начальное нагружение F_0 , т.е. пружину устанавливают в несколько растянутом или сжатом на величину f_0 состоянии.

Расчет цилиндрических винтовых пружин растяжения–сжатия выполняют по условиям прочности витков на кручение. Сортамент, механические свойства стальных углеродистых проволок, используемых для изготовления пружин, приведены в справочниках [7, 8]. Величину допускаемого напряжения материала при сдвиге (кручении) принимают ориентировочно при статической и пульсирующей нагрузке соответственно

$$\tau_{adm} = 0,4\sigma_{ut}; \quad \tau_{adm} = 0,2\sigma_{ut}, \quad (10.5)$$

где σ_{ut} – предел прочности проволоки при растяжении.

Условие прочности в поперечных сечениях витков пружины

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{8F_{max}D_{cp}K_k}{\pi d^3} \leq \tau_{adm}, \quad (10.6)$$

где $T = (F_{max} \times D_{cp}) / 2$ – крутящий момент; F_{max} – максимальная нагрузка на пружину; $W_p = \pi d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления поперечного сечения витка; $K_k = \frac{4c+2}{4c-3}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений на поверхности витка и зависящий от величины индекса пружины c ($c = D_{cp} / d$); d , D_{cp} – соответственно диаметр проволоки и средний диаметр пружины.

Из уравнения (10.6) диаметр проволоки пружины равен

$$d = \sqrt{\frac{8F_{max}cK_k}{\pi\tau_{adm}}} \quad (10.7)$$

или

$$d = \sqrt[3]{\frac{8F_{max}D_{cp}K_k}{\pi\tau_{adm}}}. \quad (10.8)$$

Исходными данными при расчете пружины являются начальная F_0 и максимальная F_{max} нагрузки, рабочая деформация f_p и характеристики проволоки: модуль упругости G и допускаемое напряжение τ_{adm} при сдвиге.

Расчет осуществляется в следующем порядке:

1. Выбирают индекс пружины в пределах $c = 4 \dots 16$.

2. По формуле (10.7) определяют диаметр проволоки. Значение d принимают ближайшее большее по сортаменту. Средний и наружный диаметры пружины равны $D_{cp} = cd$; $D = D_{cp} + d$. Если внешний диаметр витков пружины ограничен, то диаметр проволоки определяют по формуле (10.8).

3. Вычисляют коэффициент жесткости пружины

$$k = (F_{max} - F_0) / f_p. \quad (10.9)$$

4. Определяют предварительную деформацию пружины

$$f_0 = F_0 / k. \quad (10.10)$$

5. Число витков пружины рассчитывают по формуле

$$i = \frac{Gd}{8kc^3} \quad (10.11)$$

или
$$i = \frac{Gd^4}{8kD_{cp}^3}. \quad (10.12)$$

6. Определяют в недеформированном состоянии длину пружины:

растяжения
$$H = id + h_3, \quad (10.13)$$

сжатия
$$H = i(d + e) + h_k + f_{max}, \quad (10.14)$$

где h_3 – длина зацепов для крепления пружины растяжения; $e = 0,5$ мм – гарантированный зазор между витками пружины сжатия при максимальной деформации; $h_k = (2 \dots 3) d$ – суммарная толщина нерабочих торцовых витков пружины; $f_{max} = f_o + f_p$.

7. Угол подъема витков пружины равен:

пружины сжатия
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H - h_k}{\pi D_{cp} i}, \quad (10.15)$$

пружины растяжения
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{\pi D_{cp}} = \frac{1}{\pi c}. \quad (10.16)$$

Этот угол не должен превышать $11 \dots 12^\circ$.

8. Определяют длину проволоки развернутой пружины:

сжатия
$$L = \frac{\pi D_{cp}}{\cos \alpha} (i + 2), \quad (10.17)$$

растяжения
$$L = \frac{\pi D_{cp}}{\cos \alpha} i + 2L_i, \quad (10.18)$$

где L_i – длина заготовки зацепа пружины.

Винтовые пружины кручения (рис. 10.1, г) по внешнему виду отличаются от пружин растяжения–сжатия лишь конструкцией концевых витков. Один конец пружины (рис. 10.5) соединяется с неподвижной деталью, а другой – с подвижной и нагружается при этом усилием F на плече a . Концевые витки пружин отгибаются так, чтобы к ним можно было приложить моменты, действующие в плоскости витка. При закручивании пружины ее диаметр уменьшается, поэтому пружину устанавливают на цилиндрическую оправку диаметром d_0 с зазором, обеспечивающим свободный поворот витков. Пружины применяются для создания (рис. 10.1, г) противодействующего момента T при закручивании свободного конца пружины на угол φ . Их используют в виде силовых элементов, например, для поджатия магнитных и оптических головок записи и считывания информации.

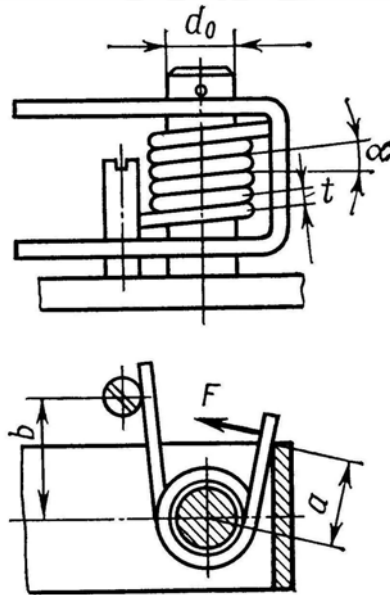


Рис. 10.5

Под действием момента T (см. рис. 10.5, $T = F \cdot a$) в сечении проволоки возникает напряжение изгиба

$$\sigma_{\max} = \frac{T}{W_z} k_2 \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (10.19)$$

где W_z – момент сопротивления сечения относительно нейтральной оси, для круга диаметром d $W_z = \pi d^3 / 32 \approx 0,1d^3$.

Коэффициент k_2 зависит от кривизны витка и определяется по следующей рекомендации: при $c = 4$ $k_2 = 1,26$; при $c = 6$ $k_2 = 1,16$; при $c = 8$ $k_2 = 1,12$ и при $c = 10$ $k_2 = 1,1$.

Диаметр проволоки d равен

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T k_2}{0,1 \sigma_{\text{adm}}}}. \quad (10.20)$$

Для пружинных сталей, используемых при изготовлении пружин, допускаемое напряжение σ_{adm} принимают 500 ... 800 МПа.

Диаметр витка пружины $D = (c + 1)d$.

Угол закручивания пружины из круглой проволоки

$$\varphi = T \cdot \ell / (E I_z) = 64 T \cdot \ell / (E \pi d^4), \quad (10.21)$$

где $\ell = \pi D_{\text{cp}} \cdot i$ – развернутая длина проволоки витков пружины; $E I_z$ – жесткость проволоки на изгиб, $I_z = \pi d^4 / 64$.

Из формулы (10.21) задавая угол закручивания, определяют длину и число витков пружины i . При определении длины развернутой проволоки пружины L необходимо учитывать и длину концов. Шаг t пружины (рис. 10.5) на 0,3 ... 0,5 мм больше диаметра витков, а высота H будет равна $H = i t$.

10.3. Плоские пружины

Плоские прямые пружины применяют, когда необходимы небольшие усилия и перемещения, например, в различных контактных устройствах: контактных пружинах реле и переключателей, скользящих токопроводах, натяжных пружинах храповых механизмов (рис. 10.6).

Сечение таких пружин чаще всего прямоугольное. Возможно использование пружин из круглой проволоки. Эти пружины удобны, если направление действия силы не определено или может изменяться в процессе работы механизма. Плоские консольные пружины изготавливают из упругих лент (стальных, бронзовых) в виде прямоугольных полосок (рис. 10.6, а), причем их ширина b намного больше толщины h .

При конструировании плоским пружинам всегда можно придать удобную для размещения в устройстве форму. Большой недостаток этих пружин – невозможность получения при малых деформациях достаточно больших усилий. Для обеспечения значительных усилий при малом прогибе (малогабаритные реле, виброустойчивые контактные устройства) применяют пружины с предварительным натяжением (рис. 10.6, б, в). В свободном состоянии пружина 1 имеет изогнутую форму, а после предварительного нагружения нажимной пластиной 2 – прямую. Пружины с предварительным натяжением воспринимают только одностороннюю нагрузку.

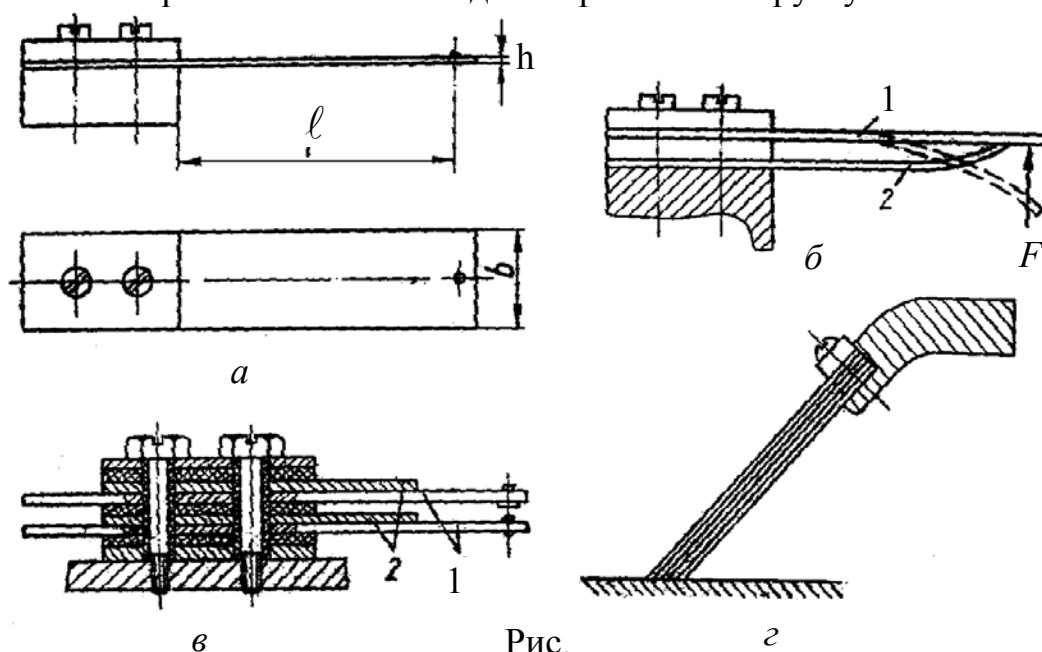


Рис.

Если предварительный прогиб пружины ограничен и требуются большие усилия (пружинящие щетки генератора), то одну пластину заменяют пакетом пластин (рис. 10.6, г) с обеспечением для них свободного относительного сдвига. Количество пластин в пакете пружины определяется расчетом.

Плоскую прямую пружину рассчитывают на деформацию изгиба как консольный стержень, жестко закрепленный одним концом и нагруженный сосредоточенной силой F на конце.

Процесс проектирования заключается в подборе такого сочетания

размеров ℓ , b и h пружины (см. рис. 10.6, а), при котором максимальные напряжения (в месте закрепления) не превышают допускаемых, а прогиб пружины на конце равен заданному перемещению. Полученные размеры ширины b и толщины h приходится корректировать в соответствии с сортаментом лент из принятого пружинного материала. При $b/h < 3 \dots 5$ пружины чувствительны к поперечным нагрузкам, так как жесткость в различных направлениях примерно одинакова. При $b/h > 30 \dots 50$ пружина может получить заметное закручивание и изгиб в поперечном направлении. Не рекомендуется принимать отношение $\ell/b < 1 \dots 2$, при котором ощутимо влияние местных деформаций в закреплении и месте приложения нагрузки. Упругая характеристика таких пружин зависит от конструкции и технологии изготовления элементов крепления. Не рекомендуется принимать $\ell/b > 30 \dots 50$, так как при этом возрастают габариты пружин.

Для прямых плоских пружин чаще всего используют стали марок У8А и 60С2А (при действии знакопеременной нагрузки).

Биметаллические плоские пружины получают путем сварки, пайки или совместной прокатки двух пластин из металлов с разными температурными коэффициентами линейного расширения. Принцип их действия основан на возникновении деформации изгиба при нагреве или охлаждении. При нагреве пружина изгибается в сторону пластины с меньшим коэффициентом линейного расширения, а при охлаждении – в противоположную сторону.

Материалы обеих пластин должны иметь как можно больше отличающиеся коэффициенты линейного расширения, высокие упругие свойства, хорошо свариваться или спаиваться, обладать высокой пластичностью для прокатки в ленты толщиной 0,2 ... 2,0 мм. При эксплуатации в условиях высокой температуры материалы пластин должны быть и термостойкими. В качестве материала с низким коэффициентом линейного расширения используют железоникелевые стали, например, инвар Н36 (36 ... 37% Ni), платинит Н42. Из материалов с большим коэффициентом линейного расширения используют никельмолибденовую и хромоникелевую стали, латунь. Применяются биметаллические пружины как чувствительные элементы, реагирующие на изменение температуры в терморегуляторах и в электроизмерительных приборах.

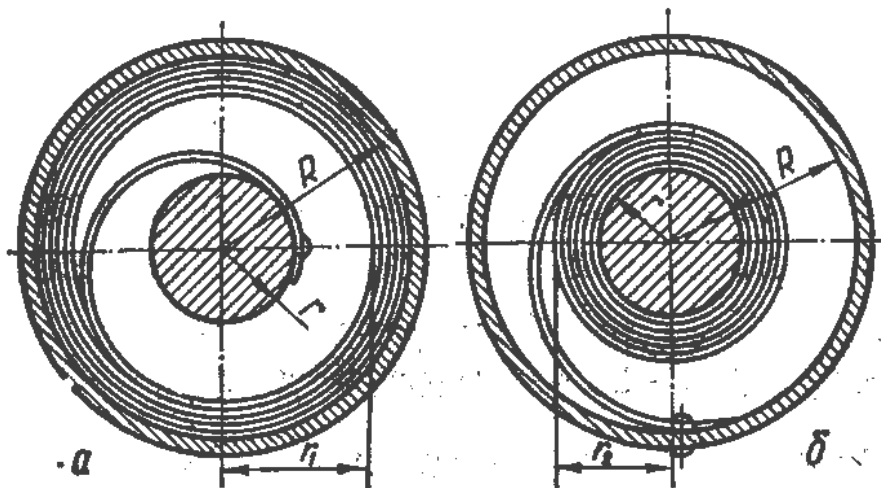
Спиральные пружины представляют собой навитую по спирали ленту, которая создает момент, действующий в плоскости, перпендикулярной оси пружины.

По назначению их разделяют на заводные в пружинных двигателях и моментные в колебательных системах.

Заводные пружины (рис. 10.7) используют в механизмах отсчета времени, самопишущих приборах. Один конец пружины закреплен на подвижной оси, а другой – на неподвижном элементе.

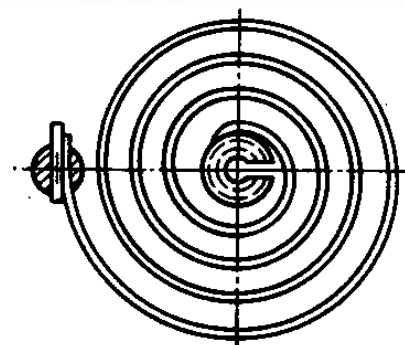
Пружинные двигатели обычно выполняются с вращающимся барабаном. Заводятся они вращением заводного валика радиусом r . При закручивании на вал пружина изгибается до соприкосновения всех витков (рис. 10.7, б),

накапливая запас потенциальной энергии. При раскручивании движение от барабана сообщается передаточному механизму. Такие пружины обладают рядом преимуществ: удобно komponуются в устройствах; обеспечивают значительный рабочий ход и достаточно высокий КПД 0,6...0,8; надежны в работе и выдерживают большие динамические перегрузки; материал пружины нагружен равномерно по всей длине.



При заданных размерах барабана речевого сечения пружины пружинный двигатель имеет наибольшее число оборотов, если внутренний радиус r_1 в спущенном состоянии (рис. 10.7, а) равен наружному радиусу r_2 в заведенном состоянии (см. рис. 10.7, б). В качестве материала используют ленты из сталей У8А, 70С2ХА, бронзы БрОФ 6,5-0,15.

Моментные пружины (рис. 10.8) имеют малую жесткость, служат для создания противодействующего момента подвижной системы, для ликвидации люфтов и мертвого хода при силовом замыкании звеньев, для возвращения системы в исходное положение, для подвода тока к рамкам токоизмерительных приборов и создания противодействия электромагнитным моментам.



Витки таких пружин должны располагаться строго концентрично относительно оси вращения. К материалам моментных пружин помимо высоких требований по упругим характеристикам (рис. 10.8) иногда требования по антимагнитности, антикоррозионности и электропроводности.

10.4. Мембраны, сильфоны и трубчатые пружины

Мембраной называют тонкую упругую, чаще всего круглую, плоскую или гофрированную пластину, закрепленную по краям. Она бывает металлической или неметаллической (рис. 10.9).

Мембраны применяют в качестве упругих элементов в муфтах,

чувствительных элементов систем для измерения давления, в микрофонах, телефонах, тормозных устройствах.

Под действием газа, жидкости или сосредоточенной силы (рис. 10.9, а) мембрана прогибается и в ней возникают деформации изгиба и растяжения. Для уменьшения растягивающих напряжений мембраны выполняют гофрированными. Плоские мембраны имеют большую жесткость и очень малый прогиб. В гофрированных мембранах концентричные волнообразные складки (гофры) могут быть выполнены различного профиля (рис. 10.9, б, в) – синусоидального, пилообразного, трапецеидального. Эти мембраны отличаются большей надежностью и чувствительностью, их конструкция допускает значительные деформации. Упругая характеристика гофрированной мембраны может быть линейной, затухающей и возрастающей, ее получают путем подбора формы, глубины и числа гофр, материала, толщины и диаметра мембраны.

Две гофрированные мембраны, сваренные или спаянные по буртику, образуют мембранную коробку (рис. 10.9, г), которая позволяет увеличить чувствительность упругого элемента. Мембранные коробки по использованию делят на манометрические, anerоидные и наполненные. Внутренняя полость манометрических коробок соединена со средой, давление которой (избыточное или вакуум) необходимо измерить. В anerоидных коробках из внутренней полости откачивают воздух до разрежения $0,1 \dots 0,2$ МПа. Они измеряют абсолютное давление воздуха в барометрах и высотомерах. В наполненной мембранной коробке внутренняя полость заполнена азотом или парами эфира. Такие коробки применяют в термометрах и терморегуляторах.

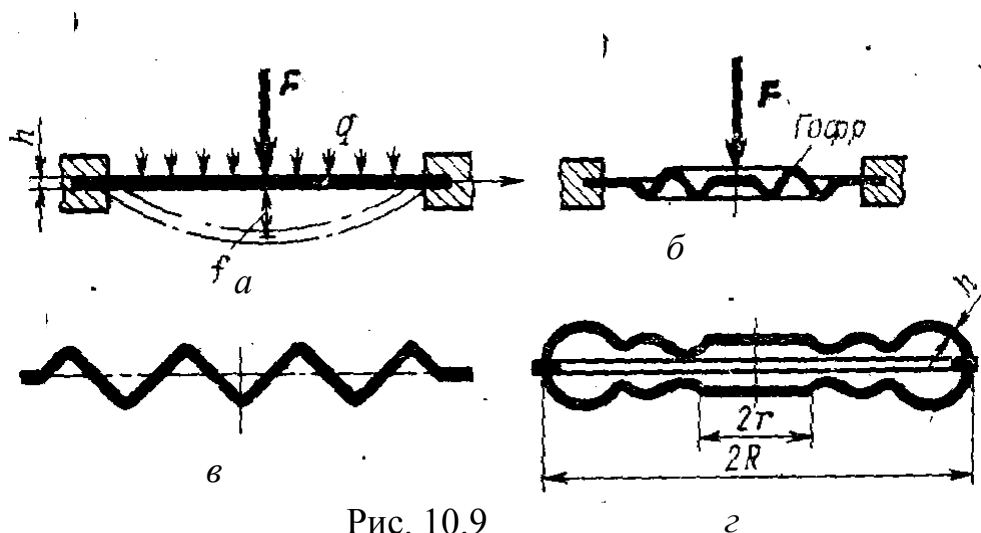


Рис. 10.9

Металлические мембраны изготавливают из нержавеющей стали, фосфористой и бериллиевой бронз, биметаллов, неметаллические – из резины, кожи, пластмасс, прорезиненного шелка. Толщина металлических мембран составляет $0,06 \dots 1,5$ мм, а неметаллических – $0,1 \dots 3$ мм. Неметаллические мембраны менее долговечны, их свойства сильно зависят

от температуры и времени эксплуатации (старение свойств).

Сильфонами называются тонкостенные цилиндрические сосуды, стенки которых имеют волнообразные складки (гофры) (рис. 10.10). Они применяются для измерения давления, герметизации подвижных соединений, в качестве сосудов переменной емкости (рис. 10.10, а), упругих соединений трубопроводов (рис. 10.10, б). Под действием сил F , приложенных к крайним сечениям внутреннего или внешнего давления, стенки сильфона деформируются и изменяется его длина.

Конструкции, основные параметры и размеры сильфонов определяются ГОСТами. По сравнению с мембраной сильфоны имеют большие габариты и более сложны в изготовлении. Их диаметр равен 8 ... 150 мм и толщина стенок – 0,1 ... 0,5 мм. Сильфоны изготавливаются цельнотянутыми или паяными из латуни Л80, бериллиевых бронз БрБ2, БрБ2,5, нержавеющей стали Х18Н10Т и других материалов.

Трубчатые пружины применяют для измерения избыточного давления или вакуума. Манометрическая пружина Бурдона представляет собой изогнутую по дуге окружности полу трубку (рис. 10.11, а) эллиптического или овального сечения (рис. 10.11, б). Свободный конец 1 трубки запаян и связан с передаточным механизмом, а другой конец 2 соединен с измеряемой средой. Под действием давления или разрежения трубка меняет свою кривизну, свободный конец трубки перемещается пропорционально величине давления.

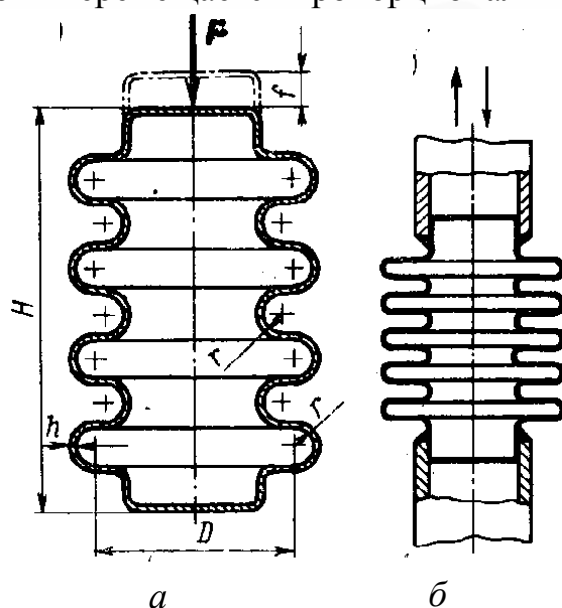


Рис. 10.10

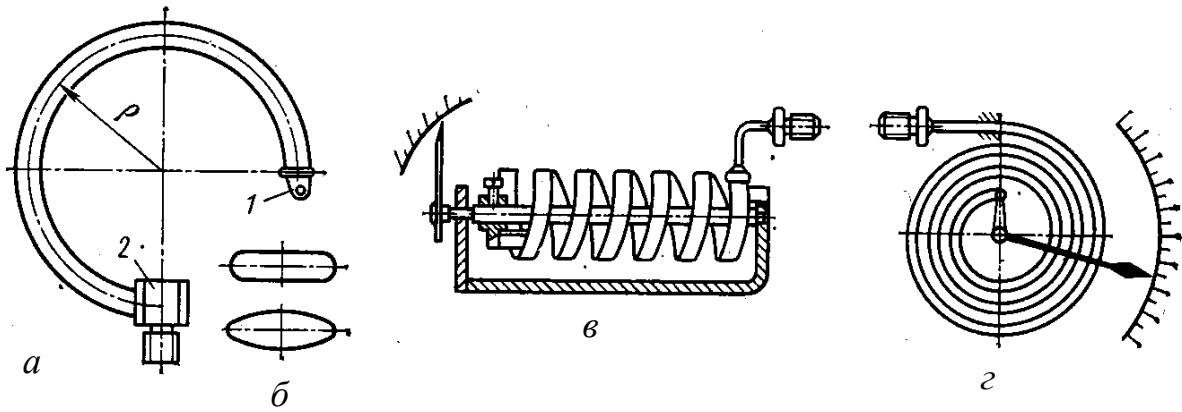


Рис. 10.11

К трубчатым пружинам относят и винтовую (геликоидальную) пружину (рис. 10.11, в), и пружину спиральной формы (рис. 10.11, г). Многовитковые трубчатые пружины могут без передаточного механизма отклонять стрелку на угол более 360° . По сравнению с одновитковыми пружинами они сложнее в изготовлении и имеют большие температурные погрешности. Изготавливают трубчатые пружины из латуни Л80 или бронзы. Вследствие сложности изготовления многовитковые трубчатые пружины используются редко.

10.5. Амортизаторы

При эксплуатации и транспортировании многие механизмы и устройства испытывают на себе колебания, удары, которые могут привести к погрешностям перемещений звеньев (виброустойчивость) или к их разрушениям (вибропрочность). Для предохранения механизмов, устройств от вредного воздействия колебаний и ударов применяются простейшие резиновые упоры 1 (рис. 10.12), которые крепят в виде опорных ножек к корпусам изделий.

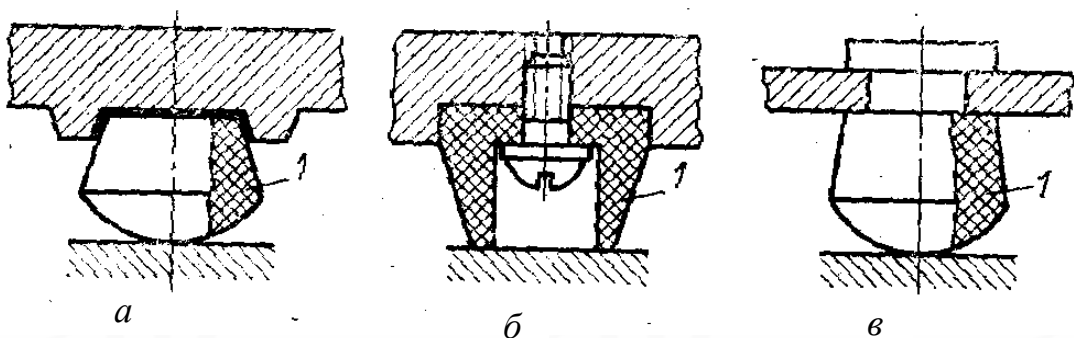


Рис. 10.12

Из более сложных и надежных амортизаторов применяют пружинные (см. рис. 10.1, к) и металлорезиновые. При подборе амортизаторов

определяют их жесткость k . Зная массу изделия m и частоту вынужденных колебаний ω_v изделий, необходимо соблюдать условие, при котором частота вынужденных колебаний изделия ω_v не попала бы в полосу резонанса, т.е. в интервал $(0,7 \dots 1,4) \omega_0$, где $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – собственная частота изделия на амортизаторах.

Дополнительным условием является ограничение деформации f амортизатора величиной, предусмотренной в описании амортизатора. Осадка (деформация) амортизатора определяется как $f = G / k$, где G – вес изделия в ньютонах.

Глава 11. КОРПУСА И НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ

11.1. Корпуса

По функциональному назначению корпуса делят на несущие и корпуса-кожухи. Несущие корпуса служат для установки подвижных и неподвижных узлов и деталей механизма и должны обеспечивать их требуемое взаимное расположение. К таким узлам можно отнести опоры скольжения и качения, двигатели, муфты, ручки и кнопки управления, контактные устройства, шкалы и т.д. Корпуса-кожухи служат не только для размещения и крепления в них узлов и деталей механизмов, но и для защиты их от механических повреждений и попадания пыли и влаги, они все в какой-то степени герметизированы. От конструкции корпуса зависят точность и надежность работы механизма, его размеры, масса и внешний вид, удобство и безопасность эксплуатации.

Несущие корпуса по конструктивным признакам классифицируются на цельные, разъемные, сборные, одно- и двухплатные (рис. 11.1).

Цельные корпуса (рис. 11.1, а) имеют форму открытых коробок. Они обладают высокой прочностью и жесткостью, хорошо защищают детали и узлы от внешних воздействий. Их конструкция всегда предусматривает монтажные отверстия, которые закрываются крышками (рис. 11.2, а). Недостатками конструкции часто являются ограниченные возможности предварительной сборки деталей механизма в узлы до их установки в корпус, сложность и неудобство сборки и разборки узлов из-за ограничения внутрикорпусного пространства. Цельные корпуса изготавливают с помощью различных технологий: литьем, штамповкой, прессованием (см. рис. 11.2, а), сваркой, механической обработкой.

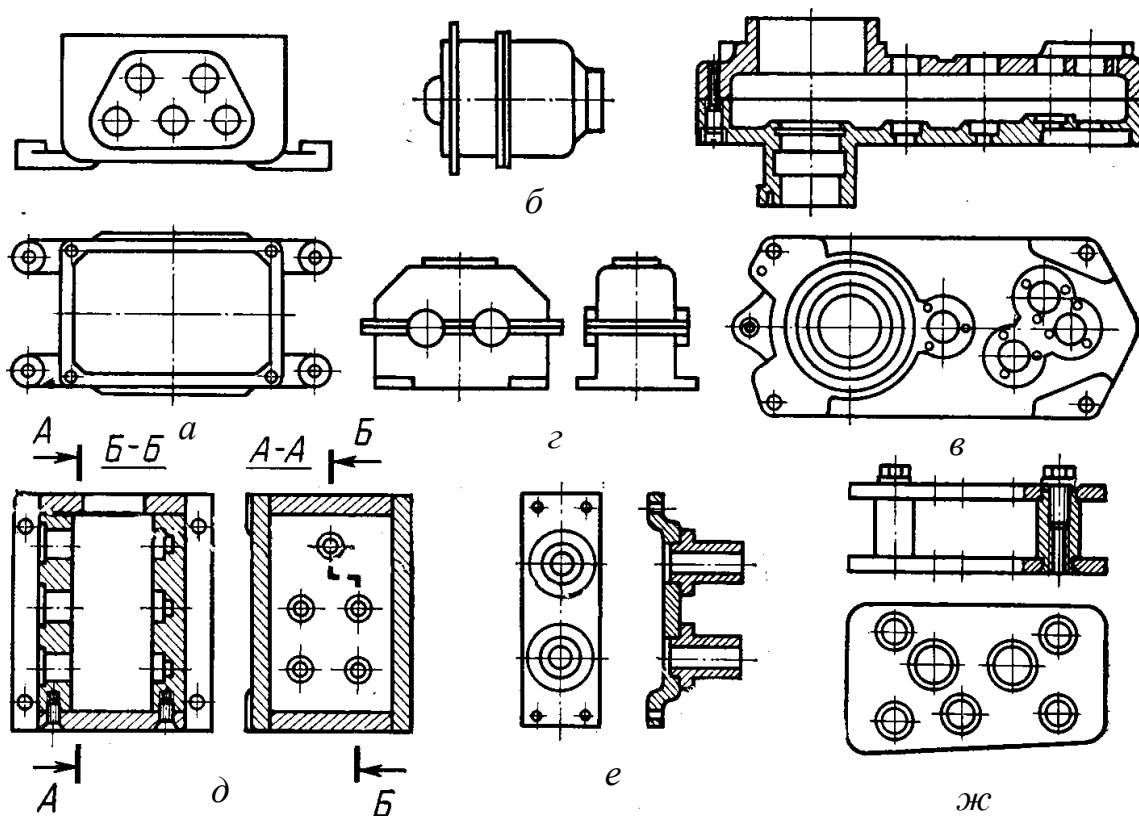


Рис. 11.1

Разъемные корпуса имеют форму закрытых коробок и состоят обычно из двух основных частей, плоскость разъема которых или совпадает с плоскостью расположения осей валов (рис. 11.1, г), или располагается перпендикулярно осям валов (рис. 11.1, б, в). Эти корпуса обладают достаточной прочностью и жесткостью, защищают детали от внешних воздействий и допускают поузловую сборку механизма. Центрирование основных (двух) частей корпуса осуществляется с помощью штифтов (см. рис. 11.1, в, г) или по цилиндрической соосной поверхности (см. рис. 11.1, б). Чтобы обеспечить точность расположения валов отверстия под подшипники обрабатываются одновременно для собранных совместно основных частей корпуса.

Сборные корпуса (рис. 11.1, д) имеют коробчатую форму и состоят из пластин, угольников и крышек, соединенных винтами и штифтами. Их изготавливают из металлопроката (полос, листов, уголков) путем механической обработки на станках. Они имеют достаточную прочность и жесткость, защищают детали и узлы механизма от внешних воздействий, но ограничивают, как и цельные корпуса, возможности узловой сборки. Их применяют в единичном и опытном производстве (рис. 11.2, б).

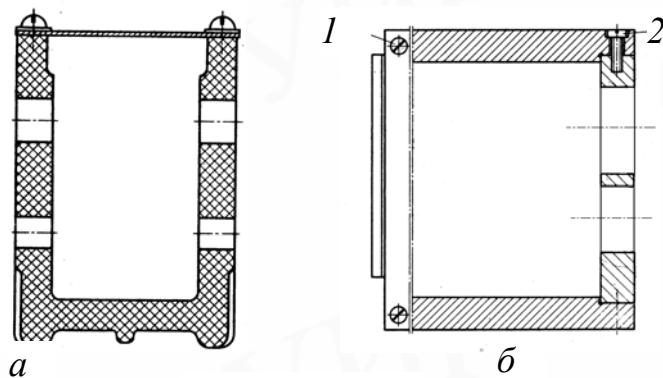


Рис. 11.2

Однолатные корпуса (рис. 11.1, е) имеют форму плоской пластины или пластины с ребрами жесткости и необходимыми приливами. Возможны две схемы расположения валов по отношению к пластине. Чаще применяются конструкции корпусов, оси валов механизма которых расположены перпендикулярно к корпусу (рис. 11.3).

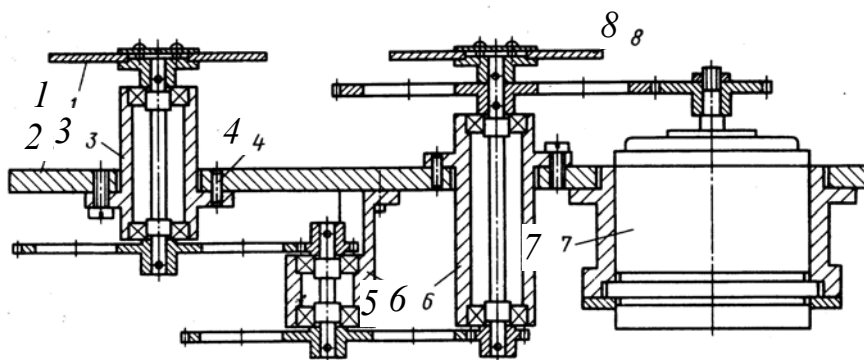


Рис. 11.3

Для обеспечения двухопорного крепления валов подшипники устанавливают в цилиндрических стаканах 3, 6, кронштейне 5 с фланцами, а зубчатые колеса 1, электродвигатель 7, шкалы 8 и другие детали располагаются по обе стороны платы 2. Стаканы прикреплены к плате винтами и после регулировки радиальных зазоров в зубчатых передачах фиксируются штифтами 4. Возможно и одностороннее расположение деталей и узлов механизма по отношению к плате.

При расположении корпуса параллельно осям валов подшипники крепятся в стойках или кронштейнах (рис. 11.4).

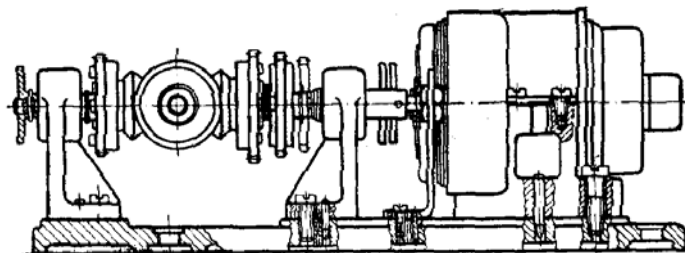


Рис. 11.4

Одноплатные корпуса обладают достаточной прочностью и жесткостью, допускают поузловую сборку и удобную регулировку механизма, использование большого числа унифицированных деталей и узлов. Их используют как в единичном, так и серийном производстве. Для защиты от внешних воздействий одноплатных корпусов применяют крышки-кожухи.

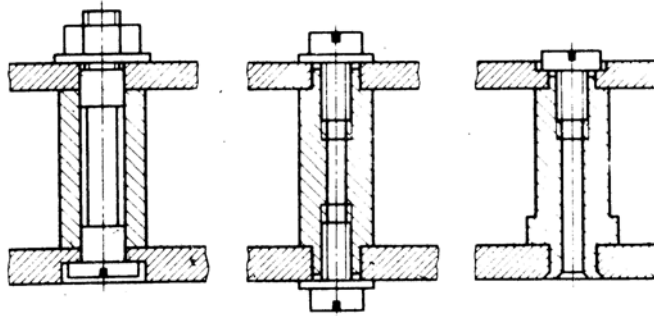


Рис. 11.5

Двухплатные корпуса (рис. 11.1, ж) включают две параллельные пластины (платы), соединенные распорными колонками и винтами. Типовые конструкции колонок и способы соединения их с платами показаны на рис. 11.5. Двухплатные корпуса имеют невысокие прочность и жесткость, от внешних воздействий корпус защищается кожухом. Детали и узлы механизма располагаются между платами.

На рис. 11.6 показана конструкция цилиндрической зубчатой передачи, смонтированной между двумя платами. В данном случае верхняя плата состоит из двух частей 2, 4, каждая из которых закреплена на несущей плате 3 с помощью трех колонок 1.

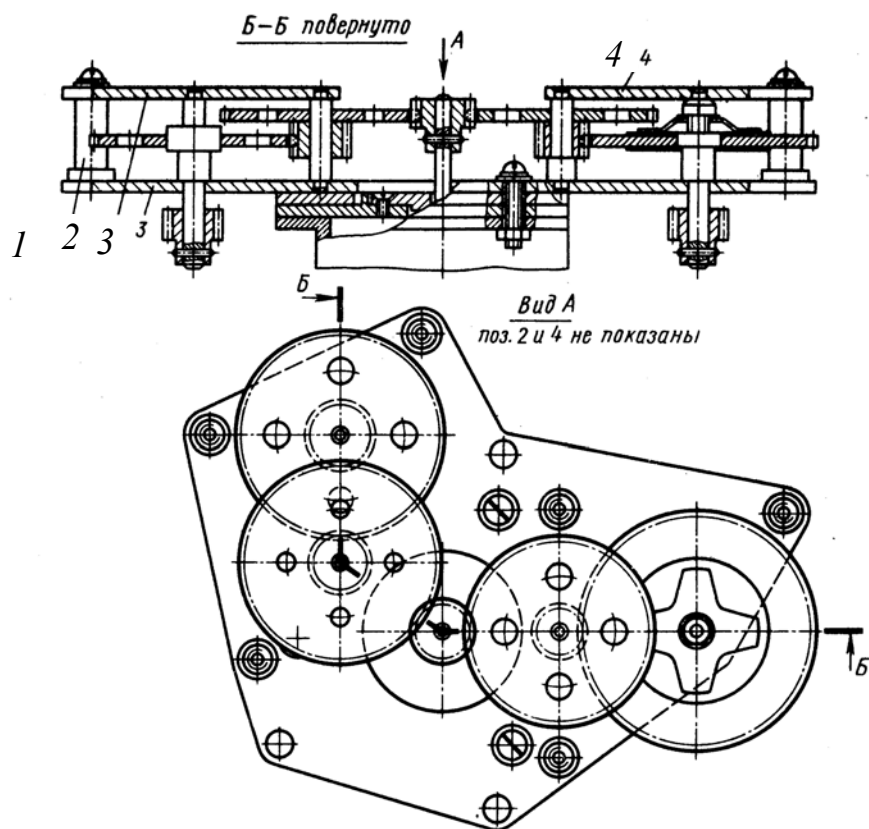


Рис. 11.6

Двухплатные корпуса применяют в массовом, серийном и единичном производствах, они технологичны и удобны в сборке. Платы изготавливают из металлопроката, литьем, прессованием, штамповкой с последующей механической обработкой.

Корпуса в зависимости от технологии изготовления делят на литые, прессованные, штампованные, сварные и механически обработанные.

Литые корпуса изготавливаются из алюминиевых АЛ4 и АЛ9, магниевых сплавов Мг4 и Мг6, иногда из чугунов СЧ12 и СЧ15, цинковых и медных сплавов, пластмасс. Корпуса должны иметь простую конфигурацию, ограниченную плоскостями и поверхностями вращения без поднутрений. Необходимо предусматривать закругления всех острых углов. Для уменьшения механической обработки литых деталей обрабатываемые поверхности (под крышки, люки, стаканы) рекомендуется располагать в одной плоскости и делать выступающими на 1...2 мм над необрабатываемыми, толщину стенок корпуса необходимо выбирать в пределах 2...4 мм, при этом внутренние стенки могут быть тоньше на 20% внешних стенок. Для размещения подшипников, закрепления двигателей предусматривают местные утолщения-приливы. В разъемных корпусах расточка отверстий под подшипники, обработка торцовых поверхностей производится после сборки двух частей корпуса.

Прессованные корпуса изготавливаются из пластмасс: композиционных, фенопласта К18-2, аминопласта. Они имеют малую стоимость и массу, высокие электроизоляционные, демпфирующие и антикоррозионные свойства. Желательна простая форма корпуса, не препятствующая заполнению пресс-формы и легко из нее вынимаемая. Толщина стенок 3 ... 5 мм, обязательны плавные переходы от больших сечений к меньшим, радиусы закруглений, уклоны вертикальных стенок (см. рис. 11.2, а).

Штампованные корпуса выполняют с помощью гибки, вытяжки и вырубки из полосовых тонколистовых заготовок. В качестве материалов применяют малоуглеродистые пластичные стали 08, 10, 15, деформируемые сплавы алюминия Д1 и Д16. Рекомендуется толщину стенок принимать 1,0 ... 2,0 мм, жесткость увеличивают штамповкой ребер, рифлений различных форм, отбортовкой. Штампованные детали корпуса соединяют винтами, сваркой, пайкой.

Литые, прессованные и штампованные корпуса экономически выгодно использовать при серийном и массовом производстве, когда стоимость оснастки (штампы, пресс-формы, литейные формы) распределяется на значительное количество изготавливаемых изделий. Эти технологии позволяют обеспечить большую точность, производительность, повторяемость, малый расход материалов.

Сварные корпуса изготавливают при мелкосерийном и единичном производствах. Их выполняют из металлопроката (листов, полос, уголков, профилей). Корпус после сварки подвергают отжигу для снятия локальных (в местах сварки) внутренних напряжений. И только после отжига рекомендуют производить механическую обработку плоскостей и отверстий. Толщина стенок определяется типом сварки и усилиями, возникающими при обработке корпуса после сварки. Жесткость корпуса можно увеличить ребрами, располагаемыми снаружи у мест крепления подшипников.

Механически обработанные корпуса, имеющие форму тела вращения (см. рис. 11.1, б), призмы, могут изготавливаться обработкой исходной заготовки, например, типовая конструкция корпуса червячного редуктора (рис. 11.7, а). Для обеспечения сборки червячного колеса крышка 1 подшипника устанавливается в корпусе по диаметру, размер которого больше размера червячного колеса. Наружный диаметр червяка меньше диаметра подшипников, сборка вала-червяка возможна через отверстие для посадки подшипника. Соосность отверстий для посадки подшипников валов червяка и червячного колеса обеспечивается совместной расточкой корпуса и крышки 1 в сборе за одну установку.

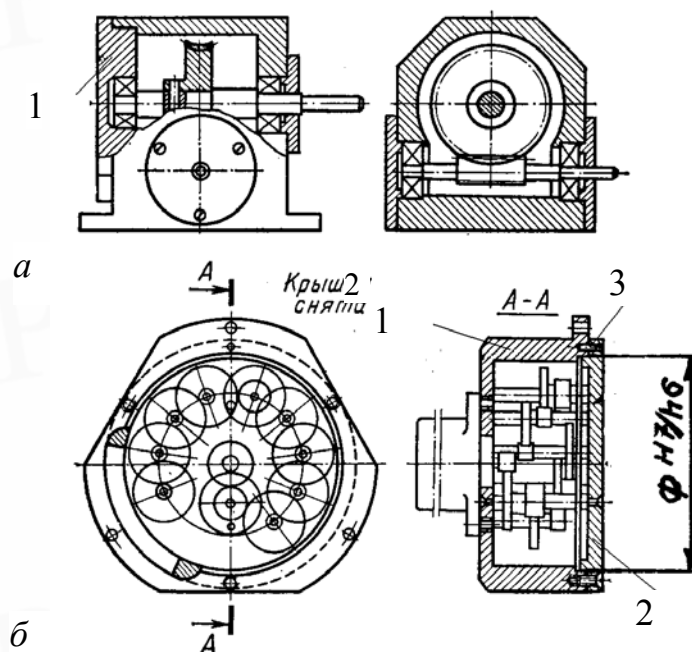


Рис. 11.7

В волновых и планетарных зубчатых передачах широко используются соосные механически обработанные корпуса (рис. 11.7, б).

Корпус состоит из основных частей 1 и 2, плоскость разъема которых перпендикулярна осям валов зубчатой передачи. Эти части соединены по выступу небольшой глубины с посадкой Н7/н6. Два штифта 3 фиксируют часть 2 относительно части 1. Соосность посадочных мест под опоры валов в частях 1 и 2 корпуса обеспечивается обработкой корпуса в собранном виде.

Детали сборных корпусов изготавливают обычно из металлопроката различного профиля, что требует значительной механической обработки.

Корпуса-кожухи по степени защиты от воздействия окружающей среды классифицируют как обыкновенные защитные, пыленепроницаемые, брызгонепроницаемые и взрывобезопасные. Важен выбор степени герметизации – полная герметичность корпусов усложняет и удорожает конструкцию. Основные элементы герметичных корпусов, которые необходимо уплотнять, – крышки, смотровые стекла, электрические вводы и подвижные соединения. Для всех выходящих наружу подвижных деталей устанавливают в крышках уплотнения. Крышки герметичных корпусов уплотняют (рис. 11.8) резиновыми шнурами круглого, квадратного или прямоугольного сечения, резиновыми прокладками. Смотровые стекла уплотняют при помощи резиновых прокладок (рис. 11.9, а, б) или герметиками (рис. 11.9, в). Герметизацию электрических вводов 1 в корпуса осуществляют с помощью сальников 4, втулок 3, гаек 2 (рис. 11.10, а); стеклянными изоляторами 2 (рис. 11.10, б) и специальными герметизированными разъемами 2 (рис. 11.10, в).

Выбор типа и формы корпуса зависит от назначения, места установки,

условий эксплуатации, серийности, кинематической и компоновочной схем механизма, технологических возможностей производства, эстетики, удобства сборки и ремонта, способов крепления, требований по габаритам, массе и креплению механизма.

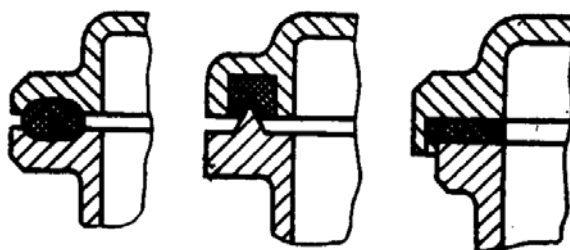


Рис. 11.8

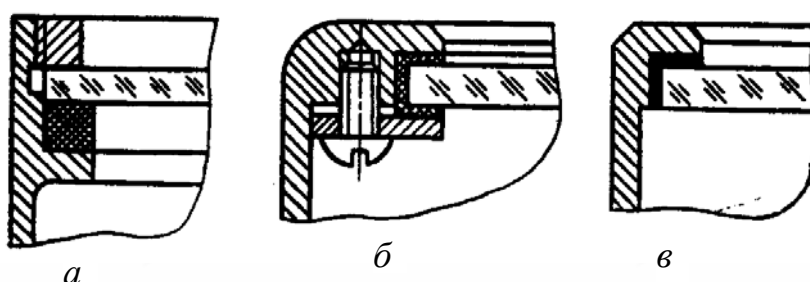


Рис. 11.9

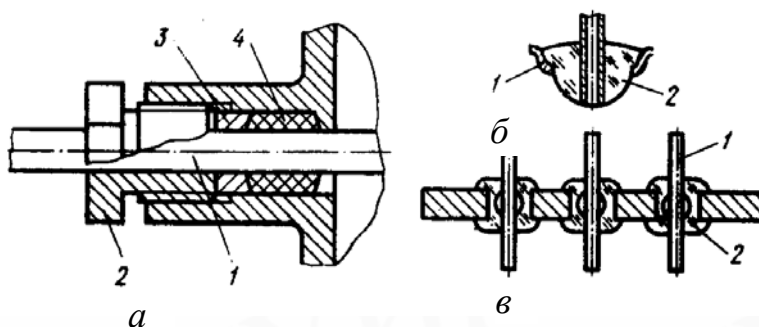


Рис. 11.10

11.2. Несущие конструкции

Несущие конструкции предназначены для размещения электронной части аппаратуры радио, связи, телевидения и обеспечения ее функционирования в реальных условиях эксплуатации [6].

Использование несущих конструкций позволяет улучшить компоновку, теплоотвод, экранирование и заземление, а также повысить надежность и технологичность составных частей и изделия в целом.

Электронная часть современного устройства может содержать

значительное число дискретных элементов: интегральных микросхем различного уровня интеграции, полупроводниковых приборов, резисторов, конденсаторов, трансформаторов и т.д. Поэтому компоновочным решением конструкции может быть моноблочный вариант и вариант, состоящий из сочетания отдельных конструктивно законченных сборочных единиц-модулей. Основой каждого конструктивного модуля является несущий элемент, представляющий собой каркасную или рамочную конструкцию.

При компоновке блоков различной аппаратуры в качестве несущего элемента применяют шасси или каркас блока.

Шасси представляет собой плоскую или объемно-панельную конструкцию (рис. 11.11), используемую для размещения дискретных электронных элементов и узлов блока. Компоновочная схема плоского шасси 1 телевизора представлена на рис. 11.11, а. Шасси откидывается относительно корпуса 3 поворотом в шарнирах А и В. Кожух 2 закрывает монтажные провода, расположенные на задней стенке шасси. Здесь шасси-плата – из гетинакса или стеклотекстолита, окантованная для повышения жесткости металлической рамкой. Шасси может изготавливаться литьем или штамповкой из магниевых сплавов.

На рис. 11.11, б представлена схема шасси в виде плоской панели 1 с отбортовкой, защищенной кожухом 2.

Присоединяя к горизонтальной части шасси 1 с помощью косынки 2 или стенки 4 панель 3, получают компоновочную схему (рис. 11.11, в). Конструкция обеспечивает хорошую жесткость при размещении на шасси тяжелых дискретных узлов.

Компоновочная схема каркаса блока (рис. 11.11, г) образована двумя горизонтальными панелями 1, передней 2 и задней 4 стенками, соединенными фасонными профилями 3. На рис. 11.11, д показана компоновочная схема каркаса блока, в которой соединение панелей 1 и 2 обеспечивается стержнями 3, расположенными по углам панелей.

Компоновочная схема каркаса блока, образованного панелью 1 с закрепленными на ней п-образными скобами 2 с платами 3, дана на рис. 11.11, е.

При проектировании несущих конструкций блоков следует учитывать требования по теплоотводу и охлаждению, герметизации, влагозащите, амортизации элементов; удобство при управлении и ремонте.

Типовые несущие конструкции устройств аппаратуры можно разбить по уровням. Первый уровень – в качестве конструкций используют бескаркасные и каркасные конструкции ячеек для крепления интегральных схем, специальных электро и радио элементов; второй уровень – шасси и панели блоков; третий уровень – корпуса и каркасы блоков, а четвертый уровень – каркасы стоек, шкафов и пультов.

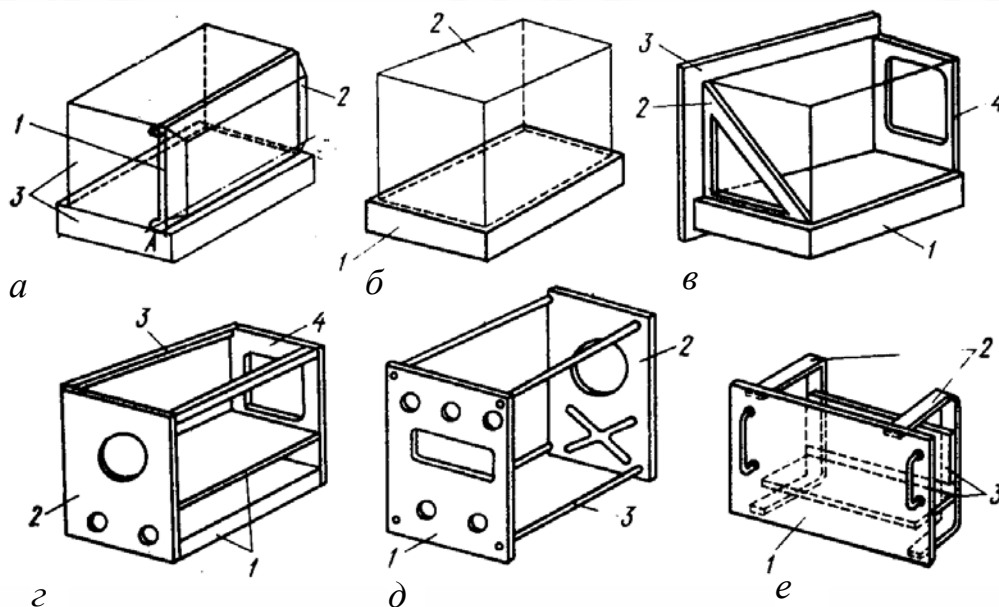


Рис. 11.11

Глава 12. МУФТЫ

12.1. Назначение и классификация

Муфты служат для соединения валов или валов с деталями, свободно вращающимися на них (зубчатыми колесами, шкивами и т.п.), с целью передачи вращения без изменения скорости. Известно, что большинство устройств, систем компонуют из отдельных узлов с входными и выходными валами. Такими узлами являются, например, привод в виде двигателя, передаточный и исполнительный механизмы. Кинематическая и силовая связь между этими узлами устройства осуществляется с помощью муфт (рис. 12.1).



Рис. 12.1

Соединение валов является основным, но не единственным назначением муфт. Муфты применяют для включения и выключения исполнительного органа при непрерывно работающем двигателе, для предохранения рабочих органов от перегрузок и чрезмерно больших скоростей, для передачи

движения между валами только в одном направлении, для остановки в качестве тормоза и других функций.

Глухие жесткие муфты используют при передаче движения между соосными валами, которые должны работать как единый вал. **Компенсирующие подвижные муфты** применяют при передаче движения между несоосными валами при наличии небольших радиальных, осевых, угловых или комбинированных смещений осей валов. **Упругими муфтами** пользуются для смягчения толчков, динамических нагрузок при передаче вращающегося момента между валами. **Предохранительные муфты** применяют во избежание поломок деталей механизма из-за перегрузок. **Обгонные муфты** используют для передачи движения только в одну сторону.

Муфты по управляемости передачей вращения между соединяемыми валами делят на три группы:

- 1) **муфты постоянные**, осуществляющие постоянное соединение валов, – глухие, компенсирующие, упругие;
- 2) **муфты управляемые**, обеспечивающие режим «включено-выключено» с помощью: дистанционного (электрического) управления – электромагнитные, магнитопорошковые (магнитожидкостные), пьезокристаллические; ручного (механического) управления – зубчатые, кулачковые, фрикционные;
- 3) **муфты самоуправяемые**, осуществляющие автоматическое разъединение или соединение валов: по величине передаваемого момента – предохранительные; по скорости вращения – центробежные; по направлению вращения – обгонные.

Стандартами предусмотрены размеры на некоторые типы муфт. Муфты подбирают по большему диаметру соединяемых валов и расчетному значению передаваемого момента $T_p = kT$, где T – номинальный момент на валу; k – коэффициент режима работы муфты. В приводах от электродвигателя принимают: при спокойной нагрузке $k = 1,15 \dots 1,4$; при переменной нагрузке $k = 1,5 \dots 2$; при ударной нагрузке $k = 2,5 \dots 4$.

Часто муфты изготавливают индивидуально. При выборе конструкции муфты учитывают ее назначение, особенности конструкции механизма, условия эксплуатации, характер нагрузки. Выбранные муфты проверяют в кинематических передачах на точность, в силовых – на прочность.

12.2. Постоянные муфты

Эти муфты делятся на глухие и подвижные, или компенсирующие, которые допускают небольшие неточности сборки.

Глухая втулочная муфта (рис. 12.2) является наиболее простой и используется при высокой соосности соединяемых валов и отсутствии перекоса. Она состоит из втулки, соединенной с валами с помощью штифтов

(рис. 12.2, а), шпонок (рис. 12.2, б), а при больших моментах – шлицами.

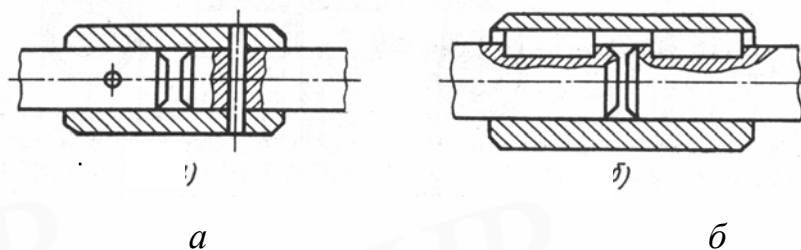


Рис. 12.2

Втулки изготавливают из различных материалов, но чаще из тех же марок сталей, что и валы. Рекомендуют следующие соотношения между наружным D и внутренним d диаметрами $D = 1,5d$. Длина посадочной части втулки на каждом валу $l_1 = (1 \dots 1,5)d$; общая длина муфты $l = (2,25 \dots 3)d$, диаметр штифта $d_{шт} = (0,2 \dots 0,25)d$.

Для соединения втулки с валом рекомендуют посадки с нулевым зазором типа Н/н или переходные типа Н/к.

Расчет таких муфт сводится к расчету штифтов (шпонок) на сдвиг.

Размеры втулочных муфт стандартизированы.

Поводковые муфты различных конструкций (рис. 12.3, 12.4) применяют при диаметрах валов 3 ... 12 мм. Они допускают небольшие радиальные смещения осей валов. Муфты состоят из полумуфт 1 и 2, закрепленных на валах штифтами. На фланце одной из полумуфт закреплен палец (поводок) 3, входящий в паз второй полумуфты. Палец может быть цилиндрическим и сферическим, последний допускает и перекос осей. Муфта (см. рис. 12.3) проста по конструкции, но у нее всегда существует мертвый ход за счет зазора Δz между пальцем и пазом. При расстоянии r между осями вала и пальца величина мертвого хода в угловых минутах $\Delta\varphi = 3438 \Delta z/r$. Чтобы уменьшить в вале радиальную изгибающую нагрузку, рекомендуют применять муфты с двумя пальцами, расположенными симметрично относительно оси валов.

В точных передачах применяют поводковые муфты (рис. 12.4), мертвый ход в которых выбирают плоской 4 или винтовой пружиной.

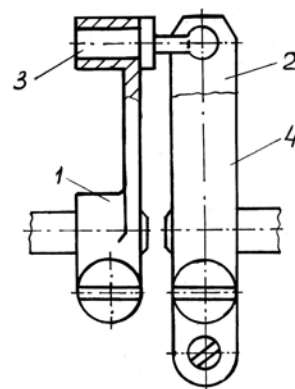
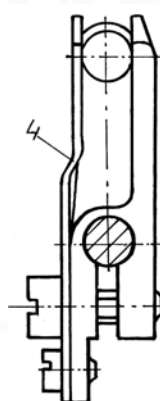
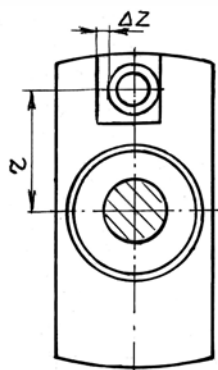
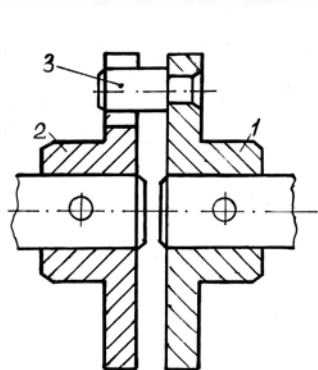


Рис. 12.3

Рис. 12.4

Упругие муфты применяют для амортизации ударных и динамических нагрузок при частых пусках и реверсах механизма.

Упругая поводковая муфта представлена на рис. 12.5. Она состоит из двух полумуфт 4, 5, закрепленных на валах. В каждой полумуфте закреплено симметрично относительно оси по два цилиндрических пальца (поводка) 1, 2. Между полумуфтами находится упругий элемент 3 из твердой резины, кожи с четырьмя расположенными равномерно по окружности отверстиями, в которые входят пальцы полумуфт. При работе муфты упругий элемент деформируется, амортизирует динамические нагрузки и компенсирует погрешности расположения осей валов. Недостатком муфты является наличие мертвого хода из-за деформации упругого элемента и зазора между пальцем и упругим элементом.

Упругая мембранная муфта (рис. 12.6) позволяет передавать вращение между валами, имеющими радиальное смещение и перекос осей соответственно до $\pm 0,7$ мм и $2^\circ 30'$. Вращающийся момент передается с полумуфты 1 на полумуфту 2 с помощью тонкого упругого кольца и мембраны 3. Изготавливают мембраны из стали 65Г, фосфористой бронзы, текстолита и других материалов. Мертвый ход муфты не превышает 6 ... 12 угловых минут.

Размеры упругих поводковых и мембранных муфт для валов с диаметром 4 ... 5 мм нормализованы.

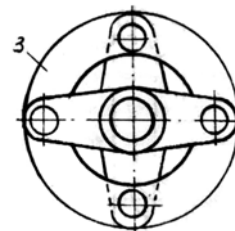
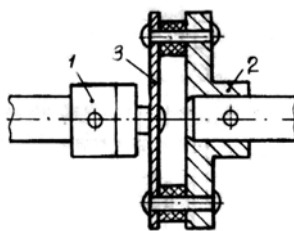
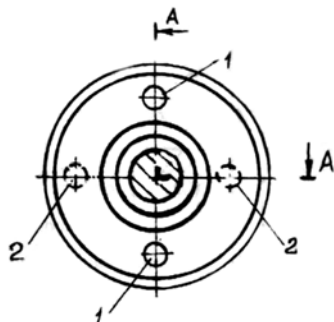
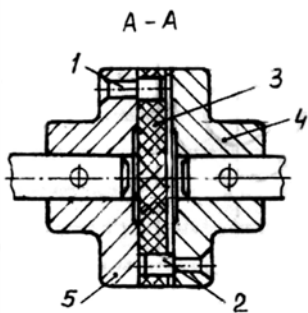


Рис. 12.5

Рис. 12.6

12.3. Управляемые муфты

С помощью управляемых, называемых также сцепными, муфт можно в процессе работы соединять и разъединять валы.

Муфты с ручным управлением в дистанционно управляемых системах, системах автоматики, различных приводах периферийных устройств ЭВМ практически не применяются. При этом используют муфты управляемые дистанционно с помощью электрических сигналов малой мощности.

Из управляемых сцепных муфт наиболее применимы электромагнитные фрикционные и порошковые, обладающие высоким быстродействием и возможностью регулирования передаваемого момента. Эти муфты используются дополнительно в качестве предохранительных и тормозных устройств.

Управление электромагнитом кулачковых (зубчатых) муфт связано с рядом трудностей, обусловленных плавным сцеплением и расцеплением полумуфт, что возможно только при равенстве их угловых скоростей. Наиболее широко используются **фрикционные электромагнитные муфты**. Они обеспечивают плавное сцепление и расцепление валов при любых скоростях. В этих муфтах для соединения валов используются силы трения между поверхностями полумуфт. Принципиальные схемы фрикционных муфт показаны на рис. 12.7. Левые полумуфты закреплены на валах неподвижно, а правые являются подвижными (шлицевое, шпоночное соединение) или имеют подвижные элементы. В зависимости от формы рабочих поверхностей различают фрикционные муфты: дисковые – однодисковые (рис. 12.7, а) и многодисковые (рис. 12.7, б); конусные (рис. 12.7, в).

Многодисковые муфты получили наибольшее распространение благодаря плавности включения, небольшим габаритам при передаче больших моментов. Оптимальное число дисков 6 ... 10.

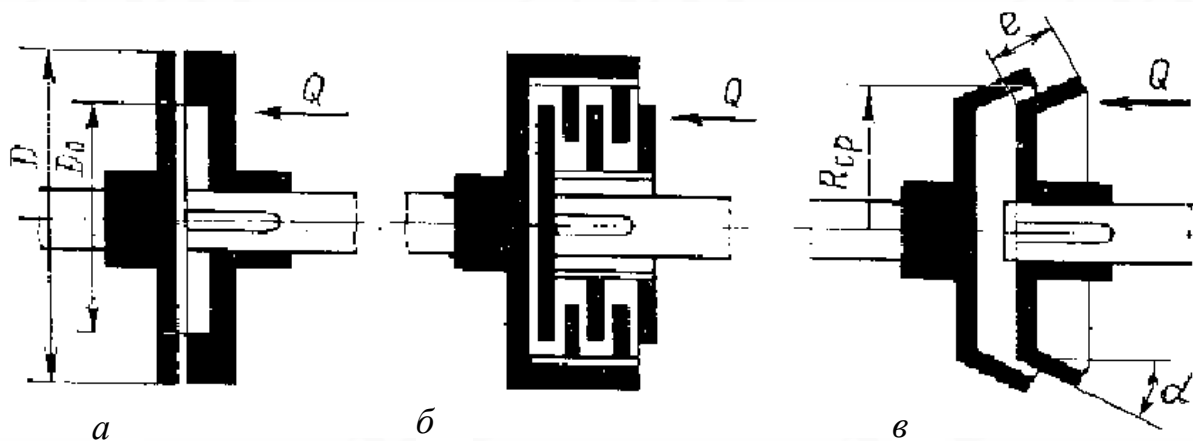


Рис. 12.7

В конусных муфтах (см. рис. 12.7 в) угол α не должен быть меньше угла трения для предотвращения заклинивания и облегчения расцепления, для металлических поверхностей $\alpha \geq 8 \dots 15^\circ$.

Необходимая сила прижатия дисков

$$Q = (T / R_{cp}) \cdot f \cdot n, \quad (12.1)$$

где T – передаваемый муфтой момент; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения; n – число поверхностей трения; f – коэффициент трения, принимаемый для стали по металлокерамике $f = 0,1 \dots 0,4$; для стали по стали при наличии смазки $f = 0,08$.

Осевая сила включения конусной муфты

$$Q = (T \cdot \sin \alpha / R_{cp}) \cdot f. \quad (12.2)$$

Для повышения коэффициента трения рабочие диски изготавливают из фрикционных материалов на основе металлических порошков.

Сила прижатия дисков или конусов создается электромагнитом, встроенным в левую полумуфту, на обмотку которого подается напряжение через скользящие контакты – кольца и щетки.

Конструкции многодисковых фрикционных муфт нормализованы. Их используют при мощностях до 250 Вт и частотах вращения до 4000 об/мин, время срабатывания 28 ... 200 мс. Однодисковые муфты проще по конструкции, но габариты их сравнительно велики.

Порошковые муфты отличаются малой инерционностью, быстрым действием (время срабатывания 5 ... 50 мс), возможностью управлять передаваемым моментом и независимостью величины передаваемого момента от скорости.

Муфта состоит (рис. 12.8) из трех основных частей: неподвижного корпуса 1 и двух полумуфт 2, 3. Полумуфты свободно вращаются внутри корпуса. Пространство между полумуфтами заполнено ферромагнитной массой 4 в жидком или порошкообразном виде (смесь из мелкодисперсных частиц карбонильного железа и наполнителя в виде талька или графита). Катушка 5 электромагнита располагается в одной из полумуфт или в корпусе.

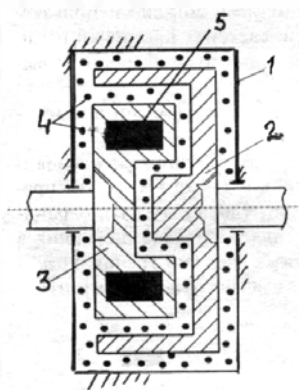


Рис. 12.8

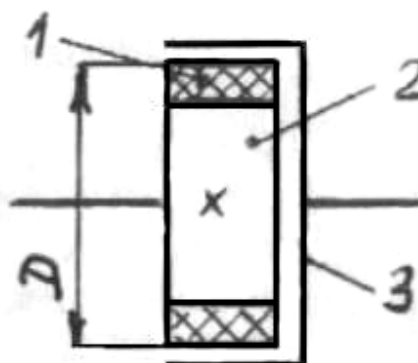


Рис. 12.9

Если электромагнит не включен (при нулевой напряженности магнитного поля), то вязкость ферромагнитной массы 4 небольшая и полумуфты механически не связаны. При подаче сигнала управления на катушку электромагнита и прохождении магнитного потока через рабочие зазоры ферромагнитные частицы намагничиваются и располагаются вдоль силовых линий. Вязкость ферромагнитной массы увеличивается, механически связывая полумуфты. При увеличении интенсивности магнитного поля растут вязкость массы 4 и величина передаваемого момента. Жидкостные муфты работают плавнее, чем порошковые, но требуют более совершенных уплотнений.

Конструкции порошковых муфт нормализованы (серия БПМ) и подбираются по передаваемому моменту и частоте вращения вала.

Использование **пьезокристаллических муфт** позволяет увеличить быстродействие при соединении валов до 0,2 мс, что особенно важно в системах управления, обработки информации. Принцип их действия основан на изменении размеров пьезокристалла под действием постоянного тока (рис. 12.9). При подводе постоянного тока к кристаллам 1 происходит увеличение размеров полумуфты 2, выборка зазоров между ней и полумуфтой 3 и передача вращения за счет сил трения.

Зазор между полумуфтами ограничивается микронными изменениями размера кристаллов. Отсюда высокие требования к точности взаимного расположения осей соединяемых валов, к точности изготовления элементов муфты и наличие вследствие малых зазоров между полумуфтами тормозного момента при нулевом сигнале управления.

12.4. Самоуправляемые муфты

Самоуправляемые муфты служат для автоматического разъединения (соединения) валов в тех случаях, когда передаваемый валом момент или скорость превышает заданную условиями эксплуатации величину.

Рассмотренные фрикционные сцепные муфты (см. рис. 12.7) могут быть использованы в качестве самоуправляемых по величине передаваемого момента. В этих муфтах при перегрузках будет происходить проскальзывание полумуфт с автоматическим разъединением валов.

Центробежная муфта прямого действия (рис. 12.10, а) применяется для автоматического сцепления валов, а **центробежная муфта обратного действия** (рис. 12.10, б) – для автоматического расцепления валов. Полумуфты 1 и 2 соединяются с помощью колодок 3, которые могут поступательно перемещаться в полумуфте 1.

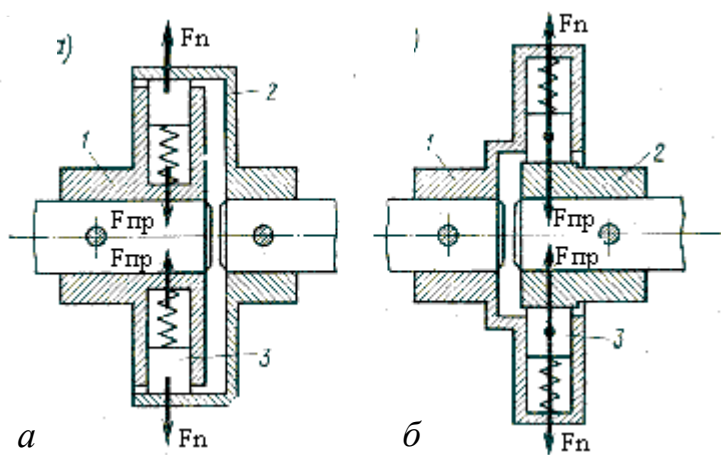


Рис. 12.10

В муфтах прямого действия колодки удерживаются силами упругости F_{np} пружин растяжения в полумуфте 1. При вращении вала с полумуфтой 1 со скоростью ω на колодки действуют центробежные силы инерции $F_n = m\omega^2 r$, где m – масса колодки, r – расстояние от центра масс колодки до оси вращения полумуфты 1. При увеличении скорости вращения сила инерции преодолевает силу упругости пружины и прижимает колодку к полумуфте 2 с силой $N = F_n - F_{np}$, создающей трение между полумуфтами. При моменте трения $M_{тр} = F_{тр} \cdot r = (F_n - F_{np})rf$, превышающем момент сопротивления, происходят передача вращательного движения от полумуфты 1 к полумуфте 2 и соединение валов.

В муфтах обратного действия (см. рис. 12.10, б) расцепление валов происходит при скорости, когда сила инерции (F_n) колодки ставится равной силе упругости пружины (F_{np}) и отжимает колодку от полумуфты 2.

Обгонная муфта (рис. 12.11) передает движение только в одном направлении. Она состоит из ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт, шариков (роликов) 4.

Принцип работы обгонных муфт состоит в следующем. Полумуфта 1 жестко закреплена на ведущем валу. При его вращении по часовой стрелке шарики 4 под действием сил пружин 3 и сил трения вкатываются в узкую часть клинового зазора полумуфт и, заклиниваясь, передают вращательный

момент от полумуфты 1 к полумуфте 2, свободно сидящей на валу и являющейся зубчатым колесом.

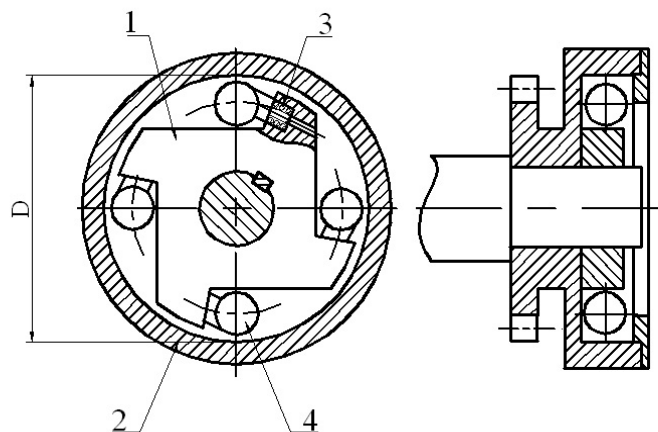


Рис. 12.11

При вращении полумуфты 1 против часовой стрелки шарики выходят в широкую часть клиновых зазоров и полумуфты разъединяются, т.е. вращение от вала к зубчатому колесу не передается.

Такие муфты нормализованы. Они обеспечивают бесшумную работу и обладают высокой нагрузочной способностью.

РАЗДЕЛ 4. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Механизмы, используемые для передачи движения от двигателя к исполнительному органу или от датчика к отсчетному устройству, называют **передаточными**. Они служат также для преобразования одного вида движения в другой, для изменения величины и направления скорости движения, для пуска, останова и реверсирования движения.

Требования, предъявляемые к механизмам, разнообразны и зависят от выполняемых ими функций. Существуют требования по точности; надежности; экономичности изготовления и эксплуатации; простоте конструкции, сборки и обслуживания; эстетичности оформления; безопасности обслуживания; условиям эксплуатации (высокие или низкие температуры, агрессивная среда и т.д.) и другим факторам.

Отметим отдельные общие требования к механизмам, предъявляемые на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации, а именно **точность** выполнения механизмом заданных функций и **надежность**.

Точность зависит от рационального выбора схемы механизма при проектировании, от зазоров в соединениях звеньев, от величины мертвого хода, моментов трения в опорах и в подвижных соединениях. На точность

механизмов влияют также погрешности размеров и форм деталей при изготовлении и сборке, деформации и износ деталей при эксплуатации.

Под **надежностью** понимают свойство механизма выполнять свои функции, сохранять эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого времени. **Надежность** является сложным свойством, которое в зависимости от назначения механизма и условий его использования **состоит из сочетаний свойств: безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости.**

Безотказность – свойство механизма сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки в часах или циклах. Оценивают безотказность вероятностью того, что в заданный интервал времени не произойдет ни одного отказа. За отказ принимают событие, после которого механизм перестает выполнять свои функции полностью или частично.

Долговечностью называют свойство механизма сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Предельным называют состояние, при котором дальнейшее применение механизма по назначению **недопустимо** или **нецелесообразно**. **Количественным показателем долговечности является срок службы**, т.е. календарная продолжительность эксплуатации или **ресурс**, т.е. наработка в часах или в циклах от начала эксплуатации до перехода в предельное состояние.

Ремонтпригодность механизма характеризуется его приспособленностью к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей при техническом обслуживании и ремонте.

Сохраняемость характеризуется возможностью находиться в исправном состоянии после хранения и транспортирования.

Мероприятия по повышению надежности проводятся как при проектировании, так и в процессе изготовления и эксплуатации механизмов. Наиболее эффективными являются меры, проводимые при проектировании.

Проектирование механизма состоит из выбора схемы, расчета основных ее элементов, разработки конструкции и изготовления рабочих чертежей. Для повышения надежности важен выбор рациональных схем с возможно меньшим количеством звеньев и кинематических пар. Надежность должна учитываться при определении формы и размеров деталей, выборе материалов и режимов термообработки, назначении норм точности и шероховатости поверхностей, установлении характера сопряжений деталей. Естественно, **на всех этапах проектирования необходима увязка с технологией изготовления и сборки механизма.**

Тип передаточного механизма выбирают в соответствии с назначением механизма, режимом и условиями его работы. Рассмотрим основы геометрического расчета наиболее распространенных передаточных механизмов.

Глава 13. ФРИКЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

13.1. Общие сведения

Во фрикционных механизмах движение от ведущего звена к ведомому передается за счет сил трения, возникающих между прижатыми друг к другу телами. Силы прижатия создают пружинами, поджимными винтами, силами тяжести и т.д.

Фрикционные механизмы предназначены для изменения скорости вращательного движения (рис. 13.1, а) или преобразования вращательного в поступательное движение (рис. 13.1, в). В зависимости от расположения осей валов фрикционные механизмы классифицируют на механизмы с параллельными (рис. 13, а, в) и пересекающимися (рис. 13.1. г) осями; механизмы с нерегулируемым, постоянным (рис. 13.1, а, г) и регулируемым, плавно изменяемым передаточным ($i = \text{var}$) отношением (рис. 13.1, б).

Фрикционные механизмы применяются в приводах лентопротяжных, бумагопротяжных устройств, прессах, устройствах транспортирования.

К достоинствам фрикционных механизмов относят простоту конструкции и изготовления, бесшумность в работе, автоматическое предохранение от перегрузок из-за проскальзывания звеньев, отсутствие мертвого хода и возможность плавного бесступенчатого изменения передаточного отношения.

Недостатками фрикционных механизмов являются непостоянство заданного передаточного отношения из-за отсутствия жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым звеньями; необходимость наличия нажимных устройств для прижатия тел качения к друг другу; усиленный износ в местах прикосновения из-за больших удельных давлений; сравнительно низкий КПД (0,7 ... 0,9); большие нагрузки на валы и опоры, что приводит к необходимости увеличивать их размеры; нагрев при работе.

Движение соприкасающихся звеньев (диски, цилиндрические или конические катки, цилиндры, конуса) фрикционных механизмов сопровождается их относительным скольжением. Различают упругое и геометрическое скольжение, а также буксование.

Упругое скольжение возникает из-за различной упругой деформации ведущего и ведомого звеньев в зоне контакта. Напряжения звеньев в зоне контакта различаются по величине и по знаку. Поверхностные слои ведущего катка 1 (рис. 13.1, а), нагруженного движущим (вращающим) моментом M_d по мере приближения к площадке ВА контакта сжимаются, а проходя ее – растягиваются. На ведомое звено действует момент сопротивления M_2 , направленный в сторону, противоположную направлению момента M_d . В точке А волокна ведущего катка растянуты, а ведомого – сжаты. Под действием сил трения в точке В площадки контакта волокна ведущего катка сжаты, а ведомого – растянуты. В пределах площадки контакта волокна каждого катка меняют свою деформацию, скользя друг по другу. Скорость упругого скольжения составляет 0,2 ... 3% от величины окружной скорости катков и увеличивается с

увеличением площадки контакта, т.е. с уменьшением модуля упругости материала, поэтому КПД фрикционных передач тем меньше, чем меньше модуль упругости материала катков.

Геометрическое скольжение объясняется наличием разности величин скорости точек касания звеньев фрикционного механизма вдоль линии контакта. Геометрическое скольжение разнотипных передач может быть различным. Рассмотрим геометрическое скольжение между двумя катками конусной формы (рис. 13.1, г) с несовпадающими вершинами конусов. Чистое качение может быть по линии касания окружностей диаметров d_1 и d_2 . В остальных точках, лежащих по линии АВ контакта катков, наблюдается проскальзывание. Геометрическое скольжение отсутствует, если катки имеют цилиндрическую форму и вращаются около параллельных осей, а также когда вершины (рис. 13.1, г) образующих конусов катков совпадают.

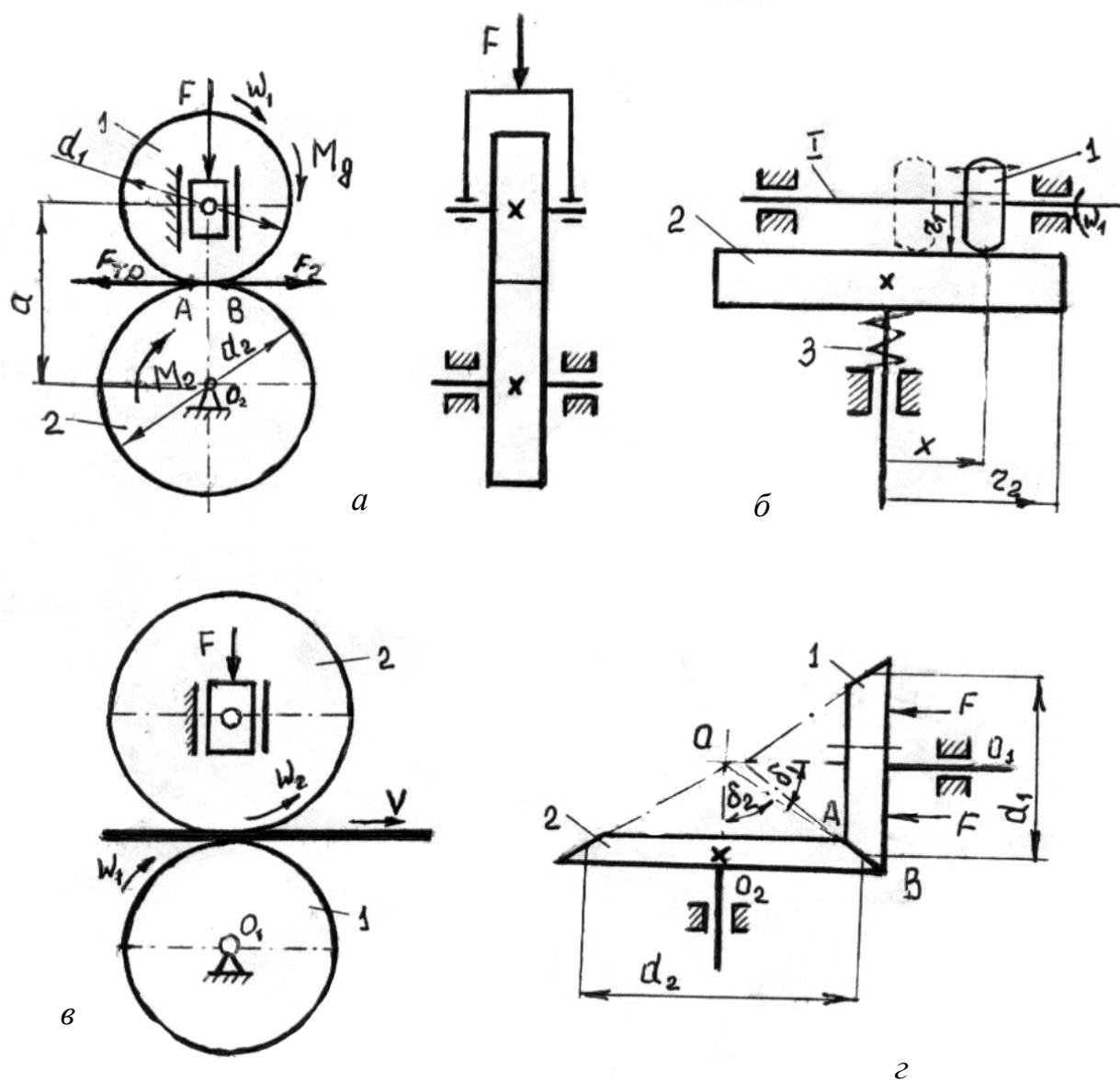


Рис. 13.1

Кроме рассмотренных видов скольжения возможно буксование –

проскальзывание, вызванное нагрузкой передачи. Буксование возникает, когда движущая сила больше величины силы сцепления между звеньями. Оно ведет к местному интенсивному износу поверхности ведомого звена, что нежелательно. Буксование – одна из причин использовать для ведомых звеньев более износостойкий материал, чем материал ведущих звеньев. В этом случае местный износ ведомого звена заменит равномерный износ всей поверхности ведущего звена.

Материалы катков фрикционных механизмов должны иметь высокую контактную прочность и износостойкость для обеспечения необходимой долговечности, значительный коэффициент трения для уменьшения силы нажатия колес; высокий модуль упругости для обеспечения минимального проскальзывания, высокую коррозионную стойкость и теплопроводность. Этим требованиям удовлетворяют легированные стали ШХ15, 18ХНЗА, закаленные до HRC₃ 56 ... 62.

Обычно катки фрикционных передач выполняют из разных материалов, образующих пары с повышенным трением: сталь-сталь, сталь-текстолит, сталь-резина, сталь-асбест и др. Рекомендуется изготавливать ведущий каток из более мягкого материала, что обеспечивает высокий коэффициент трения, меньшую силу прижатия и снижение шума, но при этом получают меньший КПД и большее упругое скольжение.

13.2. Кинематика фрикционных механизмов

С некоторым допущением (упругое скольжение всегда присутствует) считаем, что соприкасающиеся звенья будут катиться друг по другу без проскальзывания и их окружные скорости в месте контакта равны, т.е.

$$v = v_1 = v_2, \quad (13.1)$$

где v_1, v_2 – соответственно линейные скорости точек касания ведущего и ведомого звеньев. Но $v_1 = (\omega_1 d_1)/2$, а $v_2 = (\omega_2 d_2)/2$, где ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого звеньев, а d_1, d_2 – диаметры катков в месте контакта. Используя зависимость (13.1), определим, что передаточное отношение фрикционных механизмов с параллельными (см. рис. 13.1, а) осями без учета упругого скольжения равно

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1 = r_2/r_1, \quad (13.2)$$

где r_2, r_1 – радиусы катков.

Во фрикционных механизмах с пересекающимися (см. рис. 13.1, г) осями звеньев геометрическое скольжение отсутствует при совпадении вершин конусов образующих катков с точкой **0** пересечения осей. Тогда передаточное отношение без учета упругого скольжения

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = r_2'/r_1' = \sin\delta_2/\sin\delta_1, \quad (13.3)$$

где r_1', r_2' – сопряженные радиусы окружностей катков 1 и 2; δ_1, δ_2 – углы образующих конусов катков 1 и 2. При пересечении осей O_1 и O_2 под прямым углом, т.е. при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, выражение (13.3) можно представить как

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1. \quad (13.4)$$

Во фрикционном механизме (см. рис. 13.1, г), называемом лобовым вариатором, ведущий ролик 1, вращающийся с постоянной угловой скоростью ω_1 , может перемещаться вдоль оси вала I, например, вдоль шлицевого вала. Скорость вращения ω_2 диска 2, поджимаемого к ролику 1 пружиной 3, будет плавно меняться. Так как линейные скорости в точке касания ролика и диска равны, т.е. $\omega_1 r_1 = \omega_2 x$, где r_1 – радиус ролика; x – расстояние от оси вращения диска до положения ролика, которое может меняться от нуля до радиуса диска r_2 , то передаточное отношение рассматриваемого механизма

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = x/r_1 \neq \operatorname{const}. \quad (13.5)$$

Передаточное отношение $i_{1,2} = \omega_1/\omega_2$ малонагруженных фрикционных механизмов принимают в пределах 1 ... 7, диапазон изменения передаточного отношения вариаторов $\omega_{2\max}/\omega_{2\min}$ рекомендуется брать 3 ... 4. Увеличение передаточного отношения вариаторов связано со значительным ростом габаритов механизма, снижением КПД и предельной мощности, которую может передавать вариатор при малых частотах вращения. Фрикционные механизмы могут работать с окружными скоростями до 25 м/с. Окружные скорости соприкасающихся поверхностей вследствие проскальзывания из-за упругого скольжения не равны. Это учитывают **коэффициентом относительного скольжения**

$$\xi = (v_1 - v_2)/v_1 = (1 - v_2/v_1) = [1 - (\omega_2 r_2)/(\omega_1 r_1)]. \quad (13.6)$$

Величина упругого скольжения невелика, коэффициент скольжения не превышает для стали 0,002 ... 0,005, для текстолита – 0,01, для резины – 0,03. При выборе одного из катков неметаллическим, величину ξ принимают в пределах 0,01 ... 0,03. Учитывая проскальзывание вследствие упругого скольжения, передаточное отношение фрикционных механизмов определим из выражения(13.6) как

$$i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = (r_2/r_1)[1/(1 - \xi)]. \quad (13.7)$$

Чем меньше модуль упругости материала катков, тем больше упругое скольжение и больше его влияние на величину передаточного отношения механизма.

13.3. Расчет фрикционных передач

Рассмотрим фрикционную передачу с цилиндрическими катками (рис.13.1, а). При проектировании для катков выбирают материалы, обладающие достаточно большими значениями коэффициента трения скольжения и модуля упругости, износостойкостью. Чаще всего применяют стали, текстолит, резину. Значения коэффициентов трения f некоторых пар материалов, параметров их износостойкости приведены в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Материал катков	Условия боты	Коэффициент трения, f	Допускаемые удельные	Допускаемые контактные
-----------------	--------------	-------------------------	----------------------	------------------------

			нагрузки $q_{adm}, \text{кН/м}$	напряжения $\sigma_{Наdm}, \text{МПа}$
Сталь по стали	В масле	0,05		(2,5 ... 3)НВ
Сталь по стали	Всухую	0,1 ... 0,15		(1,2 ... 1,5)НВ
Текстолит по стали	Всухую	0,2 ... 0,25	40 ... 80	
Резина по стали	Всухую	0,45 ... 0,6	10 ... 30	

Обычно известна величина момента сил сопротивления M_2 , действующего на ведомое звено 2, или окружная сила сопротивления $F_2 = 2M_2/d_2$, где d_2 – диаметр ведомого катка. Движение между звеньями передается за счет сил трения $F_{тр}$. Для ее создания ведущее 1 и ведомое 2 звенья прижимаются друг к другу с помощью пружин, сил веса, сил электромагнитного поля и т.п. Иногда фрикционные передачи снабжают устройствами автоматического регулирования силы нажатия F катков друг на друга. Сила нажатия F определяется из условия отсутствия буксования, когда сила трения $F_{тр}$ больше окружной силы сопротивления F_2 , т.е. $F_{тр} = kF_2$, где k – коэффициент запаса сцепления; для приборных передач $k = 2 \dots 3$ и для силовых – $k = 1,25 \dots 1,5$. С учетом зависимости $F_{тр} = fF$ сила нажатия цилиндрических катков при отсутствии буксования должна быть равна

$$F = (F_2 k) / f = (2M_2 k) / (f d_2). \quad (13.8)$$

На поверхности циклически изменяющейся зоны соприкосновения катков возникают значительные контактные напряжения. Основной причиной повреждения является разрушение рабочих поверхностей соприкасающихся катков. При использовании металлических катков на их рабочих поверхностях возникают ямки выкрашивания вследствие контактной усталости. При использовании неметаллических катков происходит износ и отслаивание материала на этих звеньях.

При определении диаметров ведущего d_1 и ведомого d_2 катков, их ширины b , помимо известных параметров выбранных материалов катков ($f, E_1, E_2, q_{adm}, \sigma_{Наdm}$) и момента сил сопротивления M_2 , известно передаточное отношение i рассматриваемой фрикционной передачи.

Выразим геометрические параметры катков через межосевое расстояние a передачи. Из выражения $a = (d_1 + d_2)/2 = [d_1(i + 1)]/2$, где $d_2 = id_1$ выразим диаметры катков:

$$d_1 = 2a/(i + 1); \quad d_2 = 2ai/(i + 1). \quad (13.9)$$

Ширину катков b определим по эмпирической зависимости

$$b = \psi \cdot a, \quad (13.10)$$

где $\psi = 0,2 \dots 0,4$ – коэффициент ширины.

При наличии неметаллических катков условие их прочности с учетом износостойкости примет вид

$$q_{max} = F/b \leq q_{adm}, \quad (13.11)$$

где q_{\max} , q_{adm} – соответственно максимальное и допускаемое удельные нагрузки на поверхности неметаллического катка в кН/м (табл. 13.1).

Выражение (13.11) с учетом зависимостей (13.80), (13.9), (13.10) примет вид

$$q = [M_2(i+1)k]/(a^2 i \psi f) \leq q_{adm}, \quad (13.12)$$

откуда $a \geq \sqrt{[M_2(i+1)k]/(i \psi f q_{adm})}$.

(13.13)

Зная межосевое расстояние a передачи, определим, используя зависимости (13.9) диаметры d_1 и d_2 катков, используя зависимость (13.10) – ширину b катков; и зависимость (13.8) – силу F прижатия катков.

При наличии во фрикционном механизме только металлических катков условие прочности их должно учитывать контактные напряжения, определяемые по формуле Герца (5.89), а именно

$$\sigma_{H\max} = 0,418 \sqrt{q E_{\Pi} / \rho_{\Pi}} \leq \sigma_{Hadm}, \quad (13.14)$$

где $\sigma_{H\max}$, σ_{Hadm} – соответственно максимальное и допускаемое контактные напряжения; $q = F/b$ – удельное давление; $E_{\Pi} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов катков; $\rho_{\Pi} = d_1 d_2 / [2(d_1 + d_2)] = (ai)/(i+1)^2$ – приведенный радиус кривизны соприкасающихся катков.

Подставив в уравнение (13.14) значения удельной нагрузки q из выражения (13.12) и приведенного радиуса кривизны ρ_{Π} катков получим

$$0,418 \sqrt{[M_2 k (i+1)^3 E_n] / (a^3 i^2 f \psi)} \leq \sigma_{adm}, \quad (13.15)$$

откуда $a \geq (i+1) \sqrt[3]{[0,418 / (i \sigma_{Hadm})]^2 (M_2 k E_n) / (f \psi)}$.

(13.16)

Далее, зная межосевое расстояние a определим, используя зависимости (13.8), (13.9), (13.10) параметры фрикционной передачи.

Глава 14. ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

14.1. Общие сведения

Зубчатые механизмы чаще по сравнению с другими видами механизмов применяются в машиностроении, приборостроении, в технических системах. Они служат для преобразования вращательного движения ведущего звена и передачи моментов сил.

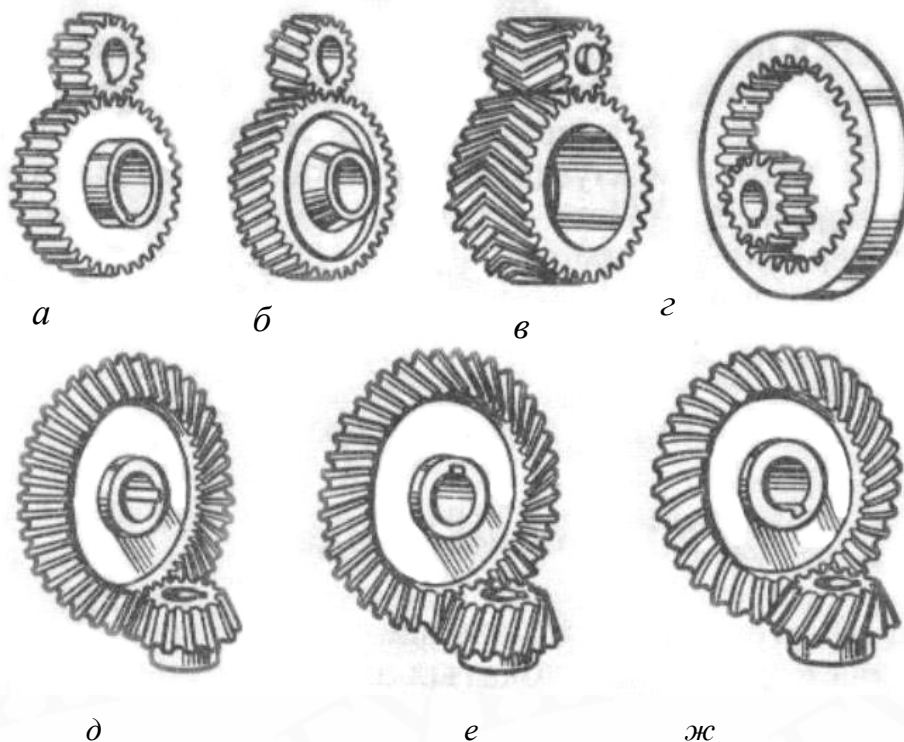
Достоинствами таких передач являются постоянство заданного передаточного отношения, компактность, высокий КПД (0,92 ... 0,98); наличие небольших сил давления на валы и опоры; высокая надежность; простота обслуживания. К недостаткам можно отнести сложность и высокую точность изготовления и сборки, наличие шума при работе, невозможность плавного бесступенчатого регулирования скорости вращения ведомого звена.

Все понятия, параметры и их обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизированы.

Меньшее из пары зубчатых колес принято называть шестерней, большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» можно применять как к шестерне, так и к колесу зубчатой передачи. Индексы «1» и «2» присваивают соответственно параметрам шестерни и колеса.

Зацепление зубчатых колес можно кинематически представить как качение без скольжения друг по другу двух поверхностей, называемых начальными. Для цилиндрических передач это цилиндры, для конических – конусы. Точку качения начальных поверхностей определяют как полюс зацепления.

По числу пар зацепляющихся колес зубчатые передачи бывают одно-, двух- и многоступенчатыми. По взаимному расположению осей их делят на цилиндрические – с параллельными осями (рис. 14.1, а), конические – с пересекающимися осями (рис. 14.1, д), на червячные (рис. 14.1, з), винтовые (рис. 14.1, и) – со скрещивающимися в пространстве осями. По расположению зубьев относительно образующих начальной поверхности колеса зубчатые передачи делят на прямозубые (рис. 14.1, а) и косозубые (рис. 14.1, б, в), шевронные (рис. 14.1, в) и с круговым зубом (рис. 14.1, ж).



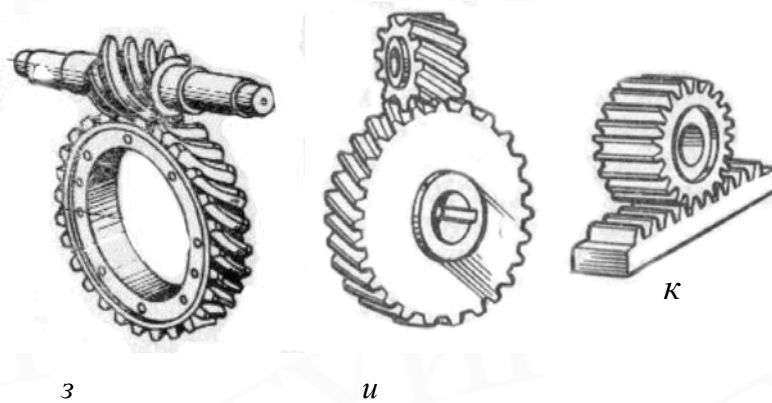


Рис. 14.1

Прямозубыми называются колеса (передачи), направление каждого зуба которых совпадает с образующей начальной поверхности (цилиндра или конуса). **Косозубыми** называются зубчатые колеса, направление каждого зуба которых составляет некоторый постоянный угол с образующей начальной поверхности. **Шевронными** называются колеса (рис. 14.1, в), зубчатый венец которых образуется из двух рядов косых зубьев противоположного направления.

Конические колеса могут быть прямозубыми, косозубыми и с круговым зубом (рис. 14.1, д, е, ж).

Зацепление зубчатых колес может быть внешним и внутренним (рис. 14.1, г).

Реечные зубчатые передачи (рис. 14.1, к) преобразуют вращательное движение в поступательное или наоборот.

Наибольшее распространение получили передачи с эвольвентным профилем зубьев. Во-первых, эвольвентное зацепление мало чувствительно к отклонениям межосевого расстояния, не нарушается правильность зацепления. Во-вторых, профиль зубьев инструмента для нарезания эвольвентных зубчатых колес может быть прямолинейным, сравнительно простое изготовление и контроль инструмента и колес, одним инструментом можно нарезать колеса с разным числом зубьев. Траекторией точки контакта эвольвентных профилей зубьев является прямая линия.

По конструктивному выполнению корпуса зубчатые передачи бывают открытыми и закрытыми. Открытые не имеют защиты от попадания пыли и грязи, закрытые передачи имеют жесткий корпус и работают в масляной ванне.

По характеру своей работы передачи могут быть реверсивные и неревверсивные. Реверсивные передачи характеризуются поочередным изменением на противоположное направления движения ведущего звена.

По величине окружной скорости различают передачи – тихоходные (до 3 м/с), средних скоростей (3 ... 15 м/с) и быстроходные (свыше 15 м/с).

Отношение угловых скоростей ведущего и ведомого колес называют передаточным отношением i , а отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни – передаточным числом u . Для редукторов (замедляющих передач) абсолютные значения i и u совпадают. **Передаточное число относится только к паре зубчатых колёс**, оно всегда положительное, больше единицы и является частным случаем передаточного отношения. Число зубьев колес обозначают буквой z с индексом, соответствующим индексу колеса. Основной характеристикой размеров зубьев является модуль m – отношение окружного шага к числу π . Модули стандартизированы и имеют размерность в миллиметрах. Зубчатые колеса (передачи) с модулем $m < 1$ называют мелкомодульными.

14.2. Параметры цилиндрических прямозубых колес

Рассмотрим элементы зубчатых колес (рис. 14.2), находящихся в зацеплении, в плоскости, перпендикулярной к оси вращения. По высоте снаружи зубья ограничены окружностью выступов диаметром d_a , изнутри – окружностью впадин диаметром d_f . Боковые поверхности полного профиля зуба очерчены эвольвентами противоположных ветвей. **Эвольвента** представляет собой траекторию произвольной точки прямой, перекатывающейся без скольжения по окружности, называемой основной. Положительная ветвь эвольвенты получается при перекатывании производящей прямой против хода часовой стрелки, отрицательная – по ходу часовой стрелки. С увеличением радиуса основной окружности до бесконечности (зубчатая рейка) эвольвента превратится в прямую. Часть бокового профиля зуба очерчивается по переходной кривой, служащей плавным переходом от эвольвенты к окружности впадин. Наличие переходной кривой делает зуб более прочным у основания. При зацеплении одного колеса с другим появляется начальная окружность радиусом r_w . Это окружность одного зубчатого колеса, перекатывающаяся без скольжения по окружности (поверхности) второго из зацепляющихся колес. Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге окружности называется окружным шагом и обозначается p_t . Значение этого параметра по начальным окружностям должно быть одинаковым у находящихся в зацеплении колес. Пользуясь шагом зацепления, можно выразить длину любой окружности колеса, умножив шаг на число зубьев z :

$$p_t z = \pi d_t, \quad (14.1)$$

где t – индекс соответствующей окружности, например, p_a , d_a или p_f , d_f .

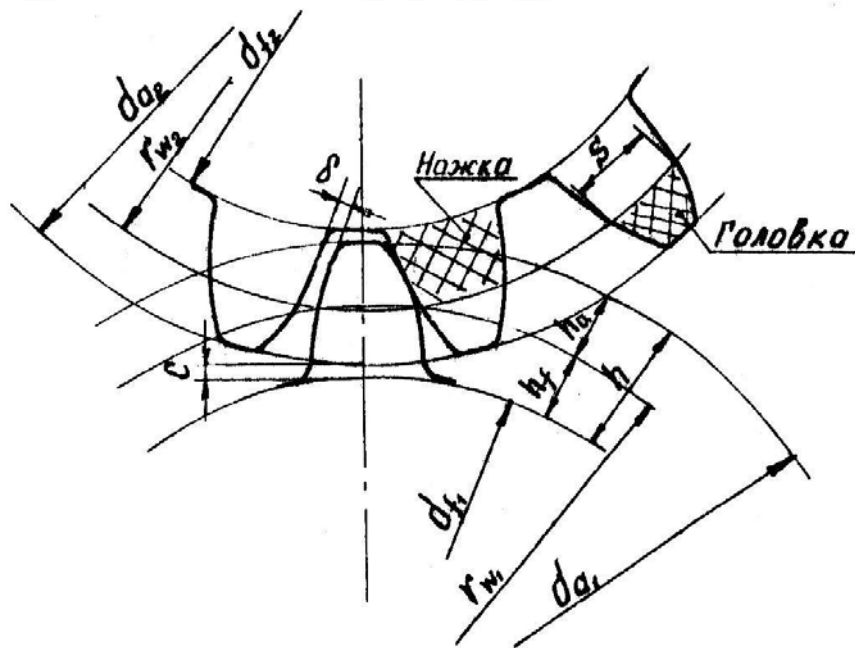


Рис. 14.2

Величина p_t выражается несоизмеримым числом, так как в правую часть условия (14.1) входит число π . Это затрудняет выбор размеров колес при их проектировании и изготовлении. Поэтому основным параметром принят не шаг, а отношение его к числу π . Эта величина называется модулем зацепления m_t :

$$(14.2) \quad m_t = p_t / \pi. \text{ [мм]}$$

Шаг и модуль имеют индекс той окружности, по которой они измерены. Величины модулей для снижения номенклатуры и унификации режущего и контролирующего инструмента стандартизированы. Чаще всего согласно стандартам ограничиваются следующими значениями модуля (в миллиметрах): 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,20; 0,25; 0,3; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0. Окружность, по которой модуль имеет расчетное стандартное значение, называется **делительной**. Диаметр ее обозначается **d**, она является **базовой** для определения элементов зубьев и их размеров. Шаг и модуль по делительной окружности обозначают соответственно **p** и **m**.

Диаметр делительной окружности

$$(14.3) \quad d = mz.$$

Для наиболее распространенных неисправленных по высоте (нулевых) колес начальная и делительные окружности совпадают и передаточное отношение для пары таких колес будет равно

$$(14.4) \quad i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = d_{w2} / d_{w1} = d_2 / d_1 = z_2 / z_1.$$

Помимо шага по дуге окружности различают и угловой шаг (центральный угол, соответствующий шагу по дуге). За время контакта одной пары зубьев колесо повернется на угол перекрытия. Для обеспечения непрерывности передачи движения от ведущего к ведомому колесу необходимо, чтобы до выхода из контакта данной пары зубьев в зацепление вступила очередная пара зубьев. Это условие будет соблюдаться, если угловой шаг колеса меньше угла перекрытия. Отношение угла перекрытия к угловому шагу, называют **коэффициентом перекрытия** зубчатой передачи ε_α . Допустимым считается значение $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$.

Часть зуба высотой h_a , заключенную между окружностью выступов и делительной окружностью, называют головкой зуба, а часть зуба высотой h_f , заключенную между делительной окружностью и окружностью впадин, – ножкой зуба. Основные геометрические параметры зубчатого колеса – диаметры выступов d_a и впадин d_f , общая высота зуба h , высота головки h_a и ножки h_f , толщина зуба S и ширина впадин e между зубьями – выражаются через основной параметр зубчатой передачи – модуль m , по ГОСТ 9587-68.

Зубчатые передачи в приборостроении обычно используют не как силовые для передачи значительных моментов сил, а как кинематические для получения требуемых скоростей вращения. Зубчатую передачу в этом случае не рассчитывают на прочность, модуль выбирают из стандартного ряда по конструктивным соображениям. Применение малых модулей позволяет уменьшить габариты колес и увеличить плавность передачи при сохранении габаритов за счет увеличения числа зубьев. При заданном диаметре стоимость колес с уменьшением модуля возрастает, но повышается точность работы зубчатой пары, КПД таких передач 0,94 ... 0,98.

Высота головки зуба $h_a = h_a^* \cdot m$, где h_a^* – коэффициент высоты головки, который в соответствии со стандартом равен единице ($h_a^* = 1$), а высота головки равна модулю ($h_a = m$). Высота ножки зуба $h_f = (h_a^* + c^*)m$, где $c = c^*m$ – величина радиального зазора (см. рис. 14.2) между зубьями колес, находящихся в зацеплении; c^* – коэффициент радиального зазора, который зависит от величины модуля: $c^* = 0,5$ при $m \leq 0,5$ мм, $c^* = 0,35$ при $0,5 < m < 1$ мм и $c^* = 0,25$ при $m \geq 1$ мм. Высота зуба $h = h_a + h_f = m(2 + c^*)$. Диаметры окружности выступов и впадин равны соответственно $d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$ и $d_f = d - 2h_f = m(z - 2 - 2c^*)$. Ширину зубчатого венца b принимают равной 2 ... 6 модулям. Окружная толщина s зуба по делительной окружности $s = p/2 = \pi m/2$. Боковой

зазор в зубчатом зацеплении устанавливается в зависимости от принятого вида сопряжения колес.

Траектория точек контакта пары зубьев во время зацепления у эвольвентных колес называется **линией зацепления**. Она является общей нормалью к боковым профилям зубьев. Угол между линией зацепления и перпендикуляром к межосевому расстоянию называют углом зацепления α ,

обычно $\alpha = 20^\circ$. При изменении межосевого расстояния линия зацепления изменяет свое положение. Изменяется угол зацепления, но передаточное отношение не нарушается.

Чем меньше зубьев имеют колеса, тем меньше их габариты при одном и том же модуле. Уменьшение зубьев допустимо лишь до определенного предела. Если число зубьев z будет меньше минимально допустимого z_{\min} , то при изготовлении путем нарезания режущий инструмент срежет часть зуба, возникает подрезание зубьев у ножки (рис. 14.3). Профиль зуба из-за подрезания искажается, нарушается плавность зацепления, уменьшается прочность зуба. Минимально допустимое число z_{\min} зубьев при угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ и коэффициенте высоты головки $h_a^* = 1$ равно 17 ($z_{\min} = 17$), а при $\alpha = 15^\circ - z_{\min} = 30$. При изготовлении зубчатых колес иногда применяют зубья укороченной высоты с коэффициентом высоты головки $h_a^* = 0,8$. Это позволяет получить без подреза меньшее число зубьев на шестернях. Так при $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 0,8$ минимально допустимое число зубьев $z_{\min} = 14$.

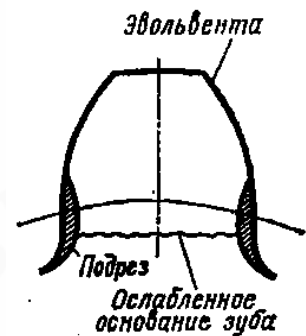


Рис. 14.3

14.3. Параметры цилиндрических косозубых колес

В косозубых цилиндрических колесах в отличие от прямозубых оси зубьев составляют некоторый угол β с осью колеса (рис. 14.4). Величину этого угла рекомендуют выбирать равным 10, 12, 16 и 20° . Работать в паре могут колеса только с равными углами наклона зубьев, но с разным (правое и левое) направлением винтовых линий. Оси косозубых колес параллельны.

Косозубые передачи обладают рядом достоинств по сравнению с прямозубыми: благодаря наличию угла наклона β зубья вступают в зацепление по своей длине b постепенно, что обеспечивает более равномерную и плавную работу, и, естественно, снижение шума механизма вследствие большего коэффициента перекрытия. У косозубых колес минимальное число зубьев $z_{k \min}$, при котором не происходит подрезания, меньше, чем у прямозубых ($z_{k \min} = z_{\min} \cos^3 \beta$). Косозубые передачи позволяют подобрать при заданном межосевом расстоянии за счет изменения угла наклона β пару колес со стандартным модулем.

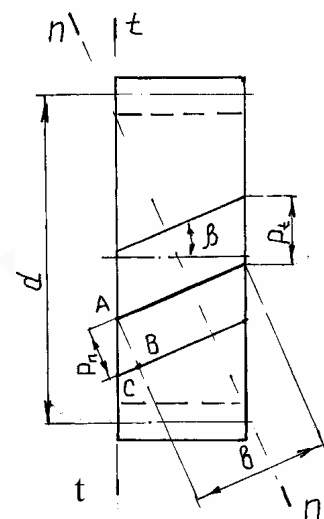


Рис. 14.4

К недостаткам косозубых передач следует отнести более сложное изготовление колес по сравнению с прямозубыми и появление

дополнительного **осевого** усилия, передаваемого на опоры. Для устранения осевого усилия можно применять шевронные зубчатые колеса. Венец шевронного колеса состоит из участков с правым и левым направлением зубьев. Зубья такого колеса могут быть нарезаны на одном ободе или венец состоит из жесткого соединения двух косозубых колес с разным направлением наклона зубьев. Шевронные колеса сложнее в изготовлении косозубых.

Различают торцовое сечение в плоскости **t-t** вращения колеса и нормальное **n-n** – в плоскости, перпендикулярной направлению зуба. Параметры, определяющие размеры косозубых колес в обоих сечениях, не одинаковы, поэтому им присваивают разные индексы: параметрам в торцовом сечении – **t**, в нормальном – **n**. Окружной шаг AC (см. рис. 14.4) в торцовом сечении $p_t = \pi m_t$, а в нормальном сечении шаг AB равен $p_n = \pi m_n$, где m_t и m_n – торцовый и нормальный модули. Из $\triangle ABC$ следует, что $p_t = p_n / \cos\beta$, поэтому

$$m_t = m_n / \cos\beta. \quad (14.5)$$

При нарезании косозубых колес ось инструмента наклоняют по отношению к оси колеса на угол β . Стандартным является нормальный модуль m_n , и размеры профилей зуба в нормальном сечении ($p_n = \pi m_n$; $h_a = m_n$; $h_f = (1 + c^*)m_n$; $h = (2 + c^*)m_n$; $S = \pi m_n / 2$). Модуль m_t в торцовой плоскости, окружной шаг p_t , диаметр делительной (базовой) окружности $d = m_t z$ косозубого колеса зависят от угла β наклона продольных осей зубьев. Размеры косозубого колеса через стандартный модуль следующие: делительный диаметр $d = (m_n z) / \cos\beta$; диаметр выступов зубьев $d_a = d + 2m_n$; диаметр впадин $d_f = d - (2 + 2c^*)m_n$; длина зуба $b = (3 \dots 15)m_n$; ширина венца колеса $b' = b \cos\beta$. Отметим, что ширина венца колеса влияет на величину коэффициента перекрытия, как и угол наклона β зуба.

14.4. Конструкции и материалы зубчатых колес

Размеры и форма зубчатых колес зависят от модуля, числа и длины зубьев, материала и метода изготовления, диаметра вала. При конструировании колесам стремятся придать такую форму, которая удовлетворяла бы высокой жесткости, небольшой массе, технологичности изготовления и другим требованиям.

Типовые конструкции зубчатых колес приведены на рис. 14.5. Мелкие шестерни могут быть изготовлены вместе с валом. Если диаметр шестерни мало отличается от диаметра вала, ее зубья нарезаются на самом валу или на запрессованном в него стержне.

Центральная часть зубчатого колеса выполняется в виде ступицы, втулки, которая из условий удобства изготовления и сборки делается чаще односторонней. Диаметр ступицы принимают равным двум диаметрам вала,

а ее длину – от 10 мм для колес с $m \leq 0,6$ до $1,5 \dots 2$ диаметров вала при более крупном модуле.

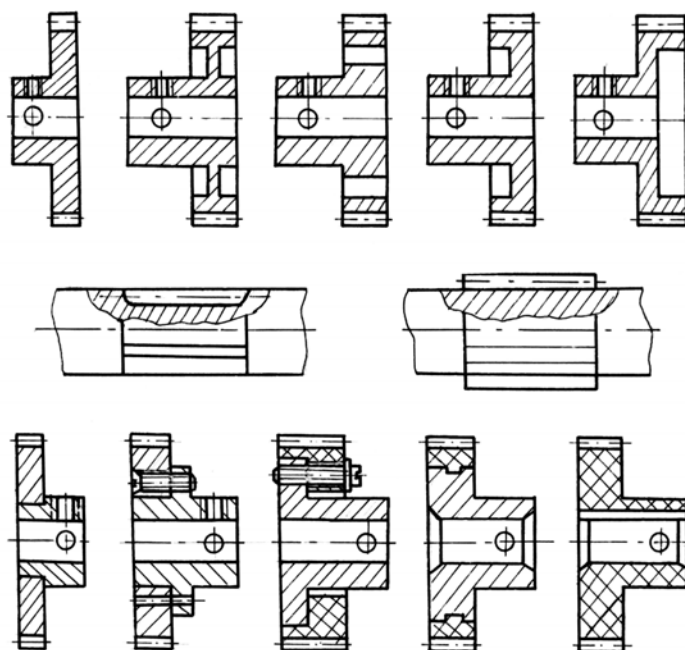


Рис. 14.5

При наружных диаметрах более 50 мм для облегчения колес и уменьшения их моментов инерции в дисках колес предусматривают выточки и отверстия.

При больших диаметрах (более 80 мм) и небольшой ширине венца изготовление мелко модульных колес из одной заготовки становится экономически невыгодным. В этом случае колеса изготавливают без ступицы и крепят с валом с помощью винтов и шлиц или делают сборными. Конструкции сборных колес используют также при применении цветных сплавов и пластмасс для изготовления зубчатого венца. Крепление колес на ступице обеспечивается посадкой с натягом, развальцовкой и кернением, на винтах и с помощью шлиц.

Для исключения мертвого хода в ответственных реверсивных передачах применяют специальные разрезные колеса с устройствами выборки бокового зазора между зубьями (рис. 14.6).

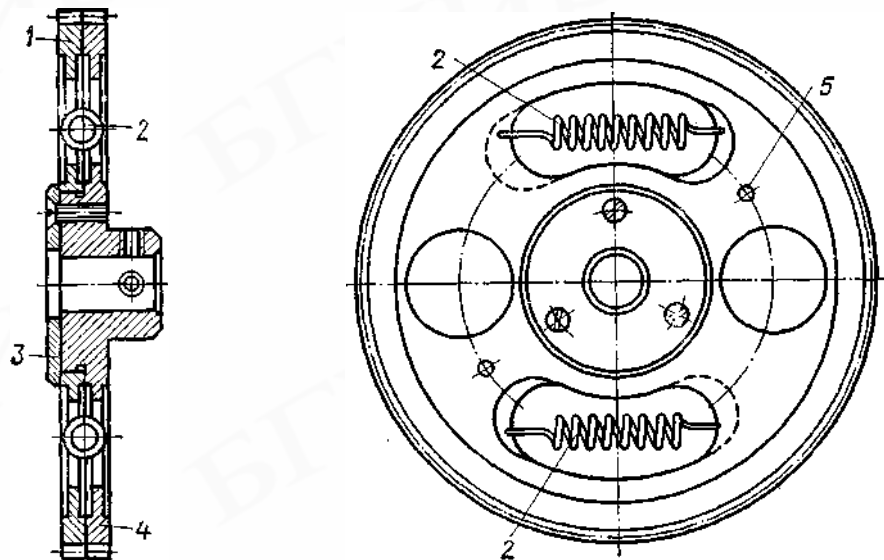


Рис. 14.6

Разрезное зубчатое колесо состоит из двух зубчатых дисков 1 и 4, один из которых (4) жестко связывается через ступицу с валом, а другой соединяется с первым пружинами 2, позволяющими ему поворачиваться относительно первого, и тем самым выбирать боковые зазоры в зацеплении. Шайба 3 препятствует осевому смещению диска 1. Нарезание разрезного колеса производится одновременно для дисков 1 и 4, положение которых фиксируется двумя цилиндрическими штифтами 5. После нарезания зубьев штифты удаляются.

Конструкции колес из пластмасс имеют некоторую специфику [6]. Крепление их на валах предпочтительнее проводить с помощью шпонок. Основным способом крепления мелко модульных колес является крепление коническим штифтом. Для его осуществления в ступице под углом 90° делают два односторонних отверстия: под стопорный винт с резьбой и гладкое, диаметр которого равен меньшему диаметру штифта. При сборке колесо фиксируется на валу винтом, а через гладкое отверстие в ступице делается сквозное отверстие через вал в другую сторону ступицы. Отверстие затем развертывается под штифт. Штифт забивают в отверстие и винт удаляют. Для предохранения штифтов от выпадания, особенно в быстроходных механизмах и при наличии вибрации, используют дополнительно предохранительные (пружинные) кольца.

В качестве материалов для изготовления зубчатых колес применяют стали, сплавы на основе цветных металлов, пластмассы. Выбор материала определяется назначением передачи, особенностями ее работы, способом изготовления колес. Зубья колес должны обладать хорошей износостойкостью, выносливостью при действии переменных контактных и изгибных напряжений.

При изготовлении цилиндрических и конических колес основным материалом являются термически обрабатываемые стали. При окружных скоростях зубьев до 3 м/с применяют качественные стали 20, 30, 35, а при более высоких окружных скоростях – стали 45, 50, инструментальные стали У8А, У10А и легированные стали 20Х, 40Х, 40ХН, 30ХГСА, 12ХНЗА с соответствующей термообработкой (нормализацией, закалкой, улучшением – закалкой с высоким отпуском). Рекомендуется твердость зубьев шестерни (они более нагружены) выбирать на (20 ... 50)НВ больше твердости зубьев колеса. Поэтому материал шестерни стараются брать более прочным, чем материал для колес.

При небольших нагрузках зубчатые колеса изготавливают из алюминиевых сплавов Д16Т, В95-Т1. Более широко при изготовлении мелко модульных зубчатых колес, особенно червячных, применяют бронзы БрОФ10-1, БрАЖ9-4, БрАМц9-2. Эти материалы обладают хорошими антифрикционными свойствами. Вследствие высокой стоимости бронзы ее используют только при изготовлении венца колеса. Металлические зубчатые колеса изготавливают методами нарезания, накатки, выдавливания.

Широко применяются в качестве материалов зубчатых колес пластмассы (текстолит ПТК, гетинакс, полиамиды), обладающие хорошей износостойкостью, демпфирующей способностью, коррозионной стойкостью. Пластмассы хорошо амортизируют удары, обладают способностью погашать механические вибрации и шум. Их применение уменьшает шум почти на 70%. Обычно при изготовлении колеса из пластмассы, шестерню выполняют из металла для отвода тепла, выделяемого из-за трения в зацеплении. Чтобы избежать неравномерного износа зубьев пластмассового колеса, металлическую шестерню делают шире колеса. Обладая меньшей массой, инерционностью, пластмассовые колеса уменьшают динамические нагрузки, возникающие при создании стартстопных быстродействующих технических устройств. Зубчатые передачи из полиамидов (капрон, нейлон) могут работать без смазки. Колеса из пластмасс изготавливают [6] как нарезанием (из реактопластов), так и литьем под давлением (из термопластов).

14.5. Конические зубчатые передачи

Для передачи вращательного движения между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом Σ , применяют конические зубчатые колеса (рис. 14.7). Их различают с прямым, косым или винтовым зубом (см. рис. 14.1, г, д, е). Преимущественно применяют прямозубые конические колеса и только тогда, когда нельзя использовать цилиндрические. Это объясняется большей сложностью изготовления и сборки конических передач. Одно из колес конических передач из-за пересечения осей валов располагается консольно, что создает дополнительные трудности при

конструировании опор. Кроме того, валы и опоры нагружаются не только радиальными, но и осевыми силами. Применение более сложных опор приводит к снижению КПД и к большому шуму, чем при применении цилиндрических передач.

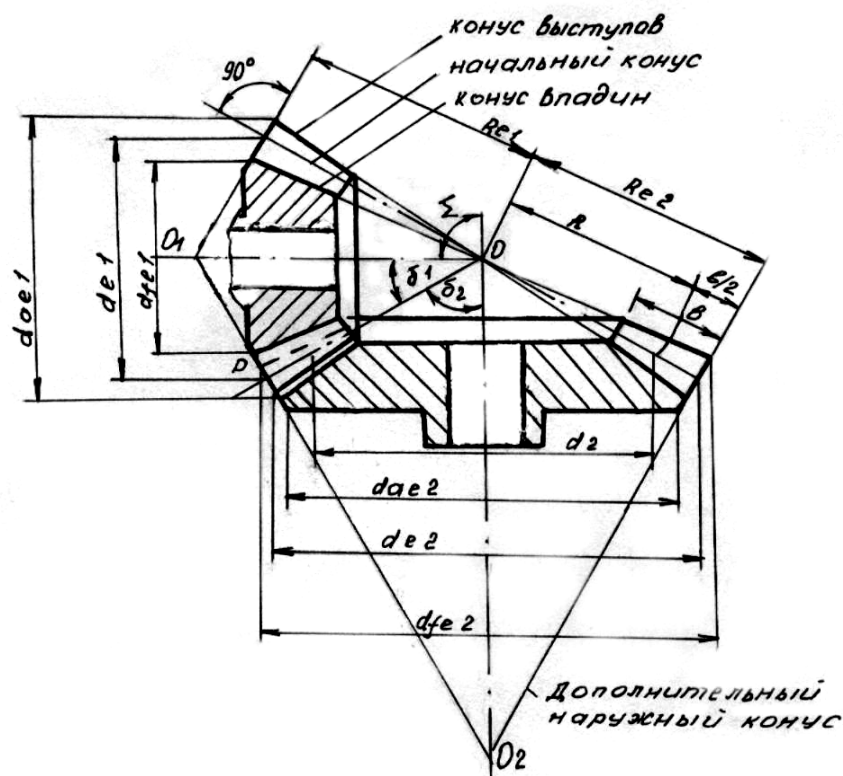


Рис. 14.7

С точки зрения движения, зацепление конических колес можно представить как перекатывание друг по другу без проскальзывания конусов, соприкасающихся по образующим. Эти конусы называют начальными, вершины их находятся в точке пересечения геометрических осей колес и при монтаже это необходимо обеспечить. Различают и делительные конусы, являющиеся базовыми для определения элементов зубьев и их размеров; конусы вершин, ограничивающие зубья со стороны, противоположной телу зубчатого колеса, и конусы впадин, отделяющие зубья от тела колеса. При изготовлении конических колес исправление высоты зубьев практически отсутствует. Поэтому начальный и делительный конусы совпадают. Углы делительных конусов колес обозначают через δ_1 и δ_2 , а межосевой угол – через Σ . Величина его ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2$) чаще всего равна 90° .

В коническом колесе размеры зубьев рассматривают не в торцовом сечении, а в сечении поверхностью дополнительного конуса, ось которого совпадает с осью колеса, а образующие – перпендикулярны образующим делительного конуса.

Окружности диаметров d_1 (d_2), полученные в результате пересечения делительных и дополнительных конусов шестерни (колеса), называются делительными окружностями конических колес. По этим окружностям определяется модуль зацепления конических колес. Его назначают из конструктивно-технических условий изготовления и сборки или по данным расчета на прочность. Зубчатый венец ограничивается внешним и внутренним торцами. Зубья конических колес по длине имеют переменную высоту и толщину. Стандартизованы размеры зубьев, их модуль и шаг по наружному торцу и обозначаются они с индексом e ($m_e, p_e, d_e, d_{ae}, d_{fe}$).

Передаточное отношение i конической передачи определяют из условия качения без проскальзывания начальных конусов. Отсюда $i = d_2/d_1 = \sin\delta_2/\sin\delta_1$ или при $\Sigma = 90^\circ$ $i = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1$. Величину передаточного числа u для кинематических передач рекомендуется принимать не больше 7,5, для силовых – не более 3 ($u = z_2/z_1$).

Геометрический расчет конической передачи (рис. 14.7) ведут по следующим зависимостям: внешний делительный диаметр колеса $d_e = m_e z$; углы делительных конусов колес $\delta_2 = \operatorname{arctg}i$, $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$; внешнее конусное расстояние $R_e = (m_e z)/(2\sin\delta)$; ширина зубчатого венца $b = (0,25 \dots 0,3)R_e$ или $b = (4 \dots 10)m_e$; среднее конусное расстояние $R = R_e - 0,5b$; средний окружной модуль $m = (m_e R)/R_e$; внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$; внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = (1 + c^*)m_e$, где коэффициент радиального зазора $c^* = 0,45$ при $m_e \leq 0,5$ или $c^* = 0,3$ при $0,5 < m_e < 1$ и $c^* = 0,2$ при $m_e \geq 1,0$; внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae} = d_e + 2h_{ae}\cos\delta$; внешний диаметр впадин зубьев $d_{fe} = d_e - 2h_{fe}\cos\delta$. При прочностных расчетах расчетным является средний модуль m , по которому вычисляется внешний модуль m_e .

Конические колеса малых размеров ($d_e < 70$ мм) изготавливают со сплошным диском (рис. 14.8, а). При больших диаметрах для снижения массы и момента инерции в диске колеса предусматривают выточки, отверстия (рис. 14.8, б). Ступицу колеса располагают с противоположной стороны делительного конуса. Колеса с обратной ступицей (рис. 14.8, в) можно применять при условии, если ступица не выступает за пределы конуса впадин, что необходимо для выхода инструмента при нарезке зубьев.

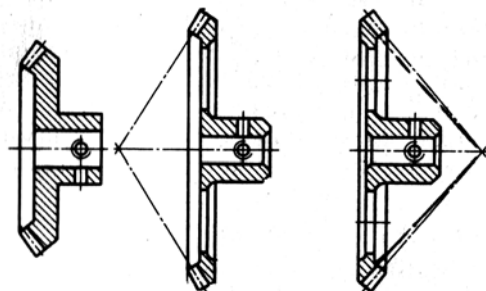


Рис. 14.8

Зубчатые колеса изготавливают из сталей 35, 45, 50. При требованиях малого веса и небольших нагрузках для изготовления применяются сплавы Д16Т, В95Т и пластмассы – текстолит марки ПТК, капрон. Колеса из пластмассы обеспечивают бесшумность работы.

14.6. Червячные передачи

Червячные передачи применяют, когда оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются под углом 90° . Ведущим звеном (рис. 14.9.) является червяк, имеющий форму винта с соответствующим количеством ниток (заходов) z_1 резьбы, ведомым – сопряженное с червяком червячное колесо, зубья которого имеют дугообразную форму.

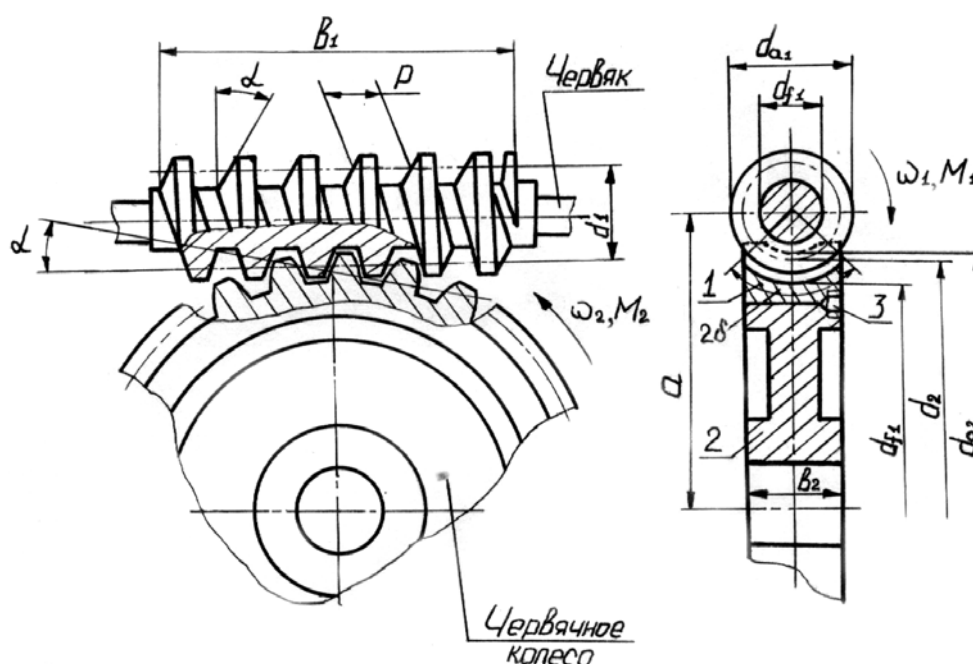


Рис. 14.9

Достоинством червячных передач по сравнению с зубчатыми является возможность получить большие передаточные отношения (числа) в одной ступени, до 80 в силовых передачах и до нескольких сотен в кинематических. Червячным редукторам присущи также бесшумность в работе; высокая плавность зацепления; компактность; свойство самоторможения, заключающееся в невозможности передачи вращения от колеса к червяку, что позволяет исключать из привода тормозные устройства; надежность и простота эксплуатации.

Недостатками червячных передач являются большое относительное скольжение сопряженных поверхностей в зацеплении; большие потери на трение; малый КПД; значительный нагрев зацепляющихся элементов в

силовых передачах, что требует специальных мер для дополнительного охлаждения; высокая сложность и точность изготовления и сборки.

Существуют червячные передачи с **цилиндрическим и глобоидным червяком**. В цилиндрической передаче начальной поверхностью червяка является цилиндр, в глобоидной – поверхность, образованная вращением дуги окружности. В глобоидных передачах не только колесо, но и червяк имеют форму глобоида; за счет большего числа зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, нагрузочная способность их на 35 ... 50% больше, чем в цилиндрических, но технология изготовления значительно сложнее. Эти передачи сложны в монтаже, чувствительны к осевым смещениям червяка, в приборостроении их не применяют.

В зависимости от формы боковой поверхности витков червяка различают цилиндрические червяки с архимедовой, конволютной и эвольвентной поверхностью. Соответствующие названия червяки и передачи получили по виду кривых, получающихся в сечении витков червяка плоскостью, перпендикулярной к его оси (спираль Архимеда, удлиненная эвольвента или конволюта, классическая эвольвента окружности). В соответствии с ГОСТ 18298-73 в документации их условно обозначают ZA, ZN и ZI. Обычно применяются передачи с архимедовым и конволютным червяком. **Архимедовы червяки** (рис. 14.10, а) в осевом сечении имеют трапецеидальный профиль с углом профиля $\alpha = 20^\circ$, теоретический торцовый профиль витков является архимедовой спиралью.

Конволютные червяки имеют прямолинейный профиль витка в плоскости, нормальной к винтовой линии (рис. 14.10, б). Теоретический торцовый профиль витков является удлиненной или укороченной эвольвентой. Конволютные червяки применяют обычно в многозаходных передачах.

В зависимости от направления резьбы червяка различают правозаходные и левозаходные передачи, причем передачи с правозаходными червяками имеют преимущественное распространение.

В зависимости от количества параллельных витков z_1 резьбы червяка различают одно-, двух- и четырехзаходные передачи. Передачи с $z_1 = 3$ используют только как специальные.

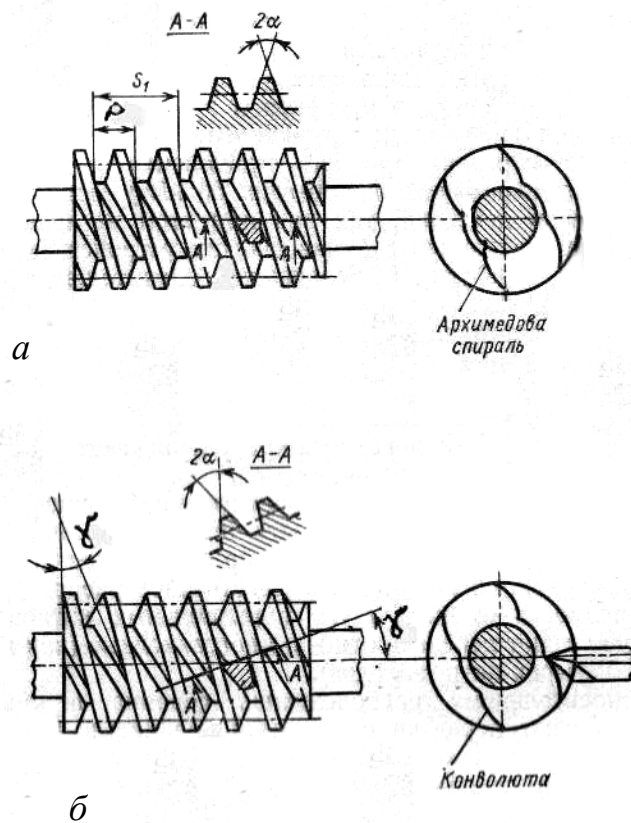


Рис. 14.10

По расположению оси червяка в пространстве различают передачи с горизонтальной и вертикальной осью червяка.

Исходными данными для геометрического расчета элементов червяка и червячного колеса являются: модуль зацепления m , передаточное отношение (число) $i(u)$, число витков (заходов) z_1 червяка и коэффициент q диаметра червяка.

В осевом сечении витки червяка имеют форму зубчатой рейки со стандартным модулем m . Для нормальной работы необходимо, чтобы осевой шаг $p = \pi m$ червяка и окружной шаг червячного колеса были равны.

Значения параметров m и q назначаются в зависимости от заданных при проектировании условий. Приведем рекомендуемый стандартом ряд модулей для червячных передач в миллиметрах: 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25; 1,60; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0.

Коэффициент q характеризует число модулей, содержащихся в делительном диаметре d_1 червяка ($q = d_1/m$). Рекомендуется следующий ряд значений коэффициента q диаметра червяка: 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25. В случае недостаточной жесткости червяка, что характерно для мелко модульных передач, увеличивают q ; для получения высокого КПД стремятся принимать наименьшие значения q . Рекомендуют принимать: $q = 25$ при $m \leq 0,8$; $q = (20; 25)$ при $m = 1,0$; $q = (12,5; 16; 20)$ при $m = 1,25$. Для

приборных передач принимают $q = 16 \dots 25$, для силовых – по ГОСТ 2144-93.

Передаточное отношение назначают по заданным условиям, учитывая, что посредством одноступенчатой червячной передачи можно получить передаточное число u в кинематических передачах до 300 и более, в силовых – до 80. Передаточное отношение может быть как целым, так и дробным. За один оборот червяка с числом заходов z_1 червячное колесо повернется на то же число зубьев, поэтому $i = u = z_2/z_1$.

При малых значениях передаточного отношения применяют многозаходные червяки, а при больших передаточных отношениях в целях снижения размеров передачи принимают $z_1 = 1 - 2$. Отметим, что с увеличением величины z_1 снижается точность передачи и увеличивается КПД. Геометрические размеры червяка следующие: делительный диаметр $d_1 = mq$; диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$; высота головки витка $h_{a1} = m$; высота ножки витка $h_{f1} = 1,2m$; высота витка $h_1 = 2,2m$; длина нарезанной части червяка $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$.

Рассмотрим соотношение между геометрическими параметрами червяка (рис. 14.11). Развернем на плоскость делительный цилиндр диаметром d_1 , разрезав его вдоль образующей. Нить резьбы займет положение гипотенузы OB_1 треугольника OBV_1 . Горизонтальный катет равен развертке окружности диаметра d_1 ($OB = \pi d_1$). Угол подъема γ линии витка резьбы червяка равен

$$\operatorname{tg} \gamma = S_1/\pi d_1 = pz_1/\pi mq = \pi m z_1/\pi m q = z_1/q, \quad (14.6)$$

где p – осевой шаг червяка; $S_1 = z_1 p$ – ход резьбы червяка. От угла γ зависит КПД передачи, обычно $\gamma = 2 \dots 26^\circ$. Величину КПД при ведущем червяке определяют по формуле

$$\eta = [(0,95 \dots 0,97)\operatorname{tg} \gamma]/[\operatorname{tg}(\gamma + \rho)], \quad (14.7)$$

где $\rho = \operatorname{arctg} f$ – приведенный угол трения, соответствующий коэффициенту f трения скольжения. При предварительных расчетах считают, что $f = 0,05 \dots 0,1$, а $\varphi = 3 \dots 5^\circ$. Тогда среднее значение КПД можно принимать при однозаходном червяке $0,7 \dots 0,75$, при двухзаходном $0,75 \dots 0,8$, при четырехзаходном $0,83 \dots 0,92$. У самотормозящей червячной передачи угол подъема витка червяка должен быть меньше угла трения, т.е. $\gamma < \rho$. При этом КПД меньше 0,5.

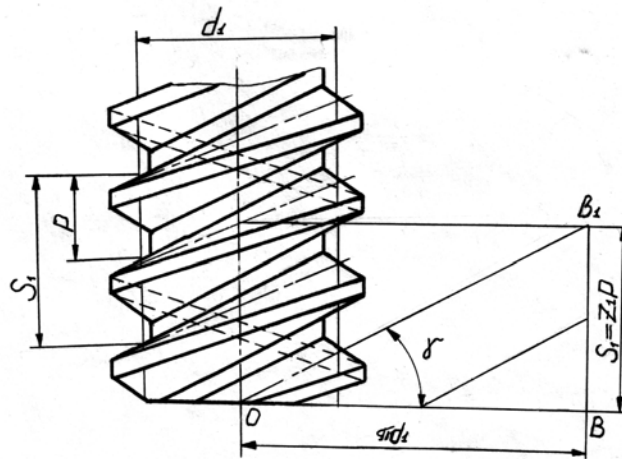


Рис. 14.11

Червячное колесо имеет вогнутую форму и охватывает червяк, как гайка винт, по дуге с углом охвата $2\delta = 60 \dots 110^\circ$ (см. рис. 14.9). При этом получается линейный контакт между зубьями колеса и витками червяка. Минимальное число зубьев червячного колеса $z_{2\min}$ определяется из условия отсутствия подрезания. В силовых передачах рекомендуется принимать $z_{2\min} = 28$, в кинематических передачах – $z_{2\min} = 18 - 20$. В однозаходных передачах червячные колеса могут иметь любое число зубьев в пределах $z_2 = 28 \dots 500$.

Размеры червячного колеса следующие: диаметр делительной окружности в средней по ширине венца плоскости $d_2 = m \cdot z_2$; диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m$; высота головки зуба $h_{a2} = m$; высота ножки зуба $h_{f2} = 1,2m$; высота зуба $h_2 = 2,2m$; ширина венца колеса при числе заходов червяка $z_1 = 1 - 2$ равна $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$. Межосевое расстояние червячной передачи $a = 0,5(z_2 + q)m$.

Червяки выполняются конструктивно как одно целое с валом (вал-червяк) или отдельно с последующей установкой на валике и закреплением ступицы червяка штифтом, шпоночным соединением. Изготавливают червяки из конструкционных углеродистых или легированных сталей 40; 45; 50; 40Х, термически обработанных до высокой твердости.

Желание понизить тепловыделение заставляет применять для зубьев колес материалы, отличающиеся низкими значениями коэффициента трения скольжения: бронзы БрОФ10-1; БрАЖ9-4; текстолит, термопласты. Червячные колеса с диаметром свыше 50 мм часто делают сборными (рис. 14.9). Стальная ступица 2 и бронзовый обод 1 соединяются винтами 3 или штифтами, запрессовкой. Нарезание зубьев таких колес производят в собранном виде. Крепление червячных колес на валиках производят с помощью штифтов, шпонок.

14.7. Кинематика многоступенчатых передач с неподвижными осями

14.7.1. Передаточное отношение многоступенчатых передач

В простой зубчатой передаче, состоящей из двух находящихся в зацеплении колес, при внешнем зацеплении колеса вращаются в разные стороны, поэтому передаточное отношение (14.4) отрицательное, а в передаче с внутренним зацеплением передаточное отношение положительное, т.е.

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = \pm z_2/z_1, \quad (14.8)$$

где знак «-» принимают при внешнем зацеплении колес, знак «+» – при внутреннем.

Передаточное отношение, которое можно воспроизвести одной парой зубчатых колес (исключая червячную передачу) невелико, так как минимальное и максимальное значения чисел зубьев колес ограничены и лимитируются определенными технологическими факторами. При необходимости получения больших передаточных отношений применяют сложные зубчатые механизмы, состоящие из нескольких простых цилиндрических, конических, червячных зубчатых механизмов, соединенных последовательно, т.е. применяют **многоступенчатую передачу**. Передача вращающего момента осуществляется последовательно с одного вала на другой через зубчатые колеса, причем на каждом промежуточном валу размещают по два колеса, одно из которых является ведомым по отношению к предыдущему, другое – ведущим по отношению к последующему.

Рассмотрим плоский ступенчатый зубчатый механизм (рис. 14.12, а), представляющий собой последовательное соединение нескольких простых механизмов. На каждом промежуточном валу находится не менее двух колес, зацепляющихся соответственно с колесами предыдущего и последующего валов. Ведущим является колесо 1, общее передаточное отношение всего механизма $i_{1n} = \omega_1/\omega_n$, где ω_1, ω_n – соответственно скорости вращения ведущего и выходного n-го звена. Выразим, пользуясь зависимостью (14.8), передаточные отношения простых механизмов, состоящих из одной пары колес, находящихся в зацеплении $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = -z_2/z_1$; $i_{23} = \omega_2/\omega_3 = -z_3/z_2$ и т.д. Перемножим полученные соотношения $i_{12} \cdot i_{23} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n} = (\omega_1/\omega_2) \cdot (\omega_2/\omega_3) \cdot \dots \times (\omega_{n-1}/\omega_n) = \omega_1/\omega_n$, но $\omega_1/\omega_n = i_{1n}$, поэтому

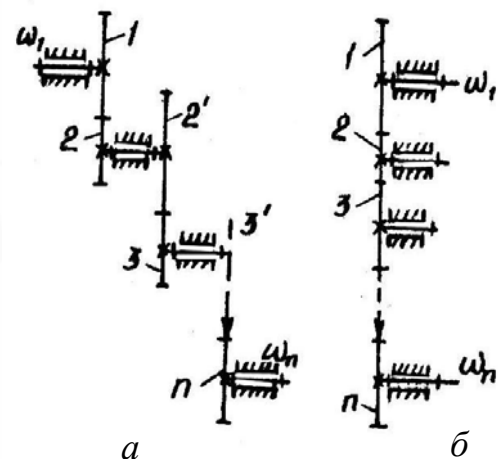


Рис. 14.12

$$i_{1n} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}, \quad (14.9)$$

т.е. передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений всех простых зубчатых передач, входящих в механизм. Зависимость (14.9) можно выразить через числа зубьев колес. Для схемы, представленной на рис. 14.12, а, она примет вид

$$i_{1n} = (-1)^k (z_2/z_1) \cdot (z_3/z_2') \cdot \dots \cdot (z_n/z_{(n-1)'}),$$

где z_1, z_2', \dots, z_n – числа зубьев колес передачи; k – число внешних зацеплений. Множитель $(-1)^k$ позволяет определить **знак** передаточного отношения сложного многоступенчатого механизма, т.е. направление вращения выходного звена по отношению к направлению вращения ведущего.

При передаче движения с малым передаточным отношением между валами, находящимися на большом расстоянии друг от друга для уменьшения габаритов передачи или для получения требуемого направления вращения выходного звена применяют последовательное соединение нескольких пар единичных зубчатых колес (рис. 14.12, б), так называемые рядовые зубчатые механизмы. Полное передаточное отношение такой передачи (14.9) через известные числа зубьев колес равно $i_{1n} = \omega_1/\omega_n = (-1)^k (z_n/z_1)$, где z_1, z_n – числа зубьев ведущего и выходного колес. Промежуточные колеса влияют только на знак, но не величину передаточного отношения механизма, их называют паразитными.

Когда необходимо передавать движение между пересекающимися или между скрещивающимися осями, используют пространственные многозвенные зубчатые механизмы с применением конических или червячных передач.

14.7.2. Разбивка передаточного отношения по ступеням

При проектировании многоступенчатых передач возникает задача оптимального выбора числа ступеней и распределения передаточного отношения по ступеням. Решение этой задачи зависит от требований, предъявляемых к передаче. Единых решений при проектировании маломощных, используемых в приборостроении, и силовых редукторов нет.

В приборостроении наиболее важными являются требования по минимизации габаритов и массы; по быстродействию, т.е. минимизации инерционности; по минимизации погрешности передачи. Рассмотрим влияние отдельных требований и условий, предъявляемых к передачам.

Условие минимизации габаритов. Величина межосевого расстояния между ведущим и выходным валами будет минимальной при равенстве передаточных отношений ступеней

$$i_{12} = i_{23} = \dots = i_{(n-1)n} = \sqrt[n]{i_{1n}}, \quad (14.10)$$

где i_{1n} – общее передаточное отношение многоступенчатой передачи; n – число ступеней.

Между оптимальным числом ступеней и общим передаточным отношением имеется зависимость

$$n_{\text{опт}} = 1,85 \lg i_{1n}. \quad (14.11)$$

Как показали исследования, оптимальное для каждой ступени передаточное отношение равно 3,5.

Условие минимизации массы. Оптимальное число ступеней при сохранении зависимости (14.10) равно

$$n_{\text{опт}} = 3 \lg i_{1n}. \quad (14.12)$$

Полученную по формуле (14.12) величину рекомендуют округлять до меньшего целого значения, так как с уменьшением числа ступеней растет КПД передачи. Оптимальное значение передаточного отношения ступени составит 2,16.

Условие минимизации приведенного момента инерции.

Использование малоинерционных передач позволяет увеличить быстродействие механизма, работающего в стартстопном режиме и обеспечить устойчивость работы следящих систем. Момент инерции механизма будет минимальным при минимальных массах и габаритах колес. Колеса тихоходных ступеней мало влияют на момент инерции. Поэтому рекомендуют передаточные отношения быстроходных ступеней принимать малыми, колеса малонагруженных быстроходных ступеней изготавливать из пластмасс.

Оптимальное число ступеней определяют по формуле (14.12). С помощью номограммы, представленной на рис. 14.13, находят ориентировочно передаточные отношения отдельных ступеней. Передаточное отношение первой ступени i_{12} определяют следующим образом. На правой вертикальной шкале номограммы находят деление, соответствующее общему передаточному отношению i_{1n} . Затем проводят прямую через это деление и точку, обозначенную крестиком, соответствующую общему количеству ступеней. Точка пересечения этой прямой с левой вертикальной шкалой покажет передаточное отношение первой ступени i_{12} . Например, при $i_{1n} = 100$ и $n_{\text{опт}} = 6$ определили (рис. 14.13), что $i_{12} = 1,5$.

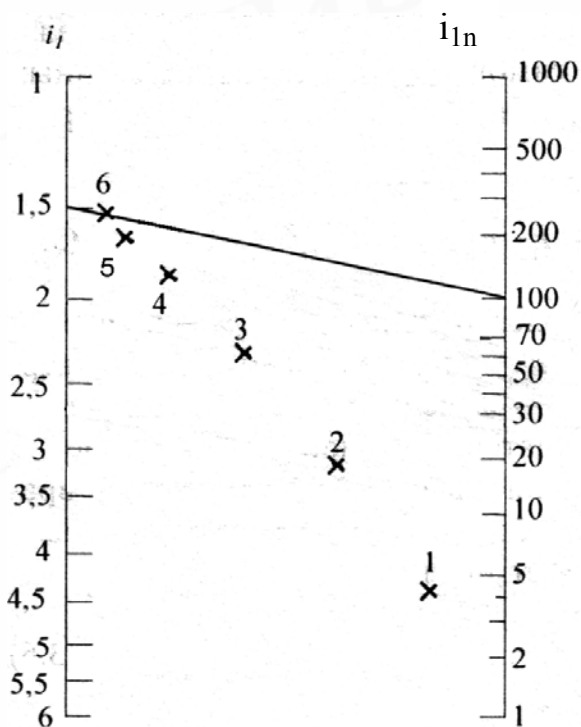


Рис. 14.13

Передаточное отношение последующих i_{n-1} ступеней равно i_{1n}/i_{12} . Далее на правой вертикальной шкале находят деление, соответствующее передаточному отношению i_{n-1} ступеней и проводят прямую через это деление и точку, обозначенную крестиком, соответствующую $(n-1)$ ступеней. Точка пересечения этой прямой с левой вертикальной шкалой покажет передаточное отношение второй ступени i_{23} и т.д.

Условие минимизации погрешности. Суммарная погрешность зубчатой передачи зависит от погрешностей каждой ступени. Поэтому чем меньше число ступеней, тем меньше погрешность. Считая максимально возможное передаточное отношение ступени в выражении (14.10) равным 8, получим

$$n_{\text{опт}} = 1,11 \lg i_{1n}. \quad (14.13)$$

Полученное значение $n_{\text{опт}}$ округляют до ближайшего большего целого значения. Так как в суммарную погрешность передачи основной вклад вносят последние ступени, принимают их передаточные отношения максимальными и равными 8. Тогда передаточное отношение первой ступени будет равно $i_{12} = i_{1n}/8^{n-1}$.

В силовых передачах условиями рационального распределения общего передаточного отношения i_{1n} по ступеням являются достижение минимальной массы и близких значений напряжений в материале зубчатых колес разных ступеней. По мере перемещения от ведущего звена редуктора к выходному уменьшается скорость вращения и увеличивается вращающий момент. Для уменьшения напряжений зубьев в зацеплении увеличивают

ширину колес тихоходных ступеней. Для получения близких диаметров колес передаточное отношение быстроходных ступеней можно принимать больше передаточных отношений тихоходных.

14.8. Показатели точности и бокового зазора зубчатых передач

Точность зубчатых передач определяется величиной погрешности угла поворота ведомого звена, которая зависит от погрешностей шага, толщины и профиля зуба, погрешностей межосевого расстояния, т.е. погрешностей изготовления и сборки.

Стандарты разделяют показатели точности и бокового зазора. Стандартами для зубчатых передач предусмотрены 12 степеней точности изготовления и сборки колес, пар и передач (для цилиндрических мелко модульных $m < 1$ мм ГОСТ 9178-81 и с $m \geq 1,0$ мм ГОСТ 1643-81). С увеличением цифры степени точность зубчатых колес уменьшается. Для колес 1–3 степеней численные параметры точности не оговорены. Колеса 4 и 5 степеней точности применяются в качестве эталонных, в зацеплении с которыми контролируются серийно изготавливаемые колеса. Наиболее часто применяют колеса 6–10 степеней точности.

Колеса 6-й степени применяют для высококачественных передач при скоростях, превышающих 8 м/с. Их используют в приборах и механизмах высокой чувствительности и точности, при предъявлении жестких требований к постоянству передаточного отношения и плавности хода.

Колеса 7-й степени точности применяют в точных приборах при окружных скоростях зубьев до 8 м/с и умеренных нагрузках; а колеса 8-й степени – в приборах средней точности для неотвественных кинематических цепей при окружных скоростях зубьев до 6 м/с.

9-ю и 10-ю степени точности назначают для зубчатых колес пониженной точности при использовании в неотвественных передачах. Колеса могут работать с повышенным шумом и толчками в зацеплениях зубьев при низкой окружной скорости до 2 м/с.

Зубчатые колеса передаточных механизмов приборных устройств обычно имеют 7-ю или 8-ю степень точности. Применение 6-й степени должно быть обосновано.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Показателем кинематической точности зубчатого колеса является наибольшая кинематическая погрешность F_{it}' , определяемая экспериментально на специальных приборах – кинематометрах как наибольшая погрешность угла поворота колеса в пределах одного оборота при его зацеплении с эталонным зубчатым колесом (рис. 14.14, а).

Кинематическая точность характеризует постоянство передаточного отношения за один оборот колеса.

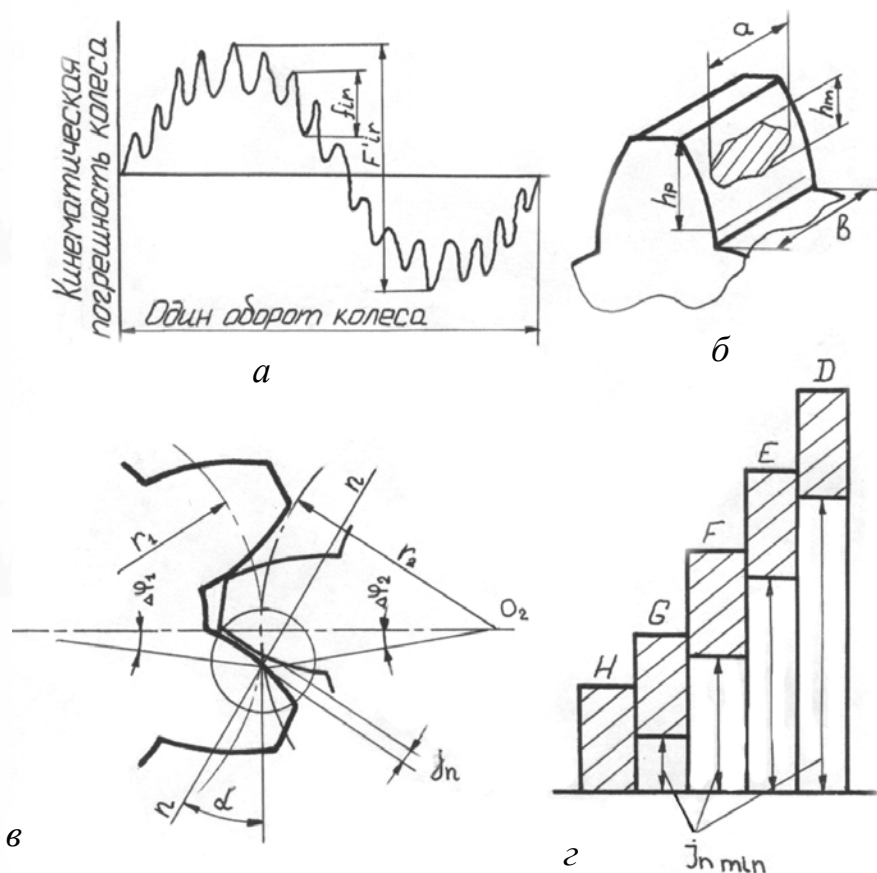


Рис. 14.14

Показателем плавности работы колеса является местная кинематическая погрешность f'_{ir} , которая определяет величину составляющих полной погрешности угла поворота и многократно повторяется за один оборот колеса. Плавность характеризует постоянство передаточного отношения в пределах поворота колеса на один зуб.

Кинематическая погрешность при расчетах оценивается по допускаемому отклонению $F'_{i'}$, которое определяется как

$$F'_{i'} = F_p + f_f, \text{ мкм}, \quad (14.14)$$

где F_p – допуск на накопленную погрешность шага по зубчатому колесу, назначается в зависимости от степени точности по норме кинематической точности (табл. 14.1); f_f – допуск на погрешность профиля зуба, назначается в зависимости от степени точности по норме плавности (табл. 14.2).

Таблица 14.1

Допуск на накопленную погрешность шага F_p , мкм

Степень	Диаметр делительной окружности d , мм
---------	---

кинематическая точности		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 200
6	F _p , мкм	16	17	19	22	25	30	36
7		22	24	27	30	35	4	50
8		32	34	38	44	50	60	70

Таблица 14.2

Допуск на погрешность профиля зуба f_f , мкм

Модуль нормальный, мм		Степень точности по плавности		
		6	7	8
От 0,1 до 0,5	f_f	7	9	11
Св. 0,5 до 1,0	мкм	8	10	13

Норма контактов зубьев характеризует полноту прилегания боковых поверхностей сопряженных зубьев в передаче (рис. 14.14, б) и определяется погрешностью направления зуба, перекосом и непараллельностью осей колес. Норма контакта существенна для тяжело нагруженных передач. Для полимерных и металлополимерных передач, в приборостроении она не важна.

На точность зубчатых передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих в реверсивном режиме, влияет величина бокового зазора, измеряемого в микрометрах по общей нормали к профилям зубьев (рис. 14.14, в). Боковой зазор передачи регламентируется видом сопряжения зубчатых колес и допуском на боковой зазор. Для мелкомодульных передач ($m < 1$ мм) стандартом независимо от степени точности колес установлено 5 видов сопряжений, по которым зуб одного колеса входит во впадину второго. Вид сопряжения, определяющий величину минимального бокового зазора $j_{n \min}$ в порядке его возрастания обозначается буквами **H, G, F, E** и **D** (рис. 14.14, г), а допуск на боковой зазор – **h, q, f, e**. Видам сопряжений **D** и **E** соответствует вид допуска на боковой зазор **e**, а видам сопряжений **F, G, H** – допуски **f, g, h** соответственно. Для передач с модулем $m \geq 1$ мм установлено в порядке увеличения гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$ 6 видов сопряжения: **H, E, D, C, B, A** и 8 видов допусков на боковой зазор: **h, d, c, b, a, x, y, z**. Допуск **h** соответствует видам сопряжений **H, E**; допуски **d, c, b, a** соответствуют соответственно сопряжениям **D, C, B, A**; допуски **x, y, z** не связаны с определенным видом сопряжения.

Причинами появления бокового зазора являются уменьшение толщин сопряженных зубьев, предусмотренное при изготовлении; увеличение межосевого расстояния при сборке; эксцентриситеты делительных окружностей находящихся в зацеплении колес.

Боковой зазор необходим для работы передачи. Он позволяет компенсировать температурные деформации, влияние неточностей межосевого расстояния, прогибов валов, зазоров в опорах и обеспечивает условия смазки.

Сопряжение **H** с минимальным зазором применяют в тихоходных передачах при наличии стабильного температурного режима и одинаковом температурном коэффициенте линейного расширения корпуса и зубчатых колес. При колебаниях температуры и применении различных материалов при изготовлении элементов колес необходимы сопряжения **G ... D** с гарантированным зазором, исключающим заклинивание передачи при изменении толщин зубьев, уменьшении межосевого расстояния.

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается на чертеже степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора. Например, зубчатая передача со степенью по нормам кинематической точности 7, по нормам плавности 8, по нормам контакта зубьев 7, с видом сопряжения **H** и допуском на величину бокового зазора **h** обозначается 7 – 8 – 7H_h. Если мелко модульная передача имеет одинаковую степень точности по всем трем нормам точности, например 7-ю, и сопряжение **F** с соответствующим допуском **f** на боковой зазор, она будет обозначаться 7F_f; соответственно для передачи с $m \geq 1$ со степенью точности 8 и сопряжением **B**, допуском **x** точность обозначают 8B_x.

14.9. Кинематическая погрешность многоступенчатой передачи

Точность многоступенчатых передач определяется ошибкой положения ведомого звена, зависящей от первичных погрешностей изготовления (погрешность шага, эксцентриситет и т.д.) и сборки (погрешность межосевого расстояния, перекосы осей, погрешность из-за зазоров в опорах т.п.), а также силовых и температурных деформаций деталей.

Так как число возможных причин, вызывающих ошибку положения ведомого звена зубчатой передачи, велико и определение их влияния часто затруднительно, точность нереверсивных передач оценивают практически по комплексному показателю – наибольшей кинематической погрешности **F_{ir}'**, которая при расчетах оценивается по допускаемым отклонениям **F_i'**.

Исходными параметрами для расчета ошибки ведомого звена являются: модуль **m**, число зубьев всех зубчатых колес передачи **z**, степень точности передачи. Модуль и число зубьев определяют из кинематического расчета механизма.

Величину допускаемой кинематической погрешности для всех зубчатых колес определяем, пользуясь зависимостью (14.14) и данными табл. 14.1 и 14.2, она задается в микрометрах по делительной окружности. Выразим кинематическую погрешность колеса в угловых минутах, так как эта размерность лучше характеризует погрешность угла поворота

$$\delta\varphi_i = \frac{F_i' \cdot 360 \cdot 60}{\pi d} = \frac{F_i' \cdot 360 \cdot 60}{\pi m z \cdot 1000} = 6,88 \frac{F_i'}{mz}, \text{ уг. мин.},$$

(14.15)

где d – диаметр делительной окружности; m – модуль в мм; z – число зубьев колеса.

Рассмотрим вначале одноступенчатую зубчатую пару 1, 2. Суммарная ошибка положения (перемещения) $\delta\varphi_{i\Sigma}$ ведомого звена 2 будет равна

$$\delta\varphi_{i\Sigma} = \delta\varphi_{i(1-2)} + \delta\varphi_{i2}, \quad (14.16)$$

где $\delta\varphi_{i(1-2)}$ – величина кинематической погрешности второго звена, вызванная погрешностью звена 1; $\delta\varphi_{i2}$ – величина собственной кинематической погрешности колеса 2.

Так как передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = \delta\varphi_{i1}/\delta\varphi_{i(1-2)}$, поэтому погрешность $\delta\varphi_{i1}$ ведущего колеса 1 вызовет погрешность поворота колеса 2, равную

$$\delta\varphi_{i(1-2)} = \delta\varphi_{i1}/i_{12}, \quad (14.17)$$

где $\delta\varphi_{i1}$ – величина собственной кинематической погрешности колеса 1. Тогда выражение (14.16) представим как

$$\delta\varphi_{i\Sigma} = \delta\varphi_{i1}/i_{12} + \delta\varphi_{i2},$$

Максимальная кинематическая погрешность многоступенчатого механизма (рис. 14.15) равна сумме приведенных к ведомому звену n кинематических погрешностей всех колес передачи

$$\delta\varphi_{i\Sigma} = \delta\varphi_{i1}/i_{1n} + \delta\varphi_{i2}/i_{2n} + \dots + \delta\varphi_{in} = 6,88 \left[\sum_{k=1}^n F_{ik}' / (mz_k i_{kn}) \right]. \quad (14.18)$$

Здесь $\delta\varphi_{i\Sigma}$ – величина максимальной кинематической погрешности многоступенчатого механизма в угловых минутах, т.е. максимальной ошибки положения (перемещения) ведомого звена n ; z_k – число зубьев колеса с номером k ; F_{ik}' – допускаемые отклонения (шага, профиля зубьев) k -го звена в мкм; i_{kn} – передаточное отношение от k -го колеса к звену n ; m – модуль зубчатой передачи в миллиметрах.

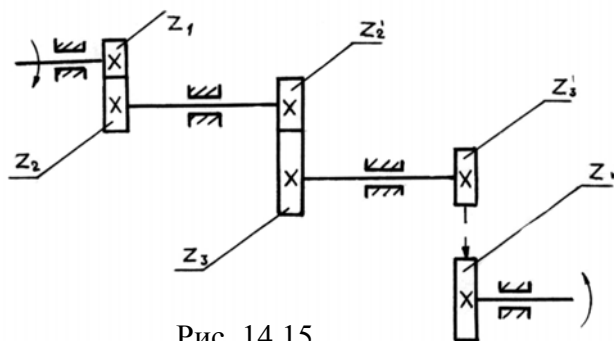


Рис. 14.15

14.10. Мертвый ход многоступенчатой передачи

В **реверсивных** механизмах приборов и систем различают прямой и обратный ход. Вследствие наличия боковых зазоров в зацеплении, зазоров во вращательных парах и упругих деформаций валов положения ведомого звена всегда различны при одинаковых положениях ведущего звена во время прямого и обратного хода.

Точность реверсивных механизмов может характеризовать ошибка мертвого хода и мертвый ход. Ошибкой мертвого хода механизма называется отставание ведомого звена при изменении направления движения ведущего звена, а мертвый ход механизма – свободное перемещение ведущего звена при неподвижном ведомом звене. Стандарты рекомендуют оценивать точность реверсивных зубчатых передач по величине мертвого хода.

Зазоры в опорах вращения и упругие деформации валов настолько малы, что в расчетах на точность не учитываются.

Нормы бокового зазора регламентируют гарантированный наименьший боковой зазор $j_{n \min}$ и возможные пределы колебания его значения. В реверсивных передачах боковой зазор определяет величину мертвого хода и вызывает удары, вибрации.

Боковой зазор j_n задается в микрометрах вдоль линии зацепления, расположенной под углом α (рис. 14.14, в) к касательной делительной окружности. Величина $j_n/\cos\alpha$ будет равна проекции бокового зазора на делительную окружность. Выразим боковой зазор через перемещение колес в угловых минутах

$$\Delta\varphi = \frac{j_n \cdot 360 \cdot 60}{(\cos\alpha)\pi d} = \frac{j_n \cdot 360 \cdot 60}{(\cos\alpha)\pi m z} = 7,32 \frac{j_n}{mz}, \text{ |уг. мин|}, \quad (14.19)$$

где j_n – величина бокового зазора в мкм; m – модуль зацепления в мм; z – число зубьев колеса; $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Величина бокового зазора j_n зависит от вида сопряжения зубчатых колес и допуска на боковой зазор. В табл. 14.3 приведены значения минимальных гарантированных боковых зазоров для мелкомодульных передач в зависимости от вида сопряжения и межосевого расстояния

Таблица 14.3

Наименьшие боковые зазоры зубьев $j_{n \min}$, мкм, по ГОСТ 9178-81

Вид сопряжения	Межосевое расстояние, мм						
	До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 250

H	0	0	0	0	0	0	0
G	6	8	9	11	13	15	18
F	10	11	13	16	19	22	25
E	16	18	21	25	30	35	40
D	22	27	33	39	46	54	63

Для одноступенчатой зубчатой передачи, имеющей в зацеплении боковой зазор j_n , ошибка мертвого хода определяется как погрешность перемещения (положения) ведомого звена 2 $\Delta\varphi_M = 7,32 j_n / (mz_2)$, а мертвый ход определяется как погрешность перемещения ведущего звена 1 $\Delta\varphi_1 = 7,32 j_n / (mz_1)$, где z_1, z_2 – числа зубьев соответственно ведущего и ведомого колес; m – модуль зацепления.

В многоступенчатом механизме (рис. 14.15) наименьший мертвый ход $\Delta\varphi_{\min}$ в каждой ступени равен в угловых минутах $\Delta\varphi_{\min k} = 7,32 j_{n \min k} / (mz_k)$, где $j_{n \min k}$ – минимальный боковой зазор k -й ступени в мкм (табл. 14.3); z_k – число зубьев ведущего звена k -й ступени; m – модуль зацепления в мм.

Так как углы поворота $\varphi_{\text{вх}}$ и $\varphi_{\text{вых}}$ входного и выходного звеньев связаны соотношением $\varphi_{\text{вх}} = \varphi_{\text{вых}} i_{\text{вх-вых}}$, то мертвый ход шестерни 1 при неподвижном выходном звене 3 двухступенчатой зубчатой передачи равен $\Delta\varphi_{\Sigma} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 i_{12}$, где $\Delta\varphi_2 = 7,32 j_{n2} / (mz_2)$ – мертвый ход второй ступени; j_{n2} – боковой зазор в мкм в зацеплении колес второй ступени; i_{12} – передаточное отношение первой ступени. Соответственно мертвый ход трехступенчатого механизма равен $\Delta\varphi_{\Sigma} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 i_{12} + \Delta\varphi_3 i_{12} i_{23}$, где $\Delta\varphi_3$ – мертвый ход в третьей ступени, i_{23} – передаточное отношение второй ступени.

По аналогии определяют мертвый ход многоступенчатого механизма (рис. 14.15) как сумму мертвого хода на всех ступенях механизма

$$\Delta\varphi_{\Sigma} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 i_{12} + \Delta\varphi_3 i_{12} i_{23} + \dots + \Delta\varphi_n i_{12} i_{23} \dots i_{(n-2)(n-1)}.$$

Для уменьшения мертвого хода в механизмах приборов и устройств применяют: а) зубчатые колеса с сопряжением, обеспечивающим меньшую величину бокового зазора, что не всегда экономически оправдано; б) регулирование межосевых расстояний, что усложняет конструкцию, но мертвый ход полностью не устраняет; в) селективную сборку, что значительно удорожает производство, так как для уменьшения зазора j_n измерение и сортировку зубчатых колес выполняют по k группам согласно величине зазора $j_n^* = j_n / k$ в каждой группе с последующей сборкой деталей из этих групп; г) рациональное распределение передаточного отношения по ступеням. Разбивку общего передаточного отношения следует проводить путем увеличения передаточных отношений последних ступеней за счет уменьшения начальных. Почти полностью устранить мертвый ход позволяет применение люфтовыбирающих (разрезных) (см. рис. 14.6) зубчатых колес. Применяются и другие конструкции, уменьшающие мертвый ход. При этом несколько уменьшается КПД передачи и усложняется конструкция.

Для получения заданной точности зубчатой передачи необходимо установить соответствие между уровнями точности колес и опор, а также валов, на которые они монтируются. Стандарты, ГОСТ 1643-81, ГОСТ 9178-81, не дают подобных зависимостей. В работе [6] предлагается соотношение степеней точности зубчатых колес, классов точности шарикоподшипников и квалитетов точности сопрягаемых поверхностей, представленное в табл. 14.4. Отметим, что данное соотношение носит рекомендательный характер.

Таблица

14.4

Рекомендуемые соотношения степеней точности зубчатых колес, классов точности шарикоподшипников и квалитетов точности сопрягаемых поверхностей колес и валов

Степень точности колеса по ГОСТ	5	6	7	8	9	10
Класс точности шарикоподшипников	5/4	6/5	6	0	0	0
Квалитеты точности сопрягаемых поверхностей колес и валов	5	6	7/6	7/6	8/7	8/7

При установлении соответствия уровней точности звеньев и шарикоподшипников учитывают соответствие обобщенных критериев точности. Например, 8-й степени точности зубчатого колеса (нормальной по точности изготовления) рекомендован 0-й класс точности шарикоподшипника (нормальный по уровню точности изготовления см. подразд. 9.2.1).

При оценке показателей точности применяют методы расчета на максимум-минимум и вероятностный. Метод расчета на максимум-минимум учитывает только предельные отклонения кинематической погрешности и мертвого хода и самые неблагоприятные их сочетания. Вероятностный метод расчета точности передач учитывает законы или характеристики распределения отклонений кинематической погрешности и мертвого хода.

14.11. Виды повреждений зубьев

В кинематических передачах при малой нагруженности зубчатые колеса на прочность обычно не рассчитывают. При передаче вращательного момента T в зацеплении зубчатых колес действует сила нормального давления F_n (см. рис. 4.16) и связанная с относительным геометрическим скольжением активных поверхностей зубьев сила трения $F_{тр} = f \cdot F_n$, где f – коэффициент трения скольжения в зацеплении. Как было установлено в подразд. 2.4, скорость скольжения прямо пропорциональна расстоянию контактных точек от полюса; при зацеплении в полюсе скорость скольжения равна нулю. Сила F_n вызывает контактные напряжения σ_H , а момент этой

силы – изгибные напряжения σ_F . И контактные напряжения и напряжения изгиба действуют на зуб только во время нахождения его в зацеплении и являются циклически изменяющимися.

При работе нагруженных зубчатых передач возможны различные повреждения зубьев, которые можно разделить на две группы: **поломки и изнашивания зубьев**.

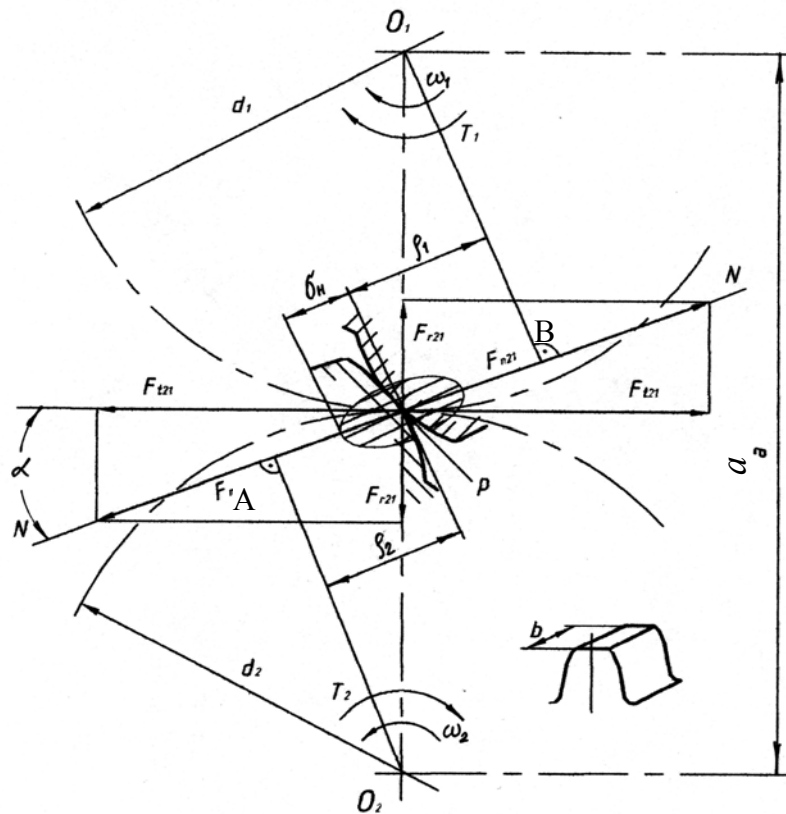


Рис. 14.16

Поломки усталостного характера (рис. 4.17, а) как результат длительного действия циклически изменяющихся изгибных напряжений возникают со стороны растянутых волокон у основания зуба, в месте концентрации напряжений. Вначале появляется трещина, а потом, по мере ее роста, происходит поломка. Излом может произойти и при действии ударных кратковременных нагрузок при недостаточной статической прочности зуба. Например, при значительной концентрации нагрузки по ширине венца выламываются углы зубьев (рис. 14.17, б). Излом зубьев опасен тем, что появившиеся осколки могут быть причиной повреждения других подвижных деталей и узлов.

Рассмотрим наиболее характерные виды изнашивания. **Усталостное изнашивание** проявляется в виде выкрашивания рабочих поверхностей зубьев (рис. 14.17, в). Это типовой вид разрушения зубьев колес закрытых обильно смазываемых передач. Возникает оно при действии циклически изменяющихся контактных напряжений в слоях материала, расположенных

на небольшой глубине (0,1 мкм) от поверхности зубьев. На ножке зуба вблизи полюсной линии появляются мелкие усталостные трещины. Проникающее в них масло оказывает расклинивающее действие, что ведет к образованию раковин. В результате выкрашивания возрастают вибрации, шум, динамические нагрузки, ухудшаются условия смазывания, повышается температура, создаются условия для заедания и задиров. Выкрашивание уменьшается при увеличении твердости поверхности зубьев и более тщательной их обработке. В открытых зубчатых передачах выкрашивание не наблюдается. **Абразивное изнашивание** (рис. 14.17, г) является основным видом повреждения зубьев мелкими твердыми частицами, попадающими на зубья с маслом или окружающей средой. Интенсивность изнашивания возрастает с увеличением контактных напряжений в зацеплении и удельного скольжения. В результате изнашивания нарушается профиль, изменяется форма зуба, уменьшается размер зуба по его толщине, увеличиваются боковые зазоры в зацеплении. Все это уменьшает точность передачи, способствует появлению шума и вибраций, увеличивает динамические нагрузки, из-за чего возникает опасность поломки зубьев. Меры предосторожности: повышение твердости рабочих поверхностей зубьев, защита от попадания пыли и грязи и применение специальных смазочных материалов. **Изнашивание при заедании или задире** рабочих поверхностей зубьев (рис. 14.17, д) бывает при наличии больших давлений в местах разрыва масляной пленки. В зоне сухого контакта температура повышается, частицы металла привариваются друг к другу и, отрываясь от поверхности зуба из более мягкого материала, образуют наросты на парном зубе. Наросты образуют бороздки (задиры) на поверхности менее твердого зуба в направлении скольжения. Заедание характеризуется образованием глубоких царапин в местах входа и выхода зуба из зацепления. Заеданию больше подвергаются поверхности, обладающие низкой твердостью. Меры предупреждения: повышение твердости зубьев, применение смазок с поверхностно активными присадками и их охлаждение.

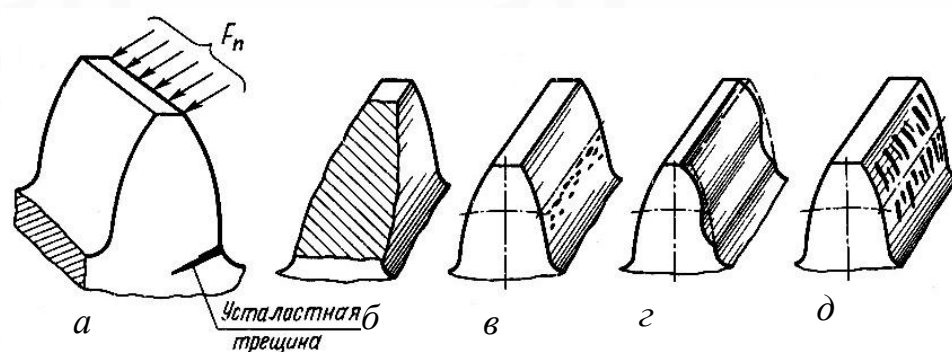


Рис. 14.17

Надежность зубчатых передач зависит не только от точности колес и передач, жесткости валов и условий смазки, но также от прочности и

износостойкости (твердости) зубьев. Эти параметры зубчатых передач можно определить путем соответствующих расчетов на прочность.

В ГОСТ 21354-87 предусматриваются расчеты на контактную усталость активных поверхностей зубьев и на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Обычно закрытые зубчатые передачи рассчитывают на сопротивление усталости при контактных напряжениях с последующей проверкой на прочность при изгибе, а открытые зубчатые передачи – на сопротивление усталости при деформации изгиба.

14.12. Прочность прямозубых цилиндрических передач

14.12.1. Расчетная нагрузка, действующая в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

Расчет зубчатой передачи на прочность ведут, считая, что в зацеплении находится одна пара зубьев шестерни и колеса (см. рис. 14.16). Если пренебречь силами трения в зацеплении из-за их малости, то при расчете учитывают силу нормального давления F_n , лежащую в плоскости зацепления и направленную по общей нормали $N-N$ к соприкасающимся эвольвентным профилям, т.е. вдоль линии зацепления, которая проходит через полюс P и образует с перпендикуляром к линии центров O_1O_2 угол зацепления α . В стандартном зацеплении он равен 20° . Силу F_n нормального давления и радиальную составляющую F_r можно выразить через окружную силу

$$F_t = 2T/d, \quad (14.20)$$

где T – вращающий момент в зацеплении; d – диаметр делительной окружности колеса. Тогда

$$F_n = F_t/\cos\alpha \quad \text{и} \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (14.21)$$

где α – угол зацепления.

Направление силы F_t на ведомом колесе совпадает с направлением вращения, на ведущем – противоположно ему. При расчетах номинальную величину F_t умножают на коэффициент K , учитывающий влияние отдельных факторов на расчетную нагрузку: в частности, $K = K_\beta \cdot K_v \cdot K_\alpha$, где K_β – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; K_v – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки; K_α – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. В расчетах используют следующие обозначения: Z – специфические коэффициенты для расчетов на контактную прочность; Y – коэффициенты, используемые только для расчетов на изгиб; индекс H – для величин, учитываемых при расчете на контактную прочность; индекс F – для величин, используемых при расчете на изгиб.

На рис. 14.17, а показана сила нормального давления F_n , распределенная по длине зуба равномерно. В действительности такое распределение нагрузки маловероятно даже у точно изготовленных передач. Неравномерность распределения нагрузки может быть вызвана упругими деформациями валов, опор и корпусов, зубчатых колес; неточностями изготовления и сборки деталей передач, износом и т.д. Для определения ориентировочных значений K_β в стандарте имеются графики, приведенные на рис. 14.18, где $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности при расчете на контактную прочность; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности при расчете на изгиб в зависимости от параметра $\psi_{bd} = b/d$, (коэффициента ширины b венца колеса по диаметру d делительной окружности шестерни, рекомендуется $\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,6$) и схемы передачи. Каждая из кривых графиков соответствует определенному положению колес относительно опор валов; цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах; кривые 1 и 2 – для случаев консольного расположения колес на валах, опирающихся соответственно на шариковые и роликовые подшипники качения. Графики разработаны для режима работы с **переменной** нагрузкой и окружной скоростью $v < 15$ м/с. При постоянной нагрузке и твердости H хотя бы одного из зубчатых колес $H < 350$ НВ и окружной скорости $v < 15$ м/с вследствие полной приработки зубьев принимают $K_\beta = 1$.

Коэффициент K_v учитывает динамические нагрузки, возникающие в зацеплении из-за погрешностей изготовления, сборки передачи, деформации зубьев, приводящих к непостоянству действительных значений мгновенного передаточного отношения. Величина K_v зависит от степени точности колес, вида передачи, твердости рабочих поверхностей зубьев и окружной скорости колес. Значения K_v для цилиндрических передач, рассчитываемых на контактную прочность, приведены в табл. 14.5 и рассчитываемых на изгиб – в табл. 14.6, при этом в числителе даны значения для прямозубых, а в знаменателе – для косозубых колес.

Таблица 14.5

Значения коэффициента K_{Hv}

Степень точности зубчатого колеса	Твердость H поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	$H \leq 350$ НВ	1,04/1,01	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	$H > 350$ НВ	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04

8	$H \leq 350$ HB	1,04/1, 01	1,08/1, 03	1,16/1, 05	1,24/1, 06	1,32/1, 07	1,40/1, 08
	$H > 350$ HB	1,03/1, 01	1,06/1, 01	1,10/1, 02	1,16/1, 03	1,22/1, 04	1,26/1, 05
9	$H \leq 350$ HB	1,05/1, 01	1,10/1, 03	1,20/1, 05	1,30/1, 07	1,40/1, 09	1,50/1, 12
	$H > 350$ HB	1,04/1, 01	1,07/1, 01	1,13/1, 02	1,20/1, 03	1,26/1, 04	1,32/1, 05

Таблица 14.6

Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности зубчатого колеса	Твердость H поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	$H \leq 350$ HB	1,08/1, ,03	1,16/1, 06	1,33/1, 11	1,50/1, 16	1,62/1, 22	1,80/1, 27
	$H > 350$ HB	1,03/1, ,01	1,05/1, 02	1,09/1, 03	1,13/1, 05	1,17/1, 07	1,22/1, 08
8	$H \leq 350$ HB	1,10/1, ,03	1,20/1, 06	1,38/1, 11	1,58/1, 17	1,78/1, 23	1,96/1, 29
	$H > 350$ HB	1,04/1, ,01	1,06/1, 02	1,12/1, 03	1,16/1, 05	1,21/1, 07	1,26/1, 08
9	$H \leq 350$ HB	1,13/1, ,04	1,28/1, 07	1,50/1, 14	1,72/1, 21	1,98/1, 28	2,25/1, 35
	$H > 350$ HB	1,04/1, ,01	1,07/1, 02	1,14/1, 04	1,21/1, 06	1,27/1, 08	1,34/1, 09

Теоретическое значение коэффициента перекрытия из-за погрешностей изготовления деталей передач и упругих деформаций зубьев может не совпадать с его действительным значением. Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$, учитывающих распределение нагрузки между зубьями приведены в табл. 14.7.

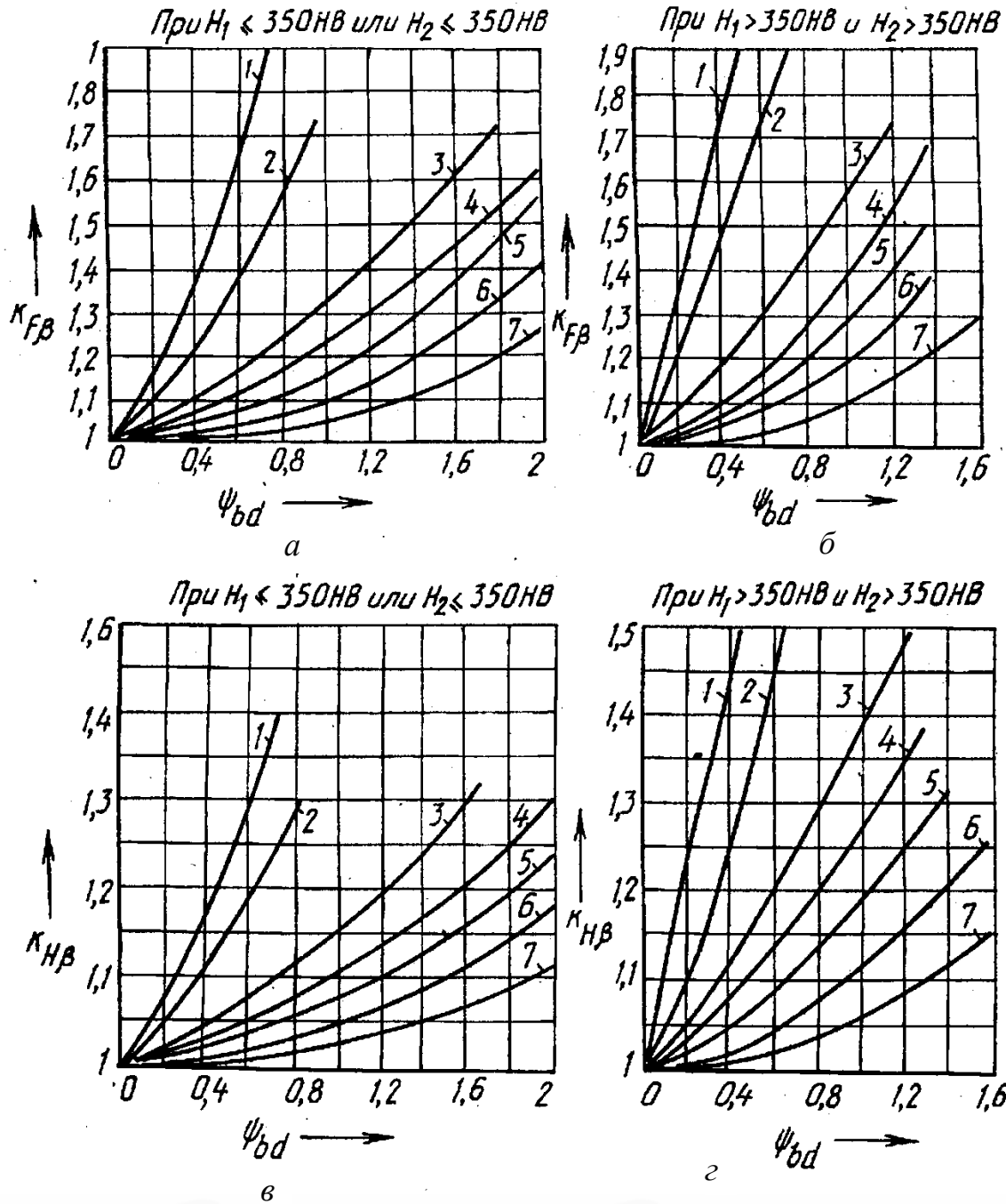
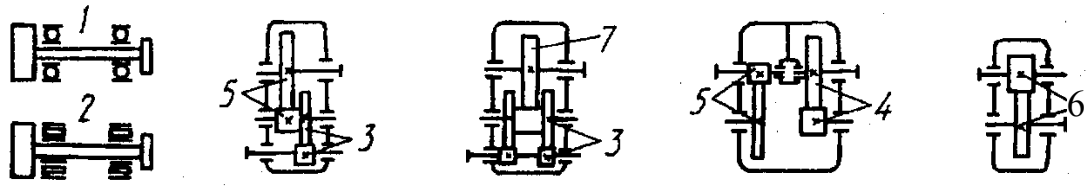


Рис. 14.18

Таблица 14.7

Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Степень	Окружная скорость v , м/с
---------	-----------------------------

точность и колес	$v \leq 5$		$5 < v \leq 10$		$5 < v \leq 10$	
	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
7	1,03	1,07	1,05	1,20	1,08	1,25
8	1,07	1,22	1,10	1,30	1,15	1,40
9	1,13	1,35				

При расчетах зубчатых передач на прочность известны: момент нагрузки T , передаточное число u , числа зубьев колес z и механические свойства материалов колес. Задача состоит в определении модуля зацепления m , через который можно выразить все геометрические размеры передачи.

14.12.2. Проверочный и проектировочный расчеты прямозубой цилиндрической передачи на сопротивление усталости при изгибе

Зуб колеса (шестерни) рассматривается (рис. 14.19, а) как консольный, жестко закрепленный одним концом, стержень шириной b и высотой в опасном сечении у основания зуба S_F . Расчет проводят для момента

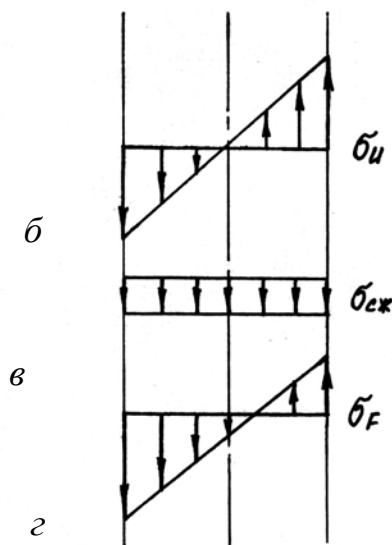
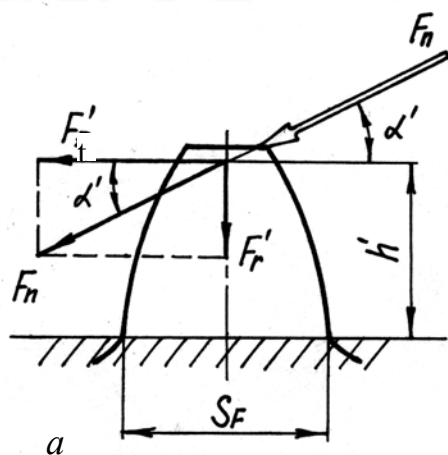


Рис. 14.19

приложения нагрузки в вершине зуба, что соответствует началу зацепления для зубьев ведомых колес и окончанию зацепления для зубьев ведущих колес. Сила нормального давления F_n в месте зацепления равномерно распределена по ширине зуба. Для удобства расчета силу F_n перенесем по линии ее действия до оси симметрии зуба и заменим составляющими: изгибающей $F_t' = F_n \cos \alpha'$ и сжимающей $F_r' = F_n \sin \alpha'$; где α' – угол между линией зацепления и нормалью к оси симметрии зуба, в рассматриваемый момент он больше угла зацепления α ($\alpha' > \alpha$). Зуб испытывает сложное напряженное состояние: сжатие от силы F_r' и изгиб от силы F_t' . Наибольшие напряжения возникают у основания зуба, изгибающий момент M_n для этого сечения максимален. На рис. 14.19 представлены для опасного сечения, т.е. основания зуба, эпюры напряжений при изгибе σ_n (рис. 14.19, б), напряжений сжатия $\sigma_{сж}$ (рис. 14.19, в) и эпюра результирующих нормальных напряжений σ_F (рис. 14.19, г). Установлено, что разрушение всегда начинается на растянутой части зуба, испытывающей

растяжение при изгибе. Наибольшее напряжение в опасном сечении с учетом концентрации напряжений и дополнительных динамических нагрузок между зубьями будет

$$\sigma_F = (\sigma_{и} - \sigma_{сж}) \alpha_K \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} = \left(\frac{M_{и}}{W_z} - \frac{F_r'}{A} \right) \alpha_K K_F =$$

$$= \left(\frac{F_t' \cdot h' \cdot 6}{bS_F^2} - \frac{F_r'}{bS_F} \right) \alpha_K K_F = \left(\frac{F_n h' \cos \alpha' \cdot 6}{bS_F^2} - \frac{F_n \sin \alpha'}{bS_F} \right) \alpha_K K_F,$$

(14.22)

где $M_{и} = F_t' h'$ – изгибающий момент у основания зуба от силы F_n ; $W_z = (bS_F^2)/6$ – момент сопротивления сечения у основания зуба относительно нейтральной оси; $A = b \cdot S_F$ площадь опасного поперечного сечения зуба; α_K – теоретический коэффициент концентрации напряжений (см. п. 5.15.1); $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки (см. рис. 14.18, а, б) по ширине венца ($K_{F\beta}$), внутреннюю динамику (табл. 14.6) передач (K_{Fv}) и распределение нагрузки (табл. 14.7) между зубьями ($K_{F\alpha}$).

Используем выражения (14.20, 14.21) для определения F_n через задаваемые при расчетах величины, а именно, передаваемый момент T и угол зацепления α . После деления и умножения полученного выражения на модуль m , так как размеры зуба всегда выражаются через модуль, зависимость (14.22) примет вид

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_F}{d_1 b m} \left[\left(\frac{6h' \cos \alpha'}{S_F^2 \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{S_F \cos \alpha} \right) m \cdot \alpha_K \right]. \quad (14.23)$$

Выражение, стоящее в квадратных скобках, обозначим Y_F и назовем коэффициентом прочности, учитывающим форму зуба и концентрацию напряжений. Значения его для зубчатых колес прямозубых цилиндрических передач с нормальной высотой зуба и числом зубьев z и косозубых цилиндрических, конических с эквивалентным числом зубьев z_v приведены в табл. 14.8.

Таблица 14.8

Значения коэффициента Y_F

$z (z_v)$	17	20	25	30	40	60	и более
Y_F	4,26	4,09	3,90	3,80	3,70	3,62	3,60

Для колес с внутренними зубьями можно принимать $Y_F = 3,5 \dots 4$, большие значения соответствуют меньшим z .

Условие прочности зуба на изгиб примет вид

$$\sigma_F = (2T_1 K_F Y_F) / (d_1 b m) \leq \sigma_{Radm}, \quad (14.24)$$

где σ_{Radm} – допускаемое напряжение зубьев при расчете их на сопротивление усталости при изгибе с коэффициентом асимметрии R цикла нагружения: для реверсивных зубчатых передач $\sigma_{Radm} = \sigma_{-1}/n$, для нереверсивных – $\sigma_{Radm} = \sigma_0/n$, где σ_{-1} , σ_0 – предел выносливости материала соответственно при симметричном или отнулевом цикле нагружения; $n = 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса прочности.

При одинаковых материалах пары колес расчет на прочность ведут для шестерни (колеса с меньшим числом z_1 зубьев), а при разных материалах – для того из колес, в котором отношение Y_F/σ_{Radm} больше.

После замен $d_1 = m z_1$ и $b = \psi m = (2 \dots 6)m$ уравнение (14.24) примет вид

$$\sigma_F = (2T_1 K_F Y_F) / (m^3 z_1 \psi) \leq \sigma_{Radm}, \quad (14.25)$$

откуда определим величину модуля зацепления

$$m = \sqrt[3]{(2T_1 K_F Y_F) / (z_1 \psi \sigma_{Radm})}. \quad (14.26)$$

Зависимость (14.25) используют при **проверочном** расчете, когда задаются предварительно размерами передачи, а зависимость (14.26) – при **проектировочном** расчете. Полученное из выражения (14.26) значение модуля m округляют до ближайшего **большого** стандартного значения и определяют остальные параметры передачи, приведенные в подразд. 14.2.

Расчет на усталостную прочность при изгибе проводят только для самой нагруженной тихоходной ступени. Модуль колес остальных ступеней принимают равным модулю тихоходной ступени.

Выбор материала определяется характером нагрузок в передаче, окружной скоростью, сроком службы и условиями эксплуатации.

14.12.3. Проверочный и проектировочный расчеты прямозубой цилиндрической передачи на контактную усталость

В месте зацепления зубьев (рис. 14.16) периодически под действием силы F_n возникают контактные напряжения σ_H . Установлено, что усталостное контактное повреждение происходит на поверхностях ножек зубьев вблизи полюсной линии. Контакт зубьев рассматривается как контакт цилиндров с радиусами кривизны ρ эвольвент в полюсе P зацепления. Максимальные контактные напряжения определяем по формуле Герца (5.89):

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{q E_H / \rho_H}, \quad (14.27)$$

где q – удельная нагрузка; $E_H = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов зубьев шестерни (E_1) и колеса (E_2) в МПа, при $E_1 = E_2 = E$, $E_H = E$; $\rho_H = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 \pm \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны рабочих

поверхностей зубьев, знак «—» берут для передачи с внутренним зацеплением; μ – коэффициент Пуассона материала зубьев.

Диаметры делительных d (начальных d_w) окружностей шестерни ($d_1 = d_{1w}$) и колеса ($d_2 = d_{2w}$) соответственно равны

$$d_2 = d_1 u, \quad (14.28)$$

где u – передаточное число передачи

Из свойств эвольвенты (подразд. 14.2) известно, что центры ее кривизны лежат на основной окружности, а основные окружности шестерни и колеса касаются линии зацепления. Поэтому (рис. 14.16) радиусы кривизны эвольвент рабочих поверхностей зубьев определим из треугольников O_1BP и O_2AP : $\rho_1 = (d_1 \cdot \sin \alpha)/2$; $\rho_2 = (d_2 \cdot \sin \alpha)/2$; а приведенный радиус кривизны этих поверхностей с учетом выражения (14.28) равен

$$\rho_n = (d_1 u \cdot \sin \alpha) / (2(u \pm 1)). \quad (14.29)$$

Расчетная удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактной линии ($\ell = \epsilon_\alpha b$) зубьев шестерни и колеса равна

$$q = F_n K_H / (\epsilon_\alpha b) = (2 T_1 K_H) / (d_1 \epsilon_\alpha b \cos \alpha), \quad (14.30)$$

где T_1 – момент на шестерне, Н·мм; ϵ_α – коэффициент торцового перекрытия; $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки (рис. 14.18, в, г) по ширине венца ($K_{H\beta}$), внутреннюю динамику (см. табл. 14.5) передачи ($K_{H\nu}$) и распределение нагрузки (см. табл. 14.7) между зубьями ($K_{H\alpha}$); α – угол зацепления.

Исходная формула (14.27) с учетом зависимостей (14.28 – 14.30) примет вид

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{[4 E_n T_1 (u \pm 1) K_H] / [\epsilon_\alpha b d_1^2 u \sin \alpha \cos \alpha]}. \quad (14.31)$$

Заменим: $0,418 \sqrt{E_n} = Z_E$; $Z_H = \sqrt{1 / (\sin \alpha \cdot \cos \alpha)}$; $b = \psi_{bd} d_1$, где ψ_{bd} – коэффициент ширины венца b колеса по диаметру делительной окружности.

Коэффициент Z_E , учитывающий механические свойства материалов колес, имеет размерность МПа^{1/2} для стальных колес с $E_n = E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа – $Z_E = 192$; при $E_n = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – 195; для зубчатых пар с материалами сталь-бронза $Z_E = 160$; для материалов текстолит-сталь $Z_E = 49$.

Влияние торцового перекрытия учитывают коэффициентом Z_ϵ . Считая, что в зацеплении находится одна пара зубьев, принимают $Z_\epsilon = 1$.

Условие прочности зуба по контактным напряжениям с учетом принятых замен будет

$$\sigma_{H\max} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{[4T_1(u \pm 1)K_H]/[\psi_{bd}d_1^3u]} \leq \sigma_{Hadm} \quad (14.32)$$

Допускаемые контактные напряжения σ_{Hadm} принимают равными: для стальных колес – 2,6 НВ; для бронз – (0,75 ... 0,9) σ_{ut} ; для текстолитовых колес – (45 ... 57) МПа; σ_{ut} – предел прочности материала при растяжении.

Формула (14.32) используется для **проверочного** расчета при заданных размерах передачи.

При одновременных проверочных расчетах на усталостную прочность при изгибе (14.25) и по контактным напряжениям (14.32), определяющими считают контактные напряжения σ_H . Это связано с тем, что при заданных размерах колес напряжение σ_F при изгибе можно уменьшить при сохранении размеров за счет увеличения модуля.

Решая уравнение (14.32) относительно диаметра делительной окружности шестерни, получим, учитывая, что $T_1 = T_2/u$.

$$d_1 = \sqrt[3]{[(4T_2(u \pm 1)K_H)/\psi_{bd}] \times [(Z_E Z_H Z_\varepsilon)/(u\sigma_{Hadm})]^2} \quad (14.33)$$

Далее, задавшись числом зубьев шестерни, определяют модуль зацепления

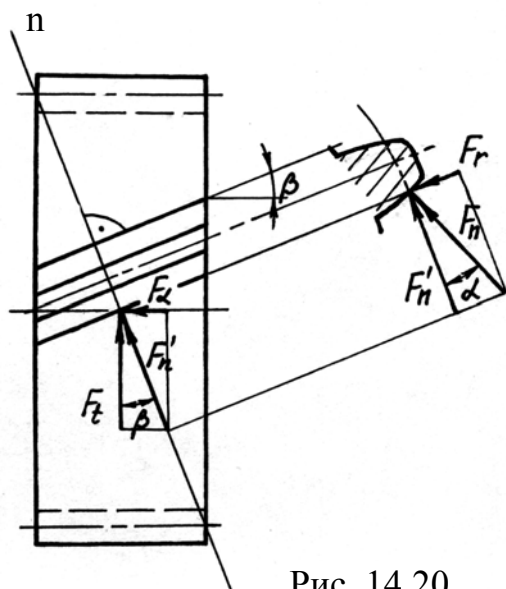
$$m = d_1 / z_1 \quad (14.34)$$

Зависимости (14.33) и (14.34) используют при **проектировочном** расчете. Рассчитанное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения и определяют все размеры передачи (подразд. 14.2).

14.13. Прочность косозубых цилиндрических передач

14.13.1. Силы, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи

В косозубых цилиндрических колесах (рис. 14.20) продольные оси симметрии зубьев составляют с направлением образующей цилиндра угол β . Сила полного давления F_n , воспринимаемая зубом в месте зацепления,



направлена по нормали к его рабочей поверхности. Она лежит в плоскости $n-n$, нормальной к продольной оси зубьев; перпендикулярна к соприкасающимся профилям зубьев в точке касания, совпадает с линией зацепления и может быть разложена по трем взаимно перпендикулярным направлениям. В плоскости $n-n$ ее раскладывают на

Рис. 14.20

составляющую F_r (радиальная сила), направленную по радиусу к центру колеса и силу F_n' , лежащую в плоскости $n - n$ и перпендикулярную F_r , которую в свою очередь раскладывают на осевую силу F_a , направленную параллельно геометрическим осям колес и окружную силу F_t , направленную перпендикулярно геометрическим осям колес.

Окружная сила равна

$$F_t = 2TK/d = 2TK/m_t z = (2TK \cos \beta) / m_n z, \quad (14.35)$$

где T – передаваемый момент; d – диаметр делительной окружности колеса с числом зубьев z ; m_t , m_n – соответственно торцовый и нормальный модуль зацепления; α – угол зацепления; β – угол наклона зуба колеса; $K = K_\beta \cdot K_v \cdot K_\alpha$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (K_β), внутреннюю динамику передачи (K_v) и распределение нагрузки между зубьями (K_α).

Силу F_n в зацеплении косозубых колес выразим через окружную силу

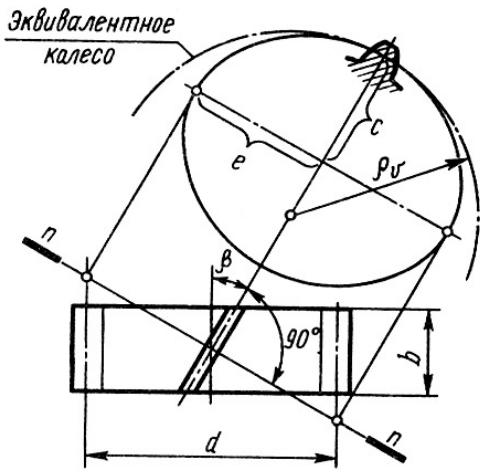
$$F_n = F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta). \quad (14.36)$$

Радиальная и осевая силы, нагружающие валы и опоры передачи соответственно равны

$$F_r = (F_t \operatorname{tg} \alpha) / (\cos \alpha \cdot \cos \beta); \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (14.37)$$

14.13.2. Расчет на прочность косозубой цилиндрической передачи

Прочность зуба косозубого колеса определяется его формой и размерами в нормальном сечении и длиной зуба. Чтобы унифицировать методику расчетов на прочность прямых и косых зубьев введено понятие эквивалентного колеса. При расчетах на прочность косозубые колеса условно заменяют эквивалентными по прочности цилиндрическими прямозубыми. **Эквивалентным прямозубым колесом** называют такое колесо, форма и размеры зубьев которого приближенно совпадают с формой и размерами зуба косозубого колеса в нормальном сечении. При этом модуль m_v эквивалентного колеса и нормальный модуль m_n косозубого колеса равны ($m_n = m_v$), как и длины зубьев этих колес ($b = b_v$), а радиус делительной окружности эквивалентного колеса равен наибольшему радиусу кривизны эллипса, полученного в сечении делительного цилиндра косозубого колеса (рис. 14.21) плоскостью $n - n$. Полуоси полученного в сечении эллипса равны $c = d/2$ и $e = d/(2 \cos \beta)$, где d – диаметр делительной окружности косозубого колеса, β – угол наклона зуба.



Из аналитической геометрии известно, что наибольший радиус кривизны эллипса равен $r_v = e^2/c = d/(2\cos^2\beta)$. Тогда диаметр делительного цилиндра эквивалентного колеса

$$d_v = 2r_v = d/\cos^2\beta, \quad (14.38)$$

а число зубьев эквивалентного колеса

$$z_v = d_v/m_n = d/m_n\cos^2\beta = z/\cos^3\beta, \quad (14.39)$$

где d, z – соответственно диаметр делительного цилиндра и число зубьев косозубого колеса. Приведенный радиус

кривизны $\rho_n = (d_1 u \sin\alpha)/(2(u \pm 1)\cos^2\beta)$; суммарная длина контактных линий $l = \varepsilon_\alpha b/\cos\beta$.

Вывод зависимостей для проведения прочностных расчетов цилиндрических прямо- и косозубых колес аналогичен. Наклонное расположение зубьев придает косозубым колесам и передачам ряд положительных свойств, в том числе повышенную прочность и плавность, что учитывают при расчетах. В связи с этим при определении изгибных напряжений используем уравнение (14.24), но введем в него коэффициент, учитывающий наклон зуба $Y_\beta = [1 - \varepsilon_\beta(\beta/120)] \geq 0,7$, где коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b/p_x$, b – ширина венца (рис. 14.21); $p_x = p_t/\sin\beta$ – осевой шаг, p_t – окружной шаг в торцовом сечении. Тогда уравнение для проверочных расчетов косозубых колес на сопротивление усталости при изгибе примет вид

$$\sigma_F = (2T_1 K_F Y_F Y_\beta)/(m_n^3 z_1 \psi) \leq \sigma_{Radm}, \quad (14.40)$$

где коэффициент формы зуба Y_F , выбирается из табл. 14.8 по эквивалентному числу зубьев z_v ; m_n – нормальный модуль косозубого колеса.

При расчете косозубых колес по контактным напряжениям с использованием уравнений (14.32, 14.33) наклон зуба учитывается коэффициентом форм сопряженных поверхностей Z_H , который для косозубых передач равен $Z_H = \sqrt{\cos\beta/(\cos\alpha \sin\alpha)}$. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий определяют как $Z_\varepsilon = \sqrt{\cos\beta}$.

14.14. Прочность конических передач

14.14.1. Силы, действующие в зацеплении конической передачи

Равнодействующая сил нормального давления F_n приложена в среднем сечении зуба (см. рис. 14.7), а силами трения пренебрегают. Силу F_n разложим на составляющие по реальным направлениям. Окружная сила равна

$$F_t = 2T_1/d_1, \quad (14.41)$$

где $d_1 = mz_1$ – средний делительный диаметр шестерни; m – модуль в среднем по длине зуба сечении. Радиальная сила на шестерне, численно равная осевой силе на колесе, равна $F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$, а осевая сила на шестерне, численно равная радиальной силе на колесе – $F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$, где δ_1 – угол образующей делительного конуса шестерни, α – угол зацепления. Полная нормальная сила, действующая в зацеплении конических прямозубых колес

$$F_n = F_t / \cos \alpha = 2T_1 / (d_1 \cos \alpha). \quad (14.42)$$

14.14.2. Расчет на прочность конической передачи

При прочностных расчетах коническое колесо заменяют эквивалентным по прочности цилиндрическим колесом (рис. 14.22) с радиусом делительной (начальной) окружности, равным длине образующей (радиусу развертки) среднего дополнительного конуса, т.е. $r_v = r \cos \delta$ или $d_v = d \cos \delta$. Модуль m_v эквивалентного колеса равен среднему модулю m конического колеса ($m_v = m$); длина зуба эквивалентного цилиндрического и конического колес равны, т.е. $b_v = b$. Учитывая соотношение размеров эквивалентного цилиндрического и конического колес, имеем $z_v = z / \cos \delta$, а передаточное число эквивалентной передачи будет

$$u_v = z_{v2} / z_{v1} = z_2 \cos \delta_1 / z_1 \cos \delta_2 = u \operatorname{tg} \delta_2 = u^2, \quad (14.43)$$

где u – передаточное число конической передачи.

Диаметральные размеры шестерни (рис. 14.22) эквивалентной и конической передач соответственно равны

$$d_{v1} = d_1 / \cos \delta_1 = d_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1} = (d_1 \sqrt{u^2 + 1}) / u. \quad (14.44)$$

Так как окружное усилие на зубья конической и эквивалентной передач должно быть одинаковым, то момент на эквивалентном колесе $T_v = T / \cos \delta$.

При консольном расположении одного из конических колес возрастают деформации вала и опор, усиливается концентрация нагрузки по длине вала и износ подшипников, возникают дополнительные динамические нагрузки,

поэтому несущую способность конических передач принимают равной 85% от несущей способности эквивалентной цилиндрической передачи.

Подставив в ранее выведенную формулу (14.25) для проверочного расчета цилиндрических колес параметры эквивалентного колеса (14.43, 14.44) получим условие усталостной прочности при деформации изгиба для прямозубых конических колес

$$\sigma_F = (2T_1 K_F Y_F) / (m^3 z_1 \psi) \leq 0,85 \sigma_{Radm}. \quad (14.45)$$

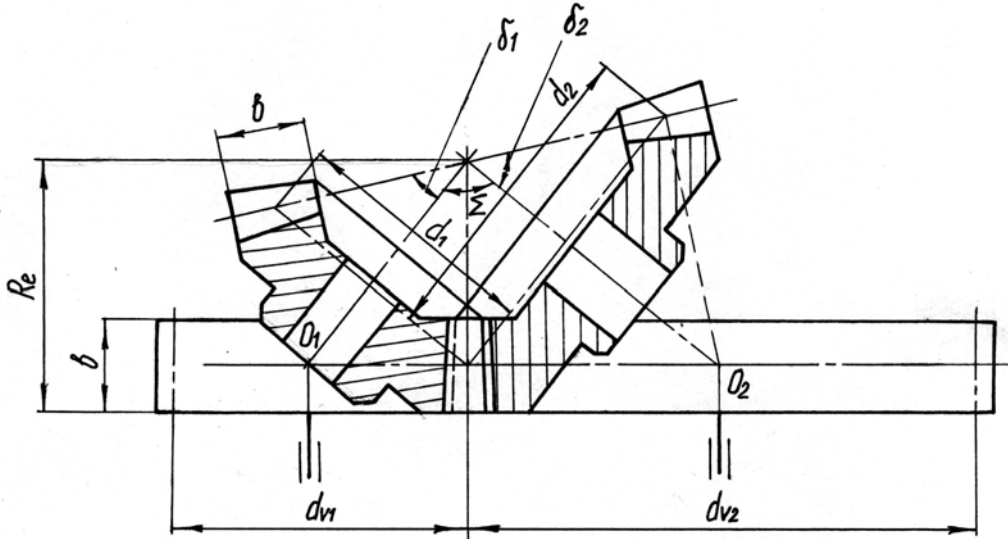


Рис. 14.22

Усталостная прочность проектируемой конической передачи обеспечена, если ее средний модуль будет равен

$$m = \sqrt[3]{(2,35T_1 K_F Y_F) / (z_1 \psi \sigma_{Radm})}, \quad (14.46)$$

где Y_F – коэффициент прочности зуба, выбираемый из табл. 14.8 по эквивалентному числу зубьев z_v ; коэффициент ширины зуба ψ ($b = m\psi$) принимают равным 4 ... 10.

Зная модуль m в среднем сечении зуба конического колеса, определяют внешний модуль

$$m_e = m / (1 - 0,5K_{bR}), \quad (14.47)$$

где коэффициент ширины зуба $K_{bR} = b/R$ рекомендуют принимать не более 0,35 ($K_{bR} \leq 0,35$).

Округлив величину m_e до ближайшего большего стандартного значения, вычисляют параметры зубчатых колес конической передачи (подразд. 14.5).

Проверочный расчет конических прямозубых передач на контактную усталость проводят по формуле

$$\sigma_{Hmax} = Z_E Z_H \sqrt{(4T_2 K_H \sqrt{u^2 + 1}) / (b u^2 d_1^2)} \leq 0,85 \sigma_{Hadm}, \quad (14.48)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, значений его для разных материалов приведены в п. 14.12.3;

$Z_H = \sqrt{1/(\cos \alpha \sin \alpha)}$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей; T_2 – вращающий момент на колесе; $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}$ – коэффициенты, определяемые по графикам рис. 14.18, в, г и из табл. 14.5; u – передаточное число; b – ширина зуба; d_1 – средний делительный диаметр шестерни.

Уравнение для проектировочного расчета получим, заменив b в выражении (14.48) как $b = \psi_{bd} \cdot d_1$ и решив уравнение относительно d_1 .

$$d_1 = \sqrt[3]{[(2Z_E Z_H)^2 T_2 K_H \sqrt{u^2 + 1}] / [u^2 \psi_{bd} (0,85 \sigma_{\text{Надм}})^2]}, \quad (14.49)$$

где $\psi_{bd} = b/d_1$ – коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра, рекомендуется $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,6$.

Отметим, что ширину b зубчатого венца стандарт рекомендует принимать $b \leq 0,3R_e$ или $b \leq 10m_e$.

Модуль в среднем сечении определяют как $m = d_1/z_1$, далее по (14.47) определяют внешний модуль m_e и, приняв стандартное значение величины m_e , вычисляют параметры конической передачи.

Глава 15. ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

15.1. Планетарные механизмы

15.1.1. Основные понятия. Схемы планетарных редукторов

Планетарными называют многозвенные механизмы, в которых обязательно есть зубчатые колеса с движущимися геометрическими осями (рис. 15.1). Эти звенья 2 называют сателлитами; они, как планеты, участвуют в двух вращениях: вокруг своей оси и вокруг неподвижной оси, которую называют центральной. Звено, несущее подвижную ось сателлита, называют водилом H . Сателлиты входят в зацепление с колесами 1, 3, имеющими общую геометрическую (центральную) ось с водилом, их называют центральными.

Планетарные механизмы, как правило, изготавливаются соосными. Для уменьшения габаритов и улучшения динамики может быть не один, а несколько симметрично расположенных сателлитов. При кинематических расчетах учитывается один сателлит, так как остальные не влияют на характер движения звеньев.

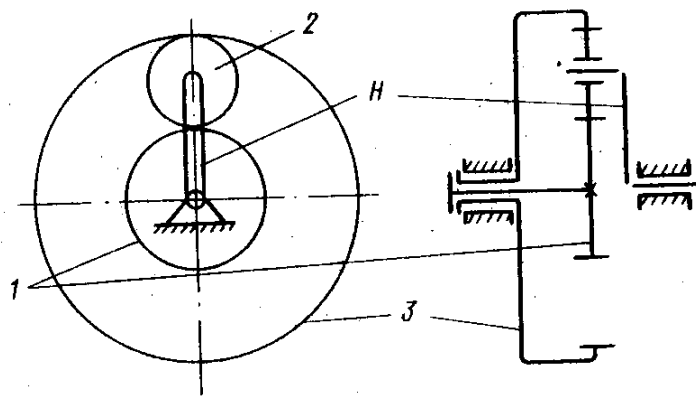


Рис. 15.1

Механизмы с одним закрепленным, называемым опорным, центральным колесом имеют одну степень подвижности (рис. 15.2, а), их называют планетарными редукторами (мультипликаторами). При подвижных центральных колесах (рис. 15.2, б) степень подвижности механизма равна двум, механизм называют дифференциальным. Планетарные механизмы применяют для изменения скорости вращения (воспроизведения заданного передаточного отношения). Дифференциальные механизмы (дифференциалы) применяют для сложения движения двух ведущих звеньев или разложения движения одного ведущего звена на движения двух ведомых звеньев.

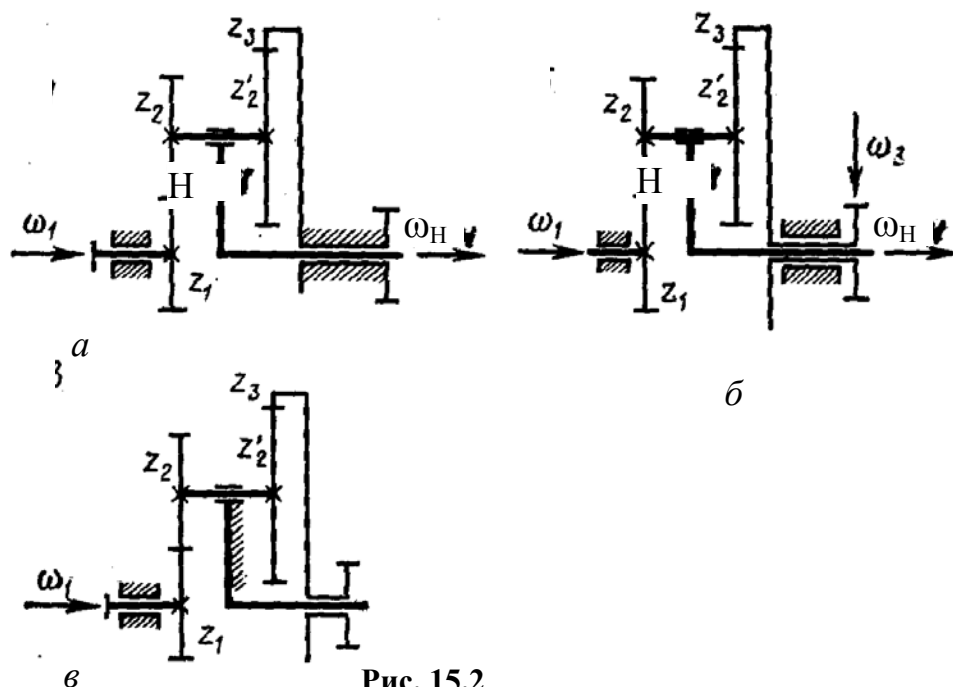
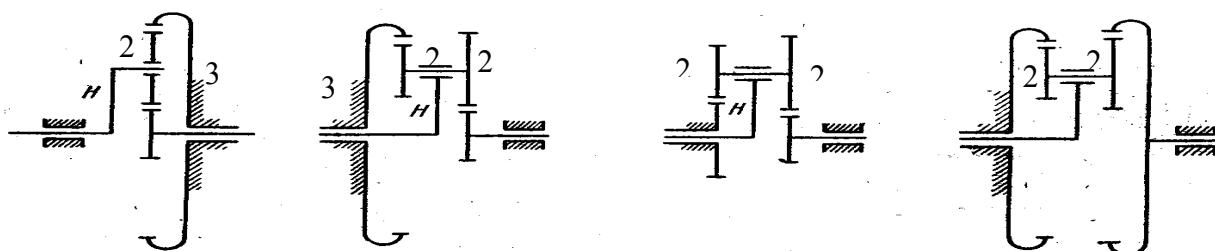


Рис. 15.2

Планетарный редуктор можно превратить в дифференциал, освободив опорное колесо и сообщив ему вращение. Наоборот, любой дифференциал можно превратить в планетарный редуктор, закрепив центральное колесо.

Это свойство обратимости планетарных механизмов позволяет применить одинаковые методы исследования и проектирования для планетарных редукторов и для дифференциалов. При этом каждому элементарному дифференциалу соответствуют два планетарных редуктора, получаемых остановкой его центральных колес.

Основные схемы планетарных редукторов представлены на рис. 15.3. По своим возможностям рассматриваемые схемы делят на две группы механизмов: с однотипным (рис. 15.3, в, г) и разнотипным (рис. 15.3, а, б) зацеплением.



зацеплением.

Рис. 15.3

Механизмы первой группы, т.е. механизмы с двумя внешними или внутренними зацеплениями, работают как понижающие передачи и позволяют получать передаточное отношение до нескольких тысяч. При увеличении передаточного отношения одновременно снижается КПД. Например, при $i_{H1} = 10^3$ КПД меньше 1%. Используют такие схемы в передачах с приемлемым КПД при $i_{H1} = 30 \dots 100$. В кинематических передачах при использовании этих схем передаточное отношение может достигнуть 1500...1700. Преимущество из рассматриваемых схем имеют механизмы с двумя внутренними зацеплениями (рис. 15.3, г). При одинаковом передаточном отношении они меньше по габаритам и обладают большими КПД.

Механизмы второй группы, имеющие разнотипное (внутренне и внешнее) зацепление, используют в силовых передачах. Однорядный механизм (с одинарным сателлитом) (см. рис. 15.3, а) применяют при $i_{H1} = 3 \dots 8$, он отличается от рядовых передач с неподвижными геометрическими осями колес малым осевым размером, наименьшая величина которого получается при $i_{H1} \leq 4$. Механизм с двойным сателлитом (рис. 15.3, б) применяют при $i_{H1} = 3 \dots 15$ и высоком КПД, равном 0,96 ... 0,98. Реальные механизмы с подобными схемами имеют несколько симметрично расположенных сателлитов (см. рис. 15.4). Их вводят с целью уменьшения габаритов, снижения усилия в зацеплении, разгрузки подшипников центральных колес и лучшего уравнивания водила.

Планетарные передачи позволяют получать большие передаточные отношения при малых габаритах и массе механизма, снимать с одной

(центральной) оси движения с разными угловыми скоростями. Планетарные механизмы широко используются в шкальных отсчетных устройствах (см. рис. 15.3, в, г), где подвижное центральное колесо связывают со шкалой грубого отсчета, а водило – со шкалой точного отсчета; в механизмах настройки. Недостатками планетарных передач являются повышенное требование к точности изготовления, относительно большой мертвый ход, уменьшение КПД с ростом передаточного отношения.

15.1.2. Кинематика планетарных редукторов

Передаточное отношение зубчатой передачи, состоящей из двух колес с числом зубьев z_1 и z_2 , равно

$$i_{1,2} = \pm z_2/z_1, \quad (15.1)$$

где знак минус используют при внешнем зацеплении, знак плюс – при внутреннем.

Общее передаточное отношение многосвязного зубчатого механизма с неподвижными геометрическими осями всех колес равно произведению передаточных отношений отдельных механизмов (ступеней), последовательно включенных в его состав:

$$i_{1n} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \dots i_{(n-1)n}. \quad (15.2)$$

Чтобы воспользоваться формулами и зависимостями (15.1), (15.2) для зубчатых передач с подвижными геометрическими осями колес при аналитическом исследовании планетарных передач, применяют **способ обращенного движения или останова водила**. Для этого, не меняя относительного движения звеньев, звеньям условно сообщают дополнительное вращение вокруг центральной оси с угловой скоростью, равной угловой скорости водила, но противоположно направленной. В этом случае водило станет неподвижным и планетарную передачу можно рассматривать как передачу с неподвижными осями колес. Отметим, что угловые скорости полученного обращенного механизма будут отличаться от действительных скоростей планетарного механизма на величину скорости добавочного вращения, т.е. скорости водила ($-\omega_H$).

Рассмотрим планетарный механизм (см. рис. 15.2, а). Определим передаточное отношение $i_{1H} = \omega_1/\omega_H$, если числа зубьев колес соответственно равны z_1, z_2, z_2' и z_3 . Мысленно сообщим всем звеньям дополнительное вращение с угловой скоростью ($-\omega_H$). Механизм обращается в обычный зубчатый (рис. 15.2, в), водило становится неподвижной осью сателлита, центральное колесо z_1 вращается с угловой скоростью $\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$, а второе центральное колесо z_3 , которое было неподвижным, получило скорость $\omega_3^H = -\omega_H$. Верхний индекс при обозначении угловых скоростей показывает, какое

звено неподвижно. Передаточное отношение полученного механизма (см. рис. 15.2, в)

$$i_{13}^H = \omega_1^H / \omega_3^H = (\omega_1 - \omega_H) / (-\omega_H) = 1 - i_{1H}^3, \quad (15.3)$$

откуда
$$i_{1H}^3 = 1 - i_{13}^H.$$

В общем случае передаточное отношение между центральным колесом n и водилом H при неподвижном центральном колесе k равно

$$i_{nH}^k = 1 - i_{nk}^H, \quad (15.4)$$

где i_{nk}^H – передаточное отношение между звеньями n и k обращенного механизма, т.е. механизма с условно неподвижным водилом H .

Согласно зависимостям (15.2) и (15.1), для обращенного механизма

$$i_{13}^H = i_{12}^H i_{2'3}^H = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_3}{z_{2'}} \right) = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}. \quad (15.5)$$

Тогда для рассматриваемого механизма (схема рис. 15.3, б)

$$i_{1H}^3 = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}. \quad (15.6)$$

Для планетарных редукторов соответственно:

для схемы (см. рис. 15.3, а)

$$i_{1H}^3 = 1 + z_3 / z_1, \quad (15.7)$$

и для схем (см. рис. 15.3, в, г)

$$i_{1H}^3 = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}. \quad (15.8)$$

Например, для механизма (см. рис. 15.3, в) при $z_1 = z_{2'} = 100$; $z_2 = 99$ и $z_3 = 101$ получим $i_{1H}^3 = 1/10000$. Но $i_{H1}^3 = 1 / i_{1H}^3$, поэтому передаточное отношение от водила к звену 1 при выбранных числах зубьев $i_{H1} = 10000$.

15.1.3. Определение чисел зубьев колес планетарных редукторов

После выбора схемы планетарного редуктора (см. рис. 15.3), модуля m и числа сателлитов k^* определяют числа зубьев колес так, чтобы обеспечить заданное передаточное отношение и удовлетворить **условиям соосности, соседства, сборки и отсутствия заклинивания колес.**

Во всех планетарных механизмах оси вращения центральных колес и водила должны совпадать. Условие соосности входного и выходного валов, т.е. неизменную длину водила $r_H = \text{const}$, обеспечивают соответствующим

подбором числа зубьев. Для схем, представленных на рис 15.3, а...г, это обеспечивается соответственно при следующих соотношениях:

$$\begin{aligned}
 z_1 + z_2 &= z_3 - z_2; \\
 z_1 + z_2 &= z_3 - z_2'; \\
 z_1 + z_2 &= z_3 + z_2'; \\
 z_1 - z_2 &= z_3 - z_2'.
 \end{aligned}
 \tag{15.9}$$

Условие соседства, т.е. условие совместного размещения нескольких сателлитов, требует, чтобы сателлиты не задевали своими зубьями друг друга и между ними был гарантированный зазор Δ (рис. 15.4).

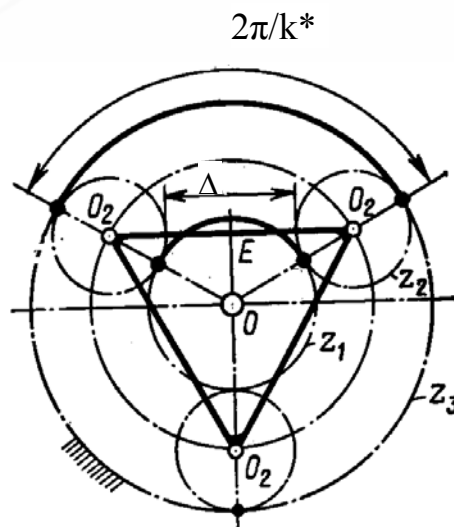


Рис. 15.4

Для этого необходимо, чтобы $O_2E > r_{a2}$, где $O_2E = OO_2 \sin \pi/k^* = 0,5(m(z_1 + z_2) \sin \pi/k^*)$;

$r_{a2} = 0,5(m(z_2 + 2))$ – радиус окружности вершин зубьев наибольшего из сателлитов (см. рис. 15.3, а).

Тогда условие соседства для колес с некорригированными зубьями выразим как

$$\sin \frac{\pi}{k^*} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}.
 \tag{15.10}$$

При сборке необходимо учитывать при равных углах между сателлитами одновременность зацепления всех сателлитов с центральными колесами. После установки первого сателлита подвижное центральное колесо принимает определенное положение. При установке следующих сателлитов их зубья могут не оказаться против впадин центрального колеса и тогда осуществить сборку невозможно. Необходимо, чтобы сумма зубьев центральных колес была кратна числу сателлитов k^* , т.е.

$$z_1 + z_3 = q^* k^*, \quad (15.11)$$

где q^* – целое число.

Чтобы избежать заклинивания передач, при котором головка зуба большого колеса вдавливается в ножку зуба малого колеса, необходимо выбирать число зубьев каждого колеса не меньше допустимого минимума z_{\min} . Для колес с внутренними эвольвентными некорригированными зубьями $z_{\min \text{ вн}} = 85$, для сцепляющихся с ними колес с внешними зубьями $z_{\min \text{ вш}} = 18 - 20$ зубьев, а разность чисел зубьев сцепляющихся колес для такой передачи должна быть не менее 8. Для передач внешнего зацепления следует выбирать $z_{\min} = 17$.

15.2. Волновые зубчатые передачи

Волновая передача (рис. 15.5) состоит из жесткого зубчатого колеса 1, гибкого зубчатого колеса 2 и генератора волн H , состоящего из водила с двумя свободно вращающимися роликами 3. Гибкое колесо представляет собой тонкостенный цилиндр с зубьями. Внешний диаметр генератора H больше внутреннего диаметра гибкого колеса. При сборке гибкое колесо под действием генератора волн принимает в торцовом сечении криволинейную форму. В растянутой части гибкого колеса происходит зацепление между зубьями гибкого и жесткого колес. При вращении генератора H гибкое колесо деформируется в виде волн, бегущих по окружности. Оба колеса имеют разное число зубьев. Поэтому при их последовательном зацеплении происходит относительное вращение колес. За полный оборот генератора подвижное колесо поворачивается относительно неподвижного на угол, соответствующий разности чисел зубьев

$z_1 - z_2$.

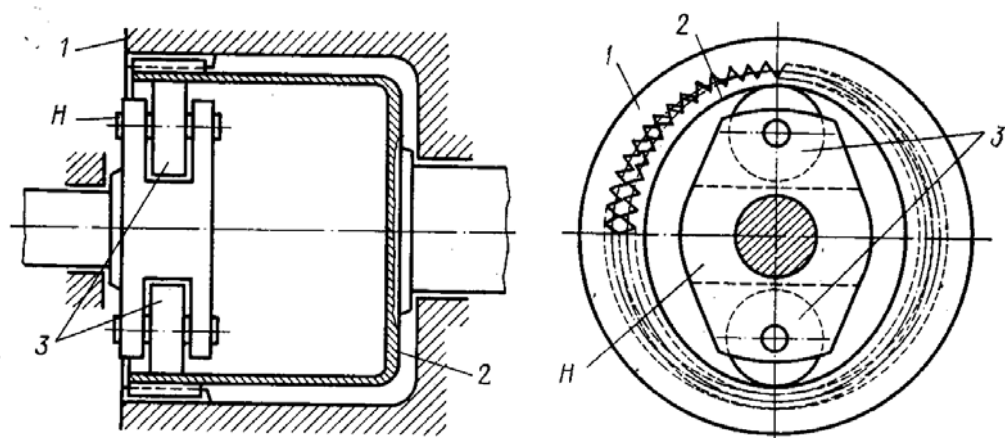


Рис. 15.5

Генераторы волн бывают с разным числом роликов, кулачковые, электромагнитные; они могут располагаться внутри гибкого колеса и снаружи.

Существует много схем волновых передач (рис. 15.6). На рис. 15.6, а показана схема с неподвижным гибким колесом 2 и вращающимся жестким колесом 1. Частота вращения генератора **H** обозначается n_H , частота вращения колеса – n_1 . Генератор изображается со стрелками, показывающими направление сил, деформирующего звено. Волновые передачи кинематически представляют собой разновидность планетарных передач. Для их кинематического исследования можно применить метод обращения движения. Передаточное отношение рассматриваемой на рис. 15.6, а передачи

$$i_{H1} = n_H / n_1 = z_1 / (z_1 - z_2). \quad (15.12)$$

На рис. 15.6, б показана схема с неподвижным жестким звеном (рис. 15.5). Передаточное отношение такой волновой передачи

$$i_{H2} = n_H / n_2 = -z_2 / (z_1 - z_2). \quad (15.13)$$

Знак минус в выражении (15.13) показывает, что гибкое звено и генератор волн вращаются в разные стороны. Разность чисел зубьев ($z_1 - z_2$) принимают кратной числу волн **j**, т.е. кратной двум для двухволновых передач и трем – для трехволновых. Обычно при заданном передаточном отношении **i** число зубьев гибкого колеса (рис. 15.6, а, б) принимают $z_2 = i \cdot j$, а число зубьев жесткого колеса $z_1 = z_2 + (z_1 - z_2) = z_2 + j$.

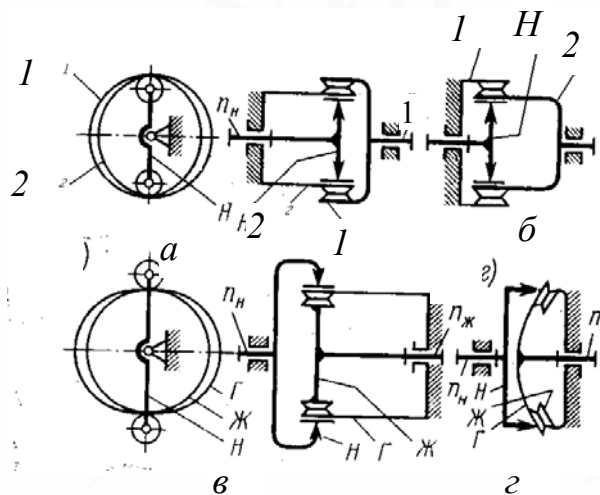


Рис. 15.6

Схема волновой передачи, в которой ролики генератора нажимают на внешнюю поверхность цилиндра неподвижного гибкого звена (при подвижном жестком колесе Ж), показана на рис. 15.6, в. На рис. 15.6, г изображена схема с плоским гибким колесом Г, имеющим зубья на торцевой

поверхности; жесткое колесо Ж неподвижное и имеет зубья на конической поверхности.

Высокая податливость гибкого колеса возможна при малой толщине его стенки. Поэтому используются мелкозубные с $m = 0,2 \dots 0,8$ мм. Число зубьев для гибкого колеса принимают $100 \dots 600$. При z_2 менее 100 необходимо увеличение модуля зацепления, что ведет к росту радиальной деформации и напряжений изгиба. При z_2 больше 600 модуль зацепления уменьшается, что ведет к проскальзыванию зубьев под нагрузкой. В силовых передачах гибкие колеса изготавливают из качественных среднеуглеродистых сталей (40Х, 30ХГС, ШХ15) с последующей термообработкой, а в кинематических передачах – из пластмасс.

В зацеплении одновременно участвует до 40% от общего числа зубьев, благодаря чему достигается значительная разгрузка мелкозубных зубьев.

Волновые зубчатые механизмы имеют ряд достоинств: большие передаточные отношения ($50 \dots 250$ в одноступенчатой передаче) при малых габаритах и массе; высокая точность и плавность вследствие уменьшения общей ошибки при большом числе зацепляющихся зубьев и минимальный мертвый ход; высокий КПД ($0,7 \dots 0,9$) благодаря малым скоростям скольжения в зацеплении; возможность передачи вращательного движения в герметически закрытое пространство или через непроницаемую перегородку (см. рис. 15.7). Двухступенчатая схема волновой передачи позволяет получать передаточные отношения до нескольких тысяч.

Внешняя
среда

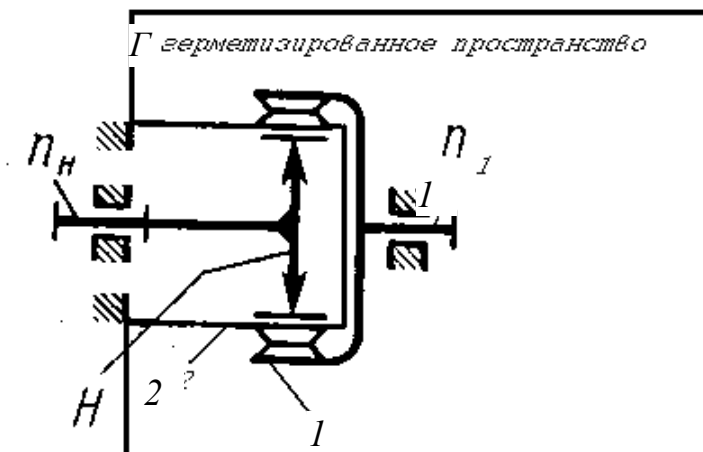


Рис. 15.7

По сравнению с планетарными передачами волновые имеют большие КПД, точность и меньший мертвый ход. К недостаткам волновых передач относятся сложность изготовления и невозможность получения малых передаточных отношений (меньше 50).

Применяются волновые передачи в кинематических и силовых приводах с большим передаточным отношением; в отсчетных устройствах повышенной точности; как привод для передачи движения в герметизированное пространство.

Глава 16. МЕХАНИЗМЫ ВИНТ – ГАЙКА

16.1. Схемы механизмов. Классификация резьб

Механизмы винт – гайка используются для преобразования вращательного движения в поступательное [1, 2]. Для преобразования поступательного движения во вращательное эти механизмы используются редко (механизм перемещения пленки фотоаппарата).

Достоинствами таких механизмов являются высокая точность и плавность поступательного перемещения, простота конструкции и изготовления, компактность, надежность в работе, возможности получения самотормозящей передачи и создания значительных усилий при малых перемещениях. Недостатки механизмов винт – гайка – большие потери на трение в винтовой паре, что обуславливает низкий КПД и повышенный износ.

Механизмы винт – гайка применяют для перемещения магнитных и оптических головок считывания и записи информации в дисководах ПЭВМ; перемещения координатных столов технологического оборудования при изготовлении полупроводниковых и электронных приборов; настройки волноводов; фокусировки окуляров и объективов; перемещения кареток и суппортов станков; измерительных и регулировочных устройств; рабочих органов роботов, испытательных машин и т.д.

Основными элементами механизмов винт – гайка являются винт 1 и гайка 2 (рис. 16.1, а). Материалы винта и гайки должны обладать низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью и хорошо обрабатываться.

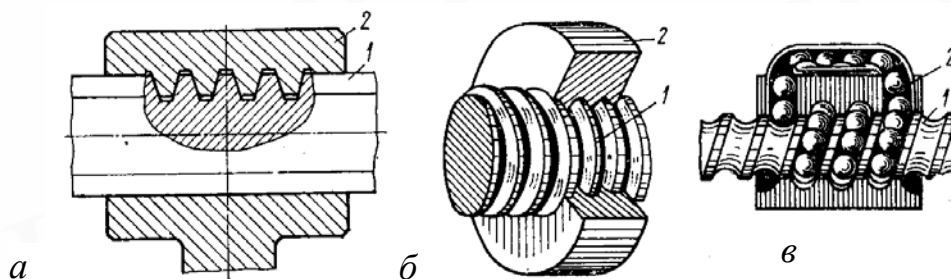


Рис. 16.1

Винт представляет собой цилиндр, на части которого нарезана резьба. Изготавливают винты обычно из сталей 45 и 50, а в кинематических

передачах – из пластмасс. Гайка представляет собой втулку или корпус с резьбой в отверстии. Для уменьшения трения скольжения (рис. 16.1, б) гайки изготавливают из пластмасс, оловянистых бронз типа БрОЦС 6-6-3, латуни Л60 ... 62. С целью уменьшения потерь на трение применяют механизмы винт – гайка с трением качения (рис. 16.1, в). В этой более сложной конструкции резьба заменена винтовыми канавками кругового профиля. Канавки на винте и гайке образуют замкнутую винтовую поверхность, ограничивающую полость, в которую помещаются шарики. Контакт между винтом и гайкой осуществляется посредством шариков. При вращении винта шарики увлекаются в направлении его поступательного движения, попадают в отводной канал в гайке и снова возвращаются в полость между винтом и гайкой.

Простейшие винтовые механизмы могут состоять из двух и трех звеньев. Наибольшее распространение получили трехзвенные схемы. Рассмотрим возможные кинематические схемы винтовых механизмов (рис. 16.2):

– двухзвенный механизм (рис. 16.2, а). Винт 1 вращается и одновременно движется поступательно, гайка 2 неподвижна. Механизмы с такой схемой обладают наибольшей точностью получения линейных перемещений при ограниченной величине этих перемещений (до 50 мм). Применяют эту схему в измерительных устройствах (микрометры), механизмах настройки волноводов;

– трехзвенный механизм (рис. 16.2, б). Ведущий винт 1 образует со стойкой вращательную пару и винтовую пару с гайкой 2, которая движется поступательно по неподвижным направляющим. Механизмы с такой схемой обладают меньшей точностью, но значительным линейным перемещением гайки. Используют их для перемещения координатных столов технологического оборудования при изготовлении полупроводниковых приборов и для перемещения магнитных и оптических головок в дисководах ПЭВМ;

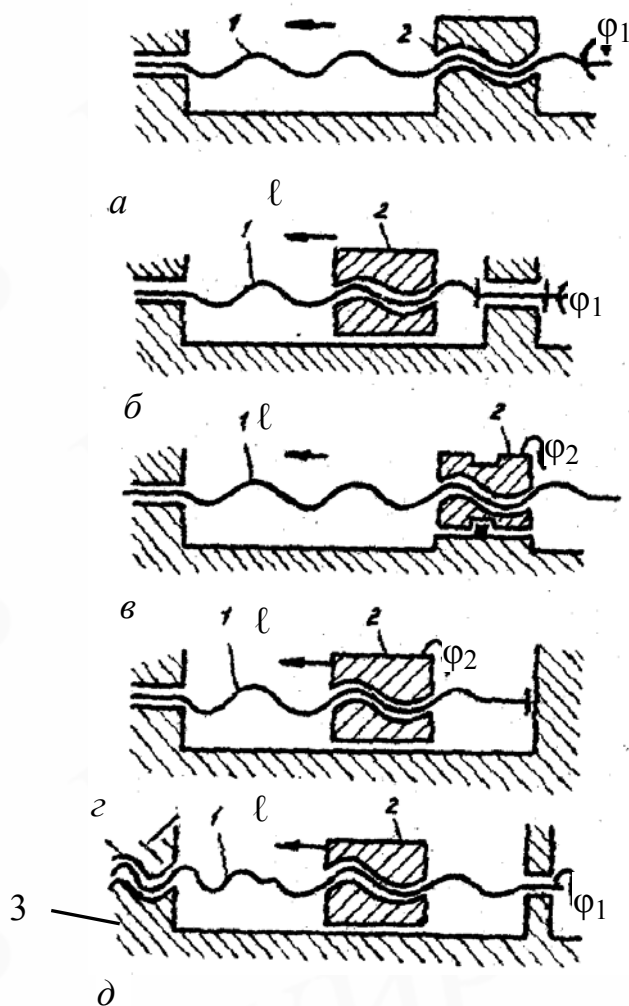


Рис. 16.2

– трехзвенный механизм (рис. 16.2, в). Ведущим звеном является зафиксированная в осевом направлении вращающаяся гайка 2. Ведомое звено – винт 1 образует со стойкой поступательную кинематическую пару. Механизмы с такой кинематической схемой используются для получения сравнительно грубых установочных перемещений (установка на резкость окуляра бинокля);

– двухзвенный механизм (рис. 16.2, г). Гайка 2 вращается и движется поступательно, винт 1 является стойкой, неподвижен. Механизмы с такой кинематической схемой используют в устройствах для получения сравнительно грубых установочных перемещений;

– трехзвенный механизм с двумя разными резьбами на винте (рис. 16.2, д) позволяет получать за один оборот винта 1 относительно малые перемещения ведомой гайки 2. Винт 1 вращается и движется поступательно относительно стойки-гайки 3, гайка 2 перемещается поступательно относительно направляющих. Механизм называется дифференциальным и применяется для получения перемещений, равных разности ходов винта в стойке 3 и гайки 2.

В механизмах винт – гайка с трением скольжения резьба нанесена непосредственно на детали винтовой пары. Характеризуется резьба следующими геометрическими параметрами (рис. 16.3): d – наружный диаметр резьбы; d_1 – внутренний диаметр резьбы; d_2 – средний диаметр резьбы; p – шаг резьбы–расстояние, измеренное вдоль оси резьбы, между параллельными сторонами соседних витков; p_h –ход резьбы, для однозаходной $p_h = p$, а для многозаходной – $p_h = zp$, где z – число заходов; h – рабочая высота профиля; α – угол профиля; γ – угол подъема резьбы (рис. 16.4) образован касательной к винтовой линии в точке на среднем диаметре резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы, и определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \gamma = z p / \pi d_2. \quad (16.1)$$

Геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизированы. Резьбы классифицируют по различным признакам:

- по форме поверхности, на которую наносится резьба – на цилиндрическую и коническую. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений пробок, труб;

- по форме профиля – на треугольные, трапецеидальные, прямоугольные, круглые и др.;

- по направлению винтовой линии – на правую и левую резьбу. Винты с правой резьбой ввинчивают по часовой и вывинчивают против часовой стрелки. Правое направление имеет абсолютное большинство резьб.

По назначению резьбы делят на крепежные, крепежно-уплотнительные и ходовые. Крепежная резьба должна обладать достаточной прочностью и значительным трением, предохраняющим соединяемые детали от самоотвинчивания. Крепежно-уплотнительные резьбы помимо перечисленных свойств должны обеспечить повышенную плотность соединения. Ходовые резьбы должны быть с малым трением, чтобы уменьшить износ и повысить КПД подвижного резьбового соединения.

Метрическая резьба (см. рис. 16.3, а) получила наибольшее распространение в резьбовых крепежных соединениях. Имеет профиль равностороннего треугольника с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Вершины и впадины резьбы для уменьшения концентрации напряжений притуплены по прямой или по дуге. Радиальный зазор в резьбе делает ее негерметичной.

Метрические резьбы делятся на резьбы с крупным (основным) и мелким шагом. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь, обладают более высокой динамической прочностью и характеризуются из-за малого угла подъема γ винтовой линии повышенным самоторможением. Как крепежные, резьбы с мелким шагом применяются в соединениях, подверженных переменным воздействиям и в тонкостенных деталях. Метрическая резьба обеспечивает лучшее направление винта или гайки в винтовых механизмах из-за малого радиального смещения по сравнению с трапецеидальной

резьбой. В механизмах винт-гайка с шагами резьбы до 1 мм применяют только метрические резьбы из-за сложности изготовления с такими шагами ходовых резьб трапецеидального и прямоугольного профилей.

Дюймовая резьба используется для крепежных деталей импортного оборудования, вышедших из строя. Она имеет угол профиля $\alpha = 55^\circ$ и плоскосрезанные вершины треугольного профиля. Параметры резьбы дают в дюймах [один дюйм $1'' = 25,4$ мм]. Применение дюймовых резьб (кроме трубных) для новых изделий запрещается.

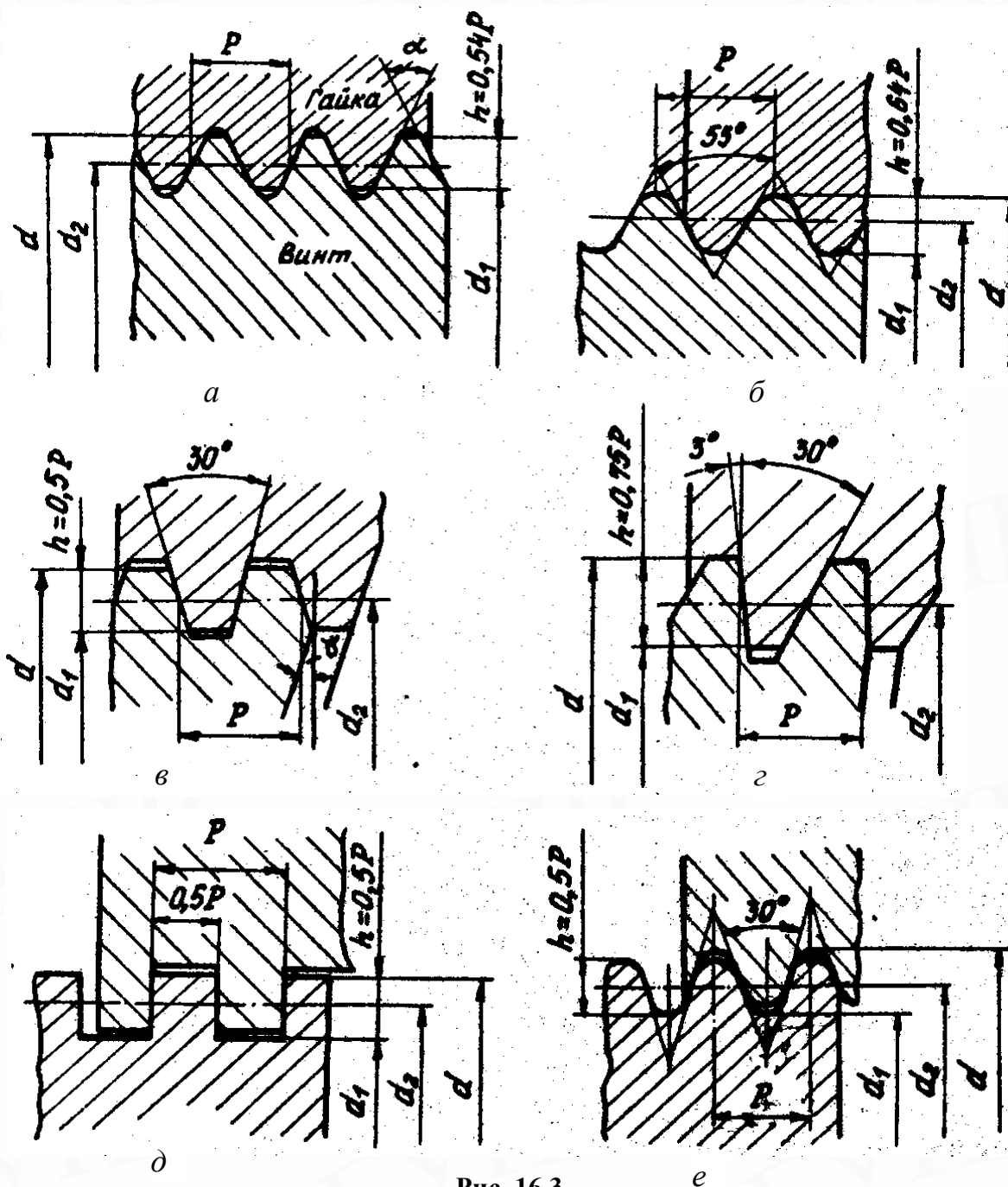


Рис. 16.3

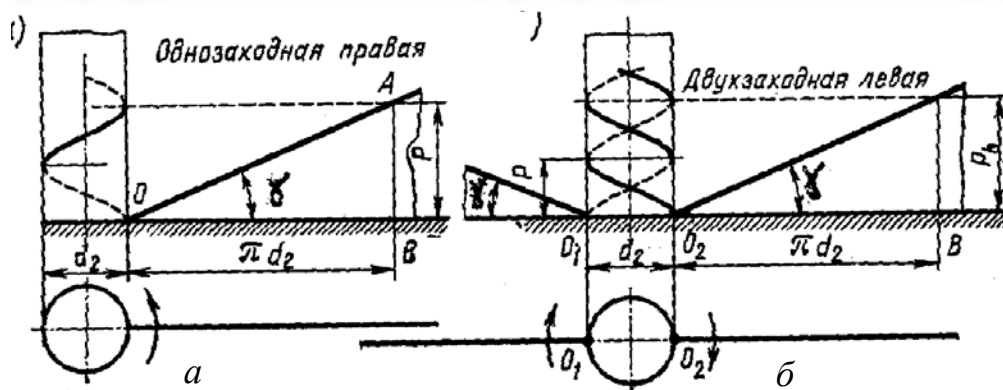


Рис. 16.4

Трубная резьба представляет собой мелкую дюймовую резьбу, она обеспечивает беззазорность и плотность резьбового соединения за счет скругления вершин и впадин резьбы (см. рис. 16.3, б). За номинальный диаметр трубной резьбы принимают внутренний диаметр трубы, а наружный диаметр трубной резьбы больше номинального на величину удвоенной толщины стенки трубы. Например, резьба труб $\frac{1}{2}$ " используется для труб с внутренним диаметром $\frac{1}{2}$ ", наружный диаметр ее равен 20,96 мм. Используется трубная резьба в трубопроводах и для тонкостенных деталей.

Трапецидальная резьба (см. рис. 16.3, в) – основная резьба в механизмах винт-гайка. Ее профиль – равнобокая трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Резьба имеет меньшие по сравнению с резьбой треугольного профиля потери на трение, больший КПД, обеспечивает высокую точность осевого перемещения ведомого звена. Широко применяется для реверсивных передач винт-гайка.

Упорная резьба (см. рис. 16.3, г) имеет профиль неравнобокой трапеции с углом $\alpha = 30^\circ$. Рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° , КПД этой резьбы выше, чем КПД трапецидальной резьбы. Рекомендуется применять эту резьбу в механизмах винт-гайка при значительных односторонних осевых нагрузках.

Прямоугольная резьба (см. рис. 16.3, д) с профилем в форме квадрата имеет самый высокий КПД, так как угол профиля резьбы $\alpha = 0$. Резьба обладает пониженной прочностью. При износе образуются осевые зазоры, которые трудно устранить. Резьба применяется в малонагруженных передачах винт-гайка (перемещение головок записи и считывания информации в дисководах).

Круглая резьба (см. рис. 16.3, е) имеет угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Резьба не стандартизирована. Характеризуется высокой динамической прочностью, имеет ограниченное применение.

В механизмах винт-гайка применяют трапецеидальные, метрические, прямоугольные и упорные резьбы. Наибольшее применение получили трапецеидальные и метрические резьбы. Трапецеидальную резьбу рекомендуют применять с шагом $p > 1$ мм, метрическую в механизмах с мелкими шагами ($p \leq 1,0$).

КПД винтовых механизмов рассчитывают по формуле

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho_{\tau}), \quad (16.2)$$

где γ – угол подъема винтовой линии; ρ_{τ} – приведенный угол трения.

Для резьбы приведенный угол трения

$$\rho_{\tau} = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg}[f / \cos(\alpha/2)], \quad (16.3)$$

где f' – приведенный коэффициент трения скольжения; f – коэффициент трения скольжения между материалами винта и гайки; α – угол профиля резьбы.

Для прямоугольной резьбы $\alpha = 0$ и $f' = f$, для трапецеидальной резьбы $\alpha = 30^\circ$ и $f' = 1,04 f$; для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$ и $f' = 1,15 f$.

Наибольшим КПД обладает прямоугольная, а наименьшим – метрическая резьба.

16.2. Кинематика винтовых механизмов

В технических системах более всего распространены винтовые механизмы, выполненные по схеме, представленной на рис. 16.1, б.

Зависимость линейного перемещения l_2 ведомой гайки от угла поворота φ_1 винта (функция положения) имеет вид

$$l_2 = \frac{pz}{2\pi} \varphi_1 = \frac{dl}{d\varphi} \varphi_1, \quad (16.4)$$

где $\frac{dl}{d\varphi} = \frac{pz}{2\pi}$ – передаточная функция, или аналог скорости передачи винт-гайка.

Линейная скорость ведомой гайки

$$v_2 = dl_2 / dt = \frac{dl}{d\varphi} \omega_1, \quad (16.5)$$

где $\omega_1 = d\varphi_1/dt$ – угловая скорость винта.

Для снижения скорости линейного перемещения гайки при заданной угловой скорости винта ω_1 уменьшают шаг резьбы p и число ее заходов z принимают равным 1. Скорость перемещения гайки v_2 можно уменьшить за счет снижения угловой скорости винта ω_1 с помощью червячной или многоступенчатой зубчатой передачи (редуктора). Эти редукторы устанавливают между двигателем и передачей винт – гайка. Тогда $\omega_1 = \omega_d / i_{д1}$, где $i_{д1}$ – передаточное отношение зубчатого редуктора, ω_d – скорость вращения двигателя.

Механизм с дифференциальным винтом (рис. 16.2, д) имеет две винтовые пары с разными параметрами резьбы. В паре со стойкой 3 винт имеет резьбу с шагом p_1 и числом заходов z_1 , а в винтовой паре с ведомой гайкой 2 – резьбу с шагом p_2 и числом заходов z_2 . Аналог скорости поступательного перемещения в соответствующих винтовых парах будет соответственно равен $\frac{dl_1}{d\varphi} = p_1 z_1 / 2\pi$ и $\frac{dl_2}{d\varphi} = p_2 z_2 / 2\pi$. Функция положения, т.е. зависимость линейного перемещения гайки 2 от угла поворота винта, равна

$$l_2 = \left(\frac{dl_1}{d\varphi} \mp \frac{dl_2}{d\varphi} \right) \varphi_1, \quad (16.6)$$

где знак минус относится к механизмам с винтом, имеющим резьбы одного направления винтовой линии, а знак плюс – к механизмам с винтом, имеющим резьбы в парах со стойкой 3 и гайкой 2 с разным направлением винтовой линии, например, правую и левую резьбы.

Длина нарезанной части винта L_b определяется по формуле

$$L_b = l_{\max} + l_r + \Delta l, \quad (16.7)$$

где l_{\max} – максимальное перемещение винта или гайки; l_r – длина резьбы гайки; Δl – запас резьбы (2 ... 3 витка).

Для обеспечения достаточной прочности и жесткости диаметр винта d выбирают из соотношения $d \geq 0,05 L_b$.

16.3. Точность винтовых механизмов

В приборостроении наибольшее распространение получили механизмы винт – гайка с трением скольжения. Они просты по конструкции, позволяют осуществлять точные перемещения, надежно работают при ударных

нагрузках. К недостаткам таких механизмов помимо низкого КПД относят повышенный износ рабочих поверхностей винтовых пар.

Показателями точности винтовых механизмов являются кинематическая погрешность и мертвый ход.

Кинематическая погрешность $\delta\varphi$ зависит от накопленной погрешности шага резьбы и допусков на монтажные радиальные и осевые биения винта, т.е. от ошибок его изготовления и сборки.

Гораздо больше на точность винтовых механизмов влияет мертвый ход, возникающий за счет зазоров в винтовой паре. Величина зазора между винтом и гайкой зависит не только от износа, т.е. условий эксплуатации; мертвый ход можно значительно уменьшить, предусмотрев в механизме устройство его выборки. Точные винтовые механизмы снабжают обычно устройствами для выборки бокового зазора в резьбе.

Различают два способа выборки мертвого хода – путем осевого и радиального смещения гайки. Осевая выборка зазора целесообразна для прямоугольных и трапецеидальных резьб, т.е. резьб с малым углом профиля резьбы α . Радиальная выборка зазора рекомендуется для метрических резьб с треугольным профилем.

Варианты конструкций с осевой выборкой зазора в паре винт-гайка представлены на рис. 16.5. Гайка обычно выполнена из двух частей 1 и 2. На рис. 16.5, а смещение частей гайки в осевом направлении происходит с помощью мелкой резьбы (внешней на части 1 и внутренней на части 2). При регулировке меняется осевое и радиальное взаимное положение частей гайки, что не всегда нужно. Конструкция, представленная на рис. 16.5, б, обеспечивает при регулировке только осевое смещение частей гайки 1 и 2. В конструкции, представленной на рис. 16.5, в, осевое смещение частей гайки достигается не жесткой, а эластичной регулировкой осевого зазора с помощью пружины сжатия 3.

На рис. 16.6 представлены варианты конструкций с радиальной выборкой зазора в паре винт-гайка: с разрезной гайкой и стяжным винтом (рис. 16.6, а); с разрезной гайкой и цанговыми зажимами (рис. 16.6, б – г). Преимущество цангового зажима состоит в равностороннем обжатии винта, что способствует его равномерному износу.

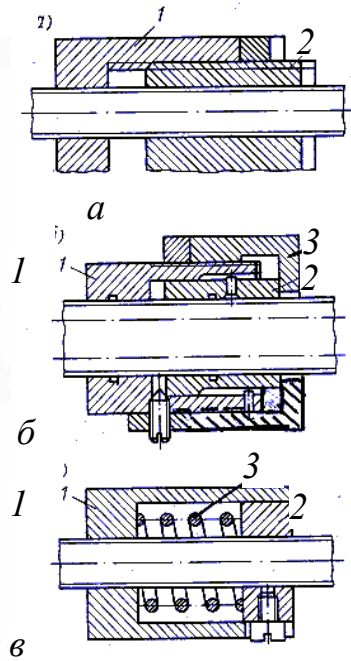


Рис. 16.5

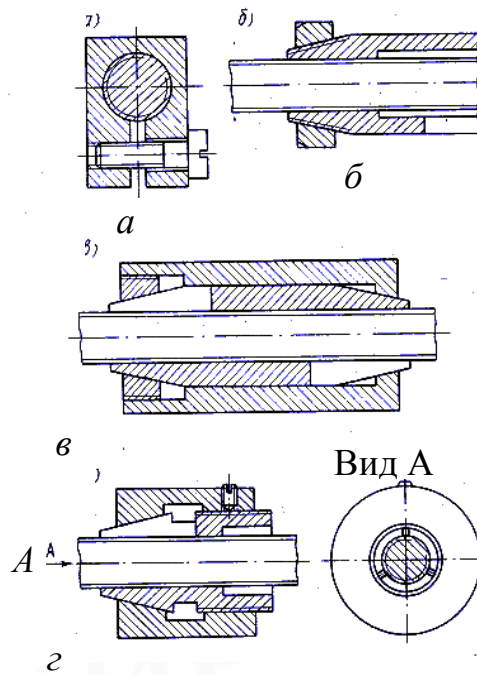


Рис. 16.6

На точность винтовых механизмов влияет также осевой зазор между винтом и опорной базой. Устраняется он выборкой зазора с помощью осевых упоров с шаровыми опорными поверхностями (рис. 16.7, а) и выборкой зазора с помощью тарельчатой (рис. 16.7, б) или винтовой (рис. 16.7, в) пружины.

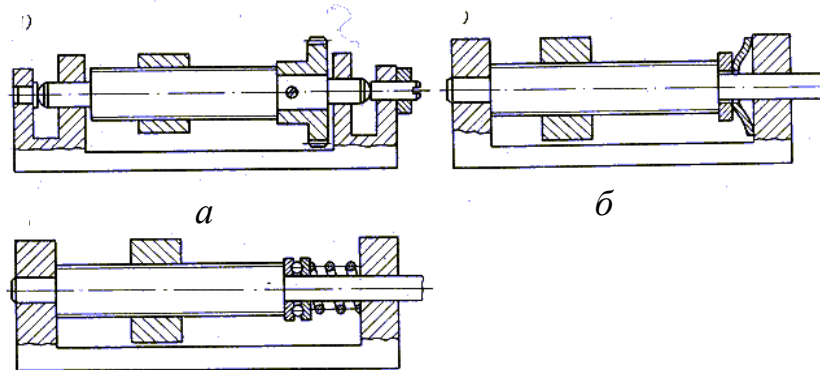


Рис. 16.7

Износостойкость винтовой пары обеспечивается правильным выбором материалов винта и гайки по значению допустимого давления q_{adm} на поверхности резьбы, определяемого по формуле

$$q \leq q_{adm} \text{ или } 4F/[n\pi(d^2-d_1^2)] \leq q_{adm}, \quad (16.8)$$

где F – осевое усилие на винте; d и d_1 – соответственно наружный и внутренний диаметры резьбы; $n \approx 6$ – расчетное число витков гайки.

Для винтовой пары, состоящей из бронзовой гайки и стального винта, допустимое удельное давление $q_{adm} = 7 \dots 9$ МПа.

Высота гайки H равна

$$H \geq nr, \quad (16.9)$$

где r – шаг резьбы.

Глава 17. МЕХАНИЗМЫ ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ

Работа ряда переключающих устройств в системах настройки и управления, устройств транспортирования, полуавтоматических и автоматических технических систем требует наличия периодических остановок определенной длительности, прерывистости движения ведомого звена. Для получения такого движения кроме кулачковых механизмов применяют мальтийские и храповые механизмы, а также механизмы с неполными зубчатыми колесами.

17.1. Мальтийские механизмы

Мальтийские механизмы служат для преобразования равномерного вращательного движения ведущего звена (кривошипа) в периодические повороты с остановками ведомого звена, креста. Эти механизмы в сочетании с зубчатыми передачами используют для прерывистого движения лент, многопозиционных устройствах – автоматах и т.д.

Различают два типа мальтийских механизмов: с внешним (рис. 17.1, а) и внутренним (рис. 17.1, б) зацеплениями. Чаще применяют механизмы внешнего зацепления.

При вращении кривошипа 1 (рис. 17.1, а) его палец (цевка) B входит в паз креста 2 и, поворачиваясь на угол φ_{1p} , поворачивает крест на рабочий угол φ_{2p} , после чего выходит из прорези. Вращение ведомого креста прекращается. Он остается неподвижным, пока кривошип не повернется на угол $2\pi - \varphi_{1p}$ до входа ведущей цевки в следующий паз креста.

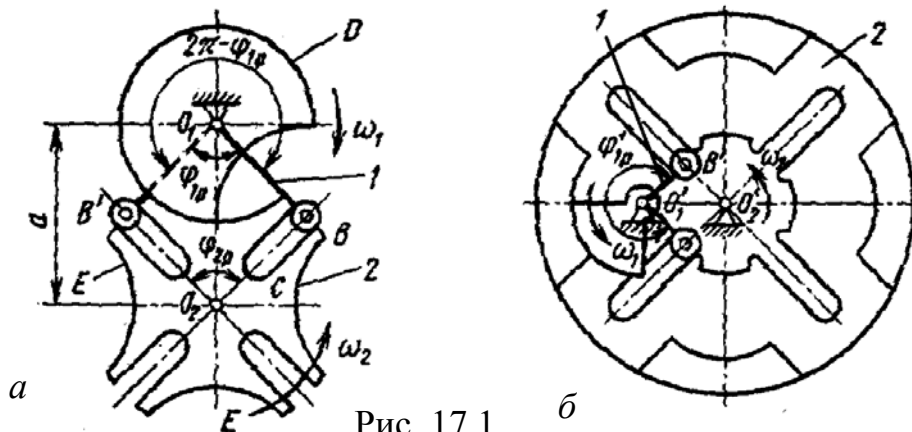


Рис. 17.1

Стопорение креста в неподвижном положении происходит с помощью секторного замка. Выпуклая цилиндрическая поверхность **D** диска входит в соприкосновение с вогнутой поверхностью **E** креста и препятствует его повороту. Диск закреплен на кривошипе 1 в определенном положении и имеет вырез для прохода крестовин ведомого звена.

В механизме с внутренним зацеплением (рис. 17.1, б) кривошип 1 и крест 2 вращаются в одном направлении, отношение угла поворота кривошипа φ'_{1p} к углу поворота креста φ_{2p} значительно больше, чем в механизме внешнего зацепления. Этот механизм может иметь только одну цевку. Механизмы с внутренним зацеплением являются конструктивно более сложными, но имеют меньшие габаритные размеры и меньшие угловые ускорения креста, т.е. меньшие динамические нагрузки.

Мальтийские механизмы внешнего зацепления могут иметь несколько цевок на кривошипе, что позволяет получить равные (рис. 17.2, а) и не равные (рис. 17.2, б) интервалы перемещений и остановов за один оборот ведущего звена.

Для обеспечения плавного, безударного вращения креста в начале и конце поворота направление линейной скорости пальца кривошипа в момент входа и выхода из паза должно совпадать с осью прорези. Это условие будет соблюдаться, если углы O_1BO_2 и $O_1B'O_2$ будут равны $\pi/2$.

Угол поворота креста $\varphi_{2p} = 2\pi/z_2$, где z_2 – число пазов креста.

Рассматривая четырехугольник O_1BO_2B' (рис. 17.1, 17.2), получим

$$\varphi_{1p} = \pi \mp \varphi_{2p} \quad \text{или} \quad \varphi_{1p} = \pi \frac{z_2 \mp 2}{z_2} \quad (17.1)$$

(здесь и далее верхний знак (-) – для внешнего зацепления, нижний (+) – для внутреннего).

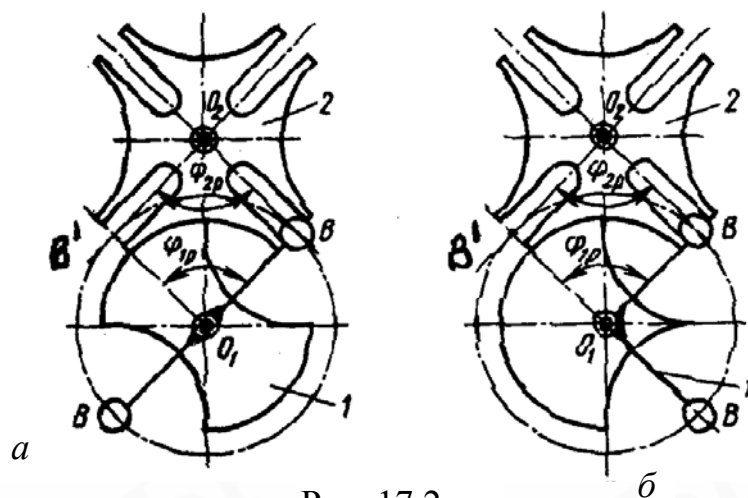


Рис. 17.2.

Для мальтийского механизма с одной цевкой цикл соответствует одному обороту кривошипа. Время цикла $t_{ц}$ состоит из времени поворота t_{2p} креста и времени его покоя $t_{2п}$. Отношение $t_{2p}/t_{ц}$ называют коэффициентом времени движения

$$k_d = t_{2p}/t_{ц} = \varphi_{1p}/2\pi = (z_2 - 2)/(2z_2). \quad (17.2)$$

При $k_d = 1$ крест вращается непрерывно, без остановок.

Из (17.2) следует, что при одной цевке ($z_1 = 1$) коэффициент k_d зависит только от числа пазов z_2 креста. Анализируя зависимость (17.2) отметим, что прерывистое движение возможно, т.е. $k_d > 0$ при числе пазов $z_2 \geq 3$. В механизме с внешним зацеплением при $z_2 = 2$ коэффициент времени движения $k_d = 0$. Наименьшее значение коэффициента k_d при $z_2 = 3$ равно $1/6$.

При числе цевок $z_1 > 1$ (внешнее зацепление) время цикла $t_{ц}' = 2\pi/(\omega_1 z_1)$ и коэффициент времени движения

$$k_d = t_{2p}/t_{ц}' = [(z_2 - 2) z_1]/(2z_2) < 1. \quad (17.3)$$

Из выражения (17.3) число цевок z_1 и число пазов z_2 креста должно находиться в следующей зависимости:

$$z_1 < 2z_2/(z_2 - 2). \quad (17.4)$$

Например, при $z_2 = 4$ число цевок должно быть меньше четырех, т.е. z_1 может быть равно 1, 2 или 3.

При малом числе пазов выходное звено мальтийского механизма имеет плохие динамические характеристики. Например, при одинаковой скорости кривошипа максимальное угловое ускорение креста с тремя пазами в 45 раз больше, чем у восьмипазового креста. На практике чаще всего применяют механизмы с числом пазов 4, 6 и 8.

Мальтийские механизмы могут иметь несколько цевок на ведущем звене (рис. 17.3, а) или несколько ведомых звеньев (крестов) при одной цевке (рис. 17.3, б) с числом пазов в каждом более четырех. На рис. 17.3, б представлены шестипазовые мальтийские механизмы.

Исходными данными для расчета геометрических размеров элементов мальтийского механизма являются межосевое расстояние a , число пазов $z_2 = 3 \dots 12$. Из условия, что угол O_1BO_2 (см. рис. 17.2) равен $\pi/2$, выразим через межосевое расстояние a радиус кривошипа

$$r_1 = O_1B = a \sin(\varphi_{2p}/2) = a \sin(\pi/z_2), \quad (17.5)$$

и максимальный радиус креста

$$r_{2max} = O_2B = a \cos(\pi/z_2). \quad (17.6)$$

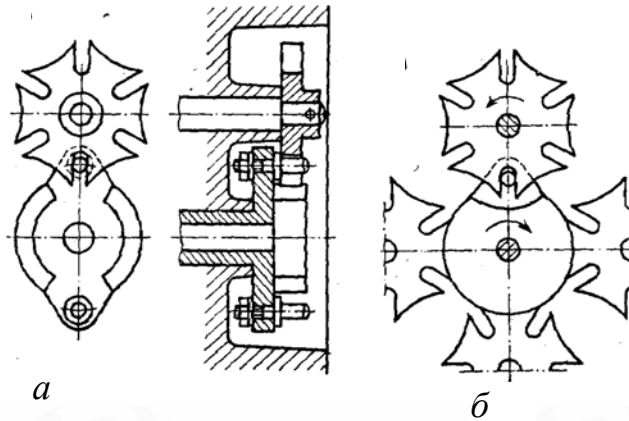


Рис. 17.3

Ведомое звено (см. рис. 17.1, а) мальтийского механизма вращается с переменной скоростью. Скорость креста равна нулю в начале и конце поворота. Максимальную скорость $\omega_{2\max}$ ведомое звено имеет при прохождении цевки через линию центров O_1O_2 . Из равенства линейных скоростей в точке касания цевкой креста имеем

$$v_1 = v_2 \quad \text{или} \quad \omega_1 r_1 = \omega_{2\max} \cdot r_{2\min}, \quad (17.7)$$

где $r_{2\min} = a - r_1 = a[1 - \sin(\pi/z_2)]$ – расстояние от оси вращения креста, т.е. точки O_2 до цевки. Из выражения (17.7) имеем

$$\omega_{2\max} = \omega_1 \frac{r_1}{r_{2\min}} = \omega_1 \frac{\sin(\pi/z_2)}{1 - \sin(\pi/z_2)}. \quad (17.8)$$

В этом положении угловое ускорение креста ε_2 равно 0, а в начальный и конечный моменты его движения $\varepsilon_{2\text{нач}} = \omega_1^2 \operatorname{tg}(\pi/z_2)$; $\varepsilon_{2\text{кон}} = -\omega_1^2 \operatorname{tg}(\pi/z_2)$.

Механизмы с мальтийским крестом работают плавно, без ударов в начале и конце поворота ведомого звена.

Ширину $d_{\text{п}}$ и длину l пазов креста находим по формулам

$$d_{\text{п}} = (0,2 \dots 0,4)r_1; \quad l = r_{2\max} - r_{2\min} + 0,5 d_{\text{п}}. \quad (17.9)$$

Для обеспечения низкого коэффициента трения между пальцем кривошипа (цевкой) и рабочими поверхностями креста и высокой износостойкости этих элементов в качестве пальца применяют ролик или стандартный подшипник качения (рис. 17.4). Трение скольжения пальца о рабочие поверхности креста заменяется при этом трением качения. Обычный материал креста – сталь 40Х, пальца – ШХ15. Диаметр оси ролика пальца кривошипа d_0 принимают $(0,5 \dots 0,6)d_{\text{п}}$. Для уменьшения трения в зацеплении рабочие поверхности пазов и цевки обильно смазывают.

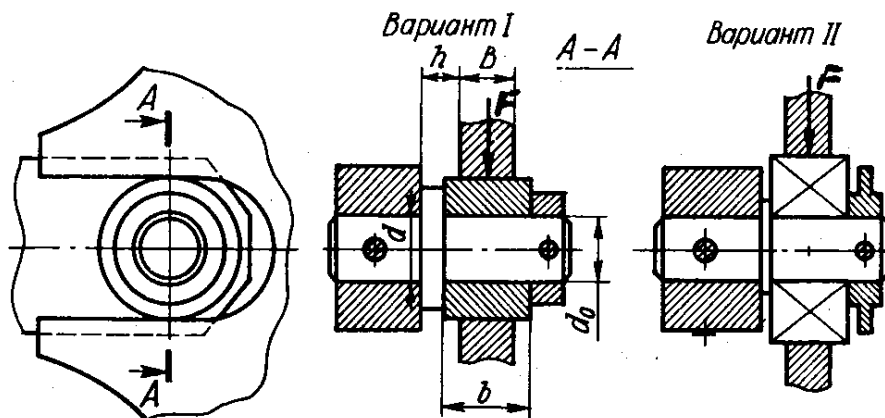
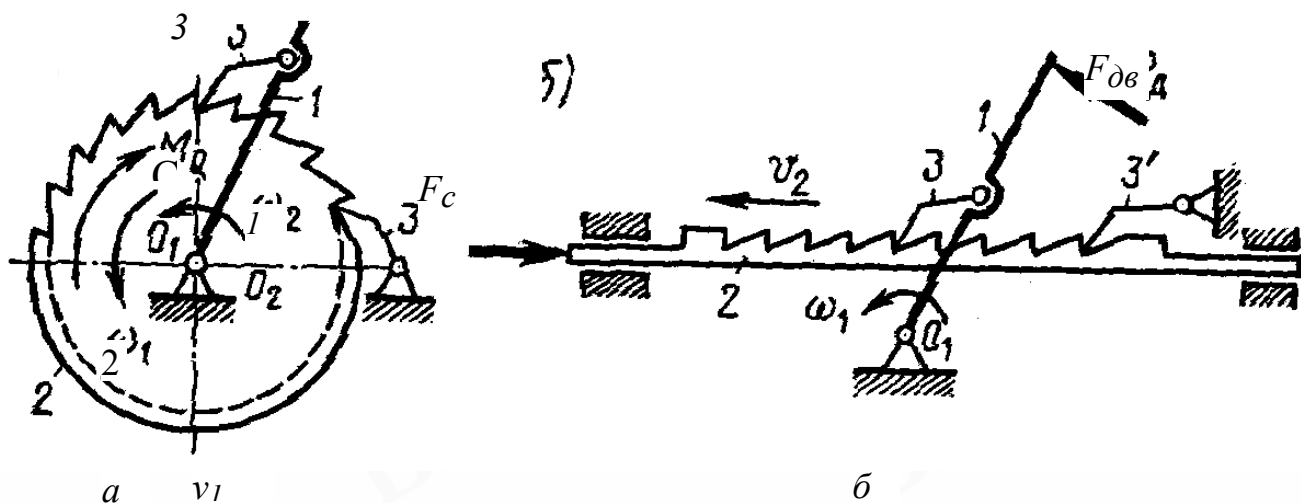


Рис. 17.4

17.2. Храповые механизмы

Храповые механизмы позволяют получить прерывистое, с остановками, вращательное или поступательное движение (рис. 17.5).

Простейший храповый механизм состоит из ведущего звена 1, совершающего качательное (рис. 17.5, а, б) или возвратно-поступательное (рис. 17.5, в) движение; ведомого звена 2 – храпового колеса (рис. 17.5, а, в) или храповой рейки (рис. 17.5, б) с зубьями специального профиля и неподвижного звена (стойки). Движение от ведущего звена 1 к ведомому 2 передается с помощью собачки 3, шарнирно закрепленной на ведущем звене. При движении ведущего звена в рабочем направлении (ω_1, v_1) собачка 3 упирается в зуб ведомого звена и перемещает его. При возвращении ведущего звена и собачки 3 в исходное положение храповое колесо (рейка) остается неподвижным. Фиксация ведомого звена обеспечивается трением в опорах звена, тормозом или стопорной собачкой 3', нейтрализующих действие сил или моментов сил (F_c, M_c) полезного сопротивления.



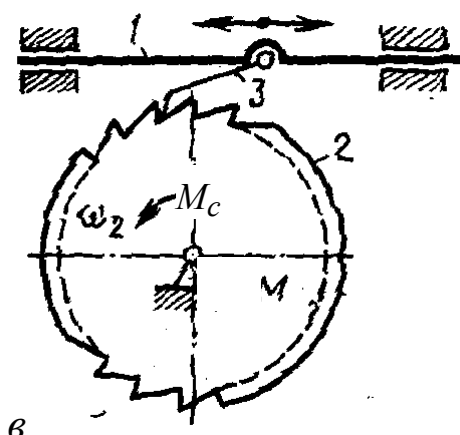


Рис. 17.5

Храповые (зубчато-рычажные) механизмы применяют в устройствах транспортирования с прерывистым движением; в реле времени; шаговых искателях; механических и электрических часах и других устройствах.

Зацепление собачки с ведомым звеном может быть внешним и внутренним. Большее распространение получили механизмы с внешним зацеплением как более простые по конструкции и изготовлению. Роль ведущего звена с собачкой храповых механизмов выполняют рабочие звенья других механизмов: шарнирного четырехзвенника (рис. 17.6, а), кулачкового (рис. 17.6, б), кривошипно-ползунного (рис. 17.6, в).

В качестве исходных данных при проектировании храпового механизма задают габаритные размеры узла, угол поворота храпового колеса φ_2 (см. рис. 17.6, а) за один ход собачки, момент сопротивления M_c . Число зубьев храпового колеса z определяется как $z = 2\pi/\varphi_2$. Количество зубьев на храповом колесе принимают равным 8 ... 48, однако предпочтительнее $z = 12$... 20.

Основной параметр, модуль m , выбирают по заданному габаритному размеру, наружному диаметру D (рис. 17.7) храпового колеса

$$m = D/z. \quad (17.10)$$

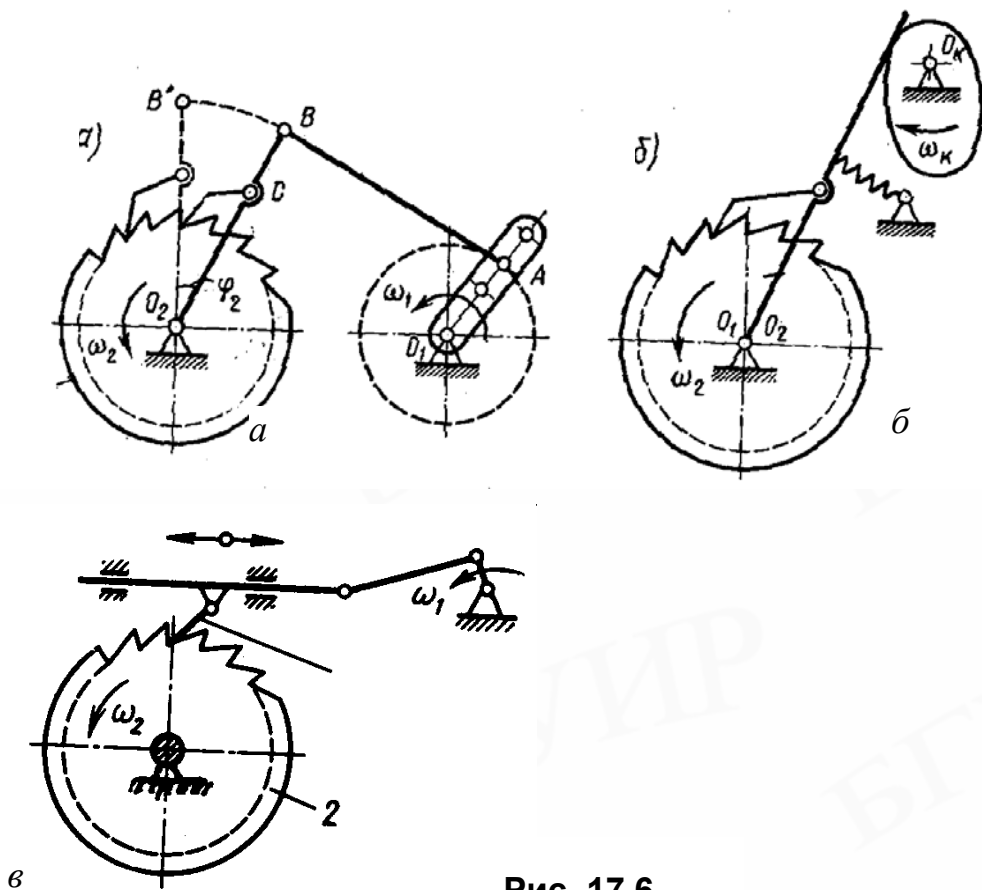


Рис. 17.6

Стандарт рекомендует следующий ряд значений модуля: 0,60; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0 и 2,5 мм. Окружной (храповое колесо) или линейный (рейка) шаг равен $p = \pi m$. Профиль зуба у колеса может быть с поднутрением (рис. 17.7, а) или без него (рис. 17.7, б). Угол поднутрения $\alpha = 10 \dots 15^\circ$ улучшает надежность зацепления при передаче движения, стопорение. Высота зуба $h = m$, высота опорной части собачки $h_1 = 1,2m$. Храповые колеса с профилями зубьев без поднутрения применяются для гарантированного полного захода собачки во впадину между зубьями.

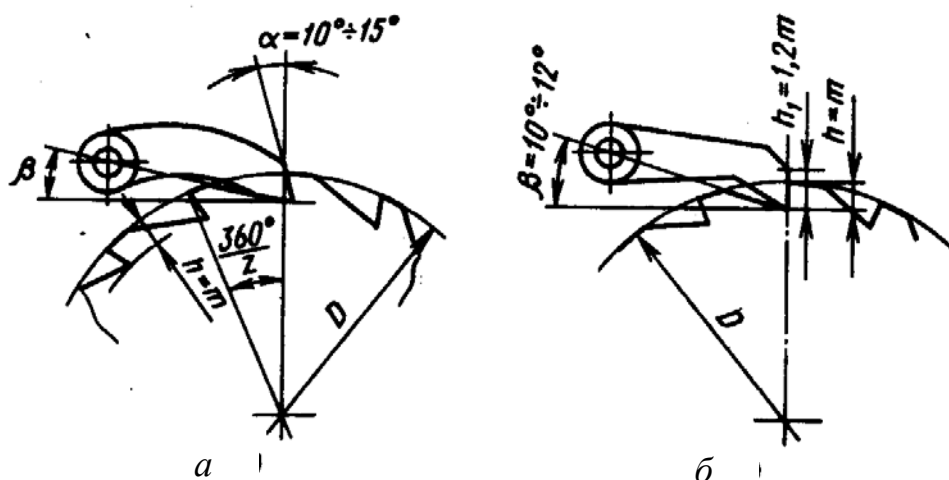


Рис. 17.7

Для надежного зацепления между собачкой и зубом большое значение имеет расположение оси качения собачки относительно касательной к окружности впадин зубьев. Собачка не выталкивается, а удерживается во впадине зуба без дополнительного усилия, когда ось качения собачки расположена выше касательной к окружности впадин, т.е. когда $\beta = 10 \dots 12^\circ$ (см. рис. 17.7).

Длину зуба храпового колеса принимают исходя из условия ограничения удельной нагрузки q на линии контакта зуба и собачки

$$(17.11) \quad b \geq 2M_c k_d / Dq_{adm},$$

где $k_d = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент динамичности; q_{adm} – допустимая удельная нагрузка (нагрузка на единицу длины), Н/мм.

Храповые колеса изготавливают из среднеуглеродистых сталей 40, 45, 50 и закаливают до HRC 48 ... 50, а собачку из стали 20Х цементируют на глубину 0,8 ... 1 мм и закаливают до HRC 50 ... 55. При этом $q_{adm} = 400$ Н/мм. В малонагруженных передачах возможно изготовление храповых колес из легких сплавов и пластмасс, латуни ЛК80-3, бронзы.

Для обеспечения надежной работы храпового механизма при любом положении в пространстве и в условиях вибрации собачки прижимают к колесу пружинами. На рис. 17.8 приведены конструкции стопорных собачек, установленных на корпусе механизма, и способы их прижатия к храповому колесу.

Погрешность храпового механизма оценивают ошибкой угла поворота $\Delta\varphi_2$ храпового колеса на один зуб [4]

$$\Delta\varphi_2 = \frac{412h}{D}(\Delta p + \Delta p_{\Sigma}) + \frac{2h}{D}\Delta\varphi, \quad (17.12)$$

где Δp – ошибка шага зубьев; Δp_{Σ} – накопленная ошибка шага на дуге 180° (не должна превышать 0,2 мм); $\Delta\varphi$ – ошибка угла впадин между зубьями храпового колеса.

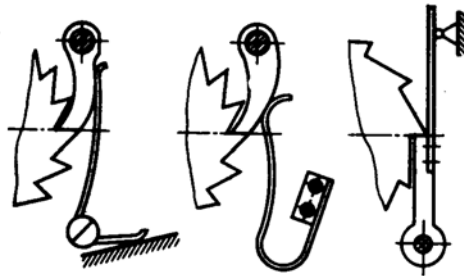


Рис. 17.8

17.3. Механизмы с неполными зубчатыми колесами

Механизмы этого типа состоят из ведущего звена – зубчатого сектора 1 и ведомого зубчатого колеса 2 (рис. 17.9).

Зубчатые механизмы прерывистого действия применяют в устройствах дискретной цифровой техники, ограничителях движения, счетчиках цифровых приборов, устройствах прерывистого перемещения, прерывистой подачи лент.

Такие механизмы по сравнению с мальтийскими имеют более широкие пределы значений коэффициента цикла движения ($k_d = t_d/t_u$), соотношения времени движения и покоя, углов поворота ведущего и ведомого колес. Недостатком механизма является наличие жесткого удара в момент начала движения.

Для стопорения ведомого колеса 2 (рис. 17. 10) применяют запирающие дуги одного радиуса: выпуклая B_1 на ведущем звене и вогнутая B_2 на ведомом. Чтобы исключить удары и заклинивания механизма, в начале зацепления на ведущий сектор и ведомое колесо устанавливают кулачки 1' и 2'. Профили кулачков обеспечивают плавное возрастание угловой скорости ведомого колеса от нуля до постоянной $\omega_2 = \omega_1 z_1 / z_2$, где z_1 – полное число зубьев колеса 1, из которого вырезан зубчатый сектор с числом зубьев z_1' ; z_2 – число зубьев колеса 2.

Угол поворота φ_2 колеса 2 за один оборот сектора 1 состоит из трех слагаемых: угла поворота, соответствующего кромочному зацеплению на входе; угла поворота, соответствующего «правильному» зацеплению (точка контакта зубьев перемещается по линии зацепления $N_1 N_2$ (см. рис. 17.10)); угла поворота, соответствующего кромочному зацеплению на выходе.

Тогда (см. рис. 17.9) угол поворота колеса 2 за один оборот сектора 1 равен

$$\varphi_2 = k'\gamma_2 + (z_1' - 1)\gamma_2 = (z_1' + k' - 1)\frac{2\pi}{z_2},$$

(17.13)

где $\gamma_2 = 2\pi/z_2$ – угловой шаг зубчатого колеса 2; z_1' – число зубьев сектора колеса 1; число k' – число зубьев колеса 2, которое можно расположить на дуге зацепления CD окружности вершин, т.е. $k' = CD/p = 2\beta_2/\gamma_2 = \beta_2 z_2/\pi$ (k' – целое число).

Соответствующий дуге CD угол для передач с некорригированными зубьями определяют из уравнения

$$\cos 2\beta_2 = 1 - \frac{4z_1}{(z_1 + 2)(z_1 + z_2)}. \quad (17.14)$$

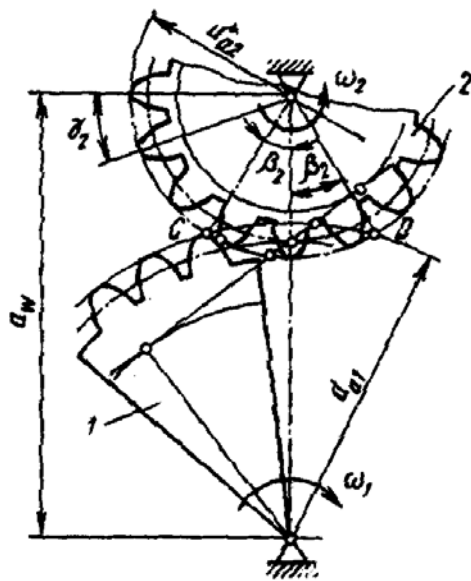


Рис. 17.9

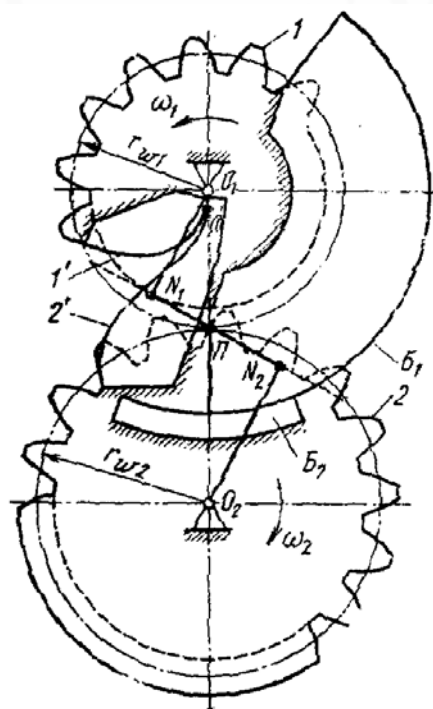


Рис. 17.10

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболеский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. – М.: Наука. 1998. – 640 с.
2. Ванторин В.Д. Механизмы приборных и вычислительных систем. – М.: Высш. шк., 1985. – 418 с.
3. Вышинский Н.В. Техническая механика: Курсовое проектирование: Учеб. пособие. – Мн.: Бестпринт, 2001. – 164 с.
4. Красковский Е.А., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.
5. Назаренко В.Г. Динамика механизмов. – Мн.: БГУИР, 2002. – 24 с.
6. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование. Справочное и научное издание / Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева. – СПб. – Гомель: ИММС НАНБ, 1998. – 538 с.
7. Соломахо В.Л., Томилин Р.И., Цитович Б.В. и др. Справочник конструктора-приборостроителя. Детали и механизмы приборов. – Мн.: Выш. шк., 1990. – 440 с.
8. Справочник конструктора точного приборостроения/ Под общ. ред. К.Н. Явленского, В.П. Тимофеева, Е.Е. Чаадаевой. – Л.: Машиностроение, 1989. – 792 с.
9. Степин П.А. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1988. – 367 с.
10. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов / Под общ. ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 469 с.
11. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1988. – 367 с.

Учебное издание

Сурин Виталий Михайлович

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Учебное пособие

Редакторы Т.Н. Крюкова, Е.Н. Батурчик

Подписано в печать 10.02.2004.

Печать ризографическая.

Уч.-изд. л. 18,0.

Формат 60x84 1/16.

Гарнитура «Таймс».

Тираж 500 экз.

Бумага офсетная.

Усл. печ. л.

Заказ 126.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Учреждение образования

«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники».

Лицензия ЛП №156 от 30. 12. 2002.

Лицензия ЛВ № 509 от 03. 08. 2001.

220013, Минск, П. Бровки,6