ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 5

Раздел первый

Механические элементы приборных устройств

Глава 1. **Соединения** 22
§ 1.1. Разъемные соединения 22
§ 1.2. Неразъемные соединения 36

Глава 2. **Валы и оси** 51
§ 2.1. Основные сведения. Элементы конструкции. Материалы 51
§ 2.2. Расчеты валов и осей 53

Глава 3. **Опоры** 60
§ 3.1. Подшипники скольжения 60
§ 3.2. Подшипники качения 76
§ 3.3. Опоры на ножах 89
§ 3.4. Упругие опоры 90
§ 3.5. Направляющие прямолинейного движения 92

Глава 4. **Упругие элементы** 96
§ 4.1. Основные сведения 96
§ 4.2. Плоские пружины 100
§ 4.3. Спиральные пружины 103
§ 4.4. Винтовые пружины растяжения-сжатия 105
§ 4.5. Мембраны 112
§ 4.6. Сильфоны 116
§ 4.7. Трубчатые манометрические пружины 118
§ 4.8. Термобиметаллические пружины 120

Глава 5. **Фрикционные передачи** 125
§ 5.1. Основные сведения о передачах 125
§ 5.2. Фрикционные передачи и их расчет 129
§ 5.3. Передачи гибкими связями 135

Глава 6. **Зубчатые передачи** 144
§ 6.1. Основные сведения 144
§ 6.2. Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача . . . 150
§ 6.3. Расчет на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес 171
§ 6.4. Конические зубчатые передачи 180
§ 6.5. Червячная передача и передача винтовыми колесами . . . 185
§ 6.6. Циклоидальные (часовые) зубчатые передачи 194

Глава 7. **Винтовые передачи** 197
§ 7.1. Основные сведения 197
§ 7.2. Кинематические и силовые соотношения в винтовой передаче 199

Глава 8. **Кулачковые передачи** 203
§ 8.1. Основные сведения 203
§ 8.2. Кинематика кулачковых передач 209
§ 8.3. Силы в кулачковых передачах 213
§ 8.4. Проектирование кулачковых передач 218
§ 8.5. Кулачковые передачи с ведомыми кулачками 221

Глава 9. **Рычажные механизмы** 223
§ 9.1. Основные сведения 223
§ 9.2. Кинематические соотношения рычажных передач 224

Глава 10. **Фиксирующие устройства и ограничители движения** 230
§ 10.1. Фиксирующие устройства 230
§ 10.2. Ограничители движения 237

Глава 11. **Корпуса и корпусные детали** 244
§ 11.1. Назначение, типы и характеристики корпусов 244
§ 11.2. Корпусные детали и несущие конструкции 251

Раздел второй

Электрические элементы

Глава 12. **Резисторы, конденсаторы, катушки индуктивности** 260
§ 12.1. Резисторы 260
§ 12.2. Конденсаторы 267
§ 12.3. Катушки индуктивности 273

Глава 13. **Электрические контакты** 276
§ 13.1. Назначение, классификация, принципы работы 276
§ 13.2. Выбор материала и формы контактов 289
§ 13.3. Скользящие контакты 292

Глава 14. **Монтажные и контактные коммутационные элементы** 294
§ 14.1. Монтажные и установочные элементы 294
§ 14.2. Типовые контактные коммутационные устройства (ТККУ) 298

Олег Федорович Тищенко, Лев Тимофеевич Киселев,
Анатолий Павлович Коваленко и др.

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

(ОСНОВНОЙ КУРС)

Часть 1

ДЕТАЛИ, СОЕДИНЕНИЯ И ПЕРЕДАЧИ

Заведующий редакцией К. И. Аношина. Редактор Н. Н. Ещенко. Младший редактор Н. М. Иванова. Художественный редактор Н. К. Гуторов. Технический редактор А. К. Нестерова. Корректор Г. И. Кострикова

ИБ № 3389

Изд. № ОТ—343. Сдано в набор 16.10.81. Подп. в печать 02.03.82. Т-02282. Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 19 усл. печ. л. 19 усл. кр.-отт. 18,59 уч.-изд. л. Тираж 25 000 экз. Зак. № 142. Цена 85 коп.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский просп., 15

ББК 34.9
Э45
УДК 681.2(075.8)

О. Ф. Тищенко, Л. Т. Киселев, А. П. Коваленко, В. И. Матвеев, С. М. Заседателев, Т. И. Вилаевская, А. М. Торгов, Ю. А. Колесников, А. Г. Лепин, Е. М. Павлов

Рецензенты: кафедра метрологии и приборостроения Московского станкоинструментального института (и. о. зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. С. С. Волосов); кафедра конструирования приборов и установок Московского инженерно-физического института (зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. Ю. В. Милосердин)

Э45 **Элементы** приборных устройств (Основной курс): Учеб. пособие для студентов вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Детали, соединения и передачи /Тищенко О. Ф., Киселев Л. Т., Коваленко А. П. и др.; Под ред. О. Ф. Тищенко. — М.: Высш. школа, 1982. — 304 с., ил.

В пер.: 85 к.

Часть 1 учебного пособия содержит основные сведения, принципы действия и выводы расчетных зависимостей типовых соединений, деталей, передаточных механизмов и электроэлементов приборных устройств.

3 $\frac{2706000000-164}{001(01)-82}$ 79—82

ББК 34.9
6П5.8

© Издательство «Высшая школа», 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одной из важнейших задач, поставленных XXVI съездом КПСС, является повышение качества машин и приборов. Решение этой задачи в значительной степени осуществляется в процессе проектирования, когда разрабатывают конструкцию прибора или машины, выбирают материалы для изготовления деталей, определяют наиболее рациональные их формы, размеры и точность, решают вопросы технологичности, унификации, стандартизации и экономичности, предусматривают необходимость автоматизации изготовления и сборки деталей и узлов. Важное значение имеет также непрерывное совершенствование общеконструкторской подготовки студентов вузов.

Данное учебное пособие написано по программе курса «Элементы приборных устройств», изучаемого студентами всех приборостроительных специальностей Московского высшего технического училища им. Н. Э. Баумана. В нем излагаются принципы действия, методы расчета и конструирования механических, электромеханических и электромагнитных элементов приборных устройств. Необходимость такого содержания книги определяется сложностью (комплексностью) современных приборов и приборных устройств, строящихся на взаимодействии различных по принципу действия элементов. Этим объясняется и принятое наименование курса «Элементы приборных устройств» (ЭПУ), которое более точно отражает его содержание.

Учитывая наличие учебного пособия по курсовому проектированию элементов приборных устройств [60], в данном учебном пособии внимание уделено принципам действия, назначению, теории, выводам расчетных формул параметров элементов, способствующих развитию у студентов конструкторского мышления. Справочные данные, разновидности конструкций и примеры расчетов, приведенные в упомянутом учебном пособии, а также имеющиеся в справочной литературе [59], в учебнике даны в минимальном объеме.

Учебное пособие состоит из двух частей. В ч. 1 рассмотрены простейшие (односложные) типовые элементы, к которым отнесены как механические (детали, соединения, передаточные механизмы), так и электрические (резисторы, электрические контакты, коммутационные устройства) элементы приборных устройств. В ч. 2 изложены принципы действия, а также методы расчета и конструирования многосложных приборных устройств, полученных в результате оптимального сочетания (синтеза) простых (односложных)

элементов, рассмотренных в ч. 1. К ним относятся приводы, включающие двигатели, редукторы, мультипликаторы, муфты, стабилизаторы частоты вращения; измерительные преобразователи, успокоители, а также исполнительные элементы, в том числе и отсчетные устройства. При определении содержания ч. 2 книги ставилась задача показать на примерах разнообразное применение простых элементов для построения сложных приборных устройств.

Таким образом, задачей курса является общеконструкторская подготовка студентов приборостроительных специальностей вузов, служащая базой для их последующей специальной конструкторской подготовки на профилирующих кафедрах. В связи с этим в курсе рассматриваются в основном типовые элементы, применяемые в разнообразных по принципу действия и назначению приборных устройствах. Задачей курса является также подготовка студентов к последующему самостоятельному изучению специальной технической литературы и монографий по элементам приборных устройств.

Главы 1, 17 (§ 17.1), 20, 28 написаны Л. Т. Киселевым; главы 2, 3, 7, 11, 27 — В. И. Матвеевым; главы 4, 15 (§ 15.2 «Парашютный полуавтомат»), 18, 21 (§ 21.2) — С. М. Заседателевым и Л. Т. Киселевым (§ 15.2); главы 5, 9 и введение — Т. И. Виляевской и О. Ф. Тищенко; главы 6, 16, 21 (§ 21.1), 26 — О. Ф. Тищенко; главы 8, 10, 25 — А. М. Торговым; глава 12 — Ю. А. Колесниковым; главы 13, 14, 22 и 24 — А. Г. Лепиным; главы 15 (§ 15.1), 19, 23 — А. П. Коваленко и Л. Т. Киселевым (§ 19.3 «Манипуляторы и промышленные роботы»); главы 17 (§ 17.2), 21 (§ 21.3) — Е. М. Павловым.

Авторы выражают благодарность рецензентам рукописи — коллективам кафедр метрологии и приборостроения Мосстанкина и конструирования приборов и установок МИФИ за ценные замечания.

Отзывы и пожелания по улучшению книги следует направлять в издательство «Высшая школа» по адресу: Москва, К-51, Неглинная ул., 29/14.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Развитие содержания курса ЭПУ стало возможным благодаря трудам русских и советских ученых в области приборостроения — Л. Эйлера, Н. Е. Жуковского, Н. П. Петрова, В. А. Гавриленко, Ф. В. Дроздова, Г. А. Апарина, И. С. Старикова, Т. А. Гевондяна, С. О. Доброгурского, С. С. Тихменева, Е. П. Попова, В. И. Феодосьева и др. Основоположником отечественной школы приборостроения проф. Ф. В. Дроздовым впервые был подготовлен и прочитан курс лекций по деталям приборов. Его перу принадлежит первая в отечественной технической литературе книга о проектировании деталей приборов *. Значительно обогатили содержание курса изданные в последние годы учебные пособия и книги авторов Л. Е. Андреевой [1], И. А. Грейма [13], Ю. Д. Первицкого [36], К. И. Заблонского [38], Г. И. Рощина [43], Б. А. Асс и др. [3], Ю. В. Милосердина, Ю. Г. Лакина [33] и многих других.

Общие вопросы проектирования элементов приборных устройств. Элементы приборных устройств (ПУ) подразделяются на элементы общеприборного назначения и специальные, типичные для отдельных отраслей приборостроения. В настоящем курсе, предшествующем конструкторским курсам по специальности, рассматриваются в основном элементы общего назначения. Под элементами понимают механические, электромеханические или электронные детали и сборочные единицы приборного устройства. Элементы ПУ выполняют функции преобразования энергии (привода) и информации, функции успокоения колебаний подвижных систем, защиты от внешних воздействий и др.

Требования, предъявляемые к конструкциям элементов ПУ, устанавливают, исходя из их назначения и условий эксплуатации. Наиболее общими и исходными являются требования по обеспечению функционирования (работоспособности) конструкции и ее надежности. Для этого разработаны и продолжают разрабатывать методы расчета и конструирования как приборов в целом, так и их элементов. Многие элементы ПУ устройств по своим качественным показателям доведены до высокого уровня, позволяющего их стандартизовать, т. е. устанавливать их типоразмеры и ряды эксплуатационных характеристик. Задача конструктора в этом случае состоит в подборе элемента, соответствующего требованиям конструкции ПУ. При изучении типовых элементов производится

* См.: *Дроздов Ф. В.* Детали точного аппарато- и приборостроения ВНТИ НКТП СССР, 1936.

анализ их работы с учетом различных вариантов использования, а также и условий эксплуатации. Такой анализ необходим для уточнения методов расчета и конструирования элементов ПУ.

Проектирование (рис. 0.1) начинают с разработки принципиальной, структурной и функциональной схем приборного устройства. Подбор элементов ПУ осуществляется посредством функциональной схемы. Определяют входящие в схему элементы— преобразующие, усилительные, исполнительные и др., предусматривают последовательность и способ их соединения. Примером может служить функциональная схема измерительного устройства на рис. 0.2, *а*.

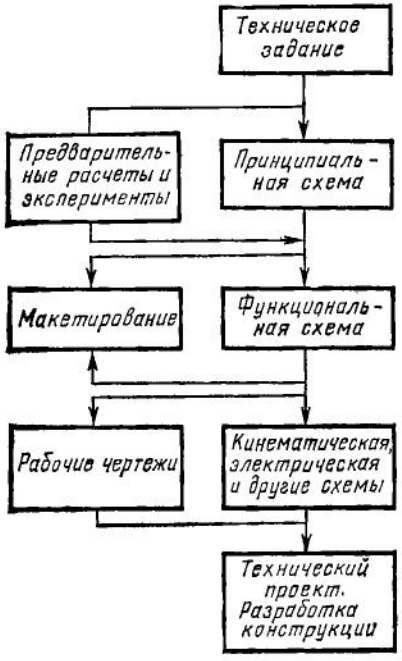


Рис. 0.1

Первичный преобразователь — маятниковый чувствительный элемент *1* — служит для преобразования измеряемого линейного ускорения $a(t)$ в поворот закрепленного на его оси якоря индуктивного преобразователя *3*. Напряжение с обмотки этого преобразователя подается на нагрузку *6*, с которой снимается выходной сигнал в виде напряжения $U_a(t)$, пропорциональный измеряемому ускорению. В реальных условиях для повышения точности измерения и получения достаточного по уровню сигнала $U_a(t)$ предусматривают (рис. 0.2, *б*) также усилитель *4* и обратную связь с вспомогательным преобразователем — моментным электродвигателем *5* и элементом сравнения *2* [54]. Следующим этапом является переход к конкретному конструктивному решению, содержащему, например, кинематическую, электрическую и другие схемы, а также варианты конструкций. В таких схемах уже более конкретно установлена элементная база, указаны характеристики входящих в схему элементов. Сами элементы при этом изображают в строгом соответствии с принятыми Единой системой конструкторской документации (ЕСКД) обозначениями (см. приложение 1), содержат технические характеристики устройства, например, напряжение питания, мощность, передаточные отношения и др. Такие схемы сопровождаются необходимыми расчетами и служат основанием для разработки конструкций элементов ПУ.

При разработке кинематических схем ПУ необходимо пользоваться установившимися терминами и понятиями. Основным из них является *звено* — деталь или совокупность неподвижно

соединенных между собой деталей. Звенья могут быть условно жесткими и упругими. Термин «звено» относится к упрощенному обозначению деталей на схеме, еще не оформленных конструктивно. Так, например, на кинематической схеме (рис. 0.3, *а*) позициями *1*, *2*, *3* и *4* отмечены звенья. После конструктивного оформления

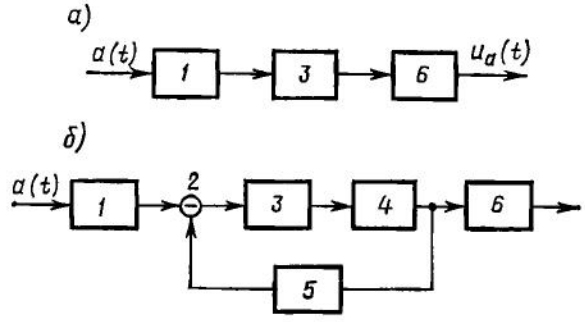


Рис. 0.2

(рис. 0.3, *б*) звенья получают наименования, которые отражают их различие в конструкции и назначении: *1* — основание, *2* — кривошип, *3* — шатун, *4* — ползун. Звенья служат для передачи перемещений ими сил от одного звена к другому. Принятое неподвижным звено называют *стойкой*. *Кинематическая пара* — это

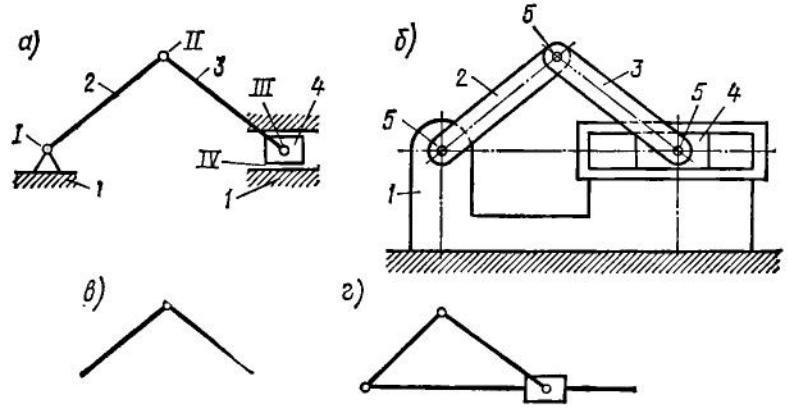


Рис. 0.3

подвижное соединение двух звеньев, взаимно ограничивающее их относительное движение, т. е. уменьшающее число степеней свободы. Число ограниченных степеней свободы (условий связи) обозначает класс кинематической пары (табл. 0.1).

Кинематические пары подразделяют на высшие и низшие. *Высшие пары* характеризуются контактом деталей в точке или по линии, а *низшие* — контактом по поверхности. На схеме

(рис. 0.3, *а*) кинематические пары обозначены: *I*, *II*, *III* — опоры и *IV* — направляющая прямолинейного перемещения. Подвижное соединение звеньев часто осуществляется введением между ними промежуточных элементов, например подшипников качения. Совокупность подвижно соединенных звеньев образует либо открытую (рис. 0.3, *в*), либо закрытую (рис. 0.3, *г*) кинематическую цепь. *Механизмом* называется закрытая кинематическая цепь с неподвижно закрепленным одним звеном, например звено *1* (стойка) на рис. 0.3, *а*.

Таблица 0.1

Наименование пары	Эскиз	Условное обозначение	Класс пары	Число условий связи	Число степеней свободы
Шар — плоскость (открытая)			I	1	5
Шар — цилиндр (открытая)			II	2	4
Сферическая (открытая)			III	3	3
Плоскостная (открытая)			III	3	3
Цилиндрическая (закрытая)			IV	4	2
Сферическая с пальцем (закрытая)			IV	4	2
Поступательная (закрытая)			V	5	1
Вращательная (закрытая)			V	5	1
Винтовая (закрытая)			V	5	1

Основные критерии работоспособности (функционирования) и расчета элементов приборных устройств. Основными критериями работоспособности элементов являются прочность, жесткость, износостойкость, вибропрочность, теплостойкость, точность и надежность.

Прочность. В процессе эксплуатации изделия под действием нагрузок, приложенных к его деталям (даже и незначительных, как, например, в измерительных пружинах), могут возникнуть недопустимо большие деформации и разрушения. Следует также учитывать инерционные перегрузки, связанные с транспортировкой или эксплуатацией на подвижных объектах. Ускорения, толчки и вибрации, возникающие при этом, зависят от типа объекта, расположения, характеристик проектируемой аппаратуры, продолжительности работы и т. п. При прочностных расчетах кроме статических нагрузок следует учитывать инерционные. Остаточные деформации влекут за собой изменение формы и размеров деталей, могут вызвать нарушение нормального взаимодействия элементов прибора, изменение требуемого характера сопряжения деталей. Разрушение деталей наблюдается в виде поломок или повреждений рабочих поверхностей (выкрашивания, изнашивания и др.). Учитывая возможность различной напряженности основных деталей одного и того же изделия, при проектировании стремятся обеспечить их равнопрочность. Задача обеспечения необходимой прочности сводится к тому, чтобы определить размеры и форму деталей, исключающие возможность возникновения недопустимо большой остаточной деформации, поломок и поверхностных разрушений. Нагрузки и соответствующие им напряжения обычно не остаются постоянными, но для деталей, работающих с мало меняющимися напряжениями (пружины, заклепки и т. п.), их допустимо считать постоянными. Переменные напряжения и переменные нагрузки характеризуются определенными закономерными циклами и при расчетах учитываются специальными коэффициентами. Расчеты на прочность производят с учетом коэффициентов запаса прочности или по номинальным допускаемым напряжениям.

В процессе расчета различают *номинальные* (условные, установленные нормалями эксплуатации) и *расчетные* (статические, постоянные во времени, эквивалентные по своему действию фактически действующим в опасном сечении) нагрузки. Выбор коэффициентов запаса прочности — весьма ответственная для конструктора задача. Для деталей из хрупких материалов, работающих в условиях постоянных напряжений, его принимают относительно предела прочности большим, порядка 3 и выше. Для деталей из пластических материалов, работающих в тех же условиях, его принимают относительно предела текучести равным 1,2...1,5 (рекомендуется несколько увеличивать его для материалов с большим отношением $\sigma_т/\sigma_в$). При расчете деталей на усталость запас прочности берут по отношению к пределу выносливости и принимают 1,3...2,5. Коэффициент запаса прочности n иногда устанавливают на основе так называемого дифференциального метода, принимая

его равным произведению составляющих коэффициентов $n_1 n_2 n_3$, где коэффициент $n_1 = 1...1{,}5$ учитывает достоверность определения расчетной нагрузки и напряжения; коэффициент n_2 учитывает однородность механических свойств материалов, для стальных деталей из проката $n_2 = 1{,}2...1{,}5$; коэффициент $n_3 = 1...1{,}5$ учитывает специфические требования безопасности. Тогда общий коэффициент запаса прочности $n = n_1 n_2 n_3$.

Расчеты на прочность в зависимости от условий и характера нагружения, геометрической формы изделия и возникающих в нем напряжений изучают в курсе «Сопротивление материалов» [57] или «Строительная механика приборов» и в полной мере используют в дисциплине «Элементы приборных устройств». Названные выше курсы не рассматривают вопросов поверхностной прочности, в силу чего на них следует остановиться несколько подробнее.

Поверхностная прочность. Работоспособность многих деталей ограничивается недостаточной прочностью поверхностей в месте их соприкосновения. Характер сопряжения деталей в этих случаях отличается тем, что передаваемые ими по ограниченной малой поверхности даже небольшие нагрузки вызывают в зоне контакта большие контактные напряжения. Теоретически контакт таких деталей до нагружения является точечным или линейным. После приложения нагрузки характер соприкосновения изменяется и происходит уже не в точке или по линии, а по ограниченной и относительно малой площадке. Решение контактной задачи * изложено в курсах теории упругости. В основе ее решения лежат следующие предпосылки: материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны; площадка контакта весьма мала по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел; действующие усилия направлены нормально к поверхности соприкасания тел; нагрузки, приложенные к телам, создают в зоне контакта только упругие деформации, характеризующиеся законом Гука. В реальных конструкциях не всегда наблюдаются все эти предпосылки. Иногда в зоне контакта наряду с нормальными давлениями действуют и касательные — силы трения, вследствие чего равнодействующая этих сил отклоняется от нормали к поверхности касания. Тем не менее экспериментальная проверка теории контактных деформаций вполне подтверждает ее практическую применимость в качестве рациональной расчетной схемы.

В реальных приборных устройствах геометрические формы контактирующих под действием внешних сил поверхностей деталей могут быть представлены площадками контакта в форме круга, эллипса и площадкой, ограниченной параллельными прямыми. Площадка в форме круга образуется при сжатии сферических

* Первое решение задачи о напряженном состоянии в зоне касания упругих тел, так называемой контактной задачи, дал в 1882 г. Г. Герц (1857—1894). Развитием этого решения применительно к инженерным задачам занимались А. Н. Динник (1876—1950), Н. М. Беляев (1890—1944), И. Я. Штаерман, М. М. Саверин и другие исследователи.

поверхностей деталей (рис. 0.4, *а*) или сферы плоскостью. Наибольшее напряжение σ_H, от которого зависит прочность поверхности, находится в центре площадки. Оно уменьшается до нуля на окружности радиусом a, ограничивающим площадку контакта (рис. 0.4, *б*.) Принято, что уменьшение напряжений происходит

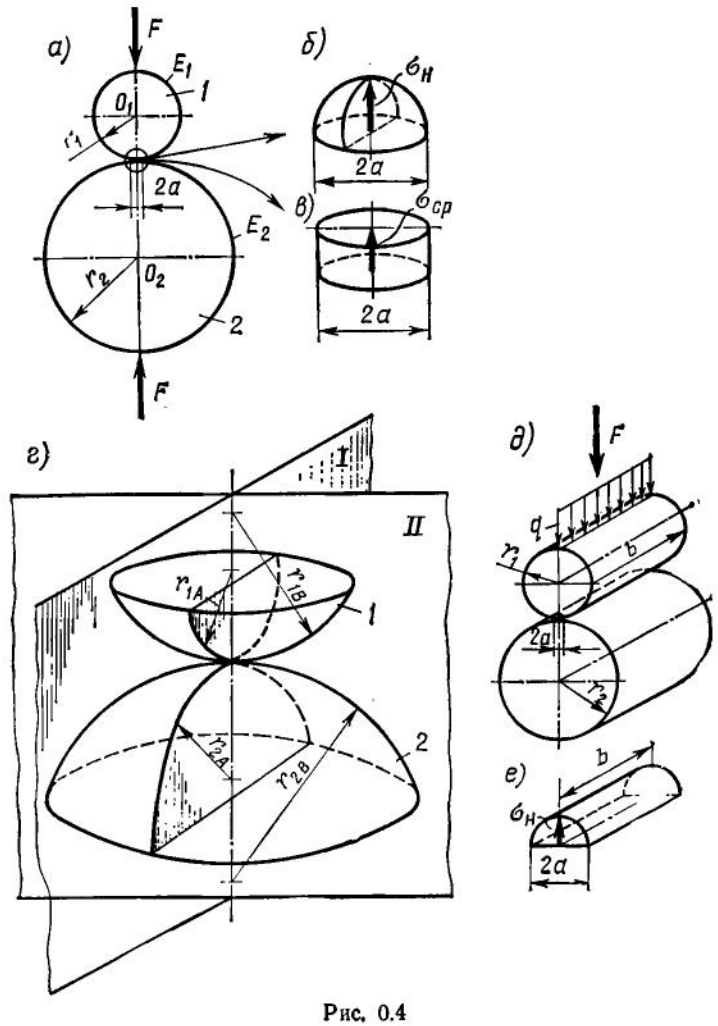


Рис. 0.4

по сфере. Непосредственное определение σ_H затруднено. Поэтому вначале устанавливают связь между σ_H и условным средним напряжением $\sigma_{ср}$, принимаемым постоянным по той же площадке контакта (рис. 0.4, *в*), из условия равенства работ при деформации сферических поверхностей, определяемых объемами полусферы (рис. 0.4, *б*) и цилиндра (рис. 0.4, *в*), $2\pi a^2 \sigma_H / 3 = \pi a^2 \sigma_{ср}$

следует $\sigma_H = 1{,}5\sigma_{ср}$. Определяем $\sigma_{ср}$ по формуле $\sigma_{ср} = F/(\pi a^2)$. Радиус a площадки контакта, по Герцу,

$$a = \sqrt[3]{1{,}5\,(1-\nu^2)\,F\rho_{пр}/E_{пр}},$$

где F — сила прижатия деталей, ограниченных в месте контакта сферическими поверхностями радиусами r_1 и r_2; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны: $\rho_{пр} = r_1 r_2/(r_1 \pm r_2)$, знак минус соответствует контакту выпуклой поверхности с вогнутой; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости: $E_{пр} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 — модули упругости материалов деталей; ν — коэффициент Пуассона. Для деталей из металла $\nu = 0{,}3$. В этом случае

$$a = 1{,}11\sqrt[3]{F\rho_{пр}/E_{пр}}.$$

Теперь определяем наибольшее контактное напряжение:

$$\sigma_H = 1{,}5\sigma_{ср} = 0{,}388\sqrt[3]{FE_{пр}^2/\rho_{пр}^2}.$$

Подсчитанное контактное напряжение должно удовлетворять условию $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$, где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение (приводится в справочной литературе для различных материалов). Расчет дан для хорошо отполированных поверхностей и поэтому не учитывает их шероховатости.

Эллиптическая по форме площадка контакта получается при сжатии несферических поверхностей деталей. В этом случае (рис. 0.4, *г*)

$$\sigma_H = m\sqrt[3]{FE_{пр}^2/\rho_{пр}^2},$$

где значение $m = f(A/B)$ определяется отношением кривизн A и B в характерных сечениях плоскостями *I* и *II* контактирующих несферических *1*, *2* поверхностей: $A = 1/\rho_{прA} = 1/r_{1A} \pm 1/r_{2A}$; $B = 1/\rho_{прB} = 1/r_{1B} \pm 1/r_{2B}$. Значения m в зависимости от отношения A/B приводятся в справочной литературе.

В случае сжатия двух цилиндров, оси которых параллельны (рис. 0.4, *д*), площадка контакта (рис. 0.4, *е*) имеет вид узкой полоски, ограниченной параллельными линиями, ширина которой

$$a = 10^{-2}3{,}04\sqrt{q\rho_{пр}/E_{пр}},$$

где $q = F/b$ — нагрузка, приходящаяся на единицу длины цилиндров, в предположении, что она распределена по длине b равномерно. Наибольшее контактное напряжение наблюдается в точках средней линии полосы контакта:

$$\sigma_H = \sqrt{qE_{пр}/[2\pi\rho_{пр}(1-\nu^2)]},$$

а при $\nu = 0{,}3$

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{qE_{пр}/\rho_{пр}}.$$

Износостойкость деталей. Срок службы многих деталей ограничивается износом рабочих поверхностей. Износ — это результат происходящего при трении процесса постепенного разрушения рабочих поверхностей детали (изнашивания), изменяющего ее размеры и форму. В результате износа меняется характер сопряжения деталей. Например, снижается прочность из-за уменьшения сечений, растут динамические нагрузки, нарушается герметичность сопряжений, повышается шум при работе и т. д. Изнашивание может происходить вследствие взаимного воздействия сопряженных трущихся поверхностей, чему способствуют твердые частицы (абразивы), входящие в состав среды, в которой происходит работа деталей. В этом случае износ называют абразивным. Срок службы детали со времени вступления ее в работу до момента выбраковки в результате износа можно разделить на три периода (рис. 0.5, *а*). Первый период *OA* называется приработкой. Она обусловлена зацеплением больших неровностей (ГОСТ 2789—73), оставшихся после механической обработки поверхности, которые пластически деформируются, уменьшаясь по высоте (рис. 0.5, *б*). Приработка продолжается до тех пор, пока ширина образуемых площадок не окажется больше ширины оснований впадин (рис. 0.5, *в*). Второй период *AB* — нормальная эксплуатация. Он характеризуется установившимся изнашиванием u. Основной характеристикой этого периода является скорость изнашивания: чем она меньше, тем большим оказывается срок службы деталей. Третий период *BC* — повышенное изнашивание — вызывается недопустимым увеличением зазоров в сопряжении. При больших зазорах ухудшаются условия смазывания и возрастает энергия соударения работающих поверхностей. В результате они приобретают наклеп и повышенную хрупкость. Скорость изнашивания du/dt зависит от размера и характера нагрузки, скорости скольжения, смазки, охлаждения, химической и физической активности среды и т. д. Так как трение сопровождается чрезвычайно высокими давлениями, передаваемыми через отдельные выступающие точки поверхностей, а следовательно, и высокими местными температурами, поверхностный слой претерпевает структурные и химические изменения, ускоряющие износ. Уменьшение износа достигается правильным выбором материалов деталей сопряженной пары и технологией изготовления (режим изготовления и упрочнения, нанесение покрытий и т. д.). Наиболее эффективным и широко распространенным способом уменьшения износа является смазка рабочих поверхностей деталей.

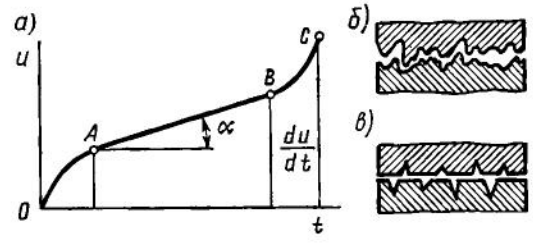


Рис. 0.5

Смазка уменьшает силы трения, в результате чего повышается к. п. д. механизмов и их надежность (долговечность). В зависимости от режима смазки различают *жидкостное* и *полужидкостное*

трение. При жидкостном трении трущиеся поверхности, например вала *1* и отверстия *2* (рис. 0.6, *а*), разделены слоем масла, толщина которого $h > R_{z1} + R_{z2}$, где R_{z1} и R_{z2} — высоты неровностей поверхностей [55]. Поэтому сопротивление движению, определяемое только внутренним трением смазочной жидкости, мало. Коэффициент жидкостного трения $f = 0{,}001...0{,}005$. В случае полужидкостного трения при $h \geqslant R_{z1} + R_{z2}$ происходит как жидкостное, так и сухое трение. Здесь коэффициент жидкостного трения зависит не только от качества смазочной жидкости, но и от материалов трущихся поверхностей: $f = 0{,}008...0{,}1$. При этом имеет место износ трущихся поверхностей. Таким образом, оптимальным является режим жидкостного трения. Исследования по определению условий получения жидкостного трения привели к разработке гидродинамической теории смазки *. В результате было

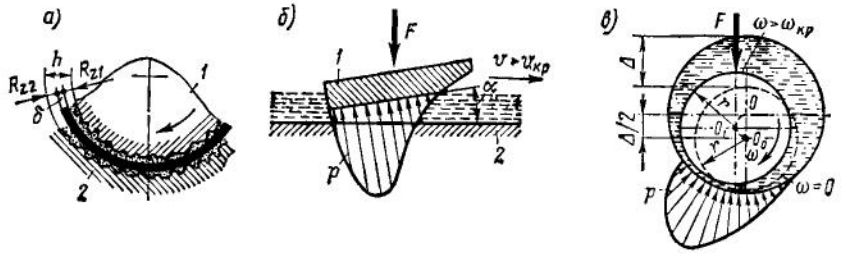


Рис. 0.6

установлено, что для получения жидкостного трения между трущимися поверхностями должен быть сужающийся (клиновидный) зазор (рис. 0.6, *б*). В этом случае при достаточной скорости v движения детали *1* относительно детали *2* в масле, протекающем через клиновой зазор ($< \alpha$), возникает давление p, которое уравновешивает внешнюю нагрузку F и создает этим режим жидкостного трения. Скорость, при которой наступает режим жидкостного трения, называется критической $v_{кр}$. При цилиндрической форме поверхностей деталей (рис. 0.6, *в*), как, например, в подшипниках скольжения (см. с. 60), масляный клин получается при опускании вала из-за зазора Δ на размер $\Delta/2$. В этом случае при $\omega > \omega_{кр}$ наступает жидкостное трение и центр O_1 вала с увеличением ω смещается по сложной траектории O_0O_1O в направлении его вращения, стремясь (при $\omega = \infty$) сблизиться с центром O отверстия. Из изложенного следует, что для получения режима жидкостного трения необходимо, чтобы между скользящими поверхностями деталей был клиновой зазор, масло соответствующей вязкости непрерывно поступало в этот зазор; скорость относительного движения поверхностей была больше некоторого критического значения.

* Основоположник гидродинамической теории смазки — Н. П. Петров (1883). Дальнейшее развитие эта теория получила в трудах О. Рейнольдса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина и др.

Ж е с т к о с т ь. Способность деталей сопротивляться изменению формы под действием нагрузки и сохранять деформацию в пределах нормы является одним из важных критериев работоспособности. Для некоторых конструкций расчеты на жесткость являются основными; их производят, исходя из заранее заданных перемещений. К таким деталям относятся, например, упругие чувствительные элементы приборов. Расчеты на жесткость обязательны при проектировании статически неопределимых конструкций, когда одних уравнений равновесия (механики) от изгибающих и крутящих моментов, нормальных и поперечных сил недостаточно. В этом случае дополнительными являются уравнения деформаций (сопромат). Оценка жесткости важна при расчетах устойчивости деталей, нагруженных сжимающими силами (пружины и т. д.), при проектировании деталей в условиях действия динамических нагрузок. В расчетах на жесткость должны учитываться иногда как собственная жесткость детали (деформация основного объема материала детали), так и ее поверхностная прочность (деформация поверхностных слоев). Жесткость детали характеризуют коэффициентом жесткости k, представляющим собой отношение нагрузки (сила, момент силы, давление) к деформации (угловой или линейной), или обратной ему величиной — *чувствительностью* $s = 1/k$; $k = F/\delta = EA/l$ для стержня длиной l, площадью сечения A, с модулем упругости E и удлинением δ; $k = M/\varphi = GJ/l$ для вала диаметром d, углом закручивания φ, модулем сдвига G, моментом инерции $J = \pi d^4/32$. Важнейшие конструктивные рекомендации, способствующие повышению контактной жесткости, в основном сводятся к следующим: повышение качества обработки контактирующих поверхностей; сборка соединений с предварительным натягом или с предварительной затяжкой; уменьшение числа стыков; введение масляного слоя между контактирующими поверхностями. Увеличение вязкости масла способствует повышению контактной жесткости.

В и б р о п р о ч н о с т ь. Вибропрочность конструкции обеспечивается ее расчетом с учетом влияния динамических нагрузок, возникающих в этих случаях, и влияния ударов. Существуют рекомендации, позволяющие правильно выбрать и сами расчетные соотношения, и коэффициенты запаса прочности, соответствующие работе в таких условиях.

В и б р о у с т о й ч и в о с т ь. Под виброустойчивостью понимают способность конструкций работать в нужном диапазоне частот вибраций без недопустимых колебаний. В связи с повышением скоростей движения деталей явление колебаний становится все более опасным и, следовательно, расчет на виброустойчивость — более актуальным. Обеспечение виброустойчивости связано с предотвращением резонанса колебаний ПУ. Поэтому необходим расчет частот собственных колебаний. Расчеты производят по формулам, приводимым в курсах теоретической механики и сопротивления материалов. Выполняя их, обычно учитывают контактные деформации, характер колебаний, их амплитуду. Простейшими рас-

четами этого типа являются расчеты на основе энергетического баланса, приравнивания энергии возбуждения энергии, рассеиваемой в системе. Расчеты колебаний обычно приходится проводить не для отдельных деталей, а для систем. По степени устойчивости к механическим воздействиям приборные устройства и их элементы делят на *обыкновенные*, выдерживающие вибрации с частотами до 25 Гц и амплитудой до 0,1 мм, и *устойчивые к вибрациям*, выдерживающие при сохранении нормальной работы вибрации до 80 Гц.

Теплостойкость. Тепловые расчеты проводят обычно для определения температуры детали в целях ограничения ее значения допускаемыми пределами (путем искусственного охлаждения, изменения ее расположения и формы, подбором материалов и т. п.) и определения тепловых деформаций в целях учета их влияния на точность изготовления и надежность работы ПУ. Приборы и ПУ в зависимости от температуры окружающей среды, в которой они должны функционировать, разделяют на четыре группы. К первой группе относятся приборы для работы при $\pm$ 50 °С, ко второй группе — приборы для работы в пределах —30... + 50 °С, к третьей группе — приборы для работы в пределах + 5... + 50 °С и к четвертой группе — приборы для работы в пределах —10... + 50 °С.

Точность. Точность ПУ, как и составляющих его элементов (сборочных единиц деталей), принято оценивать посредством погрешностей [55]. Размеры полученной в результате изготовления детали определяют путем ее измерения. Поэтому погрешности состоят из погрешности изготовления и погрешности измерения. Измерительное средство выбирают из условия, что его погрешностью можно пренебречь по сравнению с погрешностью изготовления. Погрешности в зависимости от характера их проявления и методов учета делят на систематические, случайные и грубые (промахи). Систематической называют составляющую погрешности изготовления (измерения), которая остается постоянной или закономерно изменяется при повторных измерениях (или многократном изготовлении одних и тех же деталей). Систематические погрешности и их причины определяют и устраняют (или их влияние компенсируют) посредством регулировочных и юстировочных устройств, предусмотренных для этой цели в конструкции ПУ (Ч. 2, § 22.1). Случайная погрешность измерения (изготовления) — это составляющая погрешности измерения (изготовления), изменяющаяся (случайным образом) при повторных измерениях одной и той же величины (в процессе изготовлеиия одних и тех же деталей, элементов и пр.). Случайные погрешности неопределенно изменяются по значению и знаку. Они происходят от совместного проявления большого числа факторов, каждый из которых в отдельности в том или ином технологическом процессе доведен до экономически целесообразного минимума и сам по себе оказывает незначительное влияние на изменение получаемых измерением или изготовлением размеров или параметров. Это же относится и к измерительному прибору или устройству. Изменение его показаний или преобразование информации при многократном повторении процесса (рассеяние показаний) вызывается одновременным действием многих причин. Это дополнительные смещения его подвижных элементов от зазоров в сочленениях и упругих деформаций, неточности их изготовления, влияния внешних факторов, например температуры, остающихся после регулировки неизбежных, хотя и небольших, неточностей в относительном их положении и т. п. Случайные погрешности неизбежны и неустранимы. Повышением требований к точности изготовления деталей или элементов, сопровождаемых удорожанием производства, можно лишь уменьшить случайные погрешности. Поэтому случайные погрешности учитывают путем назначения допусков на неточность изготовления деталей или элементов [55]. По допускам производится оценка точности как самих измерительных устройств, так и методов измерения и изготовления. Случайные погрешности при многократных измерениях одного и того же размера вызывают рассеяние показаний ПУ. Если бы не было случайных погрешностей (идеальный случай), не было бы рассеяния размеров и все они оказались бы одинаковыми, равными некоторому истинному значению, от которого и следовало бы их отсчитывать. Так как истинное значение неизвестно, случайные погрешности определяют приближенно, отсчитывая их от среднего арифметического значения $\Delta x_i = x_i - \bar{x}$, где Δx_i — случайная погрешность; x_i — случайная величина — измеренный размер или размер, полученный в результате изготовления, и т. п.; $\bar{x}$ — среднее арифметическое из n полученных измерений (или размеров); $\bar{x} = \sum_{i=1}^{k} x_i n_{x_i}/n$, где n_{x_i} — частота появления одинаковых значений x_i (из-за ограниченной точности измерений); k — число групп (интервалов) одинаковых размеров. При $n \to \infty$ $\bar{x}$ определяет математическое ожидание случайных размеров. Рассеяние размеров, вызываемых случайными погрешностями, наиболее часто может быть охарактеризовано законом Гаусса (рис. 0.7), выражаемым уравнением

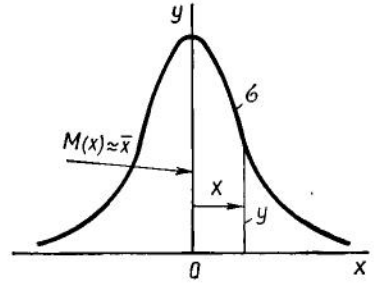


Рис. 0.7

$$y = \left|1/\sigma\sqrt{2\pi}\right| \exp\left[-(x-x)^2/2\sigma^2\right],$$

где y — плотность распределения вероятностей; σ — среднее квадратичное отклонение; $\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{k} (x_i - \bar{x})^2 n_{x_i}/n}$ для дискретных значений погрешности $(x_i - \bar{x})$ и $\sigma = \sqrt{\int_{x_1}^{x_2} x^2 y dx}$ для непрерывных

значений случайного отклонения x. Случайные погрешности оценивают в основном либо средним квадратичным отклонением σ, либо (наиболее часто) предельным значением Δ_{lim}, принимаемым при законе Гаусса $\Delta_{lim} = \pm 3\sigma$. Возможные другие законы см. в [55]. Из уравнения распределения плотности распределения вероятностей видно, что форма кривой распределения полностью определяется средним квадратичным отклонением σ. При $\sigma = 0$ кривая вырождается в ось y, что соответствует абсолютной точности. При $\sigma = \infty$ кривая вырождается в ось x, что соответствует абсолютной неточности. На рис. 0.8, *а* схематически показаны систематические и случайные погрешности измерительного шкального прибора для точки шкалы, а на рис. 0.8, *б* — для участка

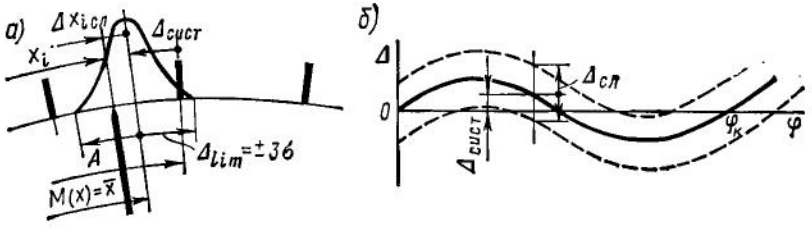


Рис. 0.8

шкалы в интервале от 0 до $\varphi_к$ с закономерно изменяющейся систематической погрешностью. Для наглядности погрешности показаны утрированно большими по сравнению с интервалами делений шкалы. Систематическая погрешность $\Delta_{снст}$ характеризует смещение центра группирования показаний, положение которого определяется текущим значением среднего арифметического размера $\bar{x}$, а случайные погрешности $\Delta x_{сл}$ характеризуют само рассеяние. В связи с этим близость к нулю систематических погрешностей характеризует правильность средства измерения, а близость к нулю его случайных погрешностей — сходимость показаний средства измерения. Связь между точностью выходного параметра y приборного устройства и точностью изготовления его элементов по функциональным параметрам $a_1, a_2, \ldots, a_n$ может быть определена, если известна зависимость $y = f(x, a_1, a_2, \ldots, a_n)$, где x — входная величина. Дифференцируем это выражение и заменяем дифференциалы ввиду их малости погрешностями:

$$dy \approx \Delta y;\ \partial a_1 \approx \Delta a_1;\ \partial a_2 \approx \Delta a_2, \ldots, \partial a_n \approx \Delta a_n;$$

$$\Delta y = \sum_{i=1}^{n} (\partial f/\partial a_i)\,\Delta a_i, \ldots, \qquad (0.1)$$

где $\partial f/\partial a_i$ — коэффициенты влияния [55]. Используя формулу (0.1), можно либо подсчитать погрешность Δy по известным, например предельным (стандартным), погрешностям функциональных параметров, либо, наоборот, по известной наибольшей допустимой

погрешности Δy выходного параметра рассчитать допустимые погрешности функциональных параметров, приняв, например, $\Delta a_1 = \Delta a_2 = \ldots = \Delta a_n$, т. е. сведя задачу к одному неизвестному. Формула (0.1) не учитывает характера рассеяния погрешностей, поэтому подсчитанные по ней предельные значения y оказываются значительно больше действительных значений. Чтобы учесть рассеяние размеров и малую вероятность появления и сочетания наибольших значений погрешностей, применяют формулу (см. [55])

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\partial f/\partial a_i)^2\, \xi_i^2\, \Delta a_i^2},$$

где ξ_i — коэффициент, учитывающий характер кривой рассеяния погрешностей. Для часто встречающегося закона Гаусса $\xi = 1$. Тогда

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\partial f/\partial a_i)^2\, \Delta a_i^2}. \qquad (0.2)$$

В частном случае, если функциональными параметрами a_1, a_2, ..., a_n приборного устройства являются параллельно расположенные размеры, то $\partial f/\partial a_i = \pm 1$ и формула (0.2) приобретает наиболее простой вид

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \Delta a_i^2}. \qquad (0.3)$$

Из приведенных формул следует, что в выходном параметре y накапливаются погрешности функциональных параметров, т. е. результирующая погрешность Δy изготовления может достигать большого значения и это сказывается на точности приборов. Многие приборы являются измерительными устройствами высокой точности, например измерительные преобразователи (см. гл. 21 и 22). Требования к эксплуатационным характеристикам большинства таких приборов являются достаточно высокими. Если определить по допускам на выходные характеристики допуски на функциональные параметры его деталей и узлов, то эти допуски могут оказаться настолько малыми, что осуществить их даже в мелкосерийном производстве будет невозможно. В более общем случае необходимо учитывать, что на выходные характеристики прибора влияют не только функциональные параметры, но и различные внешние факторы — температура, давление, влажность и др. В связи с изложенным в приборостроении получили большое распространение специфические методы конструирования и технологические приемы, позволяющие собирать высококачественные приборы из деталей и элементов, изготовленных по экономически целесообразным стандартным допускам. Наиболее важным в решении этой проблемы является рациональное конструирование. Рациональное конструирование механизмов и приборов заключается в обеспечении требуемой точности и надежности их работы

при увеличенных допусках на размеры их звеньев до экономически целесообразных [42]. Это достигается устранением пассивных связей, применением компенсаторов, регулировочных и юстировочных устройств.

Надежность. Надежность характеризует безотказность, долговечность, ремонтопригодность элемента ПУ. Надежными следует считать элементы, работающие без отказа в заданных режимах и условиях эксплуатации в продолжение заданного времени. Отказ элемента может быть полным или временным (невыполнение функций или изменение точности). Отказ зависит от многих причин — случайное изменение качества материала, инструмента, используемого при обработке, условий изготовления и т. д. Отсюда необходимость использования методов теории вероятности при определении надежности (процессы носят случайный характер).

Вероятность безотказной работы p в продолжение времени t характеризуется выражением $p = \exp\left[-\int \lambda(t)\,dt\right] = \exp\left[-f(t)\right]$. Здесь $\lambda(t)$ — интенсивность отказов в зависимости от времени t. Зависимость $\lambda(t)$ от времени без учета влияния среды, температуры, потребляемой мощности показана на рис. 0.9. Время работы выбирают меньше $t_2 - t_1$ — отрезка времени, на котором частота отказов $\lambda(t)$ не меняется, а $p = e^{-\lambda t}$. Для малых значений λt можно ограничиться двумя членами разложения $e^{-\lambda t}$ в ряд, т. е. считать $p = 1 - \lambda(t)$. Таким образом, безотказность — это способность элемента непрерывно сохранять работоспособность при заданных режимах и условиях эксплуатации, долговечность — способность сохранять свою работоспособность в течение установленного срока службы. Ремонтопригодность — это способность к восстановлению работоспособности, поддержанию технического ресурса; достигается предупреждением, обнаружением источника отказа и устранением его.

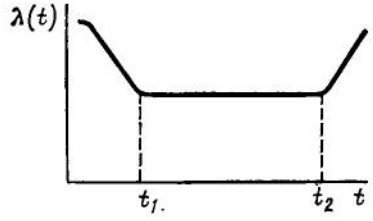


Рис. 0.9

Различают структурную (зависящую от структурной схемы ЭПУ) и аппаратурную (зависящую от числа отказов аппаратуры) надежность. При последовательном соединении звеньев надежность элемента равна произведению надежности звеньев: $p_\Sigma = \prod_{i=1}^{n} p_i$; при параллельном их соединении надежность элемента q связана с вероятностью безотказной работы p соотношением $p = 1 - q$, т. е. $q \approx \lambda t$, тогда отказ для всего элемента $q_\Sigma = \prod_{i=1}^{n} q_i = \prod_{i=1}^{n} (1 - p_i)$. Повышение структурной надежности достигается резервированием (постоянным или временным).

Аппаратурная надежность p — это произведение надежности, определяемой полным отсутствием отказов p_a и частичным их отказом p_b: $p = p_a p_b$. Значение надежности изменяется в пределах от 0 (неработоспособен) до 1 (абсолютно надежен). Повышение надежности достигается не только резервированием, но и восстановлением (устранение отказов во время эксплуатации ремонтом или заменой вышедшей из строя детали). Указанные выше требования прочности, жесткости, тепловые характеристики, точность и другие обычно регламентируются соответствующими нормалями, в том числе общими для многих областей приборостроения, например нормы точности.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

Глава 1

СОЕДИНЕНИЯ

Любой прибор состоит из ряда сборочных единиц (узлов) и деталей, определенным образом соединенных между собой. Соединения могут быть подвижными и неподвижными. Посредством подвижных соединений обеспечивается вполне определенное перемещение одних частей прибора относительно других. К ним относятся опоры и направляющие, рассмотренные в гл. 3.

Неподвижные соединения применяют для обеспечения строго фиксированного положения одной детали относительно другой. Большей частью это обусловлено особенностями передачи нагрузки. Соединения должны легко выполняться, по возможности без применения дополнительных деталей и сложного вспомогательного оборудования. При выборе того или иного вида соединения необходимо руководствоваться экономическими показателями, считая, что соединение, удовлетворяющее техническим и эксплуатационным требованиям, должно обязательно способствовать удешевлению производства приборов. Все соединения в зависимости от свойств и способа выполнения делят на две группы: разъемные и неразъемные.

§ 1.1. Разъемные соединения

Разъемными называют соединения, предназначенные для периодической разборки и сборки. Разъемное соединение должно сохранить неизменным взаимное расположение деталей как при повторных сборках, так и при работе в условиях сложных динамических нагрузок. К разъемным соединениям относят резьбовые соединения, штифтовые, штыковые (байонетные), шпоночные, шлицевые и профильные.

Резьбовое соединение осуществляется навинчиванием одной детали на другую. Оно обеспечивает их относительную неподвижность или заданное перемещение одной детали относительно другой. К деталям резьбового соединения относят винты, гайки, болты, втулки с резьбовым отверстием и др. Основным элементом этих деталей является резьба. Помимо этого, резьбовые отверстия могут иметь различные детали — корпуса, стойки, кронштейны, платы

и т. п. В соответствии с ГОСТ 11708—66 резьбой называют поверхность, образующуюся при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности. В связи с этим резьбу, образованную на цилиндрической поверхности, называют цилиндрической, на конической — конической резьбой. Различают наружную и внутреннюю, правую и левую резьбы. По числу заходов различают однозаходные и многозаходные (двухзаходные, трехзаходные и т. д.) резьбы. По назначению резьбы можно разделить на несколько групп: *резьбы для соединения деталей* (крепежные резьбы) имеют треугольный профиль, так как этот профиль обеспечивает повышенное трение и гарантирует необходимую затяжку соединения; кроме того, резьба с этим профилем отличается повышенной прочностью и простотой изготовления;

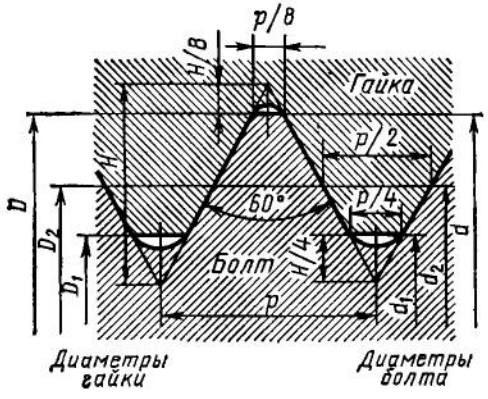


Рис. 1.1

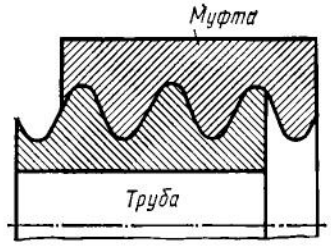


Рис. 1.2

резьбы для получения герметических соединений трубопроводов имеют скругленный треугольный профиль небольшой высоты без радиальных зазоров, что обеспечивает требуемую герметизацию соединения; *резьбы для передачи движения* в целях получения наименьшего трения имеют симметричный или несимметричный трапецеидальный, а иногда и прямоугольный профиль; *резьбы для соединения тонкостенных деталей* имеют мелкие шаги и треугольный профиль, поэтому их используют в оптических приборах (оправы объективов, окуляров и т. п.). На рис. 1.1 показан профиль метрической резьбы (СТ СЭВ 180—75). На рис. 1.2 показан профиль трубной цилиндрической резьбы. Применение этой резьбы обеспечивает получение плотных соединений тонкостенных деталей (труб). На рис. 1.3 показан профиль трапецеидальной резьбы (СТ СЭВ 146—75). Обозначение и точность резьб см. в [55]. Допуски на метрические резьбы приведены в ГОСТ 16093—70.

Расчет резьбы на прочность проводят в тех случаях, когда она выполняется на деталях из материалов, существенно отличающихся по прочности. Н. Е. Жуковским и другими учеными было найдено распределение нагрузки по виткам резьбового соединения.

Наибольшая нагрузка приходится на первый виток, а затем она постепенно убывает. Например, при десяти рабочих витках (что характерно для пластмассовых деталей) на первый виток приходится около $^1/_3$ всей нагрузки, на последний — около $^1/_{100}$. При шести рабочих витках (что очень часто используется в стандартных крепежных деталях) первый виток воспринимает свыше $^1/_2$ нагрузки, а последний — $^1/_{50}$. В реальных условиях истинный характер нагружения витков резьбы выявить весьма трудно, поэтому расчет резьбы на прочность проводят не по истинным, а по условным напряжениям. При определении условных напряжений считают, что все витки резьбы нагружены равномерно. Резьбу рассчитывают по напряжениям смятия на винтовой поверхности и

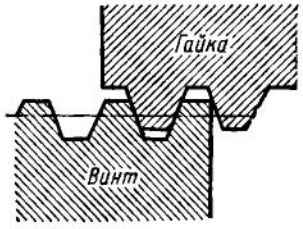


Рис. 1.3

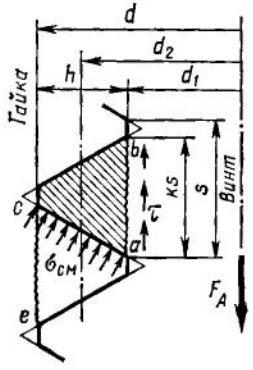


Рис. 1.4

по напряжениям среза в сечении *ab* винта или *ce* гайки (рис. 1.4). Независимо от типа резьбы площадь смятия одного витка принимают равной проекции винтовой поверхности на плоскость, перпендикулярную оси резьбы:

$$A_{см} = \pi (d^2 - d_1^2)\, z/4,$$

где z — число рабочих витков; d — наружный диаметр винта; d_1 — внутренний диаметр винта; d_2 — средний диаметр винта.

Или $A_{см} = \pi d_2 hz$, тогда, учитывая значение $A_{см}$, получаем

$$\sigma_{см} = F_A/A_{см} = F_A/(\pi d_2 hz) \leqslant [\sigma_{см}].$$

Если обе соединяемые детали изготовляют из одинаковых материалов, то резьба разрушается по внутреннему диаметру d_1 и тогда площадь среза витков

$$A_{ср} = \pi d_1 kPz,$$

где k — коэффициент полноты резьбы; для треугольной резьбы $k = 0{,}8$, для прямоугольной $k = 0{,}5$, для трапецеидальной $k = 0{,}65$; P — шаг резьбы.

Если охватываемую деталь (винт) выполняют из стали, а охватывающую (гайка) — из бронзы, чугуна, пластмассы (в подвижных соединениях — гайки ходовых винтов и т. п.), то разрушение может произойти по наружному диаметру d. Условие прочности резьбы по напряжениям среза

$$\tau = F_A/A_{ср} = F_A/(\pi d_1 kPz) \leqslant [\tau].$$

Высота H гайки при условии равнопрочности винта и гайки для стандартных крепежных резьб $H \approx 0{,}8d$. По таким же соображениям установлены нормы на глубину H_1 завинчивания винтов: для стальных деталей $H_1 \approx d$; для чугунных и бронзовых $H_1 \approx 1{,}5d$; для алюминиевых и пластмассовых $H_1 \approx (2{,}5...3)\, d$.

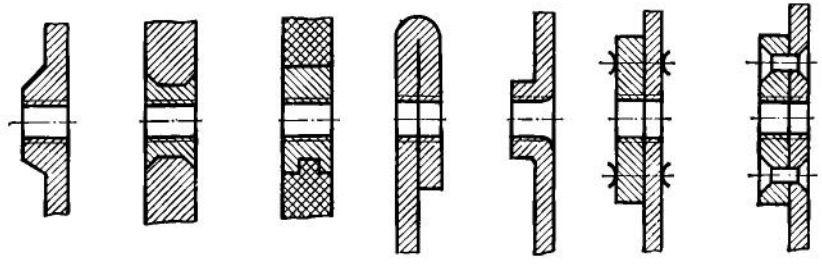


Рис. 1.5

Если необходимо изготовить резьбу в деталях, имеющих малую толщину, то увеличивают число витков резьбы путем применения дополнительных накладок, втулок, загибания листового материала или его вытяжки. В тонкостенных отливках предусматривают специальные приливы (рис. 1.5). С помощью резьбового соединения крепят круглые оптические детали (линзы, зеркала, светофильтры)

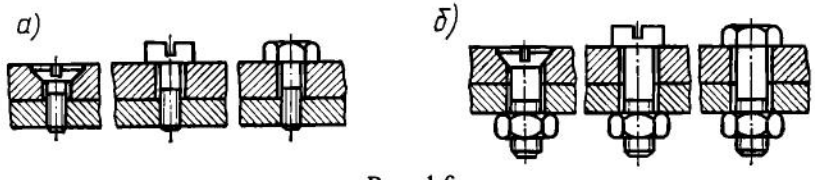


Рис. 1.6

в оправах. Часто резьбовое соединение служит для передачи движения от одного элемента приборного устройства к другому. С помощью резьбовых соединений осуществляют герметизацию различных вводов, плотное соединение трубопроводов, сборку герметизированных штепсельных разъемов. В этих условиях чаще всего применяют трубную цилиндрическую и коническую резьбы.

Винтовое соединение показано на рис. 1.6, *а*. Здесь одна из деталей имеет отверстия с резьбой, а другая — гладкие отверстия. При болтовом соединении все соединяемые детали имеют гладкие отверстия. Такие детали скрепляют болтом с гайкой (рис. 1.6, *б*). В приборостроении винтовые соединения составляют до 60 % всех соединений. К ним предъявляют самые различные требования:

прочности, точности, удобства выполнения соединения и целый ряд требований технической эстетики. Нередко эти детали являются конструкционными элементами, т. е. они могут, например, служить осью вращающихся деталей, направляющей поступательного движения, проводящими элементами электрических соединений и т. п. Болты (рис. 1.7) применяют обычно в тех случаях, когда требуется более сильная затяжка соединения (ключом можно получить бо́льшую силу затяжки, чем отверткой) или когда доступ к головке винта для завинчивания возможен только сбоку. Шестигранную головку, как и цилиндрическую с поперечными отверстиями, применяют также для регулировочных винтов. Болты не всегда удобны при сборочных операциях. Кроме того, они часто портят внешний вид прибора. Винты с цилиндрической головкой (рис. 1.8, *а*) в приборостроении распространены очень широко. Они сравнительно просты в изготовлении, прочны и обеспечивают достаточную затяжку соединения. Винты с конической потайной (рис. 1.8, *б*) или полупотайной (рис. 1.8, *в*) головкой применяют при более точной взаимной центровке соединяемых деталей или для придания более красивого внешнего вида соединению (лицевые панели

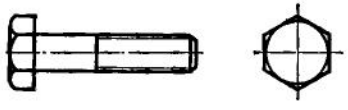


Рис. 1.7

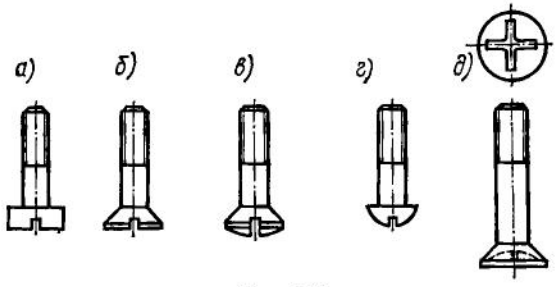


Рис. 1.8

приборов и др.). Винты с потайной головкой легче предохранить от самоотвинчивания. Винты с полукруглой головкой (рис. 1.8, *г*) чаще применяют для крепления деталей приборов, когда внешний вид винтов с цилиндрической головкой не удовлетворяет требованиям технической эстетики или требованиям технического обслуживания приборов (чистка, протирка приборов и т. п.). В последнее время широкое распространение получают винты с крестовидным шлицем (рис. 1.8, *д*) или с внутренним шестигранником. Эти винты имеют целый ряд удобств: они позволяют получить более сильную затяжку соединения, отличаются приятным внешним видом, облегчают уход за приборами.

Гайки шестигранные чистые (с двумя фасками) нормальной высоты $H \approx 0{,}8d$ находят наиболее частое применение. Для уменьшения габаритов соединения, если не требуется сильной затяжки,

применяют низкие гайки ($H \approx 0{,}6d$). При частом отвертывании и завертывании соединений от руки применяют гайки-барашки или круглые гайки с накаткой. Если же гайки необходимо углубить, а диаметр гнезда не позволяет применить гаечный ключ, применяют круглые гайки со шлицем под отвертку или с отверстиями под специальный ключ. Для предохранения соединений от самоотвинчивания примеияют корончатые или самоконтрящиеся гайки. Для улучшения внешнего вида прибора или для получения герметичного соединения используют глухие гайки.

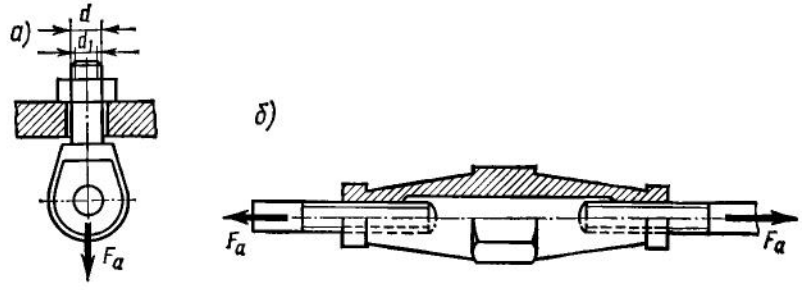


Рис. 1.9

Шайбы служат для предохранения поверхности соединяемых деталей от повреждения при затяжке соединения, для герметизации (в этом случае их изготовляют из мягких металлов — алюминия, меди, пластмассы или резины и т. п.), для предохранения от самоотвинчивания (разрезные пружинные шайбы, шайбы стопорные, шайбы пружинные). Для электрической изоляции винта от соединяемых деталей шайбы изготовляют из эбонита, гетинакса, текстолита. В винтовых соединениях почти всегда необходимы значительные силы затяжки. Разрушение винтов и болтов при этих условиях может происходить или от разрыва стержня по резьбе, или от среза или смятия витков резьбы. При применении стандартных крепежных деталей обычно ограничиваются расчетами винта на растяжение. Винт или болт может и не иметь затяжки (рис. 1.9, *а*). В этом случае при действии осевой нагрузки F_a винт может разрушиться по внутреннему диаметру резьбы d_1. Поэтому рассчитывают винт на основании следующего уравнения прочности:

$$4F_a/(\pi d_1^2) \leqslant [\sigma_p],$$

откуда

$$d_1 \geqslant \sqrt{4F_a/(\pi[\sigma_p])} \approx 1{,}13\sqrt{F_a/[\sigma_p]}.$$

По этой формуле определяют так называемое расчетное значение d_1 и по нему выбирают стандартный винт с несколько большим значением d_1. В случае, если винт испытывает одновременно осевую силу F_a и крутящий момент $M_{тр}$ от трения в резьбе при подтягивании гайки (рис. 1.9, *б*), его рассчитывают по эквивалентному напряжению $\sigma_{экв}$. Установлено, что для крепежных резьб при

$\lambda = 3...4°$ $\sigma_{экв} \approx 1{,}3\sigma_р$. Это позволяет рассчитывать винты, испытывающие сложное сопротивление, только на растяжение по уменьшенным допускаемым напряжениям $[\sigma_р]' = \sigma_р/1{,}3$. На болты может действовать поперечная нагрузка. В этом случае рассматривают два варианта: болт установлен с зазором (рис. 1.10, *а*) и без зазора (рис. 1.10, *б*). Такие соединения не должны иметь относительного сдвига соединяемых деталей. В первом варианте сдвига деталей не произойдет, если они прижаты силами F_a, создающими силы трения $F_{тр} = fF_a \geqslant F_r$. Сила затяжки болта, если известна сдвигающая сила F_r, $F_a \geqslant F_r/f$. Следовательно, если болт поставлен с зазором и имеет затяжку, он испытывает сложное сопротивление и должен рассчитываться на основании приведенной выше зависимости с учетом $[\sigma_р]' : d_1 \approx \approx 1{,}13\sqrt{F_a/[\sigma_р]'}$.

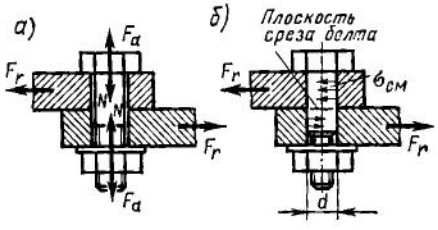


Рис. 1.10

Во втором варианте отверстия в деталях и стержень болта обрабатывают достаточно точно, чтобы обеспечить переходную посадку типа *H7/m7* и т. п. В этом случае затяжка болта не обязательна и он разрушается лишь в результате среза его стержня поперечной силой F_r. Расчет диаметра стержня производят по формуле $d = 1{,}13\sqrt{F_r/[\tau]'}$. Если сравнить оба варианта работы болтов при поперечной нагрузке, то, несмотря на дешевизну первого варианта, болт в этом случае испытывает в несколько раз большую нагрузку. Поэтому выбор такого соединения должен быть обоснован. Условием правильной сборки винтовых соединений, имеющих более одного винта, является совпадение геометрических осей отверстий в соединяемых деталях. Практически это достигается правильным назначением допусков на расстояния между осями и соответствующим выбором зазоров между отверстиями и винтами. Точность взаимного расположения деталей в резьбовых соединениях невелика. Поэтому требуемую высокую точность взаимного расположения деталей получают путем введения специальных фиксирующих элементов, например штифтов, или соответствующего конструктивного оформления деталей, предусматривая у них фиксирующие выступы, углубления и т. д. Резьбовое соединение служит лишь для закрепления деталей в этом положении. В процессе эксплуатации под воздействием внешних нагрузок резьбовые и винтовые соединения могут ослабляться, а гайки и винты — отвинчиваться. От самоотвинчивания соединения можно предохранить многими способами. Все они сводятся или к увеличению трения между соединяемыми элементами, или к применению специальных дополнительных деталей. Выбор того или иного способа зависит от конструкции прибора, материала соединяемых деталей, условий сборки и эксплуатации прибора, требуемой степени надежности соединения. Увеличить трение в резьбе или по опорным поверхностям винта (гайки) можно применением контргаек, разрезных и самоконтрящихся гаек, резиновых шайб, специальных пружинных шайб, подкладываемых под головку винта или гайку, или заливкой головок винтов и гаек красками (лаками). Защитить соединение от самоотвинчивания можно применением специальных дополнительных деталей — шайб с отгибаемыми «усиками», штифтов, шплинтов, проволочных «замков» или кернением крепежных или соединяемых деталей. Необходимо отметить, что стопорение резьбы не всегда получается надежным. Некоторые пружинные шайбы, находясь в сильно напряженном состоянии, нередко ломаются, чем не только нарушают резьбовое соединение, но могут вызвать замыкание электрических цепей в электро- и радиоаппаратуре. Хороших результатов можно достигнуть применением

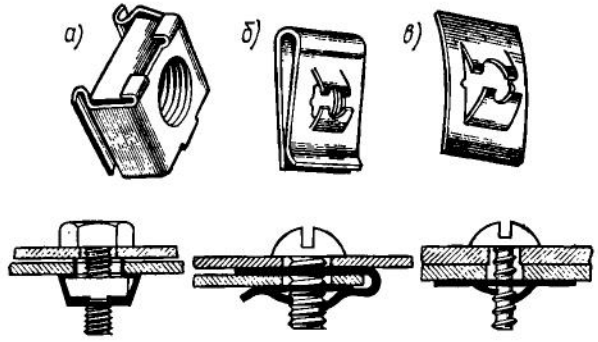


Рис. 1.11

специальных пружинных гаек (рис. 1.11, *а*, *б*, *в*). Шайбы из резины или кремнийорганических материалов, как и самоконтрящиеся гайки с упругим уплотнением, одновременно могут защитить соединение от пыли, воды и т. п. Шайбы с отгибаемыми «усиками» следует использовать при диаметре резьбы более 6 мм. При стопорении соединений с помощью лаков и красок предпочтение следует отдавать нитроэмали. Если соединение разбирают редко, то покрывают нитроэмалью и всю нарезанную часть винта. Это обеспечивает также надежную герметизацию соединения. При конструировании винтовых соединений, подвергающихся частой разборке и сборке (крепление лицевых панелей, крышек и других элементов приборов), целесообразно предотвратить возможную потерю крепежных деталей. При разъеме соединения они остаются или в крышке прибора, или в его корпусе. Для предотвращения выпадения винта применяют либо дополнительные детали (шайбы, штифты), либо изготовляют винты с частично снятой резьбой (так называемые невыпадающие винты) и соответственно выполняют отверстия в крышке и корпусе прибора.

Штифты в приборостроении применяют для соединения деталей и фиксации точного взаимного расположения деталей, сохраняю-

щегося при повторных сборках соединений. Различают соединения с цилиндрическими (рис. 1.12, *а*) и коническими (рис. 1.12, *б*) штифтами. Для предохранения штифтов от выпадения применяют пружинные кольца (рис. 1.12, *в*), или кернение (рис. 1.12, *а*). Необходимые размеры штифтов определяют, исходя из условий расчета на срез и смятие. На соединение (рис. 1.13) может действовать или крутящий момент $M_к$, или осевая сила F_A, поэтому

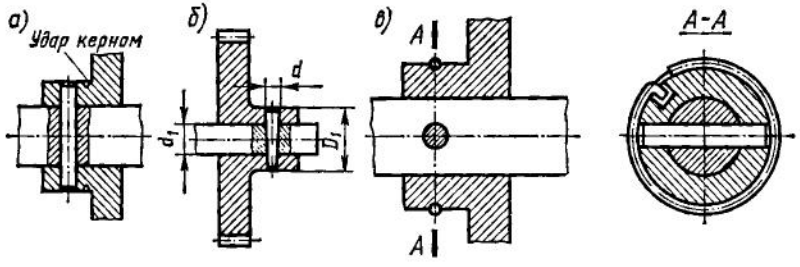


Рис. 1.12

в первом случае расчетная формула для определения диаметра штифта при расчете на срез $d = 1{,}13\sqrt{M_к/(D[\tau])}$, на смятие $d = 2M_к/\{(D_1 - D)^2[\sigma_{см}]\}$; во втором случае — при расчете на срез $d = 0{,}8\sqrt{F_a/[\tau]}$, на смятие $d = F_a/\{(D_1 - D)[\sigma_{см}]\}$. Предполагается, что срез штифта происходит в двух плоскостях. При расчете конического штифта в приведенных формулах вместо d подставляют $d_{ср} = 0{,}5(d_1 + d_2)$, где d_1 и d_2 — наименьший и наибольший диаметры штифта.

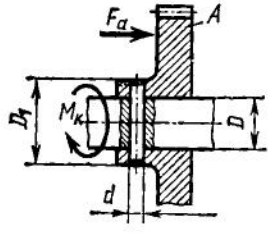


Рис. 1.13

При фиксации взаимного расположения деталей применяют специальные штифты, часто называемые установочными (рис. 1.14). Для повышения точности фиксации следует стремиться к увеличению расстояния между штифтами. Так как необходима высокая точность изготовления и обработки посадочных отверстий под штифты, штифтовые соединения получаются сравнительно дорогими. Для удешевления соединения применяют рассеченные и трубчатые штифты, а также шплинты. Рассеченные штифты не требуют точной обработки отверстий и отличаются повышенной прочностью сцепления с материалом деталей, но менее точно фиксируют детали, поэтому их не применяют при частых разборках. Трубчатые штифты, изготовляемые из стальной ленты, не передают больших усилий, но обеспечивают прочное соединение деталей даже при ударных и вибрационных нагрузках, допускают повторные сборки и не нуждаются в особой точности обработки отверстий.

В некоторых случаях для удешевления и упрощения соединений штифты заменяются шплинтами или другими деталями — специальными шайбами (рис. 1.15, *а*, *б*), скобками (рис. 1.15, *в*), пружинными кольцами (рис. 1.15, *г*, *д*) и др. Для постановки шплинта не требуется точной обработки отверстий и предохранительных устройств. Для других деталей (шайб, пружинных колец и т. д.) сверление отверстий заменяют проточкой канавок соответствующей глубины. Это значительно уменьшает размеры соединения и упрощает его сборку и разборку.

Штыковое (байонетное) соединение (рис. 1.16, *а*) осуществляют путем введения одной детали в другую с последующим их поворотом так, чтобы выступы, имеющиеся на одной детали, вошли в прорези, выполненные на другой. Штыковое соединение достаточно прочно, и в то же время его сборку и разборку осуществляют весьма просто и быстро без применения какого-либо инструмента.

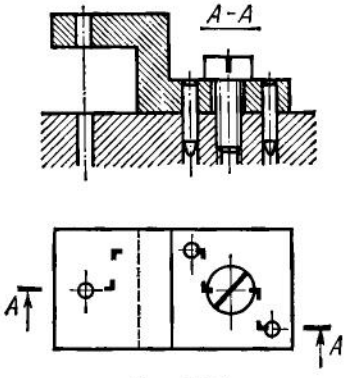


Рис. 1.14

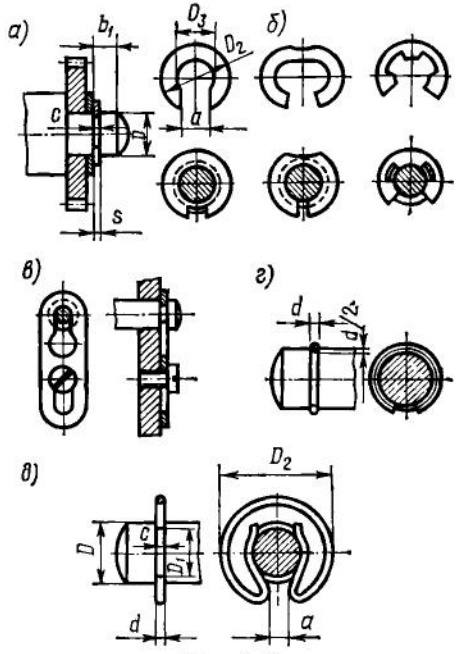


Рис. 1.15

С помощью штыкового соединения скрепляют как цилиндрические детали, так и плоские (рис. 1.16, *б*). Принято разделять штыковые соединения на простые и сложные. Простые штыковые соединения могут быть выполнены без фиксации или с фиксацией взаимного расположения скрепляемых деталей. Фиксацию обычно осуществляют с помощью винтов (рис. 1.16, *б*). Винт с полупотайной головкой лучше фиксирует положение детали, так как при затягивании его головка входит в коническую зенковку в конце прорези. Закрепление штыкового соединения винтами несколько усложняет его использование, но зато надежно защищает от разъединения при вибрационных и ударных нагрузках. Сложные штыковые соединения предназначены для использования в условиях динамических нагрузок. Их также широко применяют в различных конструкциях зажимов и замков. Они могут быть либо с пружинами, препятствующими разъединению соединяемых деталей (рис. 1.17, *а*, *б*),

либо с затяжкой соединения с помощью клина (рис. 1.17, *в*). Угол клина α должен быть в несколько раз меньше угла трения между материалами соединяемых деталей (обычно в 3...4 раза). Штыковые соединения широко используют для присоединения экранов радиоламп, в качестве штепсельных разъемов, защитных крышек, в электроосветительной аппаратуре для крепления плафонов, фильтров, в кинофотоаппаратуре для крепления объективов и других быстросъемных деталей. К штыковым соединениям также относится так называемое «пушечное» соединение (рис. 1.18). Это соединение отличается большой прочностью и получается из резьбового соединения путем фрезерования резьбы в соответствующих местах охватывающей и охватываемой деталей. Благодаря этому одна деталь вводится в другую простым поступательным движением, после чего поворотом одной из деталей осуществляется их соединение. Иногда для фиксации деталей применяют подпружиненные штифты (рис. 1.18). Штыковые соединения в большинстве случаев на прочность не рассчитывают. Лишь иногда приходится проверять прочность выступов на срез: $F_{ср} \leqslant A\,[\sigma_{ср}]$, где $F_{ср}$ — срезающая сила, приходящаяся на один выступ или штифт; A — площадь среза выступа или штифта.

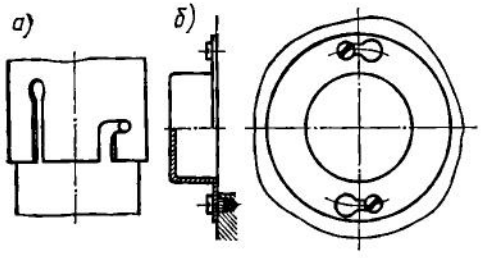


Рис. 1.16

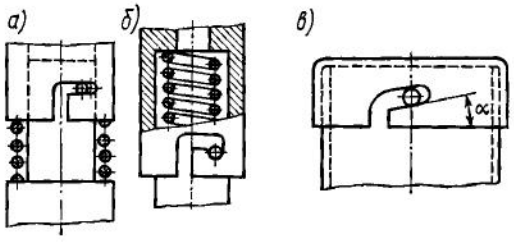


Рис. 1.17

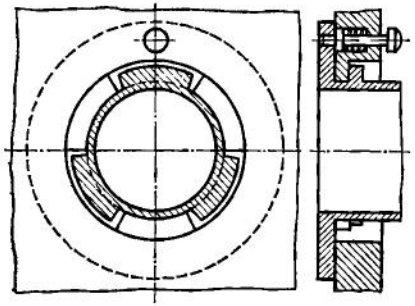


Рис. 1.18

Шпоночные и шлицевые соединения применяют для предохранения деталей, закрепляемых на валах, от проворачивания при передаче крутящих моментов. Шпоночные соединения (СТ СЭВ 189—75) осуществляют с помощью вспомогательных деталей — шпонок. В приборостроении в основном применяют соединения призматическими (рис. 1.19, *а*), сегментными (рис. 1.19, *б*) и цилиндрическими (рис. 1.19, *в*) шпонками. Указанные шпонки образуют ненапряженные соединения, обеспечивающие передачу только крутящих моментов. Шпонки применяют также в качестве направляющих, обеспечивающих легкое перемещение деталей вдоль вала, имеющего соответствующий продольный паз. У шпонок нагрузку воспринимают боковые поверхности, поэтому соединения шпонки с валом и закрепляемой на валу деталью осуществляют по соответствующим посадкам (СТ СЭВ 57—73). В радиальном направлении предусматривается зазор. При передаче крутящего момента возникают напряжения среза в продольном сечении шпонки и напряжения смятия на ее боковых сторонах. Размеры шпонок подбирают в соответствии со стандартом по диаметру вала, после чего производят проверку шпонок на прочность по напряжениям среза:

$$\tau = F/A_{ср} = 2M_к/(dbl) \leqslant [\tau]$$

и по напряжениям смятия (для простоты расчета считают, что напряжения $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2$):

$$\sigma_{см} = F/A_{см} = 4M_к/(dhl) \leqslant [\sigma_{см}],$$

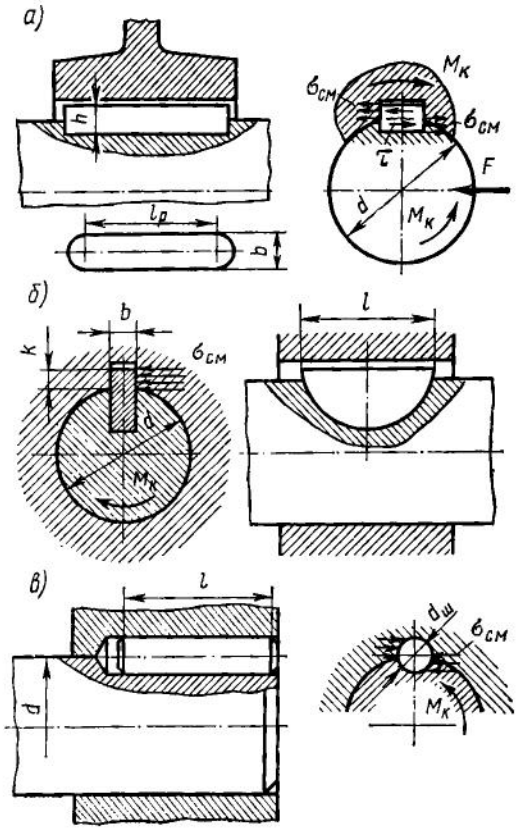


Рис. 1.19

где F — сила, действующая на шпонку; $A_{ср}$, $A_{см}$ — площади среза и смятия ($A_{см} = hl/2$), $M_к$ — передаваемый соединениями крутящий момент. Остальные размеры ясны из рис. 1.19.

Аналогично производят расчет сегментных шпонок, однако из-за глубокого паза считают, что шпонка нагружена в соответствии со схемой на рис. 1.19, *б*. Поэтому проверочный расчет производят по формуле $\sigma_{см} = 2M_к/(dlk) \leqslant [\sigma_{см}]$. Цилиндрические шпонки чаще всего используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие для шпонки получают сверлением и развертыванием при насаженной на вал детали (рис. 1.19, *в*). Соединение должно

иметь натяг. При больших нагрузках ставят несколько шпонок. Из-за того что цилиндрические шпонки не стандартизованы, их размеры выбирают, исходя из размеров соединяемых деталей, после чего проверяют прочность шпонки по напряжению смятия:

$$\sigma_{см} = (4 \ldots 5)\, M_к/(d l d_ш) \leqslant [\sigma_{см}],$$

где $d_ш$ — диаметр шпонки, который следует брать равным высоте стандартной призматической шпонки ($d_ш = h$), соответствующей диаметру вала d. Если на деталь действует и осевая сила, цилиндрическую шпонку часто заменяют винтом того же диаметра, нарезая для него в отверстии необходимую резьбу.

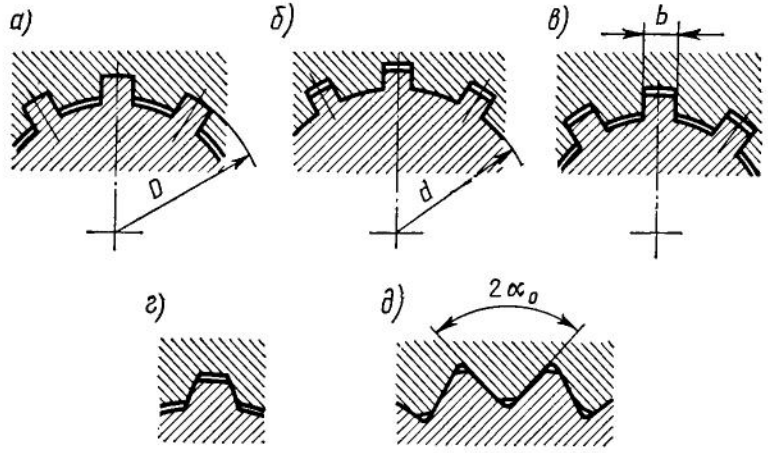


Рис. 1.20

Шпонку с валом обычно соединяют по переходной посадке, а с охватывающей деталью — по подвижной (СТ СЭВ 57—73). Это сделано для того, чтобы шпонка не перемещалась относительно вала при работе соединения, а получающийся в соединении зазор компенсировал неточности размеров, формы и взаимного расположения пазов.

Шлицевыми (зубчатыми) называют соединения, образуемые между выступами (шлицами) вала и соответствующими им впадинами в детали, закрепляемой на валу. Эти соединения применяют для тех же целей, что и шпоночные, но по сравнению с последними они передают бóльшие крутящие моменты при более высокой точности центрирования. Шлицевые соединения могут быть неподвижными и подвижными, обеспечивающими перемещение деталей вдоль вала. По форме поперечного сечения шлицы делят на прямобочные (рис. 1.20, *а, б, в*), эвольвентные (рис. 1.20, *г*) и треугольные (рис. 1.20, *д*). Соединения с прямобочным профилем (СТ СЭВ 188—75) выполняют с центрированием по внутреннему диаметру d (рис. 1.21, *б*), наружному диаметру D (рис. 1.21, *а*), боковым поверхностям шлицев (рис. 1.21, *в*). Выбор способа центрирования зависит от требований, предъявляемых к соединению, его конструкции и технологии изготовления. Центрирование по диаметрам d или D более точное, чем центрирование по боковым поверхностям шлицев. Но в последнем случае наблюдается более равномерное распределение нагрузки по шлицам, что обеспечивает передачу повышенных крутящих моментов. Допуски на шлицевые прямобочные соединиения указаиы в СТ СЭВ 187—75. Шлицевые соединения с эвольвентным профилем (СТ СЭВ 268—76) выполняют с центрированием по боковым профилям (см. рис. 1.20, *г*) или по наружному диаметру вала. Шлицы можно изготовлять с большой точностью на зуборезном оборудовании, что значительно удешевляет их производство. Соединения с треугольным профилем применяют сравнительно редко, главным образом как неподвижные

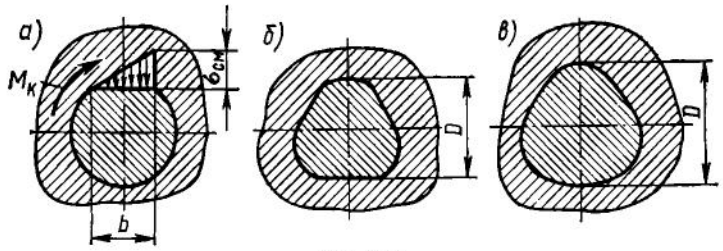


Рис. 1.21

соединения тонкостенных деталей приборов при больших нагрузках. После выбора типа шлицевого соединения по приведенным выше стандартам определяют его размеры, а затем проверяют шлицы на смятие. При расчете учитывают средний диаметр соединения $d_{ср} = (d + D)/2$ и площадь смятия всех шлицев $S_{см} = zhl\psi$. Тогда уравнение прочности

$$\sigma_{см} = 2M_к/(zhld_{ср}\psi) \leqslant [\sigma_{см}],$$

где z — число шлицев; h — расчетная высота шлицев; l — рабочая длина шлица; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения шлицев ($\psi = 0{,}7 \ldots 0{,}8$). Для прямобочных шлицев $h = (D - d)/2 - 2f$, где f — размер фаски на шлице ($f = 0{,}3 \ldots 0{,}5$ мм). Для эвольвентных и треугольных шлицев $h = (d_1 - d_2)/2$. Значение $\sigma_{см}$ зависит от термообработки, нагрузки и характера соединения. Например, для неподвижных шлицевых соединений $\sigma_{см}$ берут в несколько раз больше, чем для подвижных.

Профильными или бесшпоночными называют соединения, имеющие большей частью плавный некруглый профиль (рис. 1.21, *а,б,в*). Для повышения прочности вала и точности центрирования лыски на валу выполняют не по прямой (рис. 1.21, *а, б*), а по циклоидальной прямой (рис. 1.21, *в*). В этом случае вал можно обрабатывать на токарных станках с копировальным устройством, а отверстие — фасонными протяжками. При малых диаметрах валов применяют

профильные соединения, получаемые путем образования на валу одной или нескольких лысок (рис. 1.21, *а*, *б*). Простейшим является профильное соединение с квадратным (в поперечном сечении) валом (рис. 1.22). При расчете профильных соединений обычно проверяют прочность лысок вала на смятие:

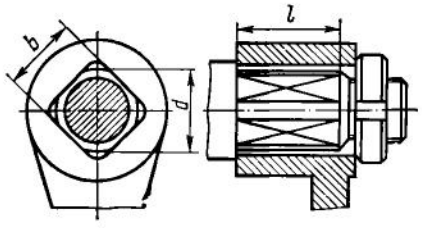


Рис. 1.22

$$\sigma_{см} = 12M_к/(b^2 l) \leqslant [\sigma_{см}],$$

где b — ширина лыски; l — рабочая длина лыски. Для соединения на квадрате (рис. 1.22) принимают $b = 0{,}75\,d$, $l = (1...2)\,d$. Принято считать, что напряжение распределяется по всем четырем лыскам. Тогда $\sigma_{см} = 3M_к/(b^2 l) \leqslant [\sigma_{см}]$.

§ 1.2. Неразъемные соединения

Неразъемным называют такое соединение деталей и узлов, разборка которого невозможна без повреждения соединяемых деталей или вспомогательных элементов, обеспечивающих соответствующее соединение. Неразъемные соединения часто служат для удешевления производства деталей сложной конфигурации, которые в этом случае получают путем неразъемного соединения нескольких более простых деталей. К неразъемным относят соединения сваркой, пайкой, склеиванием и замазкой, заформовкой, запрессовкой, расклепыванием, загибкой.

Соединения сваркой осуществляют путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. Сварной шов образует как бы однородное общее тело. В зависимости от формы свариваемых деталей, их материала и назначения применяют различные способы сварки. Необходимо учитывать, что не всякие материалы могут быть легко сварены между собой. Свариваемость металлов и сплавов существенно зависит не только от их химического состава, но и от выбранного способа и технологического режима сварки. Часто металлы, плохо сваривающиеся при одних способе и режиме сварки, хорошо свариваются при других. То же можно сказать и о прочности самого соединения. Поскольку в приборостроении применяют весьма большое количество материалов для деталей самого различного сортамента, то здесь используют почти все известные виды сварки. Для соединения тонкостенных деталей из цветных и легких металлов и сплавов толщиной от 1...2 мкм до 1...2 мм применяют различные виды контактной сварки: стыковую, точечную, шовную. Стыковую сварку, как и многие другие виды сварки, выполняют на сварочных машинах с расплавлением и без расплавления металла в зоне стыка. Свариваемые детали при этом сжимают и в зоне контакта выделяется большое количество теплоты. Таким способом могут быть сварены детали любого сечения: круглого, квадратного,

различные уголки, трубы и т. п. Стыковой сваркой сваривают почти все металлы и многие сплавы. При точечной сварке детали (обычно тонкостенные) соединяют внахлестку. Под действием давления электродов, подводящих ток к месту сварки, образуются так называемые сварные точки, обеспечивающие необходимое соединение (рис. 1.23). Так как распространение высокой температуры ограничивается только этими точками, располагаемыми на определенном расстоянии друг от друга, то соединяемые детали почти не коробятся. Расстояние t между сварными точками зависит как от материала соединяемых деталей, так и от их толщины. Обычно $t = (3...4)\,d$ (рис. 1.23). Шовную сварку осуществляют вращающимися дисковыми электродами. При этом получается непрерывный сварной шов, обеспечивающий герметичное соединение тонкостенных деталей.

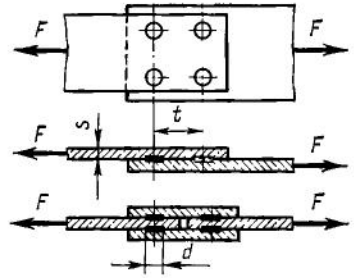


Рис. 1.23

Конденсаторная сварка является разновидностью контактной сварки. Ее применяют для приваривания деталей очень малой толщины к другим деталям. Здесь ток к месту сварки подается в виде короткого импульса вследствие разряда конденсаторов. Это позволяет дозировать количество получаемой теплоты, что предохраняет тонкие детали от пережога и обеспечивает высокую стабильность сварных соединений. Применяют и другие виды сварки: дуговую, электронно-лучевую, газовую, трением, давлением, ультразвуковую. С успехом применяют сварку различных изделий из пластмасс. Дуговой сваркой соединяют детали сравнительно большой толщины. Электронно-лучевую сварку производят потоком электронов большой энергии. Этим способом соединяют обычно весьма тугоплавкие металлы, а также металлы, легко поддающиеся окислению. Так как эту сварку производят в вакууме, то сварной шов получается очень чистым без всяких дополнительных примесей, вносимых электродами, обмазкой и т. п. При газовой сварке (в струе газового пламени) происходит оплавление кромок соединяемых деталей и вводимого в шов присадочного материала в виде проволоки. Этот способ сварки применяют сравнительно редко ввиду возможности довольно сильного коробления соединяемых деталей. При сварке трением нагрев соединения осуществляется теплотой, выделяемой при трении соединяемых деталей. Обычно одна деталь вращается относительно другой при одновременном приложении осевой силы. Этим способом могут быть сварены детали из самых различных материалов. Сварку давлением осуществляют без применения нагрева, путем сильного сдавливания соединяемых деталей. При этом появляются значительные пластические деформации. Для обеспечения прочных и плотных швов требуется предварительная тщательная очистка соединяемых

поверхностей. Точечная холодная сварка может обеспечить более прочное соединение деталей, чем точечная контактная сварка. Однако при этом на поверхности соединяемых деталей возникают очень глубокие вмятины, что ухудшает внешний вид соединения. При ультразвуковой сварке вследствие возбуждаемых механических колебаний в зоне соединения возникают переменные напряжения сдвига, что ведет к свариванию. Этим способом легко сваривают такие материалы, которые другими способами сварить невозможно или затруднительно. Сравнительно легко сваривают металлы, имеющие самые разнообразные и даже изоляционные покрытия, причем не требуется никакой предварительной очистки соединяемых поверхностей.

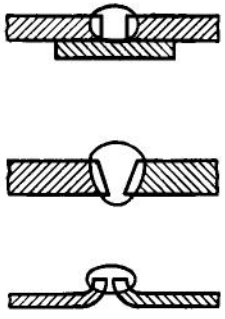


Рис. 1.24

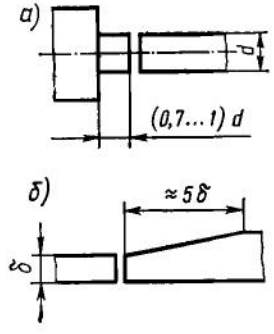


Рис. 1.25

В зависимости от выбранного вида сварки и требований, предъявляемых к соединению, применяют различные виды сварных соединений. Наибольшее распространение получили стыковые, нахлесточные, угловые и тавровые соединения. В стыковых соединениях (рис. 1.24) при соответствующей обработке кромок соединяемых деталей обеспечиваются хорошая проварка и необходимая прочность соединения. Если сваривают детали толщиной до 1 мм и менее, то производят отбортовку кромок. Для уменьшения концентрации напряжений при неравномерном остывании шва площади деталей в зоне стыкового соединения должны быть примерно равными. На рис. 1.25, *а* показана разделка торцов цилиндрических деталей, а на рис. 1.25, *б* — разделка кромки более толстой детали. Нахлесточные соединения (рис. 1.26, *а*) применяют при сварке листовых материалов. Угловое соединение показано на рис. 1.27, *а*, а тавровое — на рис. 1.27, *б*. На чертежах швы сварных соединений обозначают в соответствии с ГОСТ 2.312—72. Допускается не отмечать на чертеже швы линиями-выносками, а записывать указания по сварке в технических требованиях чертежа.

Слабыми участками в сварных соединениях могут быть швы, зоны термического влияния и оплавления. Протяженность этих зон и свойства металла в них зависят от соединяемых материалов и

режима сварки. Из-за неоднородности механических свойств указанных зон снижаются прочность и пластичность самих соединений.

При конструировании сварных соединений необходимо обеспечить равнопрочность шва с основным металлом при заданных нагрузках. При расчете сварного соединения за основное допускаемое напряжение принимают допускаемое напряжение при растяжении $[\sigma_р]$. При других видах нагружения допускаемые напряжения определяют в зависимости от основного. Например, допускаемое напряжение при сжатии очень часто принимают равным допускаемому напряжению при растяжении: $[\sigma_{сж}] = [\sigma_р]$, а допускаемые напряжения при срезе $[\tau']$ обычно выбирают в пределах 0,5...0,65 $[\sigma_р]$. Меньшее значение берут при точечной сварке. Наибольшей прочностью при переменных нагрузках обладают стыковые соединения с прямыми и косыми швами. Нахлесточные соединения получаются менее прочными из-за концентрации напряжений как в самих швах, так и в основном металле вблизи швов вследствие неравномерности распределения усилий. Для повышения прочности сварных соединений часто применяют дополнительную механическую или термическую обработку изделий, что позволяет значительно снизить остаточные напряжения.

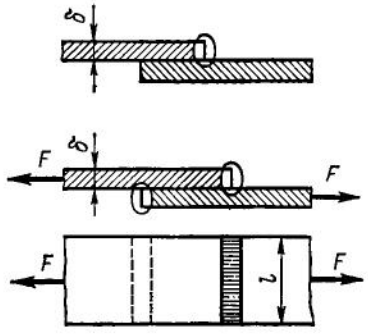


Рис. 1.26

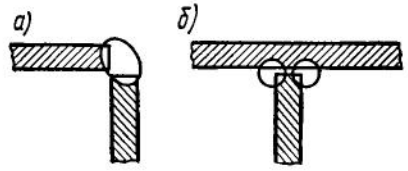


Рис. 1.27

В стыковых соединениях швы рассчитывают по формуле

$$\sigma = F/A = F/(l\delta) \leqslant [\sigma],$$

где σ — расчетное напряжение в сварном шве; F — нагрузка на шов; l — длина шва; δ — расчетная толщина шва, равная наименьшей толщине свариваемых деталей; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на растяжение в сварном шве. В нахлесточных соединениях для расчета лобовых и фланговых швов (рис. 1.28, *а*) пользуются формулой

$$\tau = F/(lh) \leqslant [\tau'],$$

где τ — расчетное касательное напряжение; h — расчетная высота шва, $h \approx 0{,}7\,\delta$; l — суммарная длина шва (на рис. 1.28, *б* — $2l$); $[\tau']$ — допускаемое напряжение на срез в сварном шве. Для комбинированного шва (рис. 1.28, *б*) $l = l_A + 2l_{фл}$. Расчет тавровых соединений производят по тем же формулам. Так как угловые соединения обычно передают малые нагрузки, то швы этих соеди-

нений на прочность не рассчитывают. При расчете на прочность соединений, выполняемых с помощью контактной точечной сварки, учитывают диаметр сварной точки, число сварных точек, число плоскостей среза, поэтому

$$\tau = 4F/(z\pi d^2 i) \leqslant [\tau'],$$

где z — число сварных точек; d — диаметр сварной точки; i — число плоскостей среза (обычно не более двух) (см. рис. 1.24). Значение d зависит от наименьшей толщины свариваемого материала; $d = 1{,}2\delta + 4$ при $\delta \leqslant 3$ мм. При шовной контактной сварке расчет ведут по формуле

$$\tau = F/(lb) \leqslant [\tau'].$$

Сварка пластмасс имеет целый ряд особенностей. Процесс сварки происходит в узком диапазоне температур, ограниченном температурой размягчения и температурой разрушения пластмасс. Поэтому жидкой ванны при сварке не образуется. Сваркой соединяют

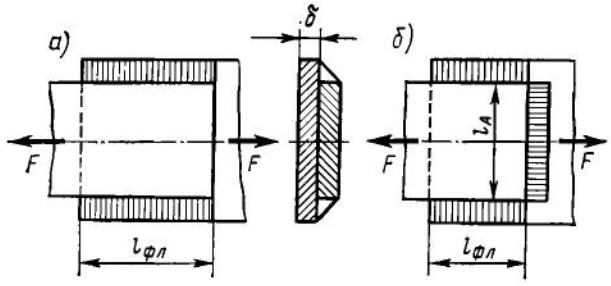


Рис. 1.28

в основном детали, изготовленные из термопластических материалов. Сварка позволяет получить прочные и плотные швы. Прочность сварных швов во многих случаях не уступает прочности основного материала. Сварка пластмасс может быть ультразвуковой, индукционной, выполнена нагретым газом, нагретым инструментом и трением. Сварку нагретым газом осуществляют с помощью горелки, в которой сжатый воздух (азот, аргон) нагревается до определенной температуры и подается в зону сварки. Этот вид сварки чаще всего производят с присадочным материалом (пруток из того же материала, что и свариваемые детали). Сварка нагретым инструментом заключается в том, что соединение деталей осуществляют путем нагрева свариваемых поверхностей специальным инструментом (типа электрического паяльника) с последующим давлением. Эта сварка позволяет соединять самые различные термопласты всевозможных конфигураций. Ультразвуковая сварка производится на специальных машинах, создающих ультразвуковые механические колебания, которые передаются к месту сварки. Сварка осуществляется теплотой, выделяющейся в зоне контакта свариваемых деталей. Преимуществом этого вида сварки является концентрация нагрева

только в зоне контакта, что обеспечивает наименьшие изменения свойств материала. Индукционная сварка получается в результате нагрева деталей большими токами высокой частоты. Для различных пластмасс напряженность электрического поля между электродами можно изменять от нескольких сотен до нескольких тысяч вольт на сантиметр. Для локализации нагрева применяют электроды различной формы. Установлено, что чем толще свариваемый материал, тем легче он сваривается. Поэтому индукционную сварку используют для соединения деталей, имеющих толщину более 0,1 мм. Сварку трением пластмасс выполняют аналогично сварке трением металлов. При этом получается хорошая однородность сварного шва, что обеспечивает высокую прочность соединения (80...90 % от прочности основного материала).

Соединения пайкой получают с помощью дополнительного металла (сплава) — припоя — путем нагрева места соединения до температуры плавления припоя. Соединение происходит вследствие растворения и диффузии основного материала и припоя. Так как температура плавления припоя сравнительно низкая, то пайка не вызывает изменения механических свойств паяемых материалов и не сопровождается появлением заметных внутренних напряжений. С помощью пайки соединяют детали не только из черных и цветных металлов, но и осуществляют соединение металлов со стеклом, керамикой и другими материалами. Хорошее соединение пайкой может быть получено только при обеспечении надлежащей чистоты соединяемых поверхностей деталей. В процессе пайки эти поверхности также необходимо защищать от окисления при повышенной температуре. Для этого применяют специальные вещества — флюсы, которые не только образуют жидкую или газообразную защитную среду, но и способствуют очищению поверхностей от загрязнений, растворяют окисные пленки, улучшают смачиваемость поверхностей припоем, уменьшают поверхностные натяжения в припоях, обеспечивая лучшее затекание припоя в зазоры между спаиваемыми деталями. Различают два основных способа пайки: низкотемпературная пайка, при которой нагрев в месте контакта паяемых материалов и припоя не превышает 400 °С, и высокотемпературная пайка — свыше 400 °С. После пайки места соединений должны тщательно промываться щелочными растворами для удаления кислотных остатков, входящих в состав флюсов. 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. Пайку паяльником применяют при пайке припоями, имеющими низкую температуру плавления. Наиболее часто ее применяют при соединении малогабаритных деталей. Пайку газовой горелкой применяют для соединения массивных деталей, а также при использовании припоев с высокой температурой плавления. В процессе пайки деталь и припой разогреваются до необходимой температуры пламенем газовой горелки или паяльной лампы. При этом возможно значительное коробление соединяе-

мых деталей. Пайка в печи позволяет повысить производительность процесса, но требует специальной подготовки изделия, обеспечивающей хорошую взаимную фиксацию соединяемых деталей и припоя. Этот способ позволяет выполнять пайку в защитных средах при различных температурах. Соединения получаются надежными со стабильными характеристиками. Индукционная пайка состоит в том, что нагрев происходит в результате теплового эффекта, возникающего в паяемых деталях под действием электромагнитного поля переменного тока. При этом возможен очень быстрый нагрев места соединения, что уменьшает возможность окисления соединяемых поверхностей. Пайку можно производить в вакууме или в нейтральной газовой среде. Пайка в жидких средах происходит вследствие теплообмена между металлическими деталями и жидкой средой. В качестве жидкой среды могут быть использованы расплавленные соли, различные масла, нагретые до высокой температуры, расплавленные припой или флюс. Этим способом можно паять самые различные материалы. При пайке алюминия и его сплавов используют обычно расплавленные флюсы. При пайке в ваннах с расплавленным припоем детали должны быть хорошо очищены и предварительно обработаны флюсом. Тогда припой, затекая в зазоры между деталями, образует прочное соединение. Этот способ позволяет повысить производительность процесса. Все преимущества этого способа выявились при пайке многочисленных соединений на печатных платах.

В последнее время разработан способ пайки волной припоя. В этом случае печатная плата проходит над ванной с расплавленным припоем и касается вершины волны, создаваемой специальным устройством. В этом случае поверхности в местах соединнений смачиваются припоем, излишек которого стекает вниз. В течение малого промежутка времени происходит соединение всех элементов схемы. Для уменьшения времени нахождения платы над ванной с припоем (что может привести к порче платы или других нетеплостойких элементов) применяют ванны с двойной волной. Пайку с помощью ультразвука в основном применяют для соединения деталей из алюминия и его сплавов. Наиболее часто этот способ применяют для предварительного покрытия припоем (лужения) различных деталей. Из-за сложности самого процесса (необходимости применения специального оборудования и инструментов) этот способ не получил широкого внедрения в производство. При разработке конструкций паяных соединений необходимо учитывать влияние на их качество материала деталей, которые необходимо соединить, геометрию и качество их поверхности, зазор между ними, свойства припоя и флюса, температуру, способ пайки и др. Качество паяного соединения в основном определяется полнотой заполнения зазора между соединяемыми поверхностями припоем и прочностью его связи с этими поверхностями. Основными видами паяных соединений являются соединения встык (рис. 1.29, *а*), внахлестку (рис. 1.29, *б*) и вскос (рис. 1.29, *в*). Соединение встык имеет малые габариты, но невысокую прочность; соединения внахлестку могут

обеспечить большую прочность, но увеличиваются габариты соединения; в соединениях вскос получается и достаточная прочность и малые габариты, но эти соединения довольно трудоемки. Пайка низкотемпературными (особолегкоплавкими и легкоплавкими) припоями, как правило, не обеспечивает высокую прочность соединений. Поэтому такие соединения следует разгружать от действия приложенных нагрузок. При пайке высокотемпературными (среднеплавкими и высокоплавкими) припоями прочность соединения сравнима с прочностью соединяемых деталей, следовательно, эти соединения можно конструировать, не уделяя особого внимания разгрузке шва от действующих сил и моментов. На рис. 1.30, *а*, *б* показаны соединения, выполняемые при пайке низкотемпературными припоями, и способы их разгрузки, а на рис. 1.30, *в* — соединение при пайке высокотемпературными припоями. Рис. 1.31 дает представление о соединениях пайкой стекла или керамики с металлами. Так как непосредственная пайка в этом случае невозможна, то на керамике или стекле создают промежуточный слой, который был бы хорошо сцеплен с поверхностью этих материалов и в то же время обеспечивал возможность хорошей его спайки с металлом. Создать промежуточный слой можно способами вжигания, химического осаждения металлов (меди, никеля и др.) или восстановления серебра (платины) из специальных

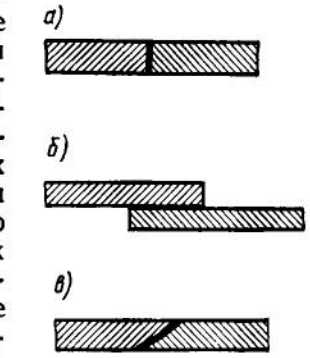


Рис. 1.29

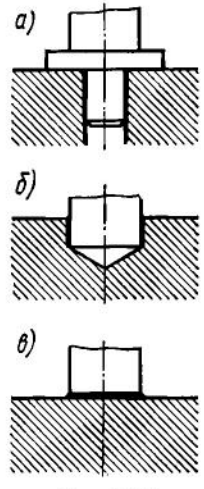
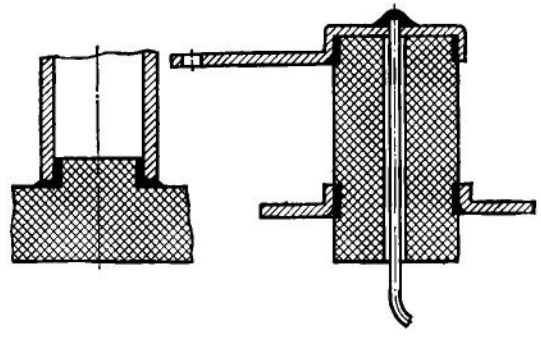


Рис. 1.30


Рис. 1.31

суспензий и т. п. Наиболее распространен в настоящее время способ вжигания серебра в стекло или керамику. При этом серебро, содержащееся в виде химического соединения в составе пасты, при нагревании восстанавливается в металлическое серебро и прочно сцепляется с поверхностными слоями керамикн или стекла.

В ряде случаев, когда невозможно осуществить другие соединения, применяют соединения склеиванием или замазкой. Эти виды соединений позволяют соединять металлы с металлами, металлы с неметаллами, неметаллы с неметаллами. Соединения выполняют с применением дополнительного материала — клея или замазки. Клеи, применяемые в приборостроении, разделяют на три группы: клеи, высыхающие в результате удаления растворителя; клеи, затвердевающие в результате охлаждения после расплавления; клеи, затвердевающие в результате химических процессов. Замазки применяют как для получения соединений, так и для герметизации других соединений. Различают отвердевающие замазки и неотвердевающие (невысыхающие) замазки. Отвердевающие замазки наиболее часто применяют для соединения керамики и стекла с металлами и другими материалами. Неотвердевающие замазки употребляют в основном в качестве герметиков. При соединении склеиванием, чтобы обеспечить требуемое относительное расположение деталей, в конструкции следует предусматривать фиксирующие элементы — выступы, впадины и т. п. Клеевые соединения не выдерживают напряжений изгиба и одностороннего отрыва одной из деталей. Соединения замазкой не выдерживают механических нагрузок, поэтому в конструкциях необходимо предусматривать дополнительные способы крепления, разгружающие соединение от действия сил или моментов.

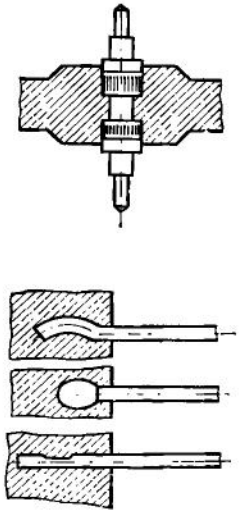


Рис. 1.32

Заформовкой осуществляют неразъемное соединение путем заливки в металлы или внедрения в пластические массы и стекло различных металлических и неметаллических элементов — арматуры. Большое распространение получила заформовка деталей из стали, бронзы, латуни и других материалов в отливки из цинковых, алюминиевых и магниевых сплавов; заформовка металлических деталей в резину, пластмассы и стекло. При проектировании таких отливок необходимо следить за тем, чтобы арматура была надежно закреплена в отливке. Для этого на арматуре предусматривают накатку, выточки, лыски, различные выступы и впадины. На рис. 1.32 показаны примеры заформовки стальных и латунных деталей в металлическое литье. Арматура предназначена также для упрочнения механически нагруженных деталей, резьбовых и штифтовых соединений, установки различных опор или цапф, осуществления электрических контактов. На рис. 1.33 показаны примеры заформовки в пластмассу различной по форме металлической арматуры для предохранения ее от вытягивания из детали при действии осевой силы и проворачивания. В тех случаях, когда требуется ввести в стеклянные баллоны электровакуумных приборов металлические

электроды, заформовка является единственным способом получения газонепроницаемого соединения. Однако во избежание растрескивания стекла и получения негерметичного соединения необхо-

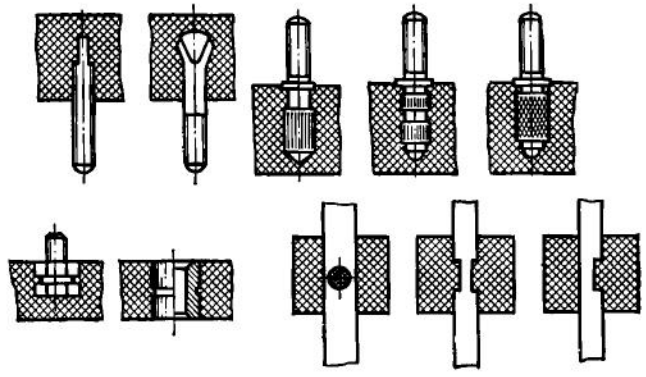


Рис. 1.33

димо или выбирать металл с температурным коэффициентом линейного расширения, близким температурному коэффициенту линейного расширения стекла, или придавать металлической детали специальную форму. Деформация такой детали из металла с низким пределом текучести при остывании обычно не разрушает стекло. Для заформовки в стекло ($\alpha = 9 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}) применяют платину $\alpha = 8{,}9 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}, сплав никеля с железом — платинит ($\alpha = 8{,}3 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}) и другие металлы и сплавы. Часто проводник, подлежащий заформовке в стекло, покрывают тонким слоем меди, так как медь способна образовывать со стеклом очень прочное соединение. На рис. 1.34 показаны способы заформовки различных металлических деталей в стекло.

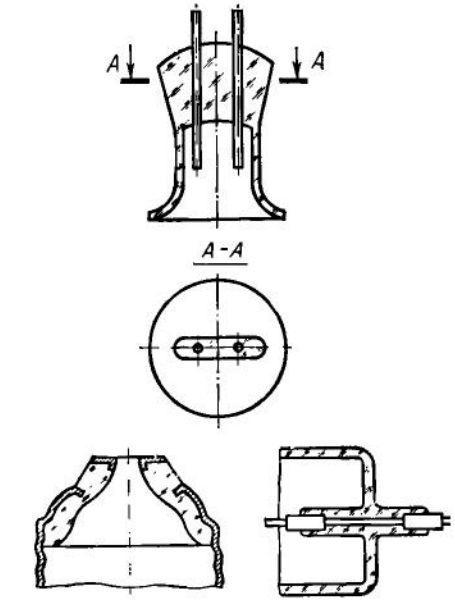


Рис. 1.34

Запрессовкой получают неразъемное соединение в результате сил трения, возникающих между поверхностями охватываемой и охватывающей деталей. Размеры охватывающей (отверстие) и охватываемой (вал) деталей выбирают так, чтобы обеспечить получение посадки с

натягом. В ряде случаев на поверхности вала делают накатку. При запрессовке на гладкие поверхности получается лучшее центрирование соединяемых деталей. Прочность соединения зависит от материала и размера натяга. Соединение запрессовкой может передавать крутящий момент, не превышающий $M_к = \pi l d^2 p f/2$, и противодействовать осевой силе $F_a = \pi l d p f$, где l

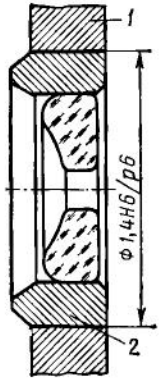


Рис. 1.35

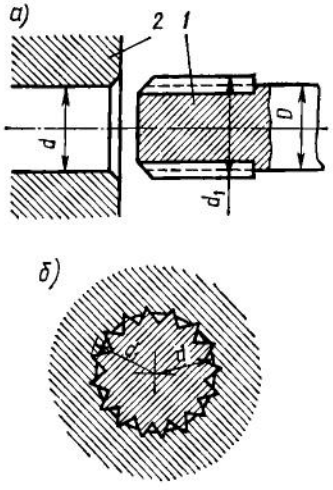


Рис. 1.36

и d — длина и диаметр соединения [чаще всего $l = (1...2)\,d$]; f — коэффициент трения; p — контактное давление; $p = \Delta/[d\,(C_1/E + C_2/E_2)]$, C_1 и C_2 — коэффициенты, зависящие от размеров и материала соединяемых деталей; Δ — расчетный натяг; $\Delta = \Delta_и - u$; $\Delta_и$ — измеренный натяг; u — величина, характеризующая изменение диаметров вала и отверстия вследствие сглаживания неровностей при запрессовке. Принимают $u \approx 1{,}2\ (R_{z1} + R_{z2})$, где R_{z1} и R_{z2} — высоты неровностей на сопрягаемых поверхностях деталей. Расчет по контактному давлению p применяют при упругих деформациях соединяемых деталей. Расчет при упругопластических и пластических деформациях см. в [41]. На рис. 1.35 показан пример соединения камня в оправе *2* с платой *1* прибора по посадке с натягом. Применение запрессовки на валик, имеющий накатку, позволяет значительно снизить стоимость соединения, так как здесь размеры можно выдерживать с меньшей точностью. Прочность соединения зависит от глубины вдавливания накатанных на валу *1* зубцов в цилиндрическую поверхность сопряженной детали *2*

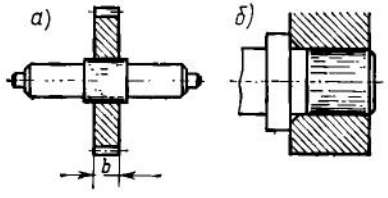


Рис. 1.37

(рис. 1.36, *а*). Обычно накатку выполняют на детали из более твердого материала (чаще всего на валу). Так как запрессовка на накатку (например, крепление колеса на валу—рис. 1.37, *а*) применяется в основном только для передачи крутящего момента, то для предохранения соединения от осевых усилий на деталях делают специальные заплечики (рис. 1.37, *б*). При расчете на прочность соединения определяют крутящий момент, который оно может передать. Если ожидается срез зубцов вала по диаметру d (рис. 1.36, *б*), то

$$M_к \leqslant b d d_1 (d_1 - d)[\tau_в]/t.$$

Если же закрепляемая на валу деталь изготовлена из очень мягкого материала и возможен срез по диаметру d_1, то

$$M_к \leqslant \pi b d_1 [\tau_0]/2,$$

где b — толщина закрепляемой на валу детали; d — диаметр соединения; d_1 — диаметр накатанного вала, $d_1 = d + (0{,}25...0{,}5)\,t$; t — шаг накатки; $[\tau_в]$ и $[\tau_0]$ — допускаемые напряжения на срез для материалов вала и закрепляемой на нем детали.

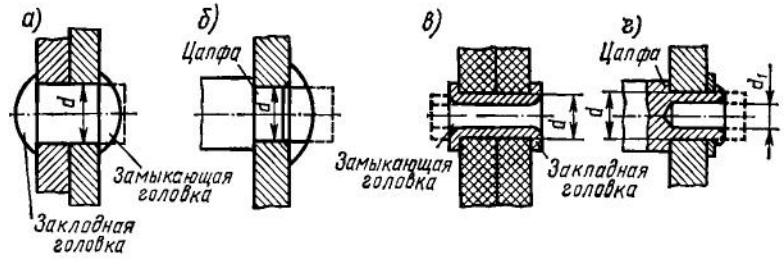


Рис. 1.38

Соединения расклепыванием выполняют с помощью заклепок (рис. 1.38, *а*) или цапф (рис. 1.38, *б*). И заклепки, и цапфы могут быть как цельными, так и пустотелыми (рис. 1.38, *в*, *г*). Пустотелые заклепки называют пистонами. Заклепку вставляют в отверстия, выполненные в соединяемых деталях, и осаживанием стержня получают так называемую замыкающую головку. При соединении металлов с гетинаксом, стеклотекстолитом, керамикой, тканями и другими материалами применяют пистоны. Однако заклепочные соединения из-за многих неудобств, связанных с малыми размерами заклепок (сверление отверстий, расклепывание), по возможности стараются заменить другими видами соединений — сваркой, пайкой, склеиванием. Но в ряде случаев, особенно когда прибор подвергается вибрационным и ударным нагрузкам, заклепочное соединение является наиболее надежным. При соединении деталей типа оболочек, резервуаров сложной формы, когда невозможно подвести инструмент к свободному концу заклепки и сформовать замыкающую головку, применяют пустотелые заклепки с подвижным стержнем *1* (рис. 1.39). Вбиванием стержня в заклепку получают замыкающую головку в виде развальцованной части свободного конца

заклепки. Соединения с помощью цапф применяют в основном для удешевления производства. Часто они являются наиболее рациональными способами соединения пластин, расположенных под прямым углом друг к другу (рис. 1.40), присоединения колонок и стоек к платам приборов. Цапфы могут быть цилиндрическими и призматическими. Цилиндрические цапфы в зависимости от материала соединяемых деталей выполняют, так же как и заклепки, цельными и

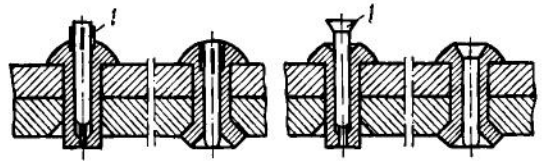


Рис. 1.39

пустотелыми. Призматические цапфы под действием приложенного к ним крутящего момента не проворачиваются. Для защиты цилиндрических цапф от проворачивания отверстия под цапфы можно сделать не круглыми, а придать им, например, форму шестигранника. Тогда цапфа при расклепывании деформируется и приобретает форму отверстия. Применяют и другие, более сложные способы — стопорящие штифты, зубчатые шайбы и т. п. Можно применить цилиндрические цапфы с одной или двумя лысками. В этом

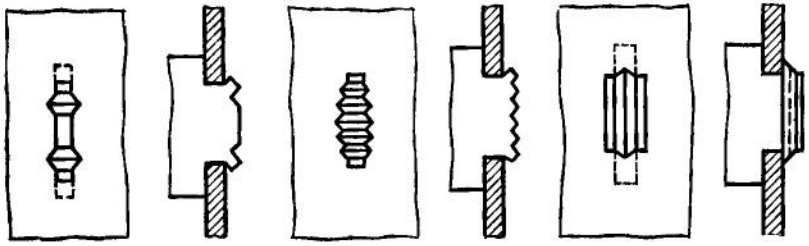


Рис. 1.40

случае в другой детали необходимо делать соответствующие отверстия. Если на цапфу (рис. 1.41, *а*) действует осевая нагрузка F_a, то возможны разрыв стержня по диаметру d, срез головки по этому же диаметру или смятие опорной поверхности головки. Составив уравнения прочности для перечисленных случаев:

$$\sigma_р = 4F_a/(\pi d^2) \leqslant [\sigma_р],\ \tau_{ср} = F_a/(\pi d h) \leqslant [\tau_{ср}]$$
$$\text{и}\ \ \sigma_{см} = 4F_a/[\pi (D^2 - d^2)] \leqslant [\sigma_{см}],$$

можно найти диаметр стержня цапфы d, высоту головки h и ее диаметр D:

$$d \geqslant 2\sqrt{F_a/(\pi [\sigma_р])};\quad h = d[\sigma_р]/(4[\tau_{ср}]);$$
$$D \geqslant d\sqrt{[\sigma_р]/[\sigma_{см}] + 1}.$$

Если на соединение действует радиальная сила F_r, то в этом случае определяем диаметр стержня цапфы

$$d \geqslant 4[\sigma_{см}]\delta/(\pi[\tau_{ср}]),$$

по уравнениям прочности

$$\tau_{ср} = 4F_r/(\pi d^2) \leqslant [\tau_{ср}]\ \text{и}\ \ \delta_{см} = F_r/(d\delta) \leqslant [\sigma_{см}],$$

где δ — толщина платы. При расчете пистонов или пустотелых цапф вместо площади сечения стержня $\pi d^2/4$ следует подставить площадь поперечного сечения пистона $\pi\,(d^2 - d_1^2)/4$. В заклепочных соединениях заклепки обычно работают на срез и испытывают еще напряжения смятия на боковых поверхностях. В соединеннях на рис. 1.38, *а*, *в* с одной накладкой вследствие несимметричного приложения силы заклепки испытывают также и напряжения изгиба. При использовании двух накладок изгиб отсутствует. Если в соединении z заклепок, то предполагается, что сила F, растягивающая соединение, равномерно распределяется на все заклепки. Тогда на одну заклепку действует сила $F_1 = F/z$. Соединяемые листы испытывают напряжения смятия, напряжения растяжения по сечению cc_1 и напряжения среза по сечениям bb и ac (рис. 1.41, *б*). На практике заклепку проверяют на срез и смятие, листы — на срез и растяжение. Для заклепки

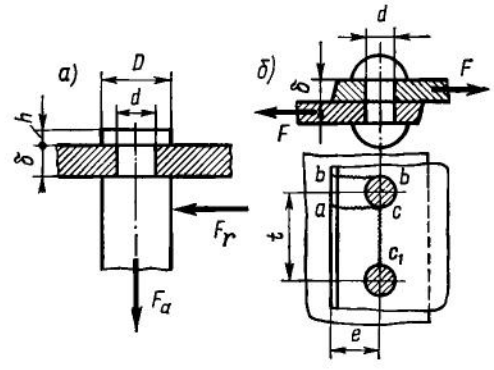


Рис. 1.41

$$\tau_{ср} = 4F_1/(\pi d^2) \leqslant [\tau_{ср}];\ \ \sigma_{см} = F_1/(\delta d) \leqslant [\sigma_{см}],$$

где δ — толщина более тонкого листа; для листов

$$\sigma_р = F_1/[(t - d)\,\delta] \leqslant [\sigma_р];\ \ \tau_{ср} = F_1/[2\,(e - d/2)\,\delta] \leqslant [\tau_{ср}].$$

Чтобы получить равнопрочность листов и заклепок, принимают $d = 2\delta$; $t = (3...4)\,d$; $e = (1{,}5...2)\,d$ для односрезных соединений. Для двухсрезных соединений расчетная площадь сечения заклепок удваивается. Толщина накладок обычно $\delta_н \geqslant 0{,}6\,\delta$.

Соединения загибкой используют чаще всего для удешевления производства, а также в тех случаях, когда применяют детали из материалов, не выдерживающих ударов (керамика, стекло, пластмассы и т. п.). При развальцовке края охватываемой детали отгибают наружу. Этим способом закрепляют колеса на валах, втулки в платах приборов, а также скрепляют детали из хрупких материалов (с помощью пистонов и пустотелых цапф). При завальцовке загибают внутрь край охватывающей детали. Этот способ широко

примеияют для крепления оптических деталей в оправах, смотровых стекол в корпусах приборов, а также каменных и пластмассовых подшипников в оправах. Завальцовкой удобио соединять тонкостеиные детали (рис. 1.42, *а*, *б*). На соединяемых деталях предусматривают соответствующие выступы для их взаимной фиксации.

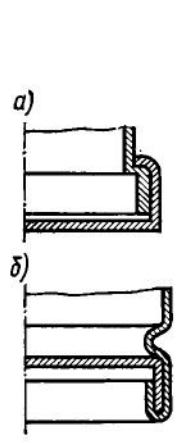


Рис. 1.42

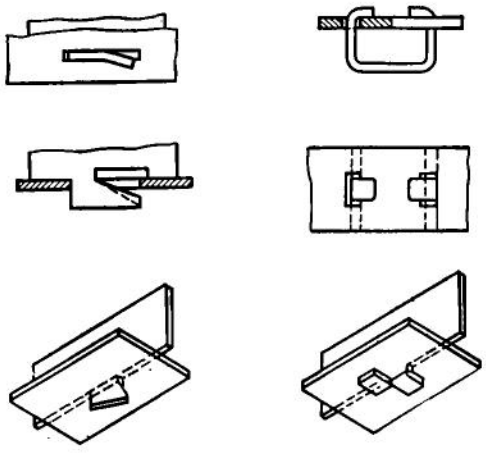


Рис. 1.43

При соединении лапками на одной детали делают лапки — выступы, а на другой — соответствующие лапкам прорези (рис. 1.43). С помощью лапок можно крепить на монтажных платах крупные детали: конденсаторы, дроссели, трансформаторы. Путем загибки лапок крепят наконечники проводов, выводные лепестки на катушках и платах. Чаще всего лапки подвергаются напряжениям среза, поэтому при расчете на прочность обычно определяют число лапок из уравнения прочности на срез

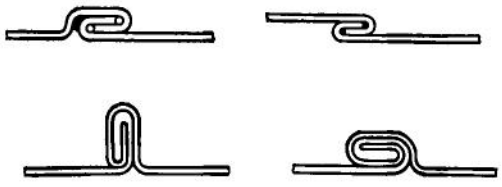


Рис. 1.44

$$\tau_{ср} = F/(\delta n l) \leqslant [\tau_{ср}],$$

где F — действующая на соединиение сила; δ — толщина материала лапки; n — число лапок, работающих на срез; l — длина линии среза лапки. Соединения фальцами применяют при изготовлении из тонкого листового материала корпусов приборов, при креплении дна к цилиндрической детали и т. п. Для герметизации соединения фальцы пропаивают легкоплавкими припоями или закладывают в фальц соответствующие прокладки. Можно получить достаточно герметичиое соединеиие с помощью двойного фальца (рис. 1.44).

Глава 2
ВАЛЫ И ОСИ

§ 2.1. Основные сведения. Элементы конструкции. Материалы

Валы и оси предиазначены для установки и крепления иа них вращающихся деталей механизмов приборов, например, зубчатых колес и секторов, шкивов, барабанов, муфт и полумуфт, шкал и указателей и т. д. Валы и оси различают по условиям работы. Оси не передают вращающего момента и не испытывают кручения. Они могут быть нагружены изгибающими моментами и продольными (осевыми) силами. На неподвижные оси обычно устанавливают детали (например, ролик *1* на рис. 2.1, *а*), а подвижные оси вместе

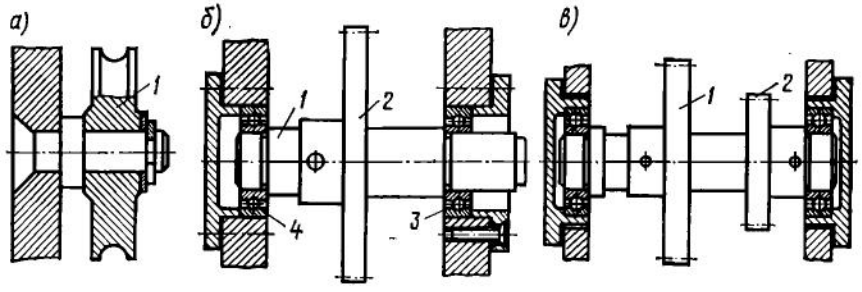


Рис. 2.1

с закрепленными на иих деталями вращаются в подшипниках качения или скольжения (ось *1* и зубчатое колесо *2* в подшипниках *3* и *4* на рис. 2.1, *б*). В отличие от оси вал передает вращающий момент, например, от колеса *1* колесу *2* на рис. 2.1, *в*. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в некоторых случаях дополнительно растяжение или сжатие.

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Прямые валы получили самое широкое распространение в приборостроении. Коленчатые валы применяют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот; они совмещают функции обычных валов с функциями кривошипов в кривошипно-ползунных механизмах приборов и приборных устройств. Гибкие валы состоят из нескольких плотно навитых слоев стальных проволок. Соседние слои имеют противоположное направление навивки, при этом направление навивки наружного слоя должно совпадать с направлением вращения, что обеспечивает уплотнение внутренних слоев. Гибкие валы применяют для передачи вращающих моментов между приборами, произвольно расположенными в условиях эксплуатации, например между приборами дистанционного контроля и управления.

Для обеспечения достаточной равнопрочности по длине, удобства изготовления и установки сопряженных деталей валы и оси выполняют ступенчатыми (рис. 2.2). В плоскости действия изгибаю-

щего момента такая форма вала или оси приближается к профилю равнопрочного сечения, имеющего вид кубической параболы (штриховые линии на рис. 2.2). При установке на вал неразъемных деталей с различными внутренними диаметрами необходимо, чтобы детали проходили до соответствующих им посадочных поверхностей свободно. Участки вала или оси, непосредственно соприкасающиеся с опорами (подшипниками качения или скольжения), называют цапфами. Цапфы, передающие на концевые опоры преимущественно радиальную нагрузку, перпендикулярную оси вала, называют шипами, а цапфы, передающие осевую нагрузку, — пятами. По форме пяты могут быть сплошными (рис. 2.3, *а*), кольцевыми (*б*) и сферическими (*в*).

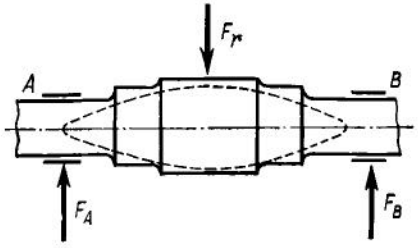


Рис. 2.2

Посадочные поверхности под ступицы насаживаемых на вал или ось деталей выполняют цилиндрическими или коническими. Последние применяют для обеспечения соосности и повышения точности центрирования деталей. Диаметры посадочных поверхностей d валов и осей выбирают из стандартного ряда линейных размеров [55], а диаметры под подшипники качения — из стандартного ряда диаметров подшипников качения [5]. Переходные участки между двумя соседними ступенями различных диаметров у валов и осей приборов выполняют или в виде канавки для выхода шлифовального круга (рис. 2.4, *а*), или в виде галтели постоянного радиуса r (рис. 2.4, *б*). Канавки вызывают концентрацию напряжений и понижают прочность вала при переменных нагрузках, поэтому их рекомендуют выполнять на концевых участках валов и осей, где изгибающие моменты невелики. Радиус галтели выбирают меньше радиуса закругления или радиального размера фаски насаживаемой на вал детали. Для нагруженных участков валов и осей, используемых, например, в силовых приводах, рекомендуют

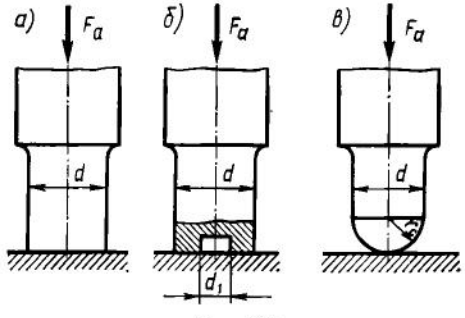


Рис. 2.3

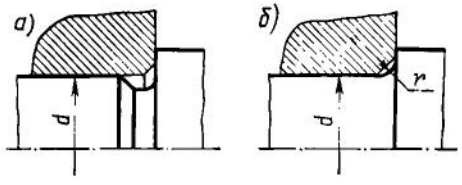


Рис. 2.4

галтели переменного радиуса, имеющие эллиптическую форму или очерченные двумя радиусами кривизны [41].

Валы и оси механизмов приборов выполняют из конструкционных и легированных сталей, обладающих хорошими механическими характеристиками и физическими свойствами. К ним относятся стали углеродистые обыкновенного качества Ст4, Ст5, Ст6 (по ГОСТ 380—71); стали углеродистые качественные конструкционные 20, 30, 40, 50, 60 и др. (по ГОСТ 1050—74); стали легированные конструкционные 20Х, 30Х, 38ХА, 30Г, 40ХН и др. (по ГОСТ 4543—71). В целях упрочнения валы могут подвергаться различной термической обработке. Для повышения износостойкости отдельных участков валов часто применяют закалку токами высокой частоты (ТВЧ).

§ 2.2. Расчеты валов и осей

Расчет на прочность. При составлении схемы для расчета на прочность валы и оси рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах [41]. Расчет осей является частным случаем расчета валов при крутящем моменте, равном нулю. Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по одному в опоре и воспринимающих только радиальные силы F_r, опору рассматривают как шарнирно-подвижную и центр шарнира опоры принимают в середине подшипника качения (рис. 2.5, *а*). У валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по два в опоре (рис. 2.5, *б*), усилия в основном воспринимает подшипник, расположенный со стороны нагруженного участка, а внешний подшипник нагружен значительно меньше. Поэтому центры условных шарнирных опор совмещают с серединой внутреннего подшипника или располагают на $^1/_3$ расстояния между подшипниками одной опоры ближе к внутреннему подшипнику. У валов, вращающихся в подшипниках скольжения малой длины и воспринимающих радиальную нагрузку, центр шарнирно-подвижной опоры условно можно располагать в середине длины подшипника скольжения, а в подшипниках скольжения относительно большой длины — на расстоянии 0,3...0,4 его длины от внутреннего торца [41]. Для валов, воспринимающих радиальные и осевые нагрузки, опоры рассматривают как шарнирно-неподвижные (рис. 2.5, *б*). При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы, распределенные по длине ступицы, и на расчетных схемах эти усилия рассматривают как сосредоточенные и приложенные в середине ступицы.

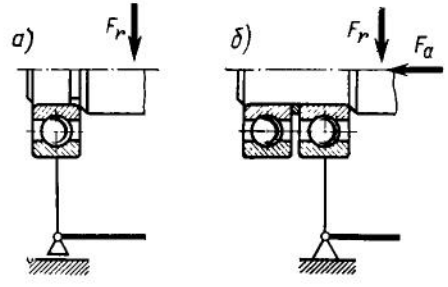


Рис. 2.5

В случае, когда линейные размеры вала и расстояния между точками приложения сил по его длине неизвестны и, следовательно, не могут быть вычислены изгибающие моменты, диаметр вала определяют только с учетом крутящего момента. Обычно это диаметр входного или выходного участка вала, например между муфтой и подшипником. Влияние изгиба, концентраторов напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируют уменьшением допускаемых напряжений на кручение. Условие прочности вала на кручение

$$\tau = M_к / W_р, \qquad (2.1)$$

где $M_к$ — крутящий момент.

Полярный момент сопротивления при круглом поперечном сечении вала

$$W_р = \pi d^3/16 \approx 0{,}2d^3, \qquad (2.2)$$

где d — диаметр сплошного вала.

Из уравнений (2.1) и (2.2) следует

$$d \geqslant \sqrt[3]{M_к/(0{,}2[\tau])} = \sqrt[3]{97\,400P/(0{,}2n[\tau])}, \qquad (2.3)$$

где P — передаваемая валом мощность, кВт; n — частота вращения вала, мин$^{-1}$. Для стальных валов принимают $[\tau] = 20...40$ МПа. Полученное из выражения (2.3) значение d округляют до ближайшего большего значения из нормального ряда линейных размеров.

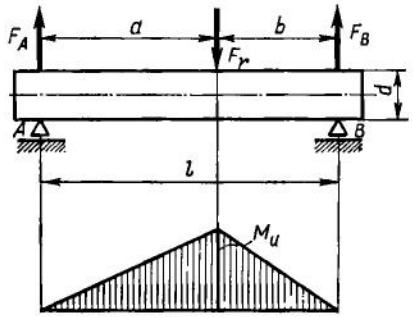


Рис. 2.6

В случае, когда известны линейные размеры вала и точки приложения сосредоточенных сил, например при эскизном проектировании валов, расчет диаметра вала выполняют с учетом крутящего и изгибающего моментов. Для этого составляют приближенную расчетную схему нагружения вала (рис. 2.6) и определяют опорные реакции: $F_A = bF_r/l$; $F_B = aF_r/l$.

Если нагрузки, действующие на вал, не лежат в одной плоскости, то их разлагают по двум взаимно перпендикулярным плоскостям (вертикальной YZ и горизонтальной XZ), определяют в этих плоскостях реакции опор и изгибающие моменты, а затем производят их геометрическое суммирование. Для практических расчетов можно принять, что если угол между плоскостями действия сил $\leqslant 30°$, то все силы действуют в одной плоскости, а при отклонении сил от координатных плоскостей на угол $\leqslant 15°$ силы совмещают с данными плоскостями.

Результирующие опорные реакции F и изгибающий момент $M_и$ в соответствующих сечениях вала:

$$F_A = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2}; \quad F_B = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2}; \quad M_и = \sqrt{M_{иX}^2 + M_{иY}^2},$$

где F_{AX}, F_{AY}, F_{BX}, F_{BY}, $M_{иX}$, $M_{иY}$ — опорные реакции и изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях. Эквивалентный момент (см. [41])

$$M_э = \sqrt{M_к^2 + M_и^2} \qquad (2.4)$$

и условие прочности вала при совместном действии кручения и изгиба

$$\sigma_э = M_э/W = \sqrt{M_к^2 + M_и^2}/W \approx M_э/(0{,}1d^3) \leqslant [\sigma].$$

В этом случае расчетное значение диаметра вала

$$d \geqslant \sqrt[3]{M_э/(0{,}1[\sigma])}, \qquad (2.5)$$

где $W = \pi d^3/32$ — осевой момент сопротивления круглого сечения вала.

Диаметр оси, работающей только на изгиб, определяют из уравнения (2.5) при $M_к = 0$:

$$d \geqslant \sqrt[3]{M_и/(0{,}1[\sigma])}.$$

Полученное расчетом значение d округляют до ближайшего большего значения из нормального ряда линейных размеров [55], а диаметры различных ступеней вала назначают из конструктивных и технологических условий, например удобства сборки и фиксации деталей на валу в осевом направлении.

Проверочным расчетом вала является его расчет на сопротивление усталости, в результате которого определяют коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала. Такой расчет обычно проводят для валов приводов и передаточных механизмов, работающих при относительно больших силовых нагрузках. Так как при работе механизмов нагрузки могут изменяться под действием большого числа одновременно действующих факторов (изменений условия трения, свойств смазки и др.), то расчет на сопротивление усталости выполняют условно по номинальной нагрузке; цикл напряжений выбирают в зависимости от характера нагрузки. В общем случае асимметричных циклов напряжений запас прочности определяют по формулам (см. [50]):

для нормальных напряжений (изгиба)

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/[K_\sigma \sigma_a/(K_v K_d) + \psi_\sigma \sigma_m]; \qquad (2.6)$$

для касательных напряжений (кручения)

$$n_\tau = \tau_{-1}/[K_\tau \tau_a/(K_v K_d) + \psi_\tau \tau_m]; \qquad (2.7)$$

при одновременном действии нормальных и касательных напряжений (изгиба и кручения)

$$n = 1/\sqrt{(1/n_\sigma)^2 + (1/n_\tau)^2} \geqslant [n.] \qquad (2.8)$$

В формулах (2.6)...(2.8) σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости материала соответственно при изгибе и кручении при симметричном цикле напряжений; K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении (назначают по таблицам в зависимости от типа, размеров и расположения концентраторов напряжений [41]); σ_a и τ_a — амплитуды напряжений циклов при изгибе и кручении соответственно; K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения, вводимый для валов

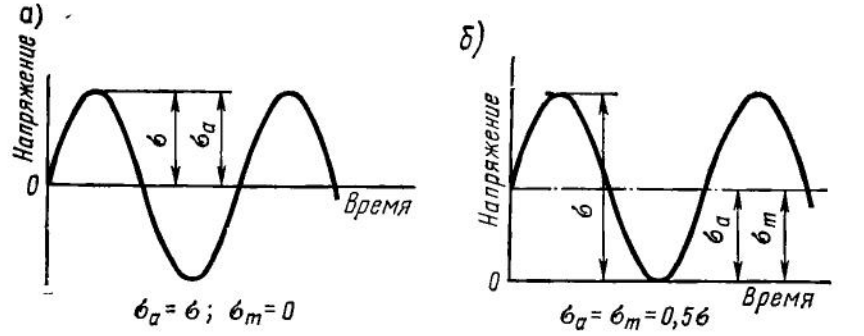


Рис. 2.7

и осей с поверхностным упрочнением (закалка, азотирование и т. д.) [41]; K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала или оси на их прочность [41]; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении; σ_m и τ_m — средние напряжения циклов соответственно при изгибе и кручении;

$$\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0; \quad \psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_0)/\tau_0,$$

при этом σ_0 и τ_0 — пределы выносливости материала при отнулевом цикле напряжений.

В ряде случаев расчеты упрощают. Для неподвижной оси, когда напряжение изгиба изменяется по отнулевому циклу, $\sigma_a = \sigma_m = 0{,}5\,\sigma$ (рис. 2.7, *б*) и запас прочности

$$n_\sigma = 2\sigma_{-1}/\{\sigma[K_\sigma/(K_v K_d) + \psi_\sigma]\} \geqslant [n],$$

при этом $\sigma = M_и/W \approx M_и/(0{,}1\,d^3)$.

Для вращающейся оси напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу; $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$ (рис. 2.7, *а*) и

$$n_\sigma = K_v K_d \sigma_{-1}/(K_\sigma \sigma) \geqslant [n].$$

При вращении вала в одну сторону или при редком его реверсировании принимают, что напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу: $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$, а напряжение кручения — по отнулевому циклу: $\tau_a = \tau_m = 0{,}5\,\tau$, так что

$$n_\sigma = K_v K_d \sigma_{-1}/(K_\sigma \sigma); \; n_\tau = 2\tau_{-1}/\{\tau[K_\tau/(K_v K_d) + \psi_\tau]\};$$
$$n = n_\sigma n_\tau/\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2},$$

при этом $\tau = M_к/W_\rho \approx M_к/(0{,}2\,d^3)$.

В случае частого реверсирования вала, что наблюдается, например, в редукторах и приводах следящих систем, принимают, что напряжения изгиба и кручения изменяются по симметричному циклу: $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$; $\tau_m = 0$; $\tau_a = \tau$, а запас прочности определяют в виде

$$n_\sigma = K_v K_d \sigma_{-1}/(K_\sigma \sigma), \; n_\tau = K_v K_d \tau_{-1}/(K_\tau \tau);$$
$$n = n_\sigma n_\tau/\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}.$$

Допускаемый запас прочности $[n]$ зависит от стабильности механических характеристик материала, возможности моделирования условий нагружения и экспериментальной проверки конструкции. При средней точности расчета и средней стабильности механических характеристик материала $[n] = 1{,}5...2{,}0$. Наименьшее рекомендуемое значение $[n_{min}] = 1{,}3$.

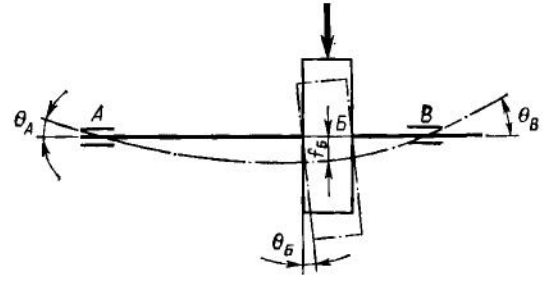


Рис. 2.8

Расчет на жесткость и колебания. Расчет валов и осей на жесткость производят в тех случаях, когда их упругие деформации могут существенно влиять на работу связанных с ними деталей, например, подшипников, зубчатых колес, фрикционных катков, отсчетных устройств и др. Различают жесткость валов при изгибе и кручении. Параметрами, характеризующими степень жесткости вала или оси на изгиб, являются: θ — угол наклона поперечного сечения вала, f — наибольший прогиб вала или оси (рис. 2.8). Углы наклона и прогибы упругой линии определяют известными методами сопротивления материалов [41, 50]. Жесткость при изгибе обеспечивается условием

$$\theta \leqslant [\theta]; \quad f \leqslant [f].$$

где $[\theta]$ и $[f]$ — допускаемые значения углов наклона и прогибов соответственно, которые зависят от назначения и условия работы валов и осей приборных устройств и определяются по эмпирическим зависимостям и принятым нормам [50].

Жесткость вала при кручении характеризуют углом закручивания цилиндрического участка вала под действием крутящего момента

$$\varphi = M_к/(0{,}1 d_{min}^4 G) \leqslant [\varphi],$$

где d_{min} — минимальное значение диаметра вала по его длине; G — модуль упругости материала вала при сдвиге; $[\varphi]$ — допускаемый угол закручивания вала.

Упругие угловые деформации валов в кинематических цепях оказывают влияние на погрешность углового смещения исполнительных звеньев или рабочих органов, например, шкал, лимбов, указателей отсчетных устройств, подвижных контактов потенциометров. При использовании длинных валов малого диаметра угол закручивания может оказаться относительно большим. В таких случаях диаметр вала определяют не из условий прочности, а из условия крутильной жесткости

$$d_{min} \geqslant 1{,}1 \sqrt[4]{M_к/(0{,}1 G [\varphi])},$$

где коэффициент 1,1 учитывает ослабление вала концентраторами напряжений [50]. Размер допускаемого угла закручивания $[\varphi]$ зависит от назначения и условий работы вала и может изменяться в широких пределах; так, например, для длинных валиков — от $[\varphi] \leqslant 5...10'$ на длине 1 м до $[\varphi] \leqslant 20'$ на длине 1 м [50].

Валы, имеющие большую частоту вращения, дополнительно рассчитывают на колебания. Расчет валов на колебания заключается в проверке условий отсутствия резонанса при установившемся режиме работы и определении критических частот вращения. Для большинства быстровращающихся валов основными возмущающими силами, вызывающими поперечные колебания, являются силы от неуравновешенности и статической несбалансированности установленных на валах и вращающихся вместе с ними деталей.

При частоте возмущающих сил, равной или кратной частоте собственных колебаний вала, наступает явление резонанса, при котором амплитуда колебаний вала резко возрастает и может достигнуть значения, при котором вал разрушается. Соответствующую резонансную угловую скорость $\omega_{кр}$ или частоту вращения $n_{кр}$ вала называют критической. Для отсутствия резонанса частота вращения вала при установившемся движении должна быть больше или меньше критической. Предположим, что на валу симметрично его опорам установлен неуравновешенный диск массой m, центр тяжести которого смещен относительно геометрической оси вращения на величину e (рис. 2.9, *а*). При равномерном вращении вала с угловой скоростью ω возникает центробежная сила, под действием которой вал прогибается на величину f (рис. 2.9, *б*). Центробежная сила без учета влияния массы вала

$$F_ц = m\omega^2 (f + e),$$

где m — масса диска; $f + e$ — радиус вращения центра тяжести диска; при этом вектор силы $F_ц$ вращается с угловой скоростью ω.

Центробежная сила $F_ц$ вызывает силу упругого сопротивления деформации вала

$$F_у = kf,$$

где k — коэффициент жесткости вала.

В случае установившегося вращения вала $F_ц = F_у$ и $m\omega^2 (f + e) = kf$, откуда

$$f = m\omega^2 e/(k - m\omega^2). \qquad (2.9)$$

Из выражения (2.9) видно, что при увеличении угловой скорости ω вала увеличивается и прогиб вала, а при критической угловой скорости $\omega_{кр} = \sqrt{km}$ наступает явление резонанса.

Критическая частота

$$n_{кр} = 30\omega_{кр}/\pi = 30\sqrt{k/m}/\pi = 30\sqrt{g/f}/\pi,$$

где $g = 9{,}81$ м/с² — ускорение свободного падения; f — статический прогиб вала под действием массы диска, который определяют по соответствующим формулам сопротивления материалов [50].

Из формулы (2.9) следует

$$f = e/[(\omega_{кр}/\omega)^2 - 1] = -e/[1 - (\omega_{кр}/\omega)^2].$$

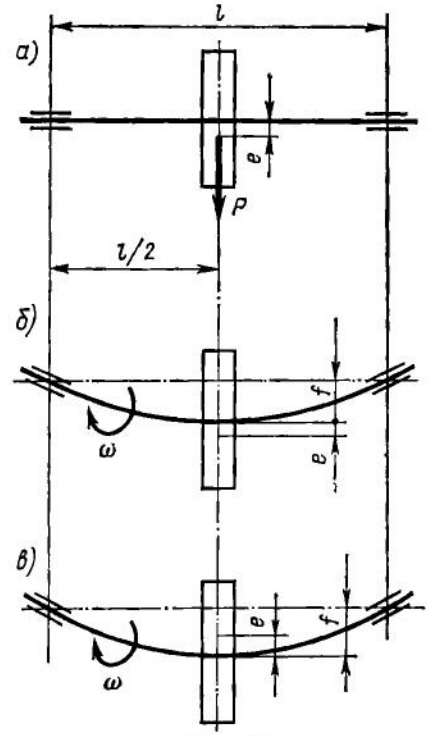


Рис. 2.9

В докритической области $\omega < \omega_{кр}$ направления e и f одинаковы (рис. 2.9, *б*), так как имеют один знак. В этой области работает большинство валов приборных устройств. При этом для уменьшения опасности резонанса ($\omega = \omega_{кр}$) повышают жесткость валов и, следовательно, при прочих равных условиях уменьшают прогиб f и повышают критическую (собственную) частоту колебаний вала. Частоту вращения валов в докритической области принимают не выше $n = 0{,}7\, n_{кр}$.

В закритической области $\omega > \omega_{кр}$, направления e и f различны (рис. 2.9, *в*) и прогиб вала начинает уменьшаться. Центр тяжести диска стремится совпасть с осью вращения вала. Такое явление называется самоустанавливаемостью вала или оси. При приближении частоты вращения вала к критической появляются сильные вибрации вала. Для того чтобы перейти от резонанса в закритическую область, валы изготовляют повышенной податливости или

малой жесткости, а переход через критические частоты вращения осуществляют достаточно быстро. В закритической области работают гибкие валы, обладающие низкой собственной частотой колебаний и малой жесткостью. Устанавливаемые на гибкие валы детали тщательно балансируют, а частоту вращения вала принимают $n \geqslant \geqslant 1{,}3\, n_{кр}$.

Глава 3

ОПОРЫ

Опоры обеспечивают вращательное или качательное движение подвижных деталей и сборочных единиц приборных устройств, например валов и осей, поддерживают вращающиеся детали в требуемом положении и воспринимают действующие на них нагрузки. В зависимости от направления нагрузок опоры разделяют на подшипники, устанавливаемые под шипами валов (см. гл. 2) и воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки, и подпятники, воспринимающие преимущественно осевые нагрузки от пят валов. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые нагрузки (нагрузки комбинированные), называют радиально-упорными.

По виду трения между соприкасающимися поверхностями деталей различают опоры с трением скольжения (цилиндрические, конические, опоры на центрах, сферические, опоры на керне), опоры с трением качения (шариковые и роликовые подшипники, опоры на ножах), упругие опоры (на подвесках и растяжках), опоры с воздушным и жидкостным трением. Наряду с механическими применяют магнитные, электромагнитные, электростатические и другие типы специальных опор.

К опорам приборов предъявляют следующие основные требования: малый момент трения, точность направления движения, износоустойчивость в заданных условиях эксплуатации и ресурсе работы, малые габариты, низкая стоимость и т. д.

§ 3.1. Подшипники скольжения

Цилиндрические подшипники скольжения. Эти подшипники являются одними из наиболее распространенных в конструкциях приборов. Они отличаются простотой конструкции и изготовления, обладают высокими прочностью и износоустойчивостью, работоспособны при больших частотах вращения в условиях тряски и вибраций, могут воспринимать радиальные, осевые и комбинированные нагрузки (рис. 3.1).

Подшипники скольжения изготовляют в виде втулок *1* (рис. 3.1, *а*) из антифрикционного материала (бронз, латуней, специальных сплавов на алюминиевой основе), которые соединяют с корпусом *2* (платой, стенкой, стойкой, кронштейном) запрессовкой, завальцовкой, винтами или устанавливают на резьбе (см. гл. 1). Для лучшего удержания смазки выполняют конические или сферические (рис. 3.1, *б*) выточки.

Во многих приборах, например измерительных и приборах времени, используют подшипники скольжения, изготовленные из минералов (камневые опоры) рубина, сапфира, искусственного корунда, агата, а в особо точных приборах — алмаза (рис. 3.1, *в*). Минералы в сравнении с другими материалами имеют большую твердость,

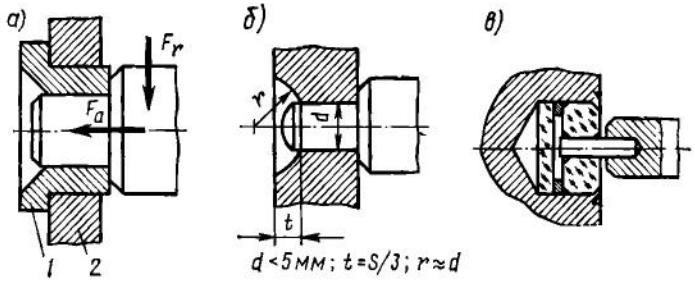


Рис. 3.1

допускают высокие удельные давления, подвержены малому износу и обеспечивают сохранение физико-химических свойств смазки в течение длительного времени, поскольку не вступают в химическое взаимодействие с металлом цапфы. Опоры с подшипниками из минералов (ГОСТ 7137—78 и 8896—76) имеют также малый момент трения и большой срок службы. Минералы — камни — запрессовывают или завальцовывают в металлические втулки или непосредственно в платы приборов. Пластмассовые подшипники в виде втулок используют для электрической изоляции, амортизации вибрационных нагрузок, уменьшения потерь на трение. В качестве материалов подшипников применяют текстолит, капролон, фторопласт-4, тефлон и другие типы пластмасс; при этом валы изготовляют из стали. Пластмассовые подшипники по точности уступают другим типам подшипников в связи с технологическими трудностями точной их обработки и изменением свойств пластмасс от температуры и влаги.

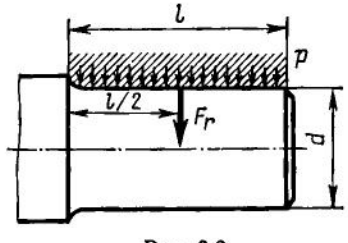


Рис. 3.2

Расчет на прочность и износостойкость. При расчете на прочность цапфу вала, установленную в опоре скольжения, рассматривают как консольно закрепленную балку с равномерно распределенной нагрузкой по всей ее длине (рис. 3.2). Условие прочности цапфы на изгиб

$$\sigma = M_и / W \leqslant [\sigma], \qquad (3.1)$$

где $M_и = F_r l/2$ — изгибающий момент; W — момент сопротивления сечения изгибу, который для круглого сечения

$$W = \pi d^3/32 \approx 0{,}1 d^3. \quad (3.2)$$

Принимаем $l = \lambda d$, где коэффициент длины цапфы $\lambda = 0{,}5...1{,}2$ для редукторов. Из формулы (3.1) с учетом формулы (3.2) диаметр цапфы вала

$$d \geqslant \sqrt{F_r \lambda/(0{,}2[\sigma])}, \quad (3.3)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при изгибе. Для нормальной работы опоры скольжения необходимо, чтобы она обладала определенной несущей способностью, была износостойкой, температура ее нагрева не превышала допускаемого значения. Повышение температуры выше допустимой приводит к снижению вязкости смазки, ухудшению ее смазывающих свойств, деформации опоры, что повышает износ и опасность заедания. В связи с этим опоры скольжения, работающие в режиме полусухого или полужидкостного трения, рассчитывают по среднему давлению p между цапфой и подшипником и по произведению этого давления на окружную скорость скольжения цапфы v или по значению pv.

При расчете принимают, что давление равномерно распределено по поверхности опоры. Давление p является характеристикой несущей способности опоры, а произведение pv характеризует ее износ и тепловыделение. Опоры скольжения медленно или периодически вращающихся валов, например в механизмах с ручным приводом, рассчитывают только по среднему давлению. Действительные значения p и pv не должны превышать допускаемых $[p]$ и $[pv]$, которые являются справочными данными и зависят от материалов подшипников и цапфы, условий работы и других факторов [16, 33].

Расчет опор скольжения по среднему давлению между цапфой и подшипником, охватывающим цапфу в пределах 180°, производят по формуле

$$p = F_r/(dl) \leqslant [p],$$

где F_r — радиальная нагрузка на опору; d и l — диаметр и длина подшипника. При цапфе из стали и подшипнике из бронзы Бр.ОЦС6-6-3 $[p] = 5...8$ Па.

Условие предупреждения интенсивного износа, перегрева и заедания

$$pv \leqslant [pv].$$

Окружная скорость v точек поверхности цапфы при угловой скорости вала ω или частоте вращения n

$$v = \omega d/2 = \pi n d/60.$$

При цапфе из стали и подшипнике из бронзы Бр.ОЦС6-6-3 $[pv] = 4...6$ МПа·м/с.

Момент трения в опоре скольжения. При одновременном действии радиальной F_r и осевой F_a нагрузок (см. рис. 3.1, *а*) момент трения в опоре скольжения

$$M_т = M_{тr} + M_{та},$$

где $M_{тr}$ и $M_{та}$ — моменты трения соответственно от радиальной и осевой нагрузок.

При определении момента трения от радиальной нагрузки предполагают режим работы установившимся, когда вал вращается с постоянной угловой скоростью ω под действием внешнего вращающего момента M (рис. 3.3). При наличии зазора между цапфой вала и подшипником цапфа вкатывается по поверхности отверстия подшипника в направлении, противоположном направлению вращения вала, и разворачивается относительно исходного положения на размер приведенного угла трения $\rho = \operatorname{arctg} f$, где f — коэффициент трения скольжения между материалами цапфы вала и подшипника. Если рассматривать вал и подшипник как два упругих тела, то соприкосновение цапфы с подшипником происходит по некоторой поверхности, симметрично расположенной относительно осевой плоскости y, проходящей через центры $O_ц$ цапфы и $O_п$ подшипника. На указанной поверхности соприкосновения возникают нормальные давления, направленные к геометрическому центру $O_ц$ цапфы.

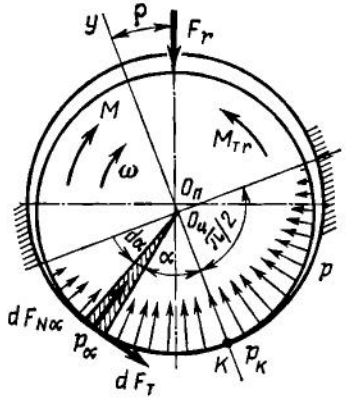


Рис. 3.3

Принимаем, что во всех поперечных сечениях по длине цапфы закон распределения нормальных давлений p_α на поверхности соприкосновения остается неизменным и определяется функцией

$$p_\alpha = p_K \varphi(\alpha),$$

симметрично расположенной относительно оси y, где p_K — максимальное нормальное давление в точке K на оси y.

Нормальная сила на элементарном участке, расположенном под углом α к оси y и ограниченном углом $d\alpha$,

$$dF_{N\alpha} = p_\alpha dA = r l p_\alpha d\alpha,$$

где $dA = r l d\alpha$ — площадь элементарного участка.

Силу трения на элементарном участке, которая создает соответствующий момент трения, направляем противоположно внешнему моменту M. Тогда

$$dF_т = f dF_{N\alpha}$$

и момент трения на элементарном участке

$$dM_{тr} = r dF_т.$$

Суммарный момент трения в опоре $M_{тр}$ равен сумме моментов трения на всех элементарных участках. Считаем, что поверхность соприкосновения цапфы вала и подшипника ограничена углом π. Тогда момент трения

$$M_{тр} = 2fp_к lr \int_0^{\pi/2} \varphi(\alpha)\, d\alpha. \qquad (3.4)$$

Проецируем силы на ось y:

$$F_r \cos\rho = 2p_к lr \int_0^{\pi/2} \varphi(\alpha) \cos\alpha \cdot d\alpha. \qquad (3.5)$$

Решаем уравнение (3.5) относительно p_K:

$$p_к = F_r \cos\rho \Big/ \left(2lr \int_0^{\pi/2} \varphi(\alpha) \cos\alpha \cdot d\alpha\right).$$

Из уравнения (3.4) следует

$$M_{тр} = rfF_r \cos\rho \left(\int_0^{\pi/2} \varphi(\alpha)\, d\alpha \Big/ \int_0^{\pi/2} \varphi(\alpha) \cos\alpha \cdot d\alpha\right). \qquad (3.6)$$

При анализе момента трения в цилиндрических опорах скольжения обычно рассматривают два случая закона распределения нормальных давлений:

1) $p = \text{const}$; $\varphi(\alpha) = 1$ для неприработанных опор. Тогда

$$\int_0^{\pi/2} d\alpha \Big/ \int_0^{\pi/2} \cos\alpha \cdot d\alpha = \pi/2$$

и момент трения из формулы (3.6)

$$M_{тр} = (\pi/2)\, rfF_r \cos\rho, \text{ или } M_{тр} = f_{пр} r F_r,$$

где $f_{пр} = \pi f \cos\rho/2$ — приведенный коэффициент трения;

2) $p_\alpha = p_K \cos\alpha$; $\varphi(\alpha) = \cos\alpha$ для приработанных опор. Тогда

$$\int_0^{\pi/2} \cos\alpha \cdot d\alpha \Big/ \int_0^{\pi/2} \cos^2\alpha\, d\alpha = 4/\pi$$

и момент трения из формулы (3.6)

$$M_{тр} = (4/\pi)\, rfF_r \cos\rho, \text{ или } M_{тр} = f_{пр} r F_r,$$

где $f_{пр} = (4/\pi) f \cos\rho$ — приведенный коэффициент трения.

При определении момента трения опоры скольжения от осевой нагрузки F_a, воспринимаемой кольцевой пятой (рис. 3.4), предполагаем распределенное равномерно давление по всей ширине кольца с диаметрами d_1 и d, что соответствует равномерному износу подшипника (подпятника). Тогда давление

$$p = 4F_a/[\pi(d^2 - d_1^2)].$$

На пяте выделяем кольцевую зону радиусом ρ, ширина которой равна бесконечно малой величине $d\rho$, так что площадь зоны

$$dA = 2\pi\rho d\rho.$$

Нормальная сила в элементарной зоне

$$dF_N = p\,dA.$$

Сила трения в элементарной зоне

$$dF_{тр} = f\,dF_N.$$

Элементарный момент трения

$$dM_{тр} = \rho\, dF_{тр}.$$

Момент трения на кольцевой пяте

$$M_{тр} = \int_{d_1/2}^{d/2} dM_{тр} = 2\pi fp \int_{d_1/2}^{d/2} \rho^2\, d\rho = fF_a (d^3 - d_1^3)/[3(d^2 - d_1^2)].$$

Для сплошной пяты $d_1 = 0$ и момент трения

$$M_{тр} = fF_a d/3.$$

Момент трения опоры скольжения при сферической пяте, воспринимающей осевую нагрузку F_a, определяем аналогично моменту трения в опоре на керне при вертикальном его расположении (см. с. 74).

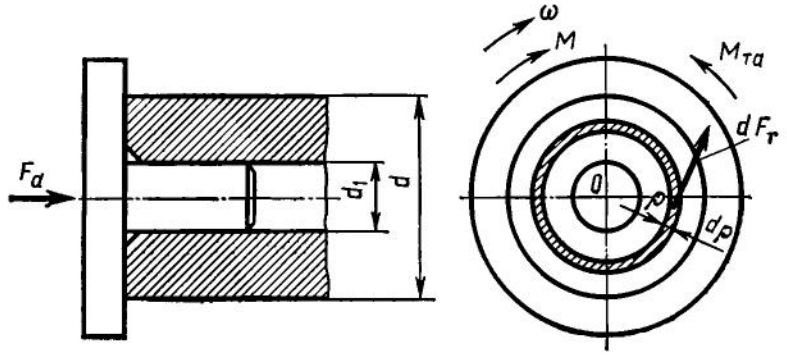


Рис. 3.4

Особенности расчета опор скольжения малого диаметра. Расчет опор скольжения малого диаметра (порядка 0,07...0,5 мм) имеет ряд специфических особенностей. В области малых диаметров микрогеометрические неровности оказывают значительно бóльшее влияние на прочностные характеристики опоры, чем при больших ее диаметрах. При одинаковой технологии изготовления высота микронеровностей остается примерно постоянной независимо от номинального диаметра d, но их соотношение существенно меняется.

Например, при $R_z = 0{,}003$ мм (шлифованные или полированные цапфы) отношение $2R_z/d$ при диаметре 10 мм составляет 0,06 %, а при диаметре 0,1 мм — 6 %. В процессе работы происходит истирание микронеровностей, что приводит к уменьшению площади поперечного сечения цапфы и снижению ее прочности. Поэтому фактический момент сопротивления сечения $W_ф$, соответствующий окружности впадин микронеровностей, меньше подсчитанного по номинальному диаметру цапфы d и уравнение прочности цапфы на изгиб с учетом формулы (3.1) имеет вид

$$\sigma = M_и/W_ф \leqslant [\sigma].$$

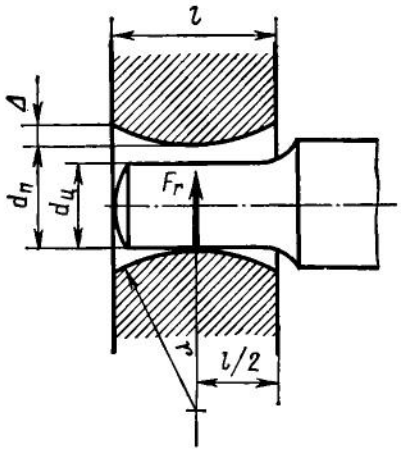


Рис. 3.5

Цапфы малого диаметра из закаленной стали, вращающиеся в подшипниках на твердых камнях, практически не притираются. В процессе изготовления отверстия подшипников принимают двоякую кривизну [33, 40], в результате чего цилиндрические цапфы диаметром $d_ц$ соприкасаются с поверхностью отверстия подшипников, ограниченной в двух взаимно перпендикулярных плоскостях радиусами r и $r_п$ в точке, а площадка смятия имеет форму эллипса (рис. 3.5). Контактное напряжение в центре площадки смятия

$$\sigma_H = \mu \sqrt[3]{F_r E^2/r_{пр}^2}, \qquad (3.7)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; $E = 2E_ц E_п/(E_ц + E_п)$ — приведенный модуль упругости; $E_п$ и $E_ц$ — модули упругости материала подшипника и цапфы; $r_{пр}$ — приведенный радиус кривизны.

В плоскости I, проходящей через ось цапфы и подшипника, приведенная кривизна

$$1/r_{пр}^{I} = 1/r = 2\Delta/[(l/2)^2 + \Delta^2].$$

В плоскости II, перпендикулярной оси подшипника, приведенная кривизна

$$1/r_{пр}^{II} = (2/d_ц) - (2/d_п).$$

Если $1/r < (2/d_ц) - (2/d_п)$, то $1/r_{пр} = 1/r_{пр}^{I} = 1/r$.

Если $1/r > (2/d_ц) - (2/d_п)$, то $1/r_{пр} = 1/r_{пр}^{II} = (2/d_ц) - (2/d_п)$.

Особенности расчета опор скольжения в динамических условиях работы. При зазоре между цапфой вала и подшипником в случае работы в условиях вибрации и тряски цапфа все время будет ударяться о подшипник, при этом на площадке их соприкосновения возникнут напряжения значительно большие, чем при статическом

режиме работы опоры. При наличии этих напряжений через некоторый промежуток времени вся площадка соприкосновения цапфы и подшипника покроется микроскопическими трещинами. Дальнейшее соударение цапфы с подшипником кроме образования новых микротрещин вызывает откалывание частиц от краев уже имеющихся микротрещин. Отколовшиеся частицы остаются в опоре в виде порошка. Если материалом цапфы или подшипника является сталь, то порошок превращается в окись железа, которая является абразивом и способствует дальнейшему, более интенсивному, износу опоры. Следовательно, для опор, работающих в динамических условиях, напряжения, возникающие при соударении на контактной площадке, не должны быть выше напряжений, вызывающих образование микротрещин [40].

При расчете опоры в условиях вибраций задача сводится к определению максимальной нагрузки, действующей в момент удара. Предположим, что, кроме самой цапфы, подвижная система является жесткой, а масса подшипника, жестко связанного с прибором, бесконечно велика по сравнению с массой подвижной системы. Рассмотрим, как и ранее, цапфу в виде консольной балки с приложенной к ней на расстоянии l нагрузкой F_r. Работа, затраченная на прогиб цапфы,

$$W = \int_0^{f_{max}} F_r \, df, \qquad (3.8)$$

при этом прогиб консольной балки

$$f = F_r l^3/(3E_ц J), \qquad (3.9)$$

где $J = \pi d^4/64$ — момент инерции площади круглого сечения относительно нейтральной оси.

Продифференцировав уравнение (3.9) и подставив значение $df = [l^3/(3E_ц J)]dF_r$ в уравнение (3.8), найдем

$$W = \frac{l^3}{3E_ц J} \int_0^{(F_r)_{max}} F_r \, dF_r = \frac{(F_r)_{max}^2 l^3}{6E_ц J} = \frac{(F_r)_{max}^2 l^3}{0{,}295 E_ц d^4}.$$

Максимальная нагрузка, возникающая при ударе,

$$(F_r)_{max} = 0{,}543 d^2 \sqrt{WE_ц/l^3}. \qquad (3.10)$$

Так как работа, затрачиваемая на прогиб цапфы, равна силе удара:

$$W = F_r v_{max}^2/(2g),$$

где v_{max} — относительная максимальная скорость соударений цапфы с подшипником, то из формулы (3.10)

$$(F_r)_{max} = 0{,}382 d^2 v_{max} \sqrt{F_r E_ц/(gl^3)}.$$

Зная $(F_r)_{max}$, по формуле (3.3) находим диаметр цапфы d, а по формуле (3.7) — максимальные напряжения в центре площадки

соприкосновения:

$$d \geqslant \sqrt{(F_r)_{max}\varphi/(0{,}2[\sigma])};$$

$$\sigma_H = \mu \sqrt[3]{(F_r)_{max}E^2/r_{пр}^2}.$$

Максимальная относительная скорость соударения v_{max} цапфы с подшипником пропорциональна радиальному зазору δ, частоте f, амплитуде a вибраций и коэффициенту восстановления α, который учитывает, что удар цапфы о подшипник является не вполне упругим ударом [40]:

$$v_{max} = (8{,}8fa + \sqrt{2g\delta})/(1-\alpha),$$

где g — ускорение свободного падения.

Тряска отличается от вибраций тем, что за время интервала между соседними ударами колебания цапфы в подшипнике полностью затухают. Приближенный расчет опоры, работающей в условиях тряски, можно провести следующим образом. При действии на цапфу вала радиальной силы F_r предполагаем, что этой силе соответствует эквивалентная масса

$$m = F_r/g.$$

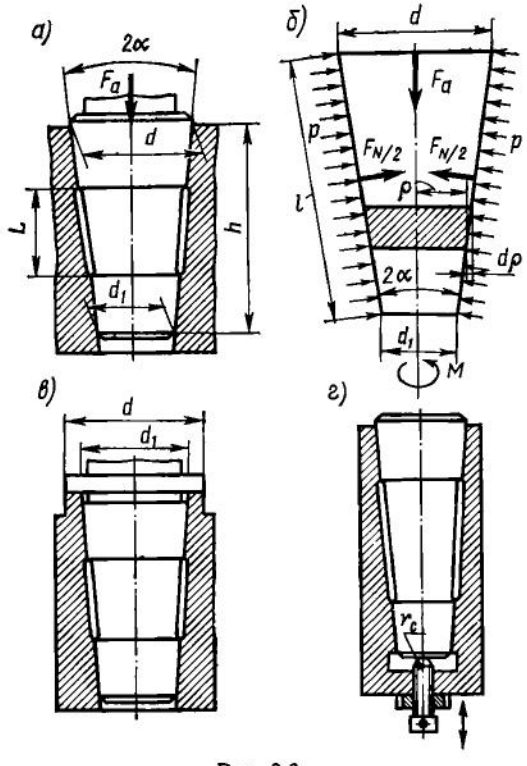


Рис. 3.6

В первый этап удара сила, прижимающая цапфу к подшипнику,

$$(F_r)_{max} = m(G+g) = F_r(G+g)/g = F_r(n+1).$$

Зная силу $(F_r)_{max}$ и подставляя ее значение в формулы (3.3) и (3.7), находим диаметр цапфы d и максимальные напряжения σ_H в центре площадки соприкосновения цапфы и подшипника.

Конические опоры скольжения. Типовая конструктивная схема конической опоры показана на рис. 3.6, *а*. Опору используют в основном для восприятия односторонней осевой нагрузки F_a, а при расположении конических опор по обоим концам вала они могут воспринимать двустороннюю осевую, а также радиальную нагрузки. В зависимости от требуемой точности центрирования

угол конуса цапфы 2α колеблется от 2° (для точных опор) до 8° (для менее точных опор). Точность центрирования сохраняется практически неизменной при работе опоры, так как по мере износа трущихся поверхностей цапфа опускается вертикально, сохраняя первоначальное положение своей геометрической оси. Большая несущая поверхность конических опор обеспечивает возможность восприятия бо́льших нагрузок по сравнению с цилиндрическими опорами. Притирка конических поверхностей дает возможность получить газоводонепроницаемые соединения и устройства для надежного электрического контакта между подвижной и неподвижной деталями.

Для облегчения сборки и притирки опоры в ряде случаев вырезают среднюю часть конической поверхности подшипника или цапфы (размер L на рис. 3.6, *а*).

Из-за малых зазоров между цапфой и подшипником опоры с конической поверхностью чувствительны к изменению температуры. Для исключения температурного заклинивания цапфу и вал обычно изготовляют из материалов с близкими температурными коэффициентами линейного расширения. Конические цапфы обычно выполняют из высококачественных углеродистых сталей с их последующим закаливанием до твердости HRC50...60, а подшипники — из фосфористой бронзы и латуни.

Момент трения в конической опоре. При действии на опору осевой нагрузки F_a (рис. 3.6, *б*) нормальная сила на рабочей конической поверхности

$$F_N = F_a/\sin\alpha.$$

Площадь конической поверхности

$$A = \pi l(d+d_1)/2 = \pi(d^2-d_1^2)/(4\sin\alpha),$$

где $l = (d-d_1)/(2\sin\alpha)$ — длина образующей конуса.

В случае равномерного распределения силы F_N по всей рабочей поверхности удельное давление

$$p = F_N/A = 4F_a/[\pi(d^2-d_1^2)].$$

Нормальная сила на элементарном участке радиусом ρ и площадью dA

$$dF_N = p\,dA = p\cdot 2\pi\rho\,dl = 2\pi p\rho\,d\rho/\sin\alpha,$$

где $dl = d\rho/\sin\alpha$.

Сила трения на элементарном участке

$$dF_{тр} = f\cdot dF_N$$

и соответствующий момент трения

$$dM_{тр} = \rho\,dF_{тр} = f\rho\cdot dF_N.$$

Момент трения в опоре определяют как сумму моментов трения на всех элементарных участках в пределах длины l образующей:

$$M_{та} = \int_{d_1/2}^{d/2} dM_{та} = (2\pi f p/\sin\alpha) \int_{d_1/2}^{d/2} \rho^2 dp =$$
$$= fF_a (d^3 - d_1^3)/[3 \sin\alpha (d^2 - d_1^2)]. \quad (3.11)$$

В частном случае при $d \approx d_1 \approx d_{ср}$ из формулы (3.11) получаем $M_{та} \approx fF_a d_{ср}/(2 \sin\alpha)$.

Из формулы (3.11) следует, что с уменьшением угла α момент трения в конической опоре увеличивается и при малых углах α, соответствующих условию точного центрирования вала в подшипнике, момент трения велик и может возникнуть силовое заклинивание. Для устранения заклинивания конические опоры конструктивно выполняют так, что осевые нагрузки воспринимают заплечики диаметрами d и d_1 (рис. 3.6, *в*) или опорные винты со сферической поверхностью радиусом r_c (рис. 3.6, *г*). При использовании заплечиков момент трения равен моменту трения на кольцевой пяте, ограниченной диаметрами d и d_1:

$$M_{та} = fF_a (d^3 - d_1^3)/[3 (d^2 - d_1^2)].$$

Когда осевую нагрузку воспринимает опорный винт со сферической рабочей поверхностью, момент трения определяют по формуле

$$M_{та} = 3\pi f F_a r_c/16,$$

которая получена для случая опоры при вертикальном расположении керна (см. с. 74).

Опоры на центрах. В опорах на центрах подшипник обычно выполняют с цилиндрическим отверстием, имеющим зенковку с углом $2\beta = 90°$, а цапфу вала — конической формы с углом $2\alpha = 60°$ (рис. 3.7, *а*). Диаметр d окружности, по которой происходит касание цапфы и подшипника, не превышает 1,5...2 мм. Малая поверхность соприкосновения обусловливает незначительный момент трения и малую чувствительность опоры к перекосам и температурным изменениям. Опоры располагают по обоим концам вала, и они могут воспринимать двустороннюю осевую и радиальную нагрузки. Точность центрирования вала достигают регулированием осевого и радиального зазоров между цапфами и подшипниками. Для этого одной из опор сообщают осевое и радиальное перемещения (указаны стрелками на рис. 3.7, *а*). При тщательном изготовлении и регулировке можно обеспечить точность центрирования 1...2 мкм. Опоры на центрах используют только при малых нагрузках и незначительных частотах вращения вала. При больших нагрузках происходит смятие, а при больших частотах вращения — истирание рабочих поверхностей вала и подшипника.

Для опор на центрах, особенно при малых размерах и малых вращающих моментах, рекомендуют использовать материалы, не подвергающиеся коррозии. Для цапф обычно применяют углеродистые инструментальные стали, закаленные до твердости HRC50...60, цианированную сталь, кобальт-вольфрамовый сплав и т. д. Материалами для подшипников назначают фосфористую бронзу или латунь. В некоторых ответственных случаях для уменьшения момента трения в опоре на центрах по аналогии с цилиндрическими опорами применяют втулки из минералов.

Смазку в опорах на центрах не применяют, так как при малой опорной поверхности и большом давлении смазка на поверхностях цапфы и подшипника не удерживается.

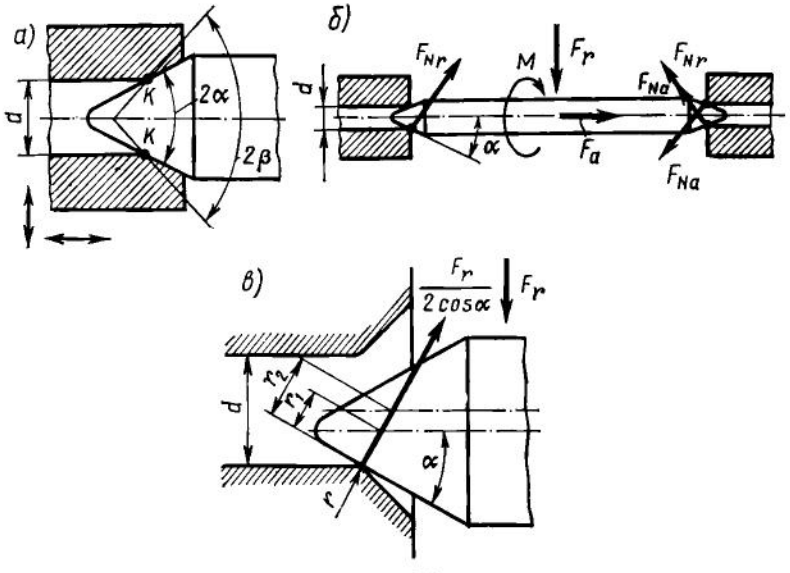


Рис. 3.7

Момент трения в опорах на центрах. При действии на опору радиальной нагрузки F_r (рис. 3.7, *б*) нормальную силу, направленную перпендикулярно образующей конической поверхности цапфы, находим из суммы проекций сил на вертикальную ось:

$$F_{Nr} = F_r/(2\cos\alpha).$$

Сила трения, обусловленная нормальной силой,

$$F_{тr} = fF_{Nr}.$$

Момент трения от радиальной нагрузки

$$M_{тr} = 2(d/2) F_{тr} = fF_r d/(2\cos\alpha).$$

При действии на вал осевой нагрузки F_a нормальная сила на единицу длины соприкосновения цапфы и подшипника

$$F'_{Na} = F_a/(\pi d \sin\alpha).$$

Нормальная сила на всей длине соприкосновения

$$F_{Na} = F'_{Na}(\pi d) = F_a/\sin\alpha.$$

Сила трения

$$F_{\tau a} = fF_{Na} = fF_a/\sin\alpha$$

и момент трения от осевой нагрузки

$$M_{\tau a} = (d/2)F_{\tau a} = fF_a d/(2\sin\alpha).$$

Суммарный момент трения в опоре на цеитрах

$$M_\tau = M_{\tau r} + M_{\tau a} = f(d/2)[(F_r/\cos\alpha) + (F_a/\sin\alpha)].$$

Расчет опор на центрах на контактную прочность. При действии радиальной нагрузки F_r симметрично относительно опор соприкосновение цапфы и подшипника можно рассматривать как соприкосновение двух тел, сжимаемых силой $F_{Nr} = F_r/(2\cos\alpha)$ (рис. 3.7, *в*). Поверхность подшипника в точке контакта имеет кривизны $1/r$ и $1/r_2$, а коническая поверхность центра — 0 и $1/r_1$. Радиус r зависит от обработки и степени смятия или истирания поверхности цилиндрического отверстия подшипника, а разность $(r_2 - r_1)$ — от зазора между цапфой и подшипником. Контактные напряжения в рассматриваемом случае

$$\sigma_H = \mu\sqrt[3]{F_r E^2/(2\cos\alpha r_{\text{пр}}^2)}.$$

Приведенную кривизну $1/r_{\text{пр}}$ находим из следующих соотношений: если $1/r < (1/r_1) - (1/r_2)$, то $1/r_{\text{пр}} = 1/r$; если $1/r > (1/r_1) - (1/r_2)$, то $1/r_{\text{пр}} = (1/r_1) - (1/r_2)$.

При действии осевой нагрузки F_a центр с подшипником сжимаются силой $F_{Na} = F_a/\sin\alpha$ и место их соприкосновения можно рассматривать как соприкосновение плоскости с цилиндром радиусом r. Сжимающая сила на единицу длины соприкосновения

$$F'_{Na} = F_a/(\pi d\sin\alpha).$$

Расчетные контактные напряжения для этого случая

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{F_a E/(\pi d\sin\alpha r)}.$$

Сферические опоры. Сферические опоры обеспечивают смещение вала вокруг трех взаимно перпендикулярных направлений. Их применяют в тех случаях, когда в процессе эксплуатации или регулировки подвижная система приборного устройства кроме вращения вокруг своей оси должна поворачиваться вокруг опорного узла.

Цапфу вала выполняют в виде сферы радиусом r_c (рис. 3.8,*а*), а подшипник имеет коническую рабочую поверхность с углом 2α, так что их касание происходит по окружности диаметром d или узкому шаровому пояску. Опоры обычно выполняют с осевыми и радиальными смещениями одного из подшипников (указано стрелками на рис. 3.8, *а*), что позволяет регулировать зазор в опоре.

Точность центрирования достигает 10 мкм. Опоры мало чувствительны к изменениям температуры, имеют малый момент трения, и их используют при небольших нагрузках и частотах вращения валов и осей.

Конструктивно сферическую цапфу выполняют как одно целое с валом (рис. 3.8, *а*) или в виде отдельного шарика, закрепленного, например запрессованного или завальцованного, на валу или оси (рис. 3.8, *б*). Материалами для сферических цапф служат инструментальные стали с HRC52...56, а для вставных шариков — шарикоподшипниковые стали ШХ10, ШХ15. Подшипники выполняют из бронзы и материалов, не подвергающихся коррозии, а в ответственных случаях — из стекла или минералов.

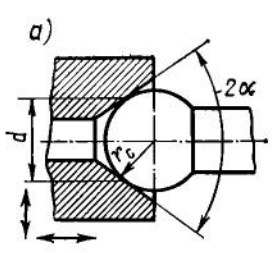


Рис. 3.8

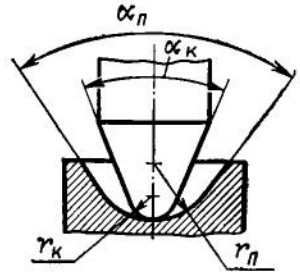


Рис. 3.9

Опоры на керне. Типовая опора на керне состоит из цапфы конической формы, на конце которой выполнена сферическая полированная поверхность малым радиусом $r_к = 0{,}01...0{,}15$ мм (керн), и подшипника с вогнутой сферической рабочей поверхностью радиусом $r_п = (4...12)\,r_к$ (рис. 3.9). Соприкосновеиие цапфы и подшипника происходит в точке, что обусловливает малый момент трения и возможность использования опор на керне только при незначительных нагрузках и невысоких частотах вращения вала или оси.

Опоры на керне применяют как при горизонтальном, так и вертикальном расположении вала. В обоих случаях вал помещают между подшипниками с зазором, который исключает заклинивание при повышении температуры, но одновременно не обеспечивает высокой точности положения оси подвижной системы. Опоры получили широкое распространение в электроизмерительных приборах, в которых движущие силы и моменты невелики, моменты трения малы и не требуется точного центрирования валов.

Керны и подшипники к ним стандартизованы (ГОСТ 8898—68, 8913—68); их выпускают специализированные предприятия. В большинстве случаев керн выполняют из инструментальных сталей У8А, 410А, У12А или кобальт-вольфрамового неокисляющегося сплава, а подшипники — из минералов или специальных сортов стекол.

Момент трения в опоре при вертикальном расположении керна. При вертикальном расположении керна под действием осевой нагрузки F_a керн деформируется и его соприкосновение с подпятником происходит по площадке смятия радиусом $r_{см}$ [33] (рис. 3.10):

$$r_{см} = 0{,}881 \sqrt[3]{F_a [(1/E_к) + (1/E_п)]/[(1/r_к) + (1/r_п)]}.$$

Распределение напряжений на поверхности соприкосновения двух сферических тел характеризуется законом полусферы, радиус которой в виде максимального контактного напряжения $(\sigma_H)_{max}$ в некотором масштабе принимают равным радиусу площадки смятия $r_{см}$. Выделим на поверхности соприкосновения кольцевую зону радиусом ρ и шириной $d\rho$, площадь которой

$$dA = 2\pi\rho d\rho.$$

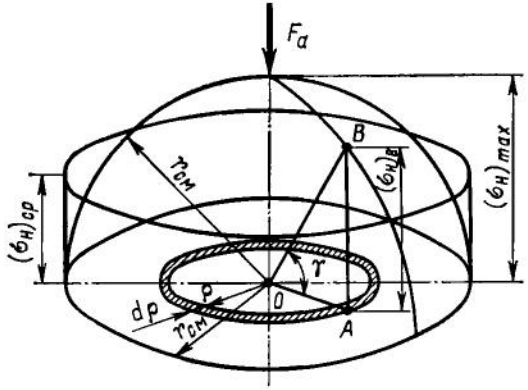


Рис. 3.10

Нормальная сила в кольцевой зоне

$$dF_{Na} = (\sigma_H)_B\, dA.$$

Сила и момент трения на кольцевой зоне

$$dF_{та} = f \cdot dF_{Na}, \quad dM_{та} = \rho\, dF_{та}. \qquad (3.12)$$

Из $\triangle OAB$

$$\rho = r_{см} \cos\gamma; \quad (\sigma_H)_B = (\sigma_H)_{max} \sin\gamma.$$

Обозначив $2\gamma = \beta$, после интегрирования уравнения (3.12) в пределах от $\beta = 0$ до $\beta = \pi$ ($\gamma = 0$ и $\gamma = \pi/2$) момент трения

$$M_{та} = \pi^2 f (\sigma_H)_{max} r_{см}^3/8. \qquad (3.13)$$

На деформацию керна при осевой нагрузке F_a затрачивается работа, пропорциональная объему полусферы с максимальной ординатой — радиусом, численно равным $(\sigma_H)_{max}$ (рис. 3.10). Эту работу можно выразить также через объем цилиндра высотой, численно равной $(\sigma_H)_{ср}$, построенного на том же основании радиусом $r_{см}$, где $(\sigma_H)_{ср}$ — среднее напряжение на площадке смятия. Из равенства объемов полусферы и цилиндра

$$2\pi r_{см}^2 (\sigma_H)_{max}/3 = \pi r_{см}^2 (\sigma_H)_{ср},$$

$$(\sigma_H)_{max} = 3(\sigma_H)_{ср}/2.$$

Осевая нагрузка, выраженная через среднее давление,

$$F_a = \pi r_{см}^2 (\sigma_H)_{ср}$$

и момент трения в опоре с учетом уравнения (3.13)

$$M_{та} = 3\pi f F_a r_{см}/16.$$

Момент трения в опоре при горизонтальном расположении керна. При горизоитальном расположеиии керна, наличии зазора между подшипником и керном и действии на него радиальной нагрузки керн опустится относительно оси подшипника и соприкосновение их поверхностей произойдет в некоторой точке B (рис. 3.11). В этой точке касания возникнет нормальная реакция F_{Nr}, проходящая через центры сферических поверхностей керна $O_к$ и подшипника $O_п$, которая обусловливает силу трения. При наличии вращающего момента M и трения керн вкатывается по поверхности подшипника в направлении, противоположном направлению движущего момента,

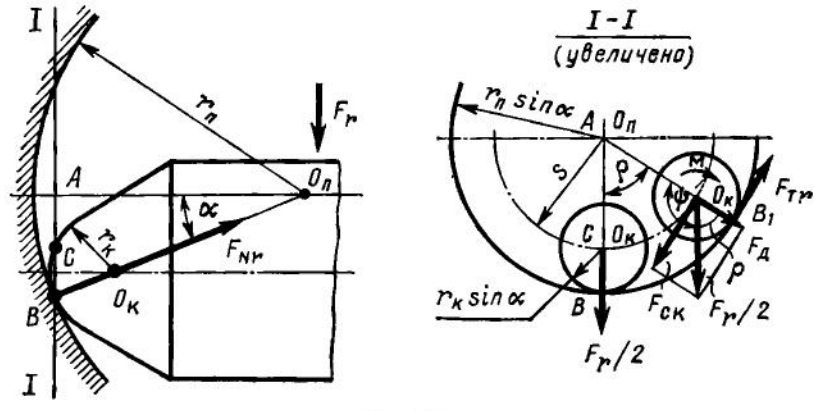


Рис. 3.11

при этом керн вращается вокруг своей геометрической оси. При некотором значении угла трения ρ сила трения в точке B_1 окажется недостаточной для удержания керна и он начинает проскальзывать по подшипнику. До начала проскальзывания между керном и подшипником имеет место трение качения, а в начале и после проскальзывания — трение скольжения. При установившемся вращении, когда внешний момент M уравновешивается моментом сил трения, сумма проекций всех сил на радиальное направление

$$F_{Nr} \sin\alpha = F_д; \quad F_д = F_r \cos\rho/2; \quad F_{Nr} = F_r \cos\rho/(2\sin\alpha), \qquad (3.14)$$

где $F_д$ — сила давления на подшипник со стороны керна.

Сила трения в точке касания керна и подшипника

$$F_{тr} = fF_{Nr} = fF_r \cos\rho/(2\sin\alpha)$$

и соответствующий ей момент трения

$$M_{тr} = F_{тr} r_к \sin\alpha = f r_к F_r \cos\rho/2.$$

Аналогично, в тангенциальном направлении

$$F_{тr} = F_{ск}; \quad F_{тr} = fF_{Nr}; \quad F_{ск} = F_r \sin\rho,$$

где $F_{ск}$ — сила вскатывания, стремящаяся вернуть керн в исходное положение.

С учетом формулы (3.14)

$$\operatorname{tg}\rho = f/\sin\alpha.$$

Углу ρ, на который может вкатиться керн до начала проскальзывания, соответствует угол поворота керна вокруг своей оси φ. Из рис. 3.11 следует

$$AB = r_{\text{п}}\sin\alpha;\ CB = r_{\text{к}}\sin\alpha;\quad CB/AB = r_{\text{к}}/r_{\text{п}}.$$

С другой стороны, $\overset{\frown}{BB_1} = AB\rho = CB\varphi$ и получаем соотношение

$$\rho/\varphi = r_{\text{к}}/r_{\text{п}},$$

из которого следует, что при известных α и f отношение радиусов CB и AB остается постоянным и равным отношению углов ρ и φ независимо от опускания керна относительно оси подшипника, т. е. независимо от значения зазора между керном и подшипником. В частности, при $\alpha = 12...20°$ $f = 0{,}15...0{,}17$; $r_{\text{п}}/r_{\text{к}} = 5$; $\rho = 25..40°$; $\varphi = 125...200°$.

Если с валом жестко связана рамка, шкала или указатель измерительного устройства, то до начала буксования при наличии трения качения между керном и подшипником они повернутся на угол

$$\psi = \varphi - \rho = \varphi(1 - r_{\text{к}}/r_{\text{п}}),$$

который для указанных числовых значений параметров изменяется от 100 до 160°.

§ 3.2. Подшипники качения

Основные типы. Подшипники качения обычно состоят из двух колец — наружного *1* и внутреннего *2*, между которыми размещают тела качения *3* (шарики или ролики), отделяемые друг от друга сепараторами *4* (рис. 3.12, *а*). Наружное кольцо служит для крепления подшипника в корпусе, а внутреннее — для крепления на валу.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют меньшие моменты трения при трогании с места и в процессе движения, в частности момент трогания, в 5...10 раз меньше, чем у подшипников скольжения; обеспечивают высокую точность центрирования при восприятии значительных радиальных и осевых нагрузок; сохраняют работоспособность при больших частотах вращения и в широком диапазоне изменения температуры; стандартизованы и нормализованы в производстве, что сокращает время проектирования опор вращения, обеспечивает полную взаимозаменяемость, уменьшает стоимость опорных узлов.

В опорах приборов, работающих, как правило, при малых нагрузках, наибольшее применение получили шарикоподшипники следующих типов.

Радиальные однорядные шарикоподшипники, в которых дорожки качения на наружном и внутреннем кольцах выполняют соответствующими радиусами $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{в}}$, большими радиуса шарика $r_{\text{ш}}$ (рис. 3.12, *б*). Точки касания шариков с дорожками качения лежат

в плоскости, перпендикулярной оси подшипника и проходящей через центр шариков. Радиальные однорядные шарикоподшипники могут воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки, которые действуют в обоих направлениях и не превышают 70% неиспользованной допускаемой радиальной нагрузки.

Радиально-упорные однорядные шарикоподшипники, у которых один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти

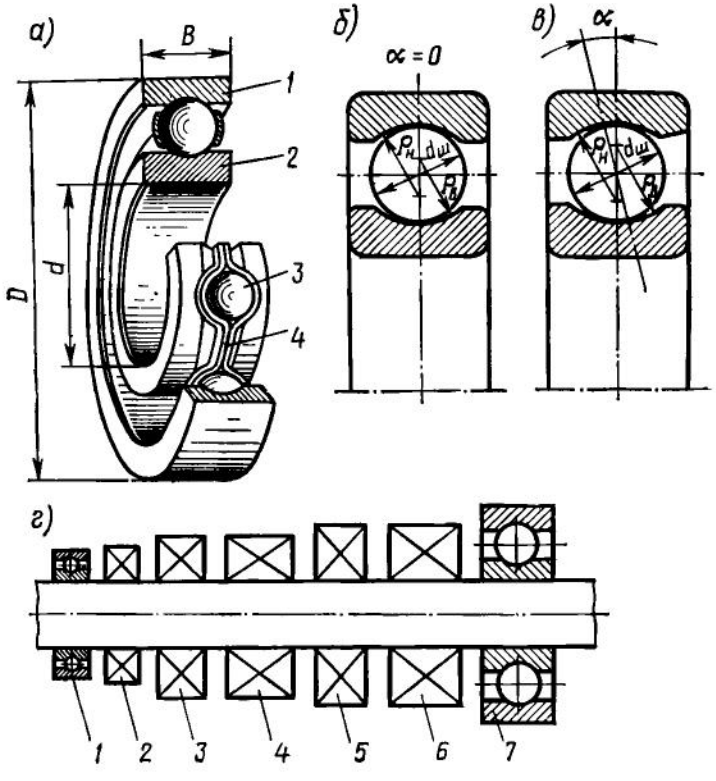


Рис. 3.12

полностью, а дорожки качения выполнены так, что прямая, проходящая через центр шарика и точки касания шарика с дорожками качения, образует с плоскостью, перпендикулярной оси подшипника и проходящей через центры шариков, угол α, который называют углом контакта (рис. 3.12, *в*). Угол α определяет способность воспринимать осевую нагрузку (с увеличением угла α осевая нагрузка возрастает).

Классификацию стандартных подшипников качения и систему их условных обозначений см. в [5]. Для стандартных подшипников качения с одним и тем же диаметром внутреннего кольца предусмотрены различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения (рис. 3.12, *г*): сверхлегкая *1*, особо легкая *2*, легкая *3*, легкая

широкая *4*, средняя *5*, средняя широкая *6*, тяжелая *7*. Это обеспечивает возможность выбора подшипников по грузоподъемности в зависимости от действующих нагрузок при постоянном диаметре цапфы вала (см. с. 81). Для уменьшения габаритных размеров, снижения момента трения и увеличения быстроходности узла подшипника в приборостроении часто применяют нестандартные, малогабаритные шарикоподшипники (рис. 3.13, *а*, *б*), в которых отсутствуют наружные или внутренние кольца, а дорожки качения выполняют на цапфе вала и в корпусных деталях. В насыпных подшипниках цапфу выполняют конической (рис. 3.13, *в*) или галтельной. Коническая форма цапфы удобна для регулирования осевого и радиального зазоров, а галтельная цапфа допускает некоторый перекос вала относительно подшипника. Радиус галтели $r_г$ принимают равным 0,52...0,56 диаметра шарика $d_ш$. Минимальное число шариков $z_{min} = 3$.

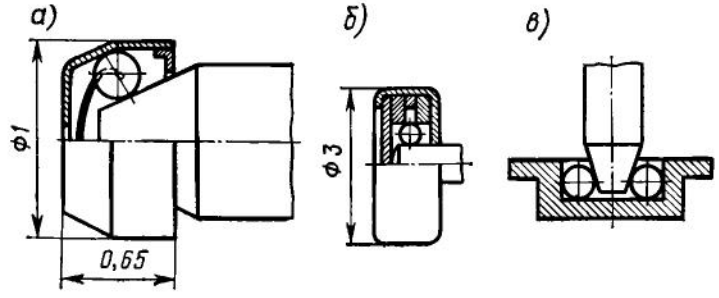


Рис. 3.13

Условия работы и грузоподъемность стандартных шарикоподшипников. Шарикоподшипники в опорах приборных устройств могут работать в различных условиях. При малой частоте вращения подшипника $n \leqslant 1$ мин$^{-1}$ действующие на него внешние нагрузки рассматривают как статические. Некоторые подшипники качения приборов периодически подвергаются нагрузкам без вращения. При относительно больших статических нагрузках в результате недостаточной контактной прочности на рабочих поверхностях колец подшипников и тел качения могут образоваться вмятины, связанные с местными пластическими деформациями, что является одним из видов разрушения подшипников качения. Для предотвращения указанных пластических деформаций подшипники качения рассчитывают (выбирают) по статической грузоподъемности (см. с. 82).

Большинство подшипников приборов работает в динамических условиях при частотах вращения $n > 1$ мин$^{-1}$. В этом случае при действии внешних нагрузок перекатывание тел качения по кольцам сопровождается знакопеременными напряжениями в поверхностных слоях контактирующих тел. При недостаточной контактной прочности в результате многократного восприятия знакопеременных напряжений происходит усталостное выкрашивание

поверхностей качения шариков и колец в виде образования микротрещин, раковин и отслаиваиия. Для предотвращения усталостного выкрашивания подшипники качения рассчитывают (выбирают) по дииамической грузоподъемности (см. с. 83).

При всех условиях работы эксплуатационные характеристики подшипников (долговечность, жесткость, точность, виброустойчивость и т. д.) существенно зависят от распределения нагрузки между телами качения и контактных напряжений в деталях подшипников, что, в свою очередь, определяется расположением оси подшипника и направлением действия нагрузок.

Распределеиие нагрузки между телами качения. Внешнюю нагрузку F_r, действующую на радиальный шарикоподшипник (рис. 3.14), воспринимают шарики в нагруженной зоне, при этом F_i — нагрузка на i-й шарик — отсчитывается от направления внешней нагрузки ($i = 0, 1, 2, 3, ...$). На рис. 3.14 $\gamma = 360°/z$ — угловое расстояние между двумя соседними шариками; z — общее число шариков в рассматриваемом подшипнике.

Условие равновесия подшипника в проекциях на направление нагрузки имеет вид

$$F_r = F_0 + 2\sum_{i=1}^{i=n} F_i \cos(i\gamma), \quad (3.15)$$

при этом $n\gamma \leqslant \pi/2$.

Деформация в точке касания i-го шарика с кольцом [15, 40] $\delta_i = kF_i^{2/3}$, откуда

$$F_1/F_0 = (\delta_i/\delta_0)^{3/2}. \quad (3.16)$$

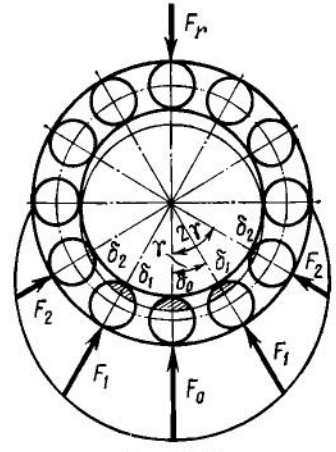


Рис. 3.14

Пренебрегая изгибом колец и предполагая отсутствие радиального зазора в подшипнике, принимают [16, 41]

$$\delta_i = \delta_0 \cos(i\gamma).$$

Тогда из уравнения (3.16)

$$F_i = F_0 \cos^{3/2}(i\gamma) \quad (3.17)$$

и уравнение (3.15) получает вид

$$F_r = F_0\left[1 + 2\sum_{i=1}^{i=n} \cos^{5/2}(i\gamma)\right]. \quad (3.18)$$

Разделив и умножив правую часть уравнения (3.18) на число шариков z, получим

$$F_0 = mF_r/z,$$

где $m = z/[1 + 2\sum_{i=1}^{i=n} \cos^{5/2}(i\gamma)]$.

Расчеты показывают, что при $z = 7...20$ коэффициент $m = 4{,}37$. Вводя поправку на влияние радиального зазора и прогиб колец, получаем нагрузку на наиболее иагруженный шарик в однорядном шарикоподшипнике

$$F_0 = 5F_r/z.$$

Тогда из формулы (3.17) получаем

$$F_i = 5F_r \cos^{3/2}(i\gamma)/z. \qquad (3.19)$$

Анализ показывает, что при типовых условиях эксплуатации радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, средних частотах их вращения центробежная сила, прижимающая шарики к наружному кольцу, не оказывает существенного влияния на работоспособность подшипников качения [16]. Поэтому для приближенного силового анализа и оцеики контактиых напряжений можно считать, что на шарики действуют только радиальные нагрузки F_i.

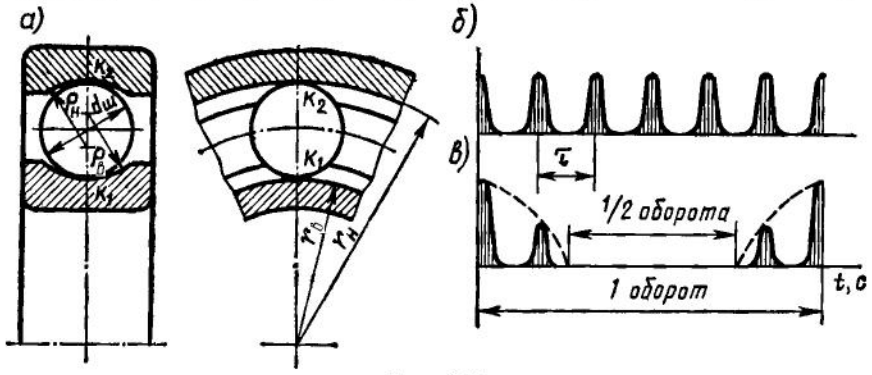


Рис. 3.15

Контактные напряжения в шарикоподшипнике. При действии радиальной нагрузки F_i соприкосновение шарика с кольцами происходит по некоторой площадке смятия с центрами K_1 и K_2, на которых развиваются контактные напряжения (рис. 3.15, *а*). Наибольшие напряжения возникают в центре площадки контакта колец с наиболее нагруженным шариком, на который действует нагрузка F_0 (см. рис. 3.14):

$$\sigma_H = \mu \sqrt[3]{F_0 E^2 / r_{пр}^2},$$

где $E = 2E_к E_ш/(E_к + E_ш)$ — приведенный модуль упругости; $E_ш$ и $E_к$ — модули упругости материалов шарика и кольца.

Для внутреннего кольца $1/\rho_в > 1/r_в$, приведенный радиус кривизны

$$1/r_{пр}^1 = (2/d_ш) - (1/\rho_в)$$

и контактные напряжения

$$(\sigma_H)_1 = \mu \sqrt[3]{F_0 E^2 [(2/d_ш) - (1/\rho_в)]^2}.$$

Для наружного кольца $1/\rho_н > 1/r_н$, приведенный радиус кривизны

$$1/r_{пр}^2 = (2/d_ш) - (1/\rho_н)$$

и контактные напряжения

$$(\sigma_H)_2 = \mu \sqrt[3]{F_0 E^2 [(2/d_ш) - (1/\rho_н)]^2}.$$

В каждой точке контакта колец с шариками контактные напряжения изменяются по отнулевому циклу напряжений (рис. 3.15, *б*), период T которого равен времеии перемещения шарика в данную точку контакта. При равной нагрузке F_0 напряжения в точке K_1 внутреннего кольца больше напряжений в точке K_2 наружного кольца. При этих условиях равное число циклов напряжений вызовет усталостное разрушение прежде всего в точке K_1. Для того чтобы уравнять условия работы колец подшипника, необходимо уменьшить число циклов напряжений в точке K_1 по сравнению с точкой K_2. Это обеспечивается вращением внутреннего кольца, так как в течение одного полуоборота точка K_1 разгружена полностью, а в течение второго полуоборота нагружена не полностью (рис. 3.15, *в*).

Грузоподъемность подшипников. Статическую и динамическую грузоподъемность определяют в зависимости от условий работы и конструктивных особеиностей с учетом распределения нагрузки между телами качения и контактных напряжений для каждого типоразмера подшипника. Значения грузоподъемности являются для подшипника справочными величинами и указываются вместе с другими параметрами в каталогах [5] (см., например, табл. 3.1).

Таблица 3.1. **Шарикоподшипники радиальные однорядные сверхлегкой серии типа 0000 (из ГОСТ 8338 — 75* при $d \leqslant 25$ мм)**

Условное обозначение подшипника	d	D	B	$r = r_1$	d_2 (наим.)	D_2 (наиб.)	C, Н	C_0, Н	n, мин$^{-1}$ (предельное)
	мм								
1000084*	4	9	2,5	0,2	5,0	8	420	180	31 500
1000088*	8	16	4,0	0,4	9,8	14	980	500	25 000
1000801*	12	21	5,0	0,5	14	19	1070	600	25 000
1000802*	15	24	5,0	0,5	17	22	1470	850	20 000
1000805*	25	37	7,0	0,5	27	35	2890	2020	16 000

Статическая грузоподъемность подшипника — это допускаемая статическая нагрузка, под которой для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников понимают постоянную радиальную нагрузку, вызывающую общую остаточную деформацию тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равную 0,0001 диаметра тела качения. Статическая грузоподъемность подшипника качения в соответствии с теорией контактных напряжений Герца пропорциональна квадрату диаметра шариков и числу шариков. Ее

определяют по формуле (см. [5])

$$C_0 = f_0 i z d_ш^2 \cos\alpha,$$

где f_0 — коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала (для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников принимают $f_0 = 1{,}25$); i — число рядов тел качения; z — число тел качения в одном ряду; $d_ш$ — диаметр тела качения, мм; α — угол контакта.

Динамическая грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников — это такая постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник (с вращающимся внутренним кольцом) может выдержать в течение нормального срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов внутреннего кольца, без проявления признаков усталости материала любого кольца или тела качения не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергаемых испытаниям. Формулы для расчетов динамической грузоподъемности получены в результате обработки экспериментальных данных и отличаются в зависимости от типа и размеров подшипника. В частности, для радиальных и радиально-упорных подшипников (см. [5, 16])

$$C = f_c (i\cos\alpha)^{0,7} z^{2/3} d_ш^{1,8} \text{ при } d_ш \leqslant 25{,}4 \text{ мм};$$

$$C = f_c (i\cos\alpha)^{0,7} z^{2/3} \cdot 3{,}647 d_ш^{1/4} \text{ при } d_ш > 25{,}4 \text{ мм},$$

где C — динамическая грузоподъемность; f_c — коэффициент, зависящий от типа подшипника, геометрии его деталей, точности их изготовления, материала и термообработки.

Выбор подшипника по статической грузоподъемности производят при отсутствии его вращения или частоте вращения $n \leqslant 1$ мин$^{-1}$ по условию

$$C_{0р} \leqslant C_0; \quad C_{0р} = K_б P_0,$$

где C_0 — допустимая статическая грузоподъемность подшипника, указанная в каталоге; $C_{0р}$ — расчетное значение статической грузоподъемности подшипника; P_0 — эквивалентная статическая нагрузка на подшипник. Следует принимать некоторый запас грузоподъемности по сравнению с величиной C_0, что гарантирует большую надежность работы узла. Коэффициент запаса при статическом нагружении $K_б = 0{,}5...3$. Для легких нагрузок, когда не лимитируют габариты и массу при требовании легкости вращения, запас грузоподъемности $K_б$ можно довести до трехкратного. При нормальных условиях работы $K_б = 0{,}8...1{,}2$, а в случае кратковременной работы и небольших пластических деформаций при пониженных требованиях к легкости вращения $K_б = 0{,}5...0{,}8$.

Эквивалентная статическая нагрузка P_0 для радиальных и радиально-упорных подшипников — это нагрузка, которая вызывает у подшипников в наиболее нагруженной точке контакта такие же остаточные деформации, как и при действительных условиях нагружения. При одновременном нагружении подшипника радиальной

и осевой нагрузками значение P_0 определяют как большее из

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a; \quad P_0 = F_r,$$

где X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно, зависящие от типа подшипника [5]. В частности, для радиального шарикоподшипника $X_0 = 0{,}6$, $Y_0 = 0{,}5$. Для радиально-упорных шарикоподшипников $X_0 = 0{,}5$; $Y_0 = 0{,}47$ при $\alpha = 12°$, $Y_0 = 0{,}37$ при $\alpha = 26°$ и $Y_0 = 0{,}28$ при $\alpha = 36°$.

При практическом выборе подшипников по статической грузоподъемности находят нагрузку P_0, в зависимости от предъявляемых к подшипниковому узлу требований выбирают коэффициент $K_б$ и вычисляют расчетное значение $C_{0р}$. По каталогам подбирают подшипник, у которого табличное значение статической грузоподъемности C_0 не ниже расчетного: $C_{0р} \leqslant C_0$.

Выбор подшипника по динамической грузоподъемности производят при частоте его вращения $n > 1$ мин$^{-1}$. При этом используют эмпирическую зависимость между номинальной долговечностью L, эквивалентной динамической нагрузкой P и динамической грузоподъемностью C:

$$L = (C/P)^\alpha \text{ или } C = L^{1/\alpha} P, \qquad (3.20)$$

где α — показатель степени, который для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников равен трем [5].

Формула (3.20) справедлива при $n > 10$ мин$^{-1}$, но без превышения предельной частоты вращения данного подшипника, указанной в каталоге. При $n = 1...10$ мин$^{-1}$ расчет следует вести, как для $n = 10$ мин$^{-1}$.

Под номинальной долговечностью партии идентичных подшипников понимают количество оборотов или часов при заданной постоянной частоте вращения, в течение которого не менее 90% подшипников должны проработать до появления первых признаков усталостного выкрашивания дорожек качения любого кольца или тела качения. Номинальная долговечность (ч)

$$L_h = 10^6 (C/P)^\alpha / (60n) = 10^6 L/(60n).$$

Примеры рекомендуемых значений L_h: $L_h \approx 500$ ч — приборы и аппаратура, используемая периодически, например демонстрационная аппаратура; $L_h > 4000$ ч — неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени, в частности механизмы с ручным приводом; $L_h > 12\,000$ ч — стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников — это такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник имеет при реальных условиях нагружения и вращения. Для радиальных и радиально-упорных шарико-

подшипников эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = (XVF_r + YF_a) K_б K_т,$$

где F_r и F_a — радиальная и осевая нагрузка на подшипник соответственно; V — коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки и 1,2 при вращении наружного кольца; X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно, зависящие от типа подшипника и указанные в справочных таблицах; $K_б$ — динамический коэффициент (коэффициент безопасности), учитывающий влияние динамических условий работы, характерных для различных приборов, на долговечность подшипников качения; $K_т$ — температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на

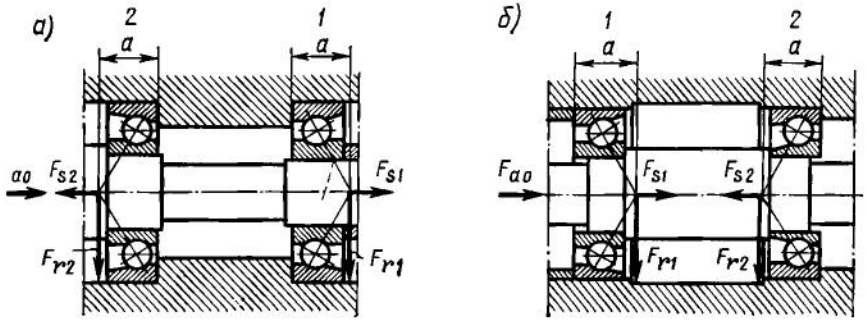


Рис. 3.16

долговечность подшипника и вводимый только при повышенной рабочей температуре $t > 100$ °С для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей. В частности, при $t = 125$ °С $K_т = 1{,}05$, а при $t = 200$ °С $K_т = 1{,}25$.

При наличии радиальных усилий F_{rx} и F_{ry}, действующих на подшипник в двух взаимно перпендикулярных плоскостях XZ и YZ, радиальную нагрузку на подшипник определяют по формуле

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2}.$$

Реакцию подшипника на воздействие радиальной нагрузки считают приложенной в точке пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок при касании шарика с кольцами. Расстояние между этой точкой и торцом подшипника (рис. 3.16, *а*, *б*) находят по формулам: для радиальных однорядных подшипников

$$a = B/2,$$

для однорядных радиально-упорных подшипников

$$a = [(B/2) + (d + D) \operatorname{tg} \alpha]/4,$$

где B — ширина подшипника; d — внутренний диаметр кольца подшипника; D — наружный диаметр наружного кольца подшипника; α — угол контакта.

При нагружении радиально-упорных подшипников радиальной силой F_r, отсутствии осевого зазора и натяга в них возникают осевые силы F_s, направление которых зависит от выбранного расположения подшипников (рис. 3.16, *а*, *б*). Осевые составляющие от радиальных нагрузок $F_s = eF_r$, где e — параметр осевого нагружения, $e = f(F_a/C_0)$ [5]. Для приближенных расчетов можно принять

$$F_{s1} \approx 1{,}3F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1; \quad F_{s2} \approx 1{,}3F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2.$$

В любом случае на один шарикоподшипник всегда действует результирующая осевая сила $F_{a\Sigma}$, которую в зависимости от расположения подшипников определяют в виде

$$F_{a\Sigma} = F_{a0} \pm F_{s1} \mp F_{s2},$$

при этом за положительное направление сил F_{s1} и F_{s2} принимают направление силы F_{a0}. Знак плюс для $F_{a\Sigma}$ указывает на совпадение направлений $F_{a\Sigma}$ и F_{a0}.

При расположении подшипников по схемам рис. 3.16

$$F_{a\Sigma} = (F_{a0} + F_{s1} - F_{s2}).$$

В случае если $F_{a0} + F_{s1} > F_{s2}$, суммарную осевую нагрузку воспринимают подшипники *2*, т. е. $F_{a2} = F_{a\Sigma}$, а подшипники *1* нагружены осевой силой $F_{a1} = F_{s1}$. При условии, что $F_{a0} + F_{s1} < F_{s2}$, суммарную осевую нагрузку воспринимают подшипники *1*, т. е. $F_{a1} = F_{a\Sigma}$, а подшипники *2* нагружены осевой силой $F_{a2} = F_{s2}$. Если сила F_{a0} меняет направление (действует справа налево), то

$$F_{a\Sigma} = F_{a0} + F_{s2} - F_{s1}.$$

В случае если $F_{a0} + F_{s2} > F_{s1}$, суммарную нагрузку воспринимают подшипники *1* ($F_{a1} = F_{a\Sigma}$), а подшипники *2* нагружены осевой силой $F_{a2} = F_{s2}$. При условии, что $F_{a0} + F_{s2} < F_{s1}$, суммарную нагрузку воспринимают подшипники *2*, т. е. $F_{a2} = F_{a\Sigma}$, а подшипники *1* нагружены силой $F_{a1} = F_{s1}$.

Практический выбор подшипника качения по динамической грузоподъемности проводят в следующем порядке: намечают тип подшипника, например радиальный, радиально-упорный; находят радиальные F_r и осевые F_a нагрузки, действующие на каждый из подшипников опорных узлов; определяют эквивалентную динамическую грузоподъемность P; назначают срок службы подшипника L; при известных P и L находят расчетное значение динамической грузоподъемности подшипника $C_р$; по динамической грузоподъемности $C_р$ из каталога выбирают типоразмер подшипника, для которого выполняется условие $C \geqslant C_р$.

В тех случаях, когда типоразмер подшипника качения предварительно определяют по его конструктивным особенностям, про-

водят проверочный расчет такого подшипника на долговечность

$$L = (C/P)^{\alpha}$$

и сравнивают значение долговечности с требуемым.

Трение в подшипниках качения. При вращении внутреннего кольца подшипника с угловой скоростью ω и неподвижном наружном кольце (рис. 3.17) относительным движением шарика является его вращение вокруг мгновенного центра вращения — точки K_2 касания шарика с наружным кольцом. Тогда справедливы соотношения

$$v_{K1} = \omega d_{в}/2;\ v_0 = v_{K1}/2,$$

где v_{K1} и v_0 — окружные скорости точки шарика K_1, касающейся внутреннего кольца, и центра шарика O соответственно; $d_{в}$ — наружный диаметр внутреннего кольца.

Угловая скорость шарика при вращении вокруг своей оси

$$\omega_{ш} = 2(v_{K1} - v_0)/d_{ш} = \omega d_{в}/(2d_{ш}).$$

Угловую скорость шарика при вращении вокруг оси вала, равную угловой скорости сепаратора, определяют в виде

$$\omega_0 = 2v_0/d_0 = \omega d_{в}/[2(d_{в} + d_{ш})],$$

где d_0 — диаметр окружности, проходящей через центры шариков.

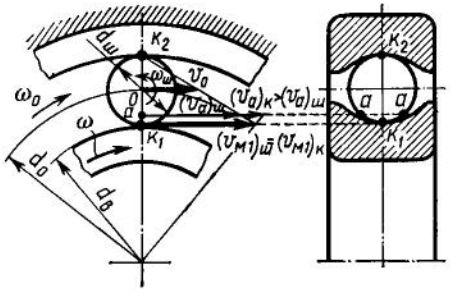


Рис. 3.17

Сепаратор вращается в том же направлении, что и внутреннее кольцо, с угловой скоростью, которая зависит от диаметра $d_{ш}$ тел качения. Погрешности в диаметрах шариков приводят к изменению значения ω_0 (чем больше $d_{ш}$, тем меньше ω_0), при этом крупные шарики тормозят, а мелкие ускоряют движение сепаратора. В результате между шариками и сепаратором возникают силы трения, что увеличивает износ шариков и сепараторов, а в быстроходных шарикоподшипниках может привести к поломке сепаратора.

При наличии нагрузок контакт шарика с внутренним кольцом происходит по некоторой площадке aK_1a. Поскольку окружные скорости контактирующих точек тел качения и колец пропорциональны расстоянию от их оси вращения, то скорости $v_{aш}$ точек a, принадлежащих шарику, не равны скорости v_{ak} точек a, принадлежащих внутреннему кольцу подшипника ($v_{ak} > v_{aш}$). В результате имеет место трение скольжения между шариком и внутренним кольцом подшипника.

Исследования [22] показывают, что трение в подшипнике качения складывается в основном из трех составляющих: трения шарика при качении его по кольцам; трения шарика о сепаратор; трения, обусловленного наличием смазки в подшипнике. Качественная зависимость изменения работы, затрачиваемой на преодоление трения, от радиального усилия представлена на рис. 3.18. Отрезок ab по оси ординат соответствует трению от наличия в подшипнике смазки (кривая *1*), отрезок bc — трению о сепаратор (кривая *2*), отрезок cd — трению в местах контакта тел качения с беговыми дорожками колец (кривая *3*).

Уменьшение трения от наличия смазки можно объяснить тем, что с увеличением нагрузки работа сил трения увеличивается, вызывая повышение рабочей температуры подшипника, в результате чего понижается вязкость смазки и, следовательно, трение в подшипнике. Трение о сепаратор мало изменяется с увеличением нагрузки. Из рис. 3.18 видно, что момент трения определяет в основном перекатывание шариков по беговым дорожкам колец.

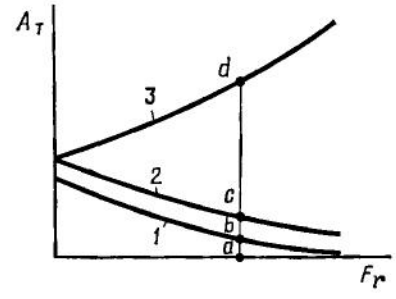


Рис. 3.18

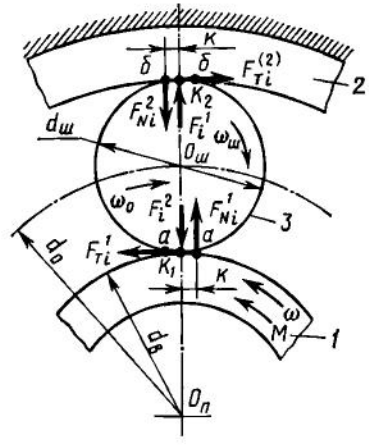


Рис. 3.19

Предположим, что внешнее кольцо *2* (рис. 3.19) подшипника неподвижно, а внутреннее кольцо *1* вращается под действием внешнего момента M с постоянной угловой скоростью ω вокруг оси $O_{п}$. При перекатывании шарика *3* по кольцам и действии нагрузок $F_i^{(1)} = F_i^{(2)} = F_i$ на площадках контакта aK_1a и $бK_2б$ шарика с кольцами развиваются нормальные давления. Равнодействующие нормальных давлений $F_{Ni}^{(1)} = F_{Ni}^{(2)} = F_{Ni}$ смещаются по отношению к точкам контакта K_1 и K_2 в зоны возрастания упругих деформаций. Смещение равно коэффициенту трения качения K, который выражается в единицах длины и определяет плечо сил $F_{Ni}^{(1)}$ и $F_{Ni}^{(2)}$.

Для перекатывания шарика, нагруженного силой F_i, к нему вместо момента можно приложить касательные силы $F_{тi}^{(1)} = F_{тi}^{(2)} = F_{тi}$, которые в условиях качения без скольжения являются силами трения [4]. Из условия равновесия шарика под действием приложенных к нему сил

$$F_{тi} d_{ш} = 2kF_{Ni};\ F_i^{(1)} = F_{Ni}^{(2)};\ F_i^{(2)} = F_{Ni}^{(1)}, \qquad (3.21)$$

где $d_{ш}$ — диаметр шарика.

При установившемся режиме движения, когда внешний момент M равен моменту трения $M_т$, из равновесия внутреннего кольца подшипника при условии $F_{Ni} = F_i$

$$M_i = M_{ті} = (F_{ті} d_в/2) + F_{Ni} k = (F_{ті} d_в/2) + F_i k, \qquad (3.22)$$

при этом $d_в$ — диаметр внутреннего кольца подшипника.

С учетом формулы (3.21) уравнение (3.22) имеет вид

$$M_{ті} = F_i k (1 + d_в/d_ш).$$

Из геометрических соотношений

$$d_в + d_ш = d_0; \ \pi d_0 = z d_ш,$$

где d_0 — диаметр, проходящий через центры шариков. Следовательно,

$$M_{ті} = F_i k z/\pi. \qquad (3.23)$$

Подставляя в формулу (3.23) выражение (3.19) для F_i, получаем

$$M_{ті} = 5F_r k \cos^{3/2}(i\gamma)/\pi.$$

Момент трения в шарикоподшипнике находят как сумму моментов трения, действующих на каждый шарик в отдельности:

$$M_т = \sum_{i=1}^{i=n} M_{ті} = 5F_r k \left[1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2}(i\gamma)\right]/\pi.$$

Расчеты показывают, что при $z = 7...20$

$$1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2}(i\gamma) \approx z/3{,}6.$$

Тогда получаем выражение для момента трения в шарикоподшипнике

$$M_т \approx 1{,}4 F_r k z/\pi,$$

или

$$M_т \approx f_{пр} F_r d,$$

где $f_{пр} = 1{,}4kz/(\pi d)$; d — диаметр вала.

Для инженерных расчетов момент трения в шарикоподшипнике определяют по формуле (см. [41])

$$M_т = 0{,}5 (M_{т0} + f_{пр} F_r) d,$$

где $M_{т0} = cd$ — момент, обусловленный потерями на трение подшипника при отсутствии нагрузки; c и $f_{пр}$ — коэффициенты, зависящие от типа подшипника; например, для радиальных однорядных шарикоподшипников $c = 0{,}06$ и $f_{пр} = 0{,}0012$.

§ 3.3. Опоры на ножах

Ножевая опора состоит из ножа *1*, опирающегося на подшипник-подушку *2* (рис. 3.20). Рабочая поверхность ножа (цапфа) представляет собой цилиндрическую поверхность малого радиуса $r_н$. Используют ножи с треугольным, грушевидным, квадратным и пятиугольным профилями. Выбор профиля определяется в основном значением нагрузки. В приборах наибольшее распространение получил нож с треугольным профилем. Опорная поверхность подшипника-подушки может иметь призматическую (рис. 3.20, *а*), цилиндрическую и плоскую формы. Форма подушки зависит от назначения опоры и размера допускаемого момента трения. Плоские подушки обеспечивают минимальный момент трения, их применяют в особо точных приборах, но в такой опоре необходимо дополнительное устройство для центрирования подвижной системы. Призматические опоры, отличающиеся простотой конструкции, изготовления и обеспечивающие центрирование подвижной системы, наиболее распространены в приборных устройствах.

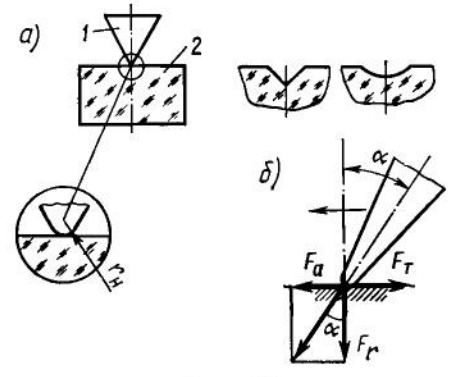


Рис. 3.20

Во всех вариантах ножевой опоры происходит соприкосновение двух цилиндров (плоскость — поверхность цилиндра с нулевой кривизной). При колебаниях ножа его цапфа перекатывается по поверхности подушки, обеспечивая трение качения. Составляющие нагрузки F, действующей под углом α к нормали опорной поверхности (рис. 3.20, *б*),

$$F_a = F \sin\alpha; \ F_r = F \cos\alpha.$$

Учитывая, что сила трения $F_т = fF_r$ и для работы опоры необходимо условие $F_т \geqslant F_a$, максимальное значение угла

$$\alpha_{max} \leqslant \operatorname{arctg} f,$$

которое для стальных ножей и каменных подушек превышает 7...10°. Поэтому ножевые опоры применяют в приборах, например электромагнитных реле, миниметрах, подвижная система которых совершает колебательное движение с углом поворота не более ±8...10°, что соответствует условию чистого качения.

Максимальные контактные напряжения на площадке соприкосновения ножа и подушки

$$(\sigma_H)_{max} = 0{,}59 \sqrt{F/\{r_н l [(1/E_н) + (1/E_п)]\}} \leqslant [\sigma_H], \qquad (3.24)$$

где l — длина цапфы ножа; $E_н$ и $E_п$ — модули упругости материалов ножа и подушки.

Из уравнения (3.24) радиус цапфы ножа

$$r_н = 0{,}348F/\{[\sigma_H]^2 l\,[(1/E_в) + (1/E_п)]\}.$$

Ширина площадки смятия

$$h = 4{,}3\sqrt{Fr_в\,[(1/E_в) + (1/E_п)]/l}$$

и, считая, что нож перекатывается по подушке с радиусом трения $h/2$, момент трения в опоре

$$M_т \approx Fh/2 \approx 2{,}15\sqrt{F^3 r_в\,[(1/E_н) + (1/E_п)]/l}.$$

Нож может быть закреплен неподвижно, например запрессовкой в теле рычага (рис. 3.21, *а*) или в регулировочной втулке

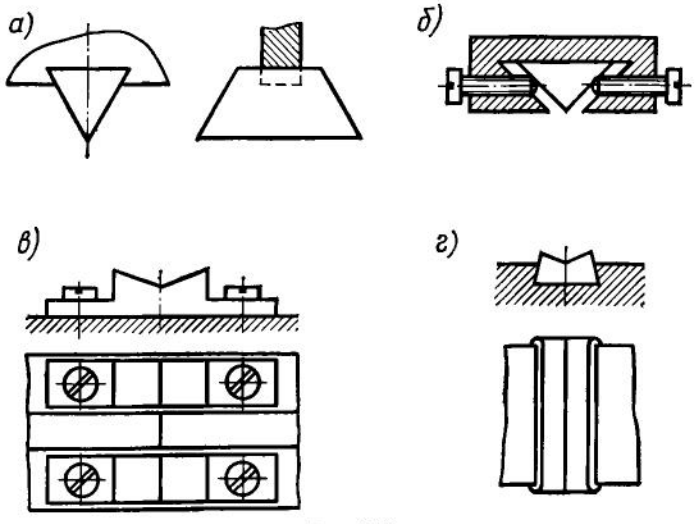


Рис. 3.21

(рис. 3.21, *б*), а подушку крепят винтами (3.21, *в*) или запрессовывают в основание (рис. 3.21, *г*).

§ 3.4 Упругие опоры

Упругие опоры представляют собой систему пружин, которая позволяет укрепленной на них подвижной части приборного устройства совершать ограниченные угловые или линейные перемещения. В таких опорах практически отсутствуют трение (значение трения упругости мало) и зазоры, исключается необходимость в смазке, они нечувствительны к загрязнениям, надежны в работе. Недостатками упругих опор являются пониженная виброустойчивость и недостаточная точность центрирования. Основное применение опоры нашли в качестве упругих шарниров (изгибная опора)

и направляющих в устройствах автоматики, в качестве подвесов и растяжек (крутильные опоры) в электроизмерительных приборах.

Упругие шарниры (рис. 3.22) представляют собой пружины *2* в виде короткой тонкой и широкой стальной ленты, одним концом прикрепленной к неподвижной *3*, а вторым — к подвижной *1* частям прибора. В результате подвижную часть можно смещать относительно одного (*x* на рис. 3.22, *а*) или двух (*x*, *y* на рис. 3.22, *б*) взаимно перпендикулярных направлений. Недостатком однопластинчатых упругих шарниров является заметное смещение центра

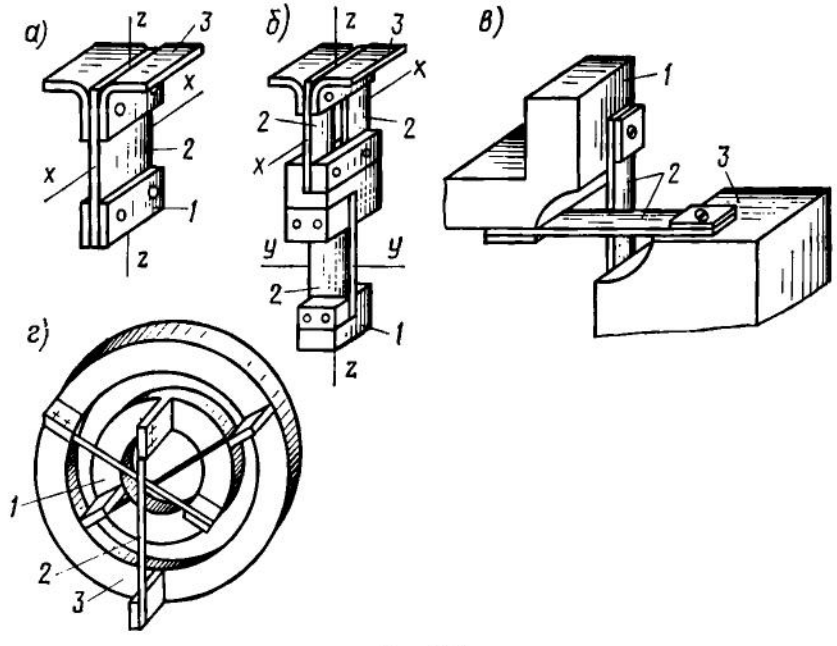


Рис. 3.22

вращения в пределах рабочего угла поворота. Указанное смещение уменьшается в двухпластинчатых крестообразных упругих опорах (рис. 3.22, *в*), широко используемых в контрольно-измерительных приборах, автоматах, сейсмографах и т. п. В таких опорах при малых углах поворота центр вращения совпадает с линией пересечения плоскостей пружин. Положение центра вращения практически остается неизменным при трехпластинчатой упругой опоре радиальной конфигурации (рис. 3.22, *г*). Пружины выполняют из бронзы (бериллиевой, фосфористой, оловянно-цинковой), стали или кварца, при этом их ширина должна быть примерно в 10 раз больше толщины, чтобы перемещения пружины определялись только упругими свойствами.

Подвесы и растяжки выполняют в виде тонких лент или нитей круглого и прямоугольного сечений или торсионных валиков ма-

лого диаметра. На нижнем конце подвеса *1* (рис. 3.23, *а*) закрепляют подвижную часть *2* (рамка). Подвесы обычно изготовляют из бронзы, обладающей хорошими упругими свойствами. Для особо чувствительных приборов, например осциллографов, их выполняют из кварцевых нитей с металлизированной поверхностью. В опоре на растяжке (рис. 3.23, *б*) подвижную часть *2* устанавливают на натянутых нитях *1* и *3* с закрепленными концами. При достаточном натяжении нити и незначительной массе подвижной части растяжки

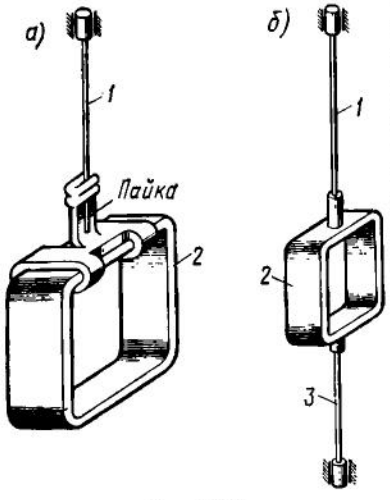


Рис. 3.23

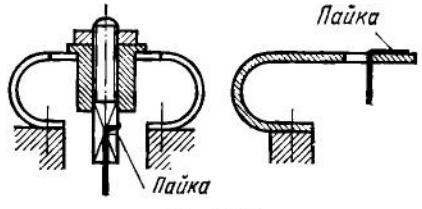


Рис. 3.24

можно применять и при горизонтальном расположении оси. С основанием прибора подвесы и растяжки соединяют пайкой (рис. 3.24) (см. гл. 1).

Методика расчета упругих опор аналогична расчету соответствующих упругих элементов (см. гл. 4).

§ 3.5. Направляющие прямолинейного движения

Направляющие с трением скольжения просты в изготовлении, имеют небольшие габаритные размеры, но чувствительны к изменениям температуры. Направляющие с трением качения рекомендуют применять в тех случаях, когда необходимо обеспечить легкость движения с достаточно высокой точностью. По конструктивному признаку различают: цилиндрические направляющие, у которых рабочими являются цилиндрические поверхности; призматические направляющие, у которых рабочими поверхностями являются призмы различных типов; Н-, П-, Т-образные, в том числе призматические направляющие типа «ласточкин хвост».

Типовые схемы направляющих с трением скольжения показаны на рис. 3.25: *а* — цилиндрические направляющие, в которых ползун *2* с цилиндрической и плоской рабочими поверхностями перемещается по цилиндрическим поверхностям стержней *1* и *3*; *б* — цилиндрические направляющие, в которых каретка *2* с призматическими рабочими поверхностями перемещается по цилиндрическим стержням *1*, закрепленным на неподвижном основании *3*, в результате чего касание каретки с направляющими происходит по линиям; *в* — прямоугольные призматические направляющие с П-образной призмой; *г* — призматические направляющие типа «ласточкин хвост» с углом α.

По форме используемых тел качения различают направляющие на шариках и роликах, при этом в качестве роликов могут быть использованы стандартные подшипники качения. В зависимости от способа установки шариков различают направляющие с перекатывающимися и вращающимися вокруг своей оси шариками. В первом случае при перемещении каретки шарики перекатываются по основанию и оси тел качения перемещаются как относительно каретки, так и относительно основания (рис. 3.26, *а*). Во втором случае тела качения закреплены на осях и при перемещении каретки вращаются в своих гнездах, а оси тел остаются неподвижными относительно каретки и основания (рис. 3.26, *б*).

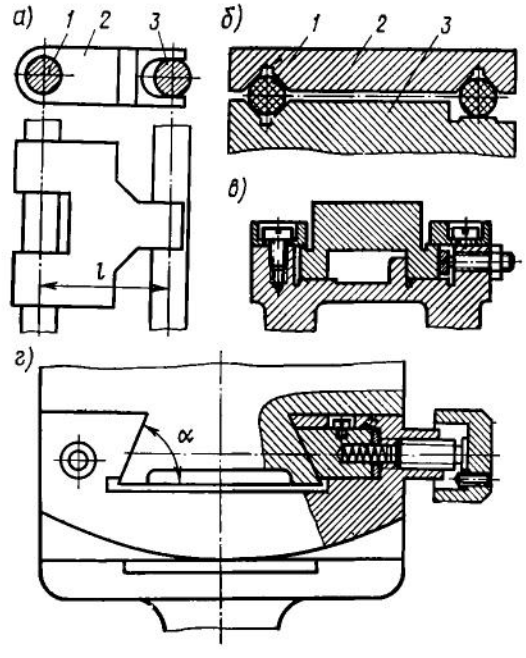


Рис. 3.25

Из сравнительного анализа направляющих с различной установкой шариков видно, что теоретическая длина каретки и основания в случае применения перекатывающихся шариков $L + S/2$, где L — расстояние между центрами шариков, S — ход каретки, а в случае вращающихся шариков $L + S$. Следовательно, при проектировании приборных устройств с большим ходом каретки более целесообразна конструкция, в которой тела качения перемещаются вместе с подвижной кареткой, что позволяет уменьшить ее длину. С другой стороны, при установке шариков во вращающихся гнездах исключается влияние погрешности формы поверхности основания, поэтому такие направляющие при прочих равных условиях обеспечивают более высокую точность перемещения каретки.

В качестве примера на рис. 3.27 показана типовая конструктивная схема направляющих с трением качения с перекатывающимися шарнками *1* и сепараторами *2*.

Сепараторы в направляющих служат для выдерживания расстояния между телами качения, предотвращая выкатывания шариков за пределы направляющих, а в некоторых случаях сепараторы

ограничивают перемещение подвижной каретки. В качестве примера на рис. 3.28 показан свободный сепаратор *1*, служащий для выдерживания заданного расстояния между шариками. Сепаратор имеет отверстие D для шарика и вырезы, в которые входят штифты *2*, ограничивающие перемещение сепаратора. При ходе S каретки длина выреза $l = S/2 + d$, где d — диаметр ограничительного штифта.

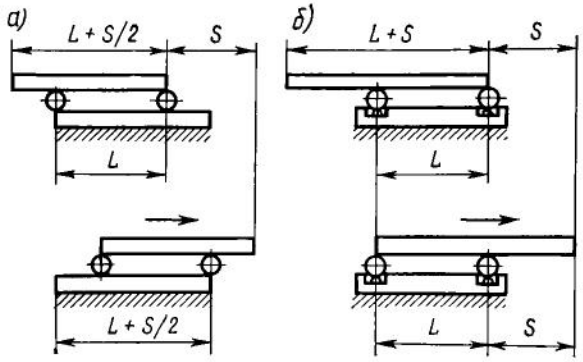


Рис. 3.26

При анализе силового заклинивания направляющих равнодействующая внешних сил может быть направлена под углом или параллельно оси каретки. Равнодействующую F, приложенную к точке A на оси каретки и составляющую с ней угол α, разложим на две составляющие (рис. 3.29, *а*). Радиальная составляющая F_r прижимает каретку к направляющей, в результате чего в зонах контакта каретки с направляющей возникают реакции F_{r1} и F_{r2}, обусловливающие силу трения $F_т$, которая препятствует движению каретки. Уравнения равновесия

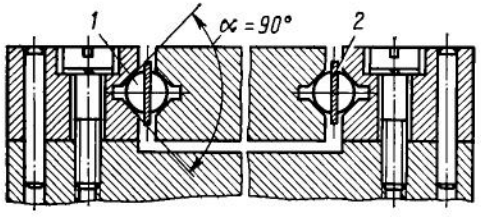


Рис. 3.27

$$F_{r1} = F_{r2} + F\sin\alpha,\ F_{r2}L = Fl\sin\alpha, \qquad (3.25)$$

откуда

$$F_{r1} = F(l+L)\sin\alpha/L,\ F_{r2} = Fl\sin\alpha/L. \qquad (3.26)$$

Силы реакции F_{r1} и F_{r2} вызывают силу трения

$$F_т = f(F_{r1} + F_{r2}).$$

Движение каретки возможно, когда осевая составляющая больше или равна силе трения:

$$F_a = F\cos\alpha \geqslant F_т.$$

С учетом формул (3.25) и (3.26)

$$Ff(2l+L)\sin\alpha/L \leqslant F\cos\alpha,$$

или

$$\operatorname{tg}\alpha \leqslant L/[(2l+L)f],$$

откуда следует

$$L/l \geqslant 2f\operatorname{tg}\alpha/(1 - f\operatorname{tg}\alpha). \qquad (3.27)$$

Соотношение (3.27) соответствует отсутствию силового заклинивания направляющих. В противном случае движущая сила меньше силы трения и произойдет силовое заклинивание.

Если равнодействующая F приложена на расстоянии l_1 параллельно оси направляющей (рис. 3.29, *б*), она создает момент $M = Fl_1$, уравновешиваемый моментом пар сил, образованных реакциями F_r в опорах. Уравнение равновесия каретки имеет вид

$$Fl_1 = F_rL.$$

Реакции F_r вызывают силу трения

$$F_т = 2F_rf = 2Fl_1f/L. \qquad (3.28)$$

Движение каретки возможно при условии $F \geqslant F_т$ или с учетом формулы (3.28)

$$F \geqslant 2Fl_1f/L;\ 1 \geqslant 2l_1f/L.$$

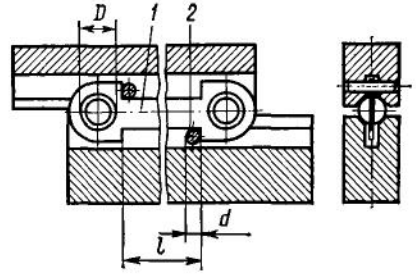


Рис. 3.28

Для обеспечения плавности хода, малого износа рабочих поверхностей и отсутствия заклинивания необходимо использовать следующие рекомендации: для плоских направляющих прямоугольной формы $fl_1/L < 0{,}25$; для направляющих типа «ласточкин хвост» при угле профиля α $fl_1/(L\sin\alpha) < 0{,}25$; для направляющих цилиндрической формы $fl_1/L < 0{,}20$.

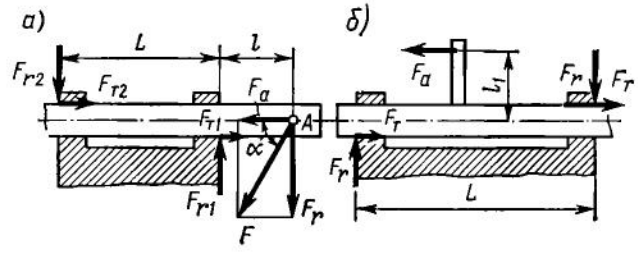


Рис. 3.29

Направляющие, работающие в большом диапазоне температур, например —50...+50 °С (колебания температуры составляют 100 °С), проверяют на отсутствие температурного заклинивания. При всех температурах между сопряженными поверхностями каретки и направляющей должен сохраняться гарантированный зазор $\Delta_м > 0$.

В случае заклинивания ($\Delta_м \leqslant 0$) следует назначить более свободную посадку или применять материалы, имеющие одинаковые или мало различающиеся между собой температурные коэффициенты линейного расширения. В отдельных случаях можно уменьшить ширину или диаметр направляющих, но при этом должно соблюдаться требование жесткости и износостойкости конструкции.

Глава 4

УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

§ 4.1. Основные сведения

Упругими элементами (УЭ) — пружинами — называют детали, упругие деформации которых полезно используются в работе различных механизмов и устройств приборов, аппаратов, информационных машин. По конфигурации, конструктивным и расчетным схемам УЭ разделяют на два класса — стержневые пружины и оболочки.

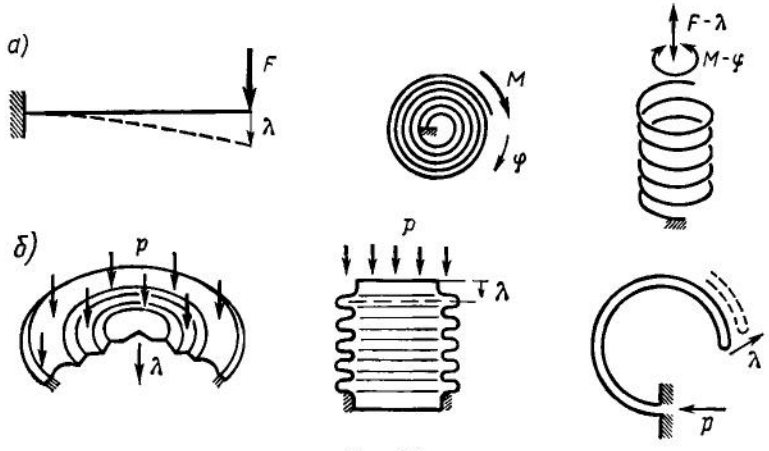


Рис. 4.1

Стержневые — это плоские пружины, спиральные и винтовые (рис. 4.1, *а*). Использование той или иной конструктивной схемы связано с конструкцией механизма, в котором применяют пружину. Расчет и конструирование стержневых пружин хорошо разработаны и обычно не представляют затруднений для конструктора.

Оболочки — это плоские и гофрированные мембраны, гофрированные трубки — сильфоны и трубчатые пружины (рис. 4.1, *б*). Хотя определение эксплуатационных характеристик этих УЭ значительно сложнее, разработаны методы расчета, в том числе с помощью ЭВМ, позволяющие получать результаты с точностью, достаточной для практических нужд.

По назначению УЭ делят на следующие группы.

Измерительные пружины (преобразователи), широко применяемые в электроизмерительных приборах, манометрах, динамометрах, термометрах и других измерительных приборах. Основное требование к эксплуатационным свойствам измерительных пружин — стабильность зависимости деформации от приложенного усилия.

Натяжные пружины, обеспечивающие силовой контакт между деталями (они, например, прижимают толкатель к кулачку, собачку к храповому колесу и пр.). Основное требование к этим пружинам — усилие прижатия должно быть постоянным или изменяться в допустимых пределах.

Заводные пружины (пружинные двигатели), широко распространенные в автономных приборах с ограниченными габаритами и массой (часы, лентопротяжные механизмы). Основное требование к свойствам — способность запасать необходимую для работы прибора энергию упругих деформаций (см. гл. 15).

Пружины кинематических устройств — передаточные пружины, упругие опоры. Эти пружины должны быть гибкими и достаточно прочными.

Пружины амортизаторов выполняют различных конструктивных форм. Пружины должны выдерживать переменные нагрузки, удары, большие перемещения. Нередко конструкция создается такой, чтобы при деформации пружины происходили потери (рассеивание) энергии.

Разделители сред, обеспечивающие возможность передачи усилий или перемещений из одной изолированной полости в другую (разные среды, разные давления сред). Должны обеспечивать возможность больших перемещений при незначительном сопротивлении этим перемещениям и достаточной прочности. По конструктивным формам это оболочки (сильфоны, мембраны и т. п.).

Токоведущие упругие элементы — тонкие винтовые или спиральные пружины или натянутая нить. Часто функцию токоподвода совмещают с функцией измерительной пружины. Основные требования к эксплуатационным свойствам: малое электрическое сопротивление, высокая податливость.

Пружины фрикционных и храповых муфт — винтовые пружины кручения (редко спиральные), которые с натягом надеваются на валы (иногда внутрь втулки) и позволяют сцеплять валы (или вал и надетую на него втулку) или расцеплять их в зависимости от направления взаимного вращения. Важное требование к материалу этих пружин — высокая износостойкость.

Эксплуатационные свойства упругих элементов отражаются в первую очередь в их упругой характеристике — зависимости деформации от нагрузки (силой, моментом). Характеристика может быть выражена в аналитической форме или в виде графика. Она может быть линейной (рис. 4.2, *а*) — наиболее предпочтительна, но может быть и нелинейной, возрастающей, затухающей (рис. 4.2, *б*). Характеристика ограничивается предельной нагрузкой $F_{пр}$ и соответствующим ей предельным перемещением $\lambda_{пр}$ (ход, осадка и т. д.),

при которой становятся заметными остаточные деформации или выше которой пружина разрушается. F_{max} и λ_{max} — максимальная сила и перемещение, которые испытывает пружина при эксплуатации. Сила F_{max} не должна превышать допускаемых значений, поэтому

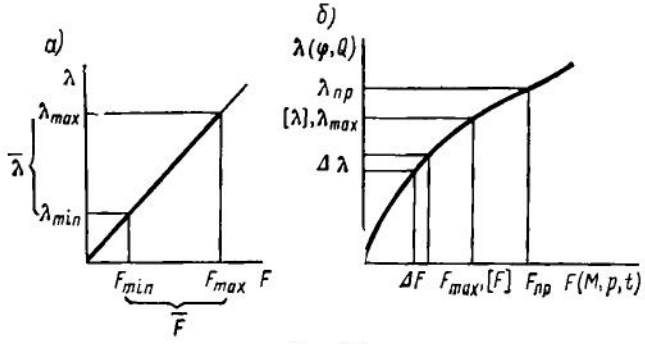


Рис. 4.2

$F_{max} = [F]$; $\lambda_{max} = [\lambda]$. Упругость пружины, силовое ее противодействие деформации характеризуются жесткостью пружины. Жесткость

$$k = \lim_{\Delta\lambda \to 0} [\Delta F/(\Delta\lambda)] = dF/(d\lambda) \approx \Delta F/(\Delta\lambda).$$

При линейной характеристике

$$k = \Delta F/(\Delta\lambda) = F_{max}/\lambda_{max} = \bar{F}/\bar{\lambda},$$

здесь $\bar{F}$ ($\bar{\lambda}$) — диапазон изменения силы (перемещения) на рабочем участке характеристики,

$$\bar{F} = F_{max} - F_{min}, \quad \bar{\lambda} = \lambda_{max} - \lambda_{min}.$$

Если используется не линейное, а угловое перемещение (угол поворота) φ, то жесткость $k = \Delta F/(\Delta\varphi)$; если нагрузкой является момент сил, то $k = \Delta M/(\Delta\lambda)$ или $k = \Delta M/(\Delta\varphi)$; если пружина нагружена давлением p, то $k = \Delta p/(\Delta\lambda)$ и т. д.

Для измерительных пружин удобнее пользоваться понятием чувствительности (податливости) $s = 1/k = \Delta\lambda/(\Delta F) = \ldots$. В приборах нередко приходится применять несколько совместно работающих пружин. Суммарная характеристика их зависит от схемы соединения.

При параллельном соединении (рис. 4.3, *а*) пружины получают одинаковую деформацию (перемещение), а сила распределяется на пружины пропорционально их жесткостям. Суммарная жесткость

$$k_\Sigma = F/\lambda = (F_1 + F_2 + \ldots + F_n)/\lambda = F_1/\lambda + F_2/\lambda + \ldots + F_n/\lambda =$$

$$= k_1 + k_2 + \ldots + k_n = \sum_1^n k_i.$$

При последовательном соединении (рис. 4.3, *б*) сила, одинаковая для всех пружин, деформирует каждую пружину пропорционально ее податливости, а суммарное перемещение равно сумме перемещений всех пружин, входящих в соединение. Суммарная податливость

$$s_\Sigma = \lambda/F = (\lambda_1 + \lambda_2 + \ldots + \lambda_n)/F = \lambda_1/F + \lambda_2/F + \ldots + \lambda_n/F =$$

$$= s_1 + s_2 + \ldots + s_n = \sum_1^n s_i.$$

Так как $s = 1/k$, то

$$k_\Sigma = 1/s_\Sigma = 1/(1/k_1 + 1/k_2 + \ldots + 1/k_n).$$

Упругие характеристики измерительных пружин могут искажаться от несовершенства упругих свойств материала, особенно

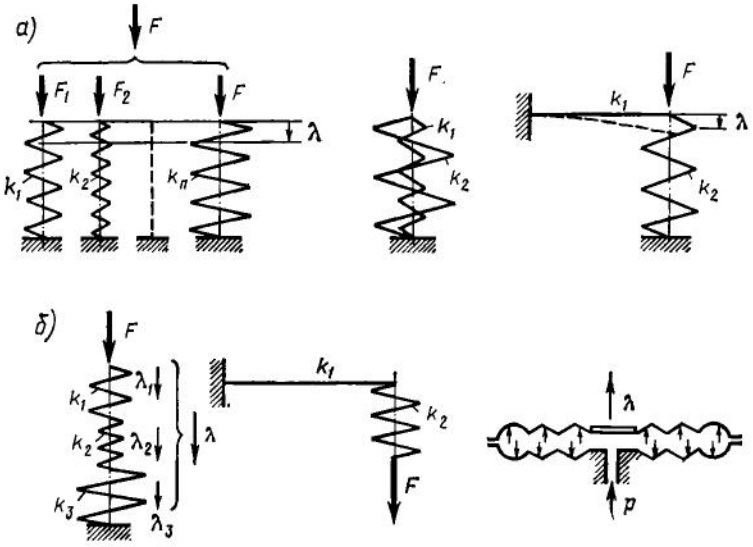


Рис. 4.3

при больших напряжениях. Одним из проявлений несовершенства упругих свойств является так называемый упругий гистерезис, который выражается в несовпадении характеристик, при нагрузке и разгрузке упругого элемента (рис. 4.4, *а*). Гистерезис обычно представляют в относительных единицах (процентах):

$$\Gamma = \Delta\lambda_\Gamma 100\%/\lambda; \quad \bar{\Gamma} = \Delta\lambda_{\Gamma max} 100\%/\bar{\lambda}.$$

Гистерезис особенно заметен у пружин сложной конфигурации, так как для возможности изготовления таких пружин материал должен обладать хорошей способностью к пластическим деформациям. Если в ходе последующей обработки (деформацией, термообработкой) материал не приобретает необходимой высокой упругости, то гистерезис может доходить до нескольких десятых процента и даже

более 1% (например, у сильфонов из латуней). Так как гистерезис возрастает с увеличением напряжений в материале, то при проектировании измерительных пружин принимают коэффициент запаса прочности по текучести до $n_т = 5...10$.

Другим проявлением упругих несовершенств является упругое последействие: при нагрузке и разгрузке пружины ее деформации происходят не мгновенно, а с запаздыванием (рис. 4.4, *б*). (Инерционное запаздывание здесь не учитывается; оно определяется не свойствами материала, а соотношением движущих и инерционных сил).

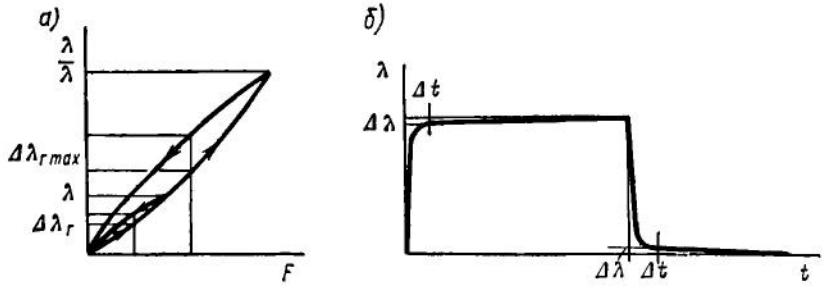


Рис. 4.4

Для пружин, рассчитанных на длительный срок работы, особенно при повышенных температурах, существенным является ползучесть, которая проявляется в постепенном с течением времени накоплении остаточных деформаций даже при небольших напряжениях (значительно меньших, например, предела текучести).

§ 4.2. Плоские пружины

Наибольшее распространение имеют плоские пружины в форме консольной балки. Особенно широко такие пружины применяют в различных электроконтактных устройствах: контактных группах, разъемах, скользящих токоподводах, контактах потенциометров. Их используют также в качестве упругих опор, в виде натяжных пружин храповых механизмов и вообще во всех случаях, когда плоская форма пружины хорошо согласуется с конструкцией механизма.

Пружина должна обладать необходимой прочностью (иметь определенный коэффициент запаса прочности) при воздействии заданной наибольшей нагрузки и иметь определенную податливость (заданное перемещение свободного конца). Плоские консольные пружины чаще всего выполняют в виде прямоугольных полосок из листового материала (рис. 4.5, *а*), причем ширина b их обычно существенно больше толщины h. При необходимости большой податливости пружине придают клиновидную форму (рис. 4.5, *б*), однако изготовить такие пружины сложнее. Простую конструкцию имеют пружины из круглой проволоки (рис. 4.5, *в*), но их жесткость (при одинаковой прочности) больше, чем пружин прямоугольного

сечения. Пружины из проволоки удобны, если направление действия силы не определено или может изменяться в процессе работы механизма.

Прочность и жесткость пружин оценивают по формулам сопротивления материалов. Наибольшее напряжение изгиба у заделки пружины

$$\sigma_{max} = M_{max}/W_н = F_{max} l/W_н,$$

где l — длина пружины; $W_н = bh^2/6$ — момент сопротивления изгибу пружины прямоугольного поперечного сечения; $W_н = \pi d^3/32$ — то же, для пружины из проволоки круглого сечения; b и h — ширина и высота поперечного сечения; d — диаметр проволоки.

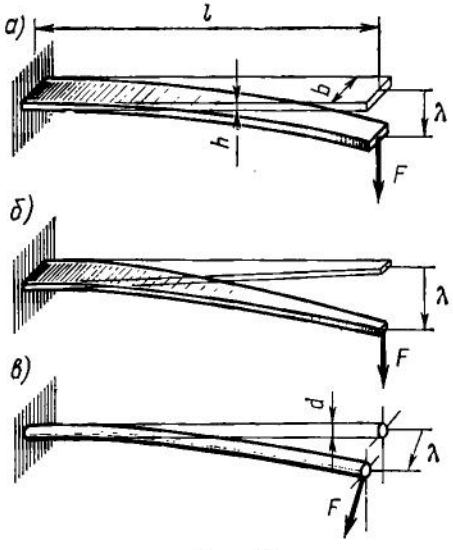


Рис. 4.5

Перемещение конца пружины при постоянных размерах поперечного сечения

$$\lambda = Fl^3/(3B),$$

где $B = EJ$ — изгибная жесткость; $J_н = bh^3/12$ — момент инерции площади прямоугольного сечения, $J_н = \pi d^4/64$ — то же, круглого сечения; E — модуль упругости материала.

Для тонких и широких пружин, т. е. при $b \gg h$, изгибная жесткость

$$B = [E/(1-\nu^2)]\, J_н.$$

Увеличение изгибной жесткости у тонких и широких лент обусловливается поперечными деформациями сечения при изгибе (рис. 4.6). При $b \approx h$ поперечные деформации не оказывают влияния на изгибную жесткость, при $b \gg h$ поперечное сечение стремится изогнуться и это увеличивает изгибную жесткость пружины. Поправку к изгибной жесткости можно не учитывать при $b < (10...20)\, h$; поправка принимает значение $1/(1-\nu)$ при $b > 50h$ (где ν — коэффициент Пуассона материала пружины).

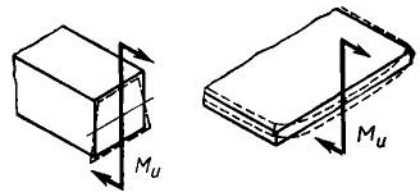


Рис. 4.6

Проектирование плоской консольной пружины. При разработке конструкции механизма, содержащего плоскую пружину, целесообразно сначала в соответствии с условиями работы выбрать мате-

риал пружины и ее размеры, а затем, скорректировав размеры с учетом сортамента материала, определить проверочными расчетами прочность и жесткость.

При предварительном проектировании считаем заданными допускаемое напряжение $[\sigma]$, жесткость пружины $k = F/\lambda$ и наибольшую нагрузку F_{max}. Выбрав материал пружины, назначаем допускаемое напряжение $[\sigma] = \sigma_т/n_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала.

Процесс проектирования заключается в подборе такого сочетания размеров l, b и h пружины, при котором наибольшие напряжения не превосходят допускаемых, а жесткость пружины равна заданной. Решение этой задачи неоднозначно, поскольку для установления трех параметров l, b и h мы располагаем только двумя уравнениями:

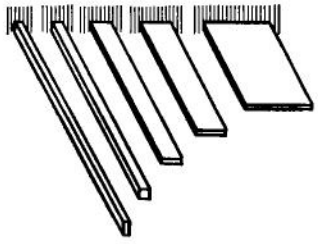


Рис. 4.7

прочности $\sigma_{max} = 6F_{max}l/(bh^2) \leqslant [\sigma]$

и жесткости $k = F/\lambda = Ebh^3/(4l^3)$.

При проектировании пружины эти уравнения удобно преобразовать к виду

$$b = (4k/E)(l/h)^3$$

и $$h = (6F_{max}/[\sigma])(l/h)(1/b).$$

Вычислив предварительно значения $4k/E$ и $6F_{max}/[\sigma]$, задаем произвольно ряд значений l/h и из уравнения жесткости определяем ряд значений ширины b, соответствующих заданным значениям l/h. Затем из уравнения прочности определяем ряд значений толщины пружины h и подсчитываем ряд длин l пружины. По полученным данным вычерчиваем эскизы равнопрочных плоских пружин, имеющих одинаковую жесткость (рис. 4.7). Из этих пружин выбираем такую, которая лучше подходит к проектируемой конструкции механизма прибора. Как правило, полученные размеры ширины b и толщины h приходится корректировать в соответствии с сортаментом лент из принятого пружинного материала. При окончательном выборе значений l, b и h приходится учитывать рекомендуемые ограничения соотношений l/b и b/h. При $b/h < 3...5$ жесткости в рабочем и поперечном направлениях соизмеримы и пружины становятся чувствительными к поперечным нагрузкам. При $b/h > 30...50$ становится заметной чувствительность пружин к смещению линии приложения нагрузки относительно центра поперечного сечения, пружина при этом может получить ощутимое закручивание и, как следствие, изгиб в поперечном направлении. Не рекомендуется принимать $l/b < 1...2$. На жесткость коротких широких пружин оказывают заметное влияние местные деформации в закреплении и месте приложения нагрузки. Поэтому жесткость таких пружин зависит и от конструкции, и от стабильности технологических процессов изготовления элементов крепления пружин, и от устройств приложения нагрузки. Не рекомендуется $l/b > 30...$

$...50$; при этом возрастают габариты пружин. Процесс предварительного подбора размеров пружин упрощается при использовании номограммы, связывающей значения b и bh с отношениями k/E, $F_{max}/[\sigma]$ и l/h (см. [1]).

Точность расчета жесткости пружин. Точность пружин определяется соответствием расчетной схемы реальной конструкции пружины, точностью выполнения геометрии пружины, а также отклонением действительного модуля упругости от его номинального значения. Поскольку жесткость связана с параметрами пружины соотношением $k = Ebh^3/(4l^3)$, то относительная погрешность жесткости может быть рассчитана как

$$\delta k = \frac{\Delta k}{k} = \left(\frac{\partial k}{\partial E}\Delta E + \frac{\partial k}{\partial b}\Delta b + 3\frac{\partial k}{\partial h}\Delta h - 3\frac{\partial k}{\partial l}\Delta l\right)/k =$$

$$= \frac{\Delta E}{E} + \frac{\Delta b}{b} + \frac{3\,\Delta h}{h} - \frac{3\,\Delta l}{l}.$$

Если погрешности ΔE, Δb, Δh и Δl принять равными предельным допускаемым отклонениям соответствующих величин, то рассчитанная погрешность представляет собой предельное относительное отклонение жесткости от номинальной. Выполняемые расчеты, а также опыт изготовления пружины и контроль их жесткости показывают возможность отклонения жесткости от номинальной в пределах 10...20%.

§ 4.3. Спиральные пружины

Угол поворота φ конца плоской консольной пружины длиной l, прямоугольного сечения шириной b и высотой h, нагруженной моментом M (рис. 4.8, *а*), определяют по формуле

$$\varphi = Ml/(EJ) = 12Ml/(Ebh^3).$$

Для получения больших угловых деформаций удобнее и значительно компактнее спиральная форма такой пружины (рис. 4.8, *б*). Пружину изготовляют по форме спирали Архимеда. Складывают вместе несколько лент-заготовок, навивают их в обойме и обрабатывают термически; в результате получается сразу несколько (по числу заготовок) спиралей с постоянным шагом. Внутренний конец пружины крепят к валу (рис. 4.8, *в*), а наружный — к корпусу механизма. Выбранные шаг a спирали, начальный радиус r_0 и число витков i определяют наружный диаметр $D = 2(ia + r_0)$ пружины и длину $l = \pi(R + r_0)i$ спирали. Нужно иметь в виду, что чем больше шаг, тем больше D. При малом шаге увеличивается опасность соприкасания витков, по этой же причине не принимают число витков больше 10...15.

Для расчета параметров пружины используют формулы жесткости

$$\varphi = \frac{12Ml}{Ebh^3} = \frac{12\pi M(R+r_0)i}{Ebh^3} \quad \text{или} \quad k = \frac{M}{\varphi} = \frac{Ebh^3}{12\pi(R+r_0)i}$$

и прочности $\sigma_{max} = M_и/W_н = 6M/(bh^2) \leqslant [\sigma]$.

По этим формулам, выбрав материал пружины, установив модуль упругости E и допускаемое напряжение $[\sigma]$ и задав значения h, r_0, a, i, находят допускаемый угол закручивания спирали:

$$[\varphi] \leqslant 2\pi [\sigma] (R + r_0) i/(Eh) = 2\pi [\sigma] (ai + 2r_0) i/(Eh)$$

или же, считая заданный наибольший угол закручивания φ_{max} допускаемым, т. е. $\varphi_{max} = [\varphi]$, определяют толщину ленты:

$$h \leqslant 2\pi [\sigma] (ai + 2r_0) i/(E [\varphi]).$$

Выбрав ближайшую меньшую толщину h^* по сортаменту, находят ширину ленты b и выбирают ее ширину b^*:

$$b = 6k [\varphi]/\{(h^*)^2 [\sigma]\},$$

Если соотношение b^*/h^* выйдет за пределы 3...20, следует изменить задание и выбрать иные значения длины спирали. При малых

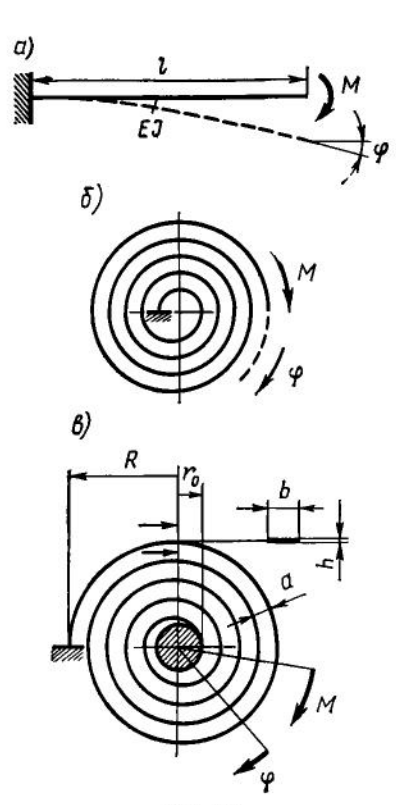


Рис. 4.8

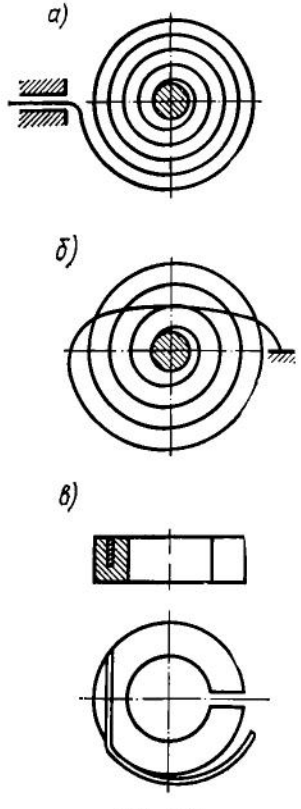


Рис. 4.9

отношениях b/h лента становится податливой к изгибу вокруг оси, лежащей в плоскости спирали. При больших значениях b/h необходимо принимать и большие значения шага a спирали во избежание возможного соприкосновения витков.

Рассмотренная схема деформации спиральной пружины не вполне точна. При закручивании спирали кривизна ленты увеличивается, она скручивается и радиус всех витков уменьшается. Но при неподвижном глухом закреплении наружного конца спирали радиус витков не может измениться и это приводит к дополнительной деформации ленты, вызывая нарушение концентричности витков, что увеличивает возможность касания их друг с другом и вызывает появление в наружном креплении и на оси радиальных реактивных сил, которые могут стать источником дополнительного трения. Устранение или уменьшение реактивных сил достигается «скользящей заделкой» наружного конца спирали (рис. 4.9, *а*). Непосредственное выполнение такого крепления приводит к усложнению конструкции. Хорошие результаты дает применение концевых кривых (рис. 4.9, *б*). Внутренний конец спирали крепится на валике обычно через разрезную втулку-колодку (рис. 4.9, *в*). Это и технологично и обеспечивает хорошее качество крепления. Если пружина используется как токоподвод, то места крепления концов пропаивают для получения хорошего электрического контакта.

§ 4.4. Винтовые пружины растяжения-сжатия

Винтовая цилиндрическая пружина представляет собой стержень обычно в виде проволоки круглого сечения, навитый по винтовой линии на цилиндрической образующей. Основными геометрическими параметрами винтовой цилиндрической пружины (рис. 4.10) являются ее средний диаметр $d_{ср}$, диаметр d проволоки, угол α подъема винтовой линии, число $i_р$ рабочих (деформирующихся) витков, высота h_0 пружины (длина ее по оси), или шаг t витка, или зазор s между витками. Эти параметры, а также модуль упругости материала определяют жесткость пружины при воздействии на нее осевой силы, растягивающей или сжимающей пружину. Помимо рабочих витков пружины сжатия имеют еще неработающие (недеформирующиеся) концевые (опорные) витки, они служат для передачи пружине осевой силы. Для передачи пружинам силы растяжения служат зацепы в виде, например, отогнутых концевых витков или нескольких нерабочих витков, навинчивающихся на резьбовые пробки, и т. д.

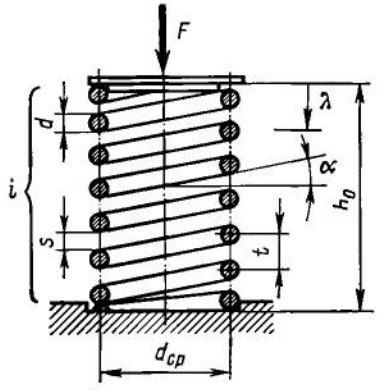


Рис. 4.10

Винтовые цилиндрические пружины получили большое распространение благодаря тому, что их форма очень удобно сочетается с формой стержней, валиков, гильз и других тел вращения. Кроме того, варьируя значения геометрических параметров, можно полу-

чить пружины желаемой жесткости, которую выполняют в очень широком диапазоне ее значений. Пружины сжатия получили распространение благодаря более простой конструкции (опорные витки проще и прочнее зацепов) и большей их надежности (при поломке пружины сжатия частично сохраняется работоспособность механизма, а поломка пружины растяжения выводит механизм из строя).

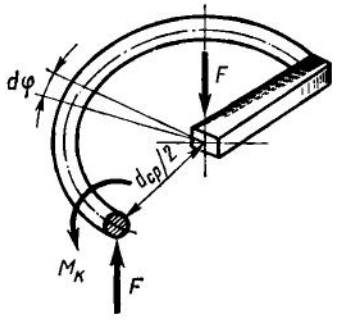


Рис. 4.11

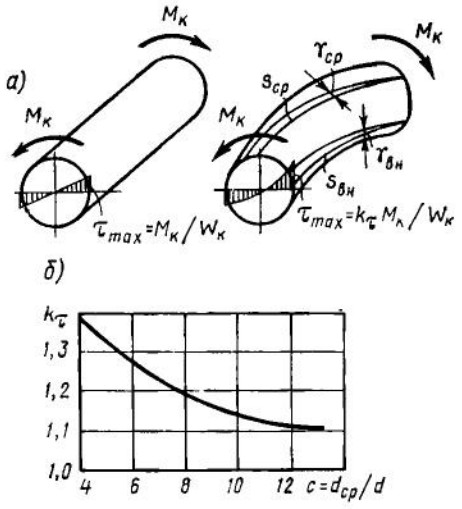


Рис. 4.12

Прочность и жесткость пружин. При расчете прочности и жесткости винтовых пружин принимают угол подъема α витков малым и соответственно этому полагают, что проволока пружины скручивается. Крутящий момент в поперечном сечении проволоки витка $M_к = Fd_{ср}/2$ (рис. 4.11). Соответственно этому осевую деформацию λ пружины (осадка, изменение длины) подсчитывают по формуле

$$\lambda = \int_0^{2\pi i_p} \frac{(Fd_{ср}/2)\,(d_{ср}/2)\,(d_{ср}/2)\,d\varphi}{GJ_к} = \frac{Fd_{ср}/8}{G\pi d^4/32} \int_0^{2\pi i_p} d\varphi = \frac{8Fd_{ср}^3 i_p}{Gd^4},$$

где $J_к$ — момент инерции площади поперечного сечения проволоки при скручивании.

Наибольшие касательные напряжения, возникающие при скручивании проволоки,

$$\tau_{max} = k_\tau M_к/W_к = (k_\tau Fd_{ср}/2)/(\pi d^3/16) = 8k_\tau Fd_{ср}/(\pi d^3).$$

Поправочный коэффициент k_τ (рис. 4.12) учитывает отклонение закона распределения касательных напряжений в поперечном сечении скручиваемого кривого стержня от линейного распределения напряжений при кручении круглого прямого стержня, а также влияние поперечной силы F (рис. 4.12, *а*) [1].

Значение коэффициента k_τ зависит от соотношения диаметра $d_{ср}$ пружины и диаметра d проволоки ($c = d_{ср}/d$ — индекс пружины) и приводится в справочниках в виде таблиц или графиков

(рис. 4.12, *б*), полученных точным расчетом напряжений или в виде эмпирических формул.

Проектирование пружины из круглой проволоки. Проектирование винтовых пружин аналогично проектированию плоских пружин и состоит в выборе материала пружины, отвечающего своими свойствами заданному назначению и заданным условиям работы, и подборе размеров пружины, обеспечивающих ей заданную прочность и жесткость. Поскольку для определения трех основных геометрических параметров D, d и $i_р$ можно использовать только два уравнения — прочности и жесткости, — решение неоднозначно. По модулю упругости E материала в соответствии с пределом текучести $\tau_т$ материала, назначением пружины и выбранным значением коэффициента запаса прочности определяем допускаемое напряжение $[\tau] = \tau_т/n_т$.

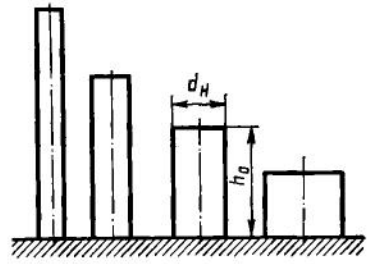


Рис. 4.13

Поскольку в справочниках нередко отсутствуют значения $\tau_т$ для пружинных проволок, приходится определять предел текучести при сдвиге как $\tau_т = (0{,}5...0{,}57)\,\sigma_т$. Коэффициент запаса прочности $n_т$ принимаем в зависимости от назначения пружины и условий эксплуатации. Для натяжных пружин в неответственных механизмах $n_т = 1{,}2...1{,}8$; для натяжных пружин ответственных механизмов $n_т = 1{,}5...2{,}5$. Для измерительных пружин коэффициент запаса прочности назначается часто не из условий прочности, а из необходимости получить малое значение гистерезиса. В этом случае принимают $n_т = 5...10$.

Формулы прочности и жесткости представляют в виде

$$d = \sqrt{[8F_{max}/(\pi[\tau])]\,ck_\tau} \text{ (из формулы прочности);}$$

$$i_р/d = [G/(8k)]\,1/c^3 \text{ (из формулы жесткости).}$$

Приступая к проектированию, предварительно вычисляют значения $8F_{max}/(\pi[\tau])$ и $G/(8k)$, а затем, задаваясь рядом значений c и модулем сдвига G, определяют значения k_τ. Подставляя c и k_τ в первую формулу (прочности), определяем ряд значений d, соответствующие им диаметры $d_{ср} = cd$ и числа витков $i = (i/d)d$. Начальную высоту определяем (для пружин сжатия) по формуле

$$h_0 = id + \lambda_{max} + \xi i_р d,$$

где i — полное число витков пружины, $i = i_р + i_к$; $i_к$ — число опорных витков ($i_к = 1{,}5...3$); λ_{max} — предельно допускаемая осадка пружины; ξ — коэффициент, учитывающий возможность неравномерного шага витков при навивке; $\xi = 0{,}2...0{,}6$.

Найдя ряд значений h_0, соответствующих ряду заданных значений c, вычерчиваем эскизы габаритных размеров пружин (рис. 4.13)

по размерам h_0 и наружным диаметрам $d_н = d_{ср} + d$. Сопоставляя эти эскизы с эскизом проектируемого механизма, подбираем наиболее подходящее соотношение размеров пружины. Критерием выбора пружины может служить также, например, минимальная ее масса. Значения диаметра проволоки должны соответствовать сортаменту диаметров пружинной проволоки. Подбор размеров пружины упрощается при использовании номограммы (см. [1]).

Жесткость пружины существенно зависит от значения ее индекса. Выбирая значение индекса пружины, руководствуются следующими ограничениями: при малых индексах ($< 4...6$) пружина получается весьма жесткой и на внутренней стороне витка возникают большие напряжения при относительно небольших осадках витка. Кроме того, навивка пружин с такими малыми индексами затруднительна. Поэтому индексы меньше 4...6, как правило, не назначают. При индексах больше 16...20 пружина становится заметно податливой в поперечном направлении. При навивке таких пружин возникает заметный разброс диаметров $d_{ср}$ пружин. Эти обстоятельства ограничивают применение больших значений индексов. Поэтому, подбирая размеры пружины, стремятся принимать индексы в диапазоне $c = 8...12$.

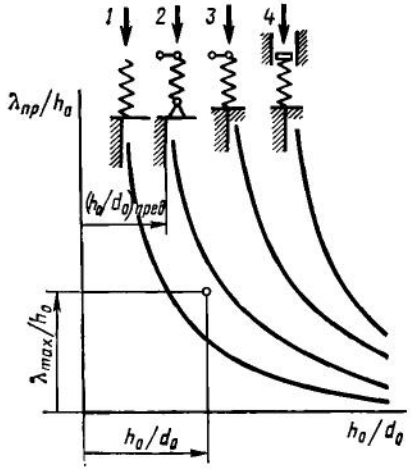


Рис. 4.14

Устойчивость пружин сжатия. При сжатии пружины большой высоты h_0 относительно диаметра $d_{ср}$ может наступить потеря устойчивости, так же как при сжатии стержня; ось пружины при некотором критическом значении сжимающей силы внезапно искривляется. Это явление нежелательно, а в большинстве случаев просто недопустимо, так как искажается упругая характеристика, существенно увеличиваются напряжения в материале, а при недостаточно надежном креплении концов пружина в момент потери устойчивости может вылететь из механизма. Аналитический расчет критической силы относительно сложен, поэтому для оценки коэффициента запаса прочности по устойчивости целесообразно использовать результаты определения критической осадки пружины, выраженные в виде графиков зависимости относительной критической осадки $\lambda_{кр}/h_0$, сверх которой пружина теряет устойчивость, от относительной высоты пружины h_0/d_0 и способов закрепления торцов пружины (рис. 4.14). Кривые на графике отделяют область устойчивых пружин от пружин, теряющих устойчивость. Вертикали $(h_0/d_0)_{пред}$ ограничивают относительные высоты пружин, которые при заданной (или принятой) схеме крепления торцов не теряют устойчивости при любой осадке. Показаниая на графике точка отражает пружину с определенной относительной высотой h_0/d_0 и заданной наибольшей относительной осадкой λ_{max}/h_0. Эта пружина потеряет устойчивость, если ее торцы закреплены по схеме *1*, имеет некоторый запас устойчивости, если торцы закреплены по схеме *2*, и устойчива при любых осадках при креплении торцов по схемам *3* и *4*. Если проектируемая пружина имеет относительно большую начальную высоту, следует провести проверочный расчет устойчивости и при необходимости предусмотреть способ крепления, обеспечивающий устойчивость пружины.

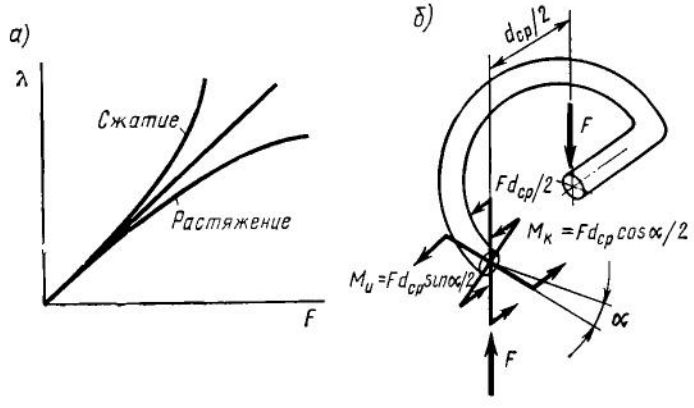


Рис. 4.15

Точная характеристика винтовой пружины. Линейная характеристика, принимаемая для винтовых пружин, является приближенной. Действительная характеристика пружины растяжения или сжатия нелинейна, причем значения нелинейности зависят от геометрических параметров пружины и способа закрепления ее концов. Так, у пружин, навитых из круглой проволоки, при растяжении жесткость возрастает, а при сжатии — уменьшается (рис. 4.15, *а*). Основная причина нелинейности характеристики винтовой пружины состоит в изменении угла подъема α винтовой линии витков и диаметра $d_{ср}$ пружины в зависимости от изменения ее длины при действии осевой нагрузки. Рассмотрение равновесия половины витка пружины, нагруженной осевой силой F (рис. 4.15, *б*), показывает, что момент внутренних сил $Fd_{ср}/2$ можно представить составляющими — крутящим моментом $M_к = (Fd_{ср}/2)\cos\alpha$ и изгибающим моментом $M_и = (Fd_{ср}/2)\sin\alpha$. Таким образом видно, что крутящий момент, определяющий осадку пружины, нелинейно связан с осевой силой F вследствие изменения угла α. Кроме того, при деформации пружины изменяется изгибающий момент, с которым связано изменение диаметра $d_{ср}$. Точное определение упругой характеристики приводит к параметрическим уравнениям, неудобным в использовании. Поэтому для построения точной характеристики винтовой пружины растяжения-сжатия или для определения

нелииейности характеристики пользуются результатами точных решеиий, представлеииыми в технической литературе [1] в виде графиков.

Форма характеристики существенио зависит от того, могут ли торцы пружин проворачиваться друг относительио друга при осевой деформации пружиины [свободное креплеиие, иапример с помощью подшипиика (подпятиика), или глухое креплеиие торцов, когда их отиосительный поворот при осевой деформации пружиины невозможеи и в торцах пружиины возиикают осевые момеиты, скручивающие пружиину]. Использование точных расчетов характеристики пружиины дает возможиость конструировать пружины с задаиной формой характеристики. Так, например, пружиина растяжения, изготовленная с малым углом подъема винтовой лиии из проволоки прямоугольиого сечения со стороной b, параллельной оси пружиины, с соотношением сторон сечеиия $b/a \cong 1{,}7$ и со свободиым креплеиием торцов (рис. 4.16, *а*), имеет характеристику, близкую к линейной (с весьма малой нелииейностью). Пружина сжатия из проволоки прямоугольного сечения с длиииой стороиой сечеиия, перпеидикулярной оси пружины, навитая с большим иачальным углом подъема α (рис. 4.16, *б*), может иметь при глухом креплеиии торцов весьма иелинейную характеристику, вплоть до потери устойчивости, выражающейся в «схлопываии» пружины при иекоторой критической нагрузке. Такая пружина может быть полезна там, где в пределах заданиого диапазона перемещений λ усилие, развиваемое пружиной, ие должио существеиио изменяться.

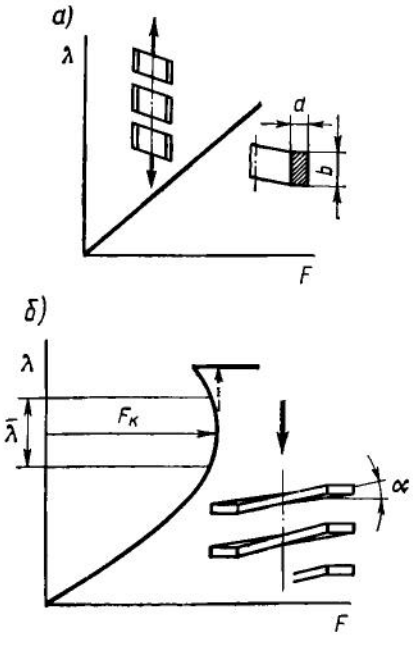


Рис. 4.16

Пружины с начальным натяжеиием. При навивке пружин растяжеиия можно в поперечиом сечеии витков создать остаточные иапряжеиия, под действием которых витки пружиины прижмутся друг к другу с осевой силой, которую иазывают силой иачального иатяжеиия. Характеристика такой пружины (рис. 4.17) имеет вид ломаной линии OAB. До достижения растягивающей пружину силой F значения силы начального натяжеиия F_0 пружиина не деформируется и ее витки прижаты друг к другу. После того как растягивающая сила F стаиет больше силы F_0, витки пружиины разомкнутся и оиа будет деформироваться так же, как такая же пружина (такого же диаметра, из такой же проволоки, с тем же числом витков), ио иавитая без начального натяжеиия и имеющая упругую характеристику O_1B. Так как при изготовлеии пружии не удается выдержать по всей длиие проволоки одииаковые остаточные напряжеиия и растягивающая сила прикладывается к пружине не точно по оси, характеристика реальиой пружиины с начальным натяжением имеет иачальный нелинейный участок. Поэтому при коиструировааии механизма предусматривают некоторое монтажное растяжение $\lambda_{монт}$ пружины, с тем чтобы на рабочем участке перемещений $\bar{\lambda}$ все витки пружины были разомкнуты и характеристика была линейной.

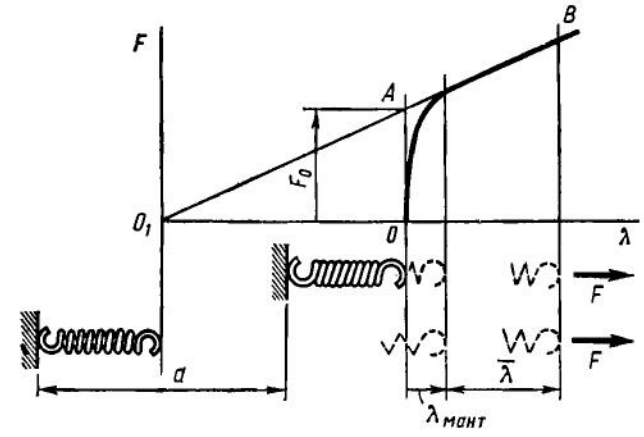


Рис. 4.17

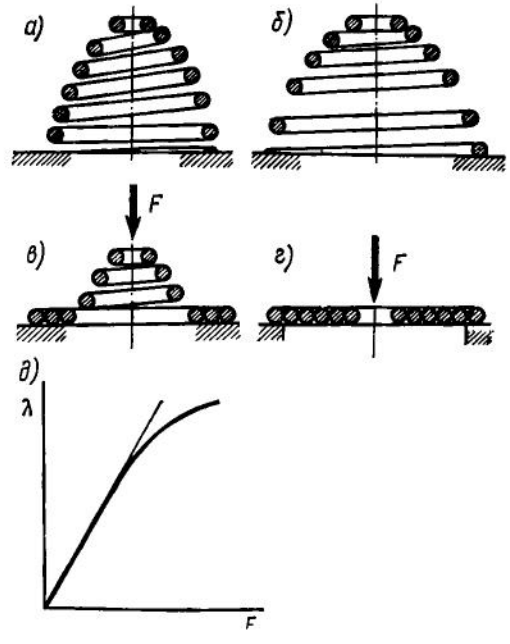


Рис. 4.18

Примеиеиие пружины с начальным натяжеиием целесообразно для натяжных пружин, усилие которых иа рабочем участке перемещеиий не должио заметно изменяться. Так как пружинам, навитым без начального иатяжеиия, приходится в этих случаях сообщать значительную пред-

варительную вытяжку, начальное натяжение позволяет получить существенную экономию места, занимаемого пружиной в приборе (размер a на рис. 4.17).

Фасонные винтовые пружины. Конические или параболоидные винтовые пружины (рис. 4.18, *а*, *б*) сложнее цилиндрических в изготовлении, но их применение может в ряде случаев дать лучшее конструктивное решение механизма. Так, например, параболоидная пружина может быть выполнена так, что при определенном значении нагрузки ее осевой размер (длина) приблизится к диаметру проволоки (рис. 4.18, *г*). Это может улучшить компактность механизма. Так как осевая нагрузка в витках большего диаметра создает больший крутящий момент и эти витки деформируются больше, чем витки меньшего диаметра, то при возрастании нагрузки витки большего размера постепенно выключаются из работы, соприкасаясь с опорной плоскостью или друг с другом (рис. 4.18, *в*). Это явление «посадки» витков конической пружины обусловливает нелинейность ее характеристики (рис. 4.18, *д*). Пружины с такой нелинейной характеристикой, при которой жесткость возрастает пропорционально осадке пружины, используют, например, для равночастотных амортизаторов. Такие пружины обеспечивают определенную частоту собственных колебаний амортизируемого устройства (объекта) независимо от изменения его массы.

§ 4.5. Мембраны

Мембраной в приборостроении называют гибкую (как правило, круглую) пластинку, способную получать заметный прогиб под действием давления или сосредоточенной силы.

Мембрана может быть плоской (рис. 4.19, *а*), но чаще ее выполняют с кольцевыми волнами — гофрами (рис. 4.19, *б*). Основные размеры, определяющие эксплуатационные свойства мембран, — это ее диаметр $d_н$, диаметр $d_ц$ жесткого центра, служащего для передачи движения механизму, сопряженному с мембраной, и толщина δ. Гофр гофрированной мембраны характеризуется формой (синусоидальной — рис. 4.19, *в*, остроугольной — рис. 4.19, *г*, трапецеидальной — рис. 4.19, *д*, и др.), глубиной h, длиной l и наибольшим углом наклона ϑ профиля гофра. Мембраны широко используют в качестве упругих чувствительных элементов в измерительных преобразователях давления и для измерения величин, легко переводимых в давление (например, скорость потока газа, уровень жидкости, температура). Кроме того, мембраны применяют как упругие направляющие в муфтах, уплотнители вращающихся осей и пр.

Под действием давления p на мембрану, заделанную (закрепленную) по контуру, центр ее перемещается на некоторое значение λ (рис. 4.20, *а*). При этом мембрана изгибается как в радиальной плоскости, так и в окружном направлении, растягивается в радиальном и окружном направлениях. Усилия в окружном направлении появляются вследствие изменения длины окружности при перемещении рассматриваемой точки по радиусу и от того, что при появлении деформации в радиальном направлении соответствующие им поперечные деформации в окружном направлении невозможны. Таким образом, в радиальных и окружных сечениях элемента мембраны, нагруженной давлением, возникают радиальный M_r и окружной M_t моменты и радиальная F_r и окружная F_t внутренние силы (рис. 4.20, *б*). (Поперечную силу в окружных сечениях не рассматривают ввиду малого ее влияния на прогиб мембран.) Деформация изгиба и изгибающие моменты прямо пропорциональны прогибу λ; деформации растяжения и растягивающие силы увеличиваются существенно интенсивнее роста λ. Если бы материал мембраны сопротивлялся только изгибу, а деформации растяжения не сопровождались появлением усилий, то упругая характеристика мембраны была бы линейной (рис. 4.20, *в*). С другой стороны, упругая характеристика мембраны из материала, сопротивляющегося растяжению, но не сопротивляющегося изгибу, была бы существенно нелинейной и соответственно существенно нелинейной была бы зависимость деформаций растяжения от значения прогиба λ. Реальные плоские мембраны имеют нелинейную характеристику, отражающую и сопротивление их материала изгибу, и растяжение при деформации под действием нагрузки. При этом чем тоньше мембрана, тем меньше проявляется ее сопротивление изгибу сравнительно с сопротивлением растяжению и тем более нелинейна ее характеристика. Наоборот, толстые мембраны имеют более линейные характеристики.

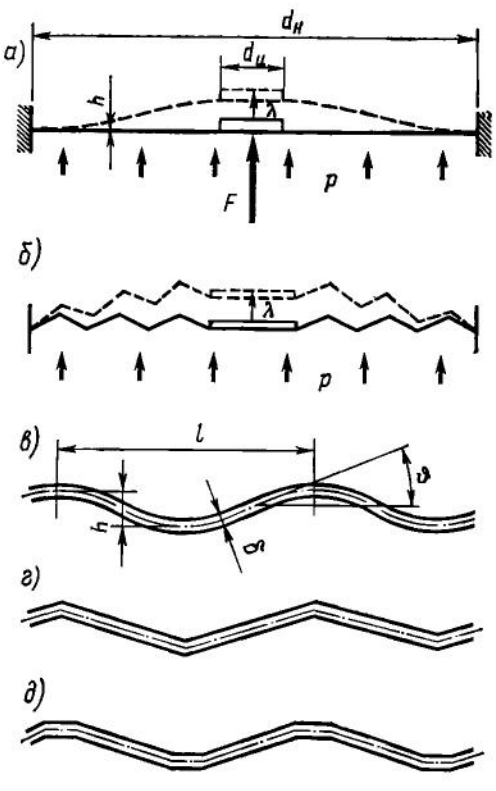


Рис. 4.19

Уравнение характеристики плоской мембраны (без учета влияния размера жесткого центра) можно представить в виде

$$p = A\lambda + B\lambda^3.$$

Коэффициенты A и B зависят от толщины δ, радиуса r мембраны и свойств материала — модуля упругости E и коэффициента Пуассона ν. При $\nu = 0{,}3$ уравнение, записанное в безразмерной форме,

получает вид

$$pr^4/(E\delta^4) = 5{,}86\lambda/\delta + 3{,}58\,(\lambda/\delta)^3.$$

При малых прогибах мембран ($\lambda \ll h$) кубический член уравнения можно не учитывать и приближенно считать жесткость мембран

$$p/\lambda \cong 5{,}86E\delta^3/r^4.$$

При нанесении на поверхность r мембраны кольцевых гофров (см. рис. 4.19 и 4.21, *а*) резко падает жесткость на растяжение в радиальном направлении и возрастает окружная изгибная жесткость. Поэтому с увеличением глубины гофрировки характеристика мембран становится линейней до больших прогибов, а жесткость

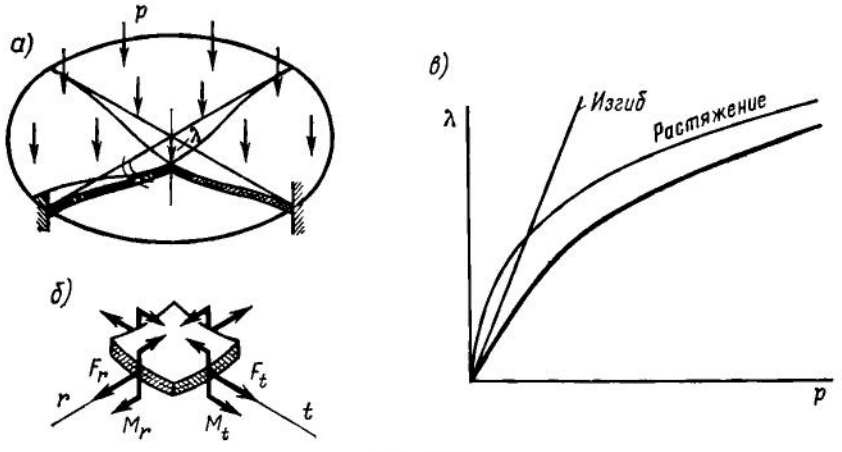


Рис. 4.20

начального участка характеристики возрастает (рис. 4.21, *б*). Гофрированные мембраны имеют бо́льшие допускаемые прогибы, так как в них напряжения в материале меньше. Поэтому гофрированные мембраны получили большее распространение.

Расчет характеристики гофрированной мембраны с достаточной для большинства практических случаев точностью может быть сделан с использованием уравнения

$$pr^4/(E\delta^4) = a\lambda/\delta + b\,(\lambda/\delta)^3,$$

где коэффициенты a и b зависят от форм гофрировки. Для остроугольной (пильчатой) и синусоидальной форм их значения могут быть определены по графикам в зависимости от относительной глубины гофрировки h/δ и угла наклона профиля гофров (см., например, [1]).

Относительная глубина гофрировки в основном определяет форму характеристики. Мембраны с небольшим числом глубоких гофров и относительно большой толщиной δ имеют характеристику,

близкую к линейной. У тонких мембран с большим числом мелких волн характеристика существенно нелинейна. Форма гофров не оказывает заметного влияния на характеристику. Выбор формы гофров в большей степени определяется свойствами материала и технологией изготовления мембраны.

Очень большое влияние на характеристику оказывает начальная выпуклость мембраны (рис. 4.22). По мере увеличения выпуклости w характеристика из затухающей становится сначала более линейной, затем возрастающей, вплоть до релейной. «Хлопающая» мембрана при нагружении давлением скачком, рывком увеличивает свой прогиб при определенном критическом значении давления. Это явле-

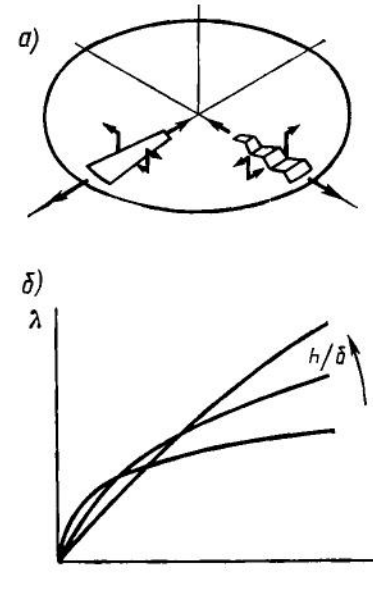


Рис. 4.21

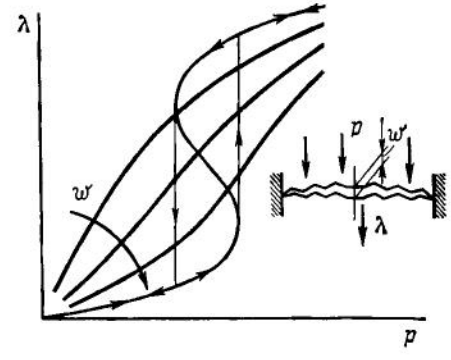


Рис. 4.22

ние полезно используется в сигнальных контактных датчиках. Важным эксплуатационным свойством мембран является тяговая сила $F_т$, т. е. сила, с которой центр мембраны давит под действием давления Δp на препятствие, противодействующее перемещению (рис. 4.23). Это свойство определяют значением так называемой эффективной площади мембраны, т. е. той части ее общей площади, действие на которую давления создает усилие на центр мембраны. Давление на остальную часть площади создает усилие на заделку мембраны

$$F_т = A_{эф}\,\Delta p.$$

Эффективную площадь приближенно определяют по среднему диаметру мембраны:

$$A_{эф} = (\pi/4)\,[(d_н + d_ц)/2]^2.$$

В измерительных приборах используют как одиночные мембраны, закрепленные по контуру в корпусе измерительного узла, так и мембранные коробки. Коробка состоит из двух мембран (с гофри-

ровкой *3* и краевым гофром *1*), обычно одинаковых, соединенных сваркой, пайкой, завальцовкой по буртику *5* (рис. 4.24, *а*). К одной из мембран через штуцер *4* подводится измеряемое давление. Центр *2* другой мембраны используется для передачи движения механизму прибора. Если нужно, чтобы объем полости внутри коробки был мал, мембраны соединяют так, чтобы гофры были направлены в одну сторону (рис. 4.24, *б*). Такая конструкция позволяет коробке выдерживать большие перегрузки от внешнего давления без нарушения проч-

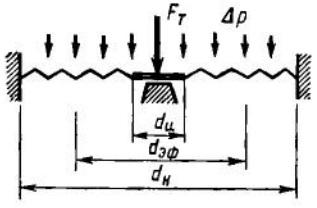


Рис. 4.23

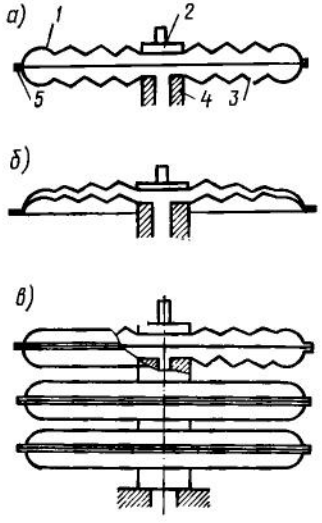


Рис. 4.24

ности и метрологических характеристик. При необходимости получения больших ходов соединяют последовательно 2...3 коробки в блок мембранных коробок (рис. 4.24, *в*).

§ 4.6. Сильфоны

Сильфон — тонкостенная цилиндрическая трубка с поперечной кольцевой гофрировкой. Используют два конструктивных варианта: бесшовные сильфоны из тонкостенных цельнотянутых трубок (рис. 4.25, *а*) и сварные из плоских гофрированных кольцевых мембран (рис. 4.25, *б*). Сварные сильфоны проще в изготовлении. Их изготовляют из материала с высокими упругими свойствами, поэтому они и дешевле, и имеют хорошие упругие характеристики. Однако большое количество сварных швов снижает надежность таких сильфонов. Цельнотянутые сильфоны применяют чаще. Сложность технологии бесшовных сильфонов ограничивает выбор материалов, пригодных для их изготовления. Серийно изготовляют сильфоны из полутомпака Л80, нержавеющей стали 1Х18Н9Т, дисперсионно-твердеющих сплавов Н36ХТЮ и бериллиевой бронзы Бр. Б2 и БНТ. Бесшовные сильфоны, как правило, не рассчитывают и не разрабатывают, а подбирают наиболее подходящие по совокупности эксплуатационных характеристик из стандартных (ГОСТ 17603—72, 18183—72, 11915—72, 21482—76, 17210—71, 17211—71).

Стандартные сильфоны изготовляют по ряду размеров (основной параметр ряда — эффективная площадь): наружные диаметры $d_2 = 4{,}5...160$ мм, толщины $\delta = 0{,}08...0{,}25$ мм, числа волн $n = 4...16$. Стандартом определены размеры всех элементов сильфона.

Основные эксплуатационные свойства сильфонов: k = жесткость по осевой силе; λ_{max} — максимальный рабочий ход; λ_{max} связан с прочностью при изгибе стенок гофр; допускаемое значение λ_{max} тем больше, чем меньше толщина стенок, поэтому толщину стенок не делают большой; p_{max} — максимальное рабочее давление; определяется прочностью под действием давления, но при неподвижных (закрепленных) торцах; p_{max} прямо пропорционально толщине

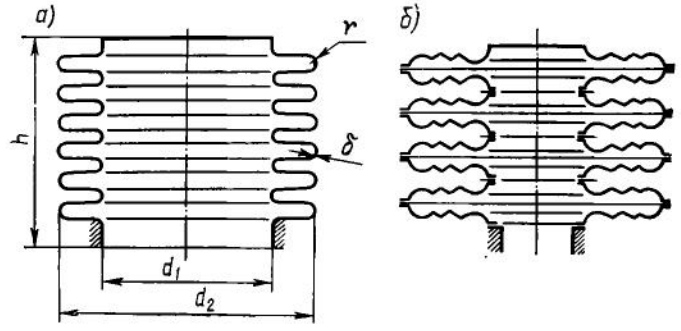


Рис. 4.25

стенок и обратно пропорционально диаметру d_2 сильфона, поэтому при больших давлениях используют сильфоны малых диаметров. При необходимости получения большого значения λ_{max} при большом давлении p_{max} сильфоны делают многослойными (2, 3 слоя и более). Если торец (дно) сильфона под действием давления перемещается, то в этом случае максимальное давление p_{max} определяется по наибольшему рабочему ходу:

$$p_{\lambda\,max} = (k/A_{эф})\,\lambda_{max},$$

где $A_{эф}$ — эффективная площадь. С достаточной для большинства случаев применения сильфона точностью $A_{эф}$ можно подсчитывать по среднему диаметру:

$$A_{эф} = (\pi/4)\,[(d_2 + d_1)/2]^2.$$

Эффективная площадь определяет значение осевой силы F, представляющей собой равнодействующую сил давления на дно сильфона: $F = pA_{эф}$. Упругая характеристика сильфона по давлению (или осевой силе) практически линейна, но при сжатии жесткость меньше, чем при растяжении, а максимальный рабочий ход при сжатии больше, чем при растяжении (рис. 4.26), поэтому конструкторы обычно предусматривают работу сильфонов на сжатие.

Основное применение сильфоны нашли в качестве упругих герметичных разделителей рабочей среды и атмосферного воздуха и

в качестве измерительных преобразователей давления (или разности давлений снаружи и внутри сильфона) в усилие или перемещение. Ввиду того что сильфоны, особенно цельнотянутые, имеют заметный гистерезис — до нескольких десятых процента, иногда

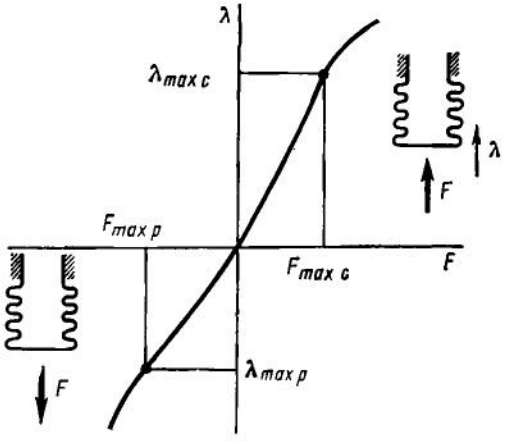


Рис. 4.26

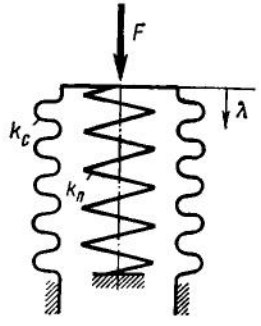


Рис. 4.27

до 1...2% (материал обладает хорошими пластическими свойствами), — в измерительных приборах сильфоны используют совместно с пружиной (рис. 4.27). В этом случае осевая сила $F = pA_{эф}$ распределяется на сильфон и пружину пропорционально их жесткостям:

$$F = F_c + F_п = \lambda k_c + \lambda k_п.$$

При такой схеме сильфон малой жесткости и малой толщины стенки может использоваться для преобразования больших давлений (но меньших, чем p_{max}). При работе сильфона, имеющего значительный гистерезис Γ_c, совместно с пружиной из высококачественной пружинной стали, гистерезис которой $\Gamma_п$ весьма мал, суммарный гистерезис Γ_Σ этого устройства также мал, если сила $F_п$, воспринимаемая пружиной, много больше силы F_c на сильфон, т. е. если жесткость пружины $k_п$ существенно больше жесткости сильфона k_c:

$$\Gamma_\Sigma = \Gamma_c F_c/(F_c + F_п) + \Gamma_п F_п/(E_c + F_п).$$

§ 4.7. Трубчатые манометрические пружины

Наибольшее распространение получила пружина Бурдона, представляющая собой изогнутую на длине $^3/_4$ окружности трубку сплюснутого сечения (рис. 4.28). При подаче внутрь давления p трубка разгибается и ее конец перемещается. Это перемещение λ (или поворот $\Delta\gamma$) передается механизму прибора и используется для измерения давления p. Под действием давления поперечное сечение деформируется, становясь более выпуклым. Наружная стенка пружины при этом приобретает форму дуги бо́льшего радиуса, а внутренняя — форму дуги меньшего радиуса. Поскольку длины дуг наружной и внутренней стенок не могут заметно измениться, деформация сечения от давления приводит к изгибу трубки. Пружины Бурдона получили преимущественное распространение в манометрах (годовой выпуск манометров с пружинами Бурдона доходит до десятка миллионов приборов). Вместе с тем в тех случаях, где необходимы бо́льшие перемещения, применяют другие конструктивные формы трубчатых пружин: спиральную (пружина Бойса) — рис. 4.29, *а*, винтовую (геликоидальная) — рис. 4.29, *б*, S-образную — рис. 4.29, *в*. Чувствительность и прочность пружины Бурдона (и других конструктивных модификаций) определяются упругостью и прочностью материала и геометрическими параметрами: радиусом r, толщиной стенки δ, формой и соотношением a/b осей поперечного сечения. Самая распространенная и технологичная форма — плоскоовальная (рис. 4.30). Эллиптическое сечение определяет бо́льшую чувствительность пружин. Форма сечения восьмеркой дает



Рис. 4.28

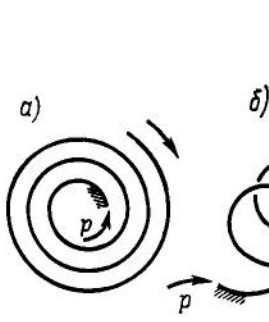


Рис. 4.29

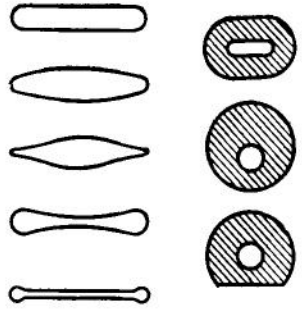


Рис. 4.30

меньшую чувствительность, но бо́льшую прочность. Сплюснутая форма сечения обеспечивает минимальный внутренний объем, что необходимо, например, для манометрических термометров. Для измерения больших давлений применяют толстостенные пружины и пружины круглого сечения с эксцентричным отверстием или лыской (пружины Нагаткина).

§ 4.8. Термобиметаллические пружины

Термобиметаллические (ТБ) пружины состоят из двух пластин (слоев), соединенных сваркой, пайкой, клеем, склепанных и т. д. (рис. 4.31). Слой с бо́льшим коэффициентом линейного расширения называется активным, с меньшим — пассивным. При изменении температуры ТБ-пружина изгибается: при нагреве — в сторону пассивного слоя, при охлаждении — наоборот. Если деформации ТБ-пружины затруднены, она начинает давить на препятствие. Эта способность ТБ-пружины деформироваться или создавать усилие при изменении температуры используют в приборах. ТБ-пружины, плоские или винтовые (компактная конструкция при ленте большой длины), используют в биметаллических термометрах. Очень широко применяют ТБ-пружины для компенсации температурного воздействия в измерительных приборах (магнитоэлектрических, мембранных манометрах, электролитических ячейках, часовых механизмах и пр.). ТБ-пружину используют также в простейших амперметрах, ваттметрах, а также как чувствительный элемент измерения тепловой радиации. Одно из основных применений ТБ-пружины нашли в виде простейших реле для защиты электрических цепей от перегрузок и перегрева, для регулирования температуры. Отличительные особенности устройств с ТБ-пружинами — простота конструкции, высокая надежность и низкая стоимость. Это и обеспечивает широкое распространение ТБ-пружин. Вместе с тем термическая и механическая инерционность, заметный разброс термомеханических характеристик, сложность настройки ограничивают использование ТБ-пружин в точных приборах и предопределяют применение их в простых и вспомогательных устройствах.

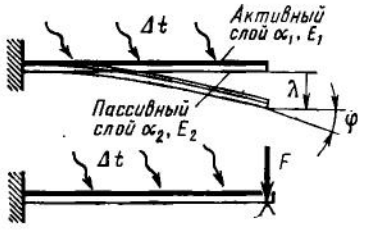


Рис. 4.31

Основные эксплуатационные характеристики. *Чувствительность* (термочувствительность) по угловому $s_\varphi = \Delta\varphi/(\Delta t)$ и линейному $s_\lambda = \Delta\lambda/(\Delta t)$ перемещению, по усилию $s_F = \Delta F/(\Delta t)$ определяется разностью температурных коэффициентов линейного расширения α материалов слоев и размерами термобиметаллической пластинки. Для получения высокой чувствительности используют инвар (Н36) ($\alpha \approx 0$) для пассивного слоя и латунь (цветные биметаллы) или хромоникелевые стали с большим α (черные биметаллы) для активного слоя.

Жесткость (механическая) $k = \Delta F/(\Delta\lambda)$ зависит от модуля упругости материала слоев и геометрии ТБ-пружины. Для элементов, управляющих механизмами, желательна большая жесткость ТБ-пружины, так как при этом меньше сказываются силы сопротивления (например, трение).

Электросопротивление ТБ-пружины, определяемое удельным сопротивлением ρ материала, имеет значение для термобиметаллов, которые включаются в электрическую цепь. Для получения высокой чувствительности к току необходимо большое электросопротивление; в этих случаях применяют черные биметаллы.

Допускаемая (рекомендуемая) *температура нагрева и предельная температура* зависят от стойкости материала слоев к окислению и их прочности. Механические напряжения в материале пропорциональны изменению температуры. Более прочные черные термобиметаллы допускают большую температуру нагрева, чем цветные.

Стандартизация. Металлургическая промышленность выпускает ТБ-пластины определенного сортамента по толщине и ширине из различных сочетаний материалов слоев. Выпускается 14 разновидностей термобиметалла с различным сочетанием эксплуатационных свойств. Рекомендуются к применению три разновидности, лучше освоенные в производстве. ГОСТ 10533—63 определены основные эксплуатационные свойства: температурная чувствительность, удельное электросопротивление, рекомендуемая и предельная температуры, а также ряд других параметров — модуль упругости материала, теплопроводность, температурный коэффициент электросопротивления и др.

Чувствительность ТБ-пластины определяют либо коэффициентом чувствительности, численно выражаемым разностью температурных коэффициентов линейного расширения слоев либо удельным изгибом, подсчитываемым по формуле $A = 10^4\lambda\, h/(l^2\Delta t)$ по результатам измерения перемещения λ конца консольно закрепленной пластинки длиной l, и толщиной δ при нагреве ее на Δt. Обозначение различных типов стандартных биметаллов содержит буквы ТБ и четыре цифры, из которых две первые соответствуют значению A, следующая цифра дает условную оценку удельного сопротивления по 5-балльной системе (биметаллы с большим удельным сопротивлением оцениваются одним баллом, а с малым — пятью) и последняя цифра аналогично оценивает допускаемую рабочую температуру. Например, ТБ-1254 имеет $A = 12$ 1/°С, $\rho = 0{,}09...0{,}14$ Ом·м и $[t] = 140$ °С; ТБ-0921 — соответственно $A = 9$ 1/°С, но зато $\rho = 0{,}81...0{,}97$ Ом·м и $[t] = 420$ °С.

Расчет чувствительности. Рассмотрим деформации ТБ-пластины при изменении, например повышении, температуры (рис. 4.32, *а*, *б*). Определим упругую относительную деформацию материала $\varepsilon_{упр}$ на расстоянии y от слоя спая (рис. 4.32, *в*):

$$\varepsilon_{упр} = \varepsilon_0 + \varepsilon_\varkappa - \varepsilon_t,$$

где ε_0 — деформация слоя спая; $\varepsilon_\varkappa = y/\rho = y\Delta\varkappa$ — деформация изгиба с изменением кривизны на $\Delta\varkappa$; ε_t — деформация от нагрева.

Напряжение $\sigma = E\varepsilon_{упр}$.

Напряжение в активном (первом) слое пластины $\sigma_1 = E_1(\varepsilon_0 + y\Delta\varkappa - \alpha_1\Delta t)$ $(0 \leqslant y \leqslant \delta_1)$.

Напряжение в пассивном (втором) слое пластины $\sigma_2 = E_2(\varepsilon_0 + y\Delta\varkappa - \alpha_2\Delta t)$ $(-\rho_2 \leqslant y \leqslant 0)$.

Определим нормальную силу F_n и изгибающий момент M в поперечном сечении:

$$F_n = \int_{A_1} \sigma_1 \, dA + \int_{A_2} \sigma_2 \, dA = 0; \quad M = \int_{A_1} \sigma_1 y \, dA + \int_{A_2} \sigma_2 y \, dA = 0,$$

где $A_1 = b\delta_1$; $A_2 = b\delta_2$; $dA = b dy$. Подставив в эти уравнения значения σ_1 и σ_2 и решив их совместно, получим выражение для определения изменения кривизны ТБ-пластины

$$\Delta\varkappa = \frac{6(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta t}{(E_1\delta_1^2 - E_2\delta_2^2)^2/[E_1E_2\delta_1\delta_2(\delta_1+\delta_2)] + 4(\delta_1+\delta_2)};$$

$\Delta\varkappa$ имеет наибольшее значение при $E_1\delta_1^2 = E_2\delta_2^2$.

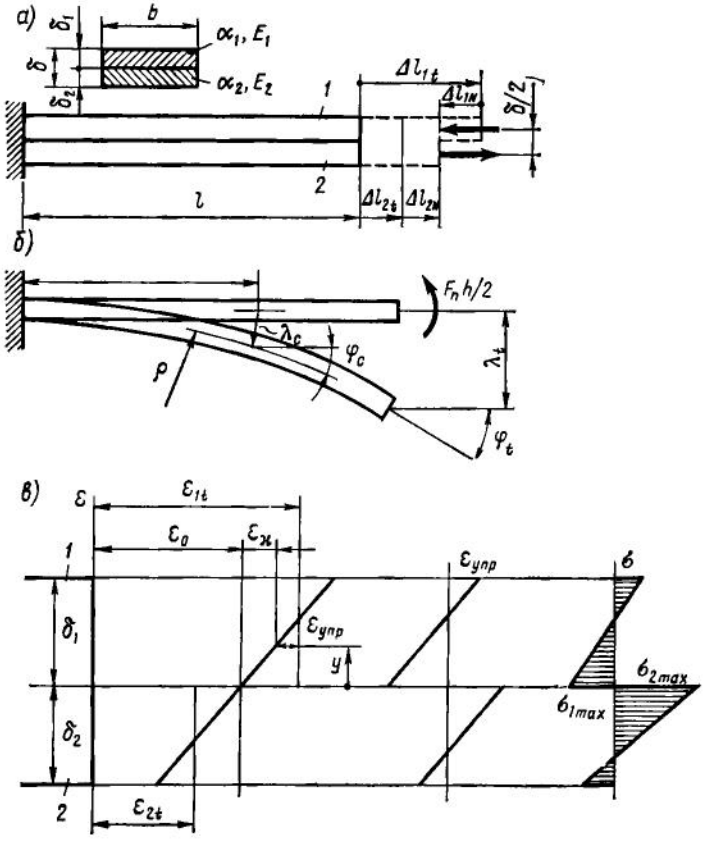


Рис. 4.32

Биметаллические пластины с соотношением толщины слоев $\delta_1/\delta_2 = \sqrt{E_2/E_1}$ имеют наибольшую чувствительность:

$$\Delta\varkappa = (3/2)[(\alpha_1 - \alpha_2)/(\delta_1 + \delta_2)]\Delta t;$$

$$s_t = \Delta\varkappa/(\Delta t) = (3/2)[(\alpha_1 - \alpha_2)/(\delta_1 + \delta_2)] = (3/2)\,\alpha/\delta.$$

Такой термобиметалл называется нормальным. Практически только такой термобиметалл и применяют. Температурное перемещение консольно закрепленной ТБ-пластины (рис. 4.32, *б*)

$$\varphi_c = \int_z \Delta\varkappa \, dz = (3/2)[(\alpha_1 - \alpha_2)/\delta]\Delta t z;$$

$$\lambda_c = \int_z \varphi_t \, dz = (3/2)[(\alpha_1 - \alpha_2)/\delta]\Delta t\,(z^2/2).$$

Перемещения конца пластины (при $z = l$): поворот $\varphi_t = (3/2)(\alpha_1 - \alpha_2)\,(l/\delta)\Delta t$ и смещение $\lambda_t = (3/4)(\alpha_1 - \alpha_2)\,(l/\delta)^2\Delta t$.

Понятие температурного момента. При расчете деформаций ТБ-пластин можно действие температуры заменить воздействием температурного момента M_t на такую же по размерам, но монометаллическую (эквивалентную) пластину-балку с приведенным модулем упругости E ее материала (рис. 4.33, *а*, *б*). Значение M определяют из условия одинаковых деформаций термобиметалла и эквивалентной пластины.

Для нормального термобиметалла

$$M_t = (3/2)(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta t E J/\delta = (\alpha_1 - \alpha_2)\Delta t E b\delta^2/8,$$

где приведенный модуль упругости $E = 4E_1E_2/(\sqrt{E_1} + \sqrt{E_2})^2$.

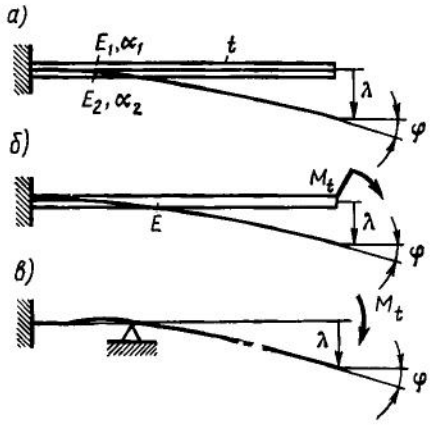


Рис. 4.33

Понятием температурного момента удобно пользоваться при расчете статически неопределимых ТБ-пластин, например таких, как на рис. 4.33, *в*. Расчет ведется по обычным формулам сопротивления материалов. Понятие эквивалентной балки и приведенного модуля упругости упрощает задачу расчета деформаций термобиметалла под действием внешних силовых нагрузок. Например, прогиб консольной пластинки из термобиметалла, нагруженной силой на конце,

$$\lambda_F = Fl^3/(3EJ) = 4Fl^3/(Eb\delta^3),$$

где J — момент инерции площади поперечного сечения эквивалентной балки.

Выбор параметров. При конструировании ТБ-пластин, воздействующих на механизм и преодолевающих силы сопротивления, например трения, стремятся применять пластины большой жесткости, мало чувствительные к силовым воздействиям. Погрешность работы ТБ-пластин от сил сопротивления F можно оценить выражением

$$\lambda_F/\lambda_t = 4Fl^3/(Eb\delta^3)\,\{4\delta/[3(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta t l^2]\} = (16/3)\,\{F/[E(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta t]\}\,l/(b\delta^2).$$

Из этого выражения видна целесообразность использования пластин больших ширины и толщины. При увеличении толщины δ пластин в n раз следует для сохранения неизменным температурного перемещения увеличить длину в $\sqrt{n}$ раз. Тогда отношение

$$\lambda_F/\lambda_t = (16/3)\{F/[E(\alpha_1-\alpha_2)\Delta t]\}\, l\sqrt{n}/(b\delta^2 n^2)$$

уменьшится в $n^{3/2}$ раз.

Увеличение ширины пластины пропорционально уменьшает влияние сил сопротивления. Кроме того, увеличение ширины пластин увеличивает чувствительность термобиметалла. Это объясняется тем, что температурные деформации слоев вызывают искривление не только в продольной, но и в поперечной плоскости. При b и δ одного порядка поперечное искривление пластины не сказывается

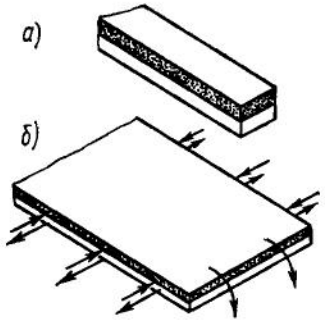


Рис. 4.34

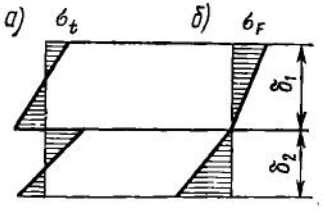


Рис. 4.35

на продольном изгибе (рис. 4.34, *а*), но если $b \gg \delta$, поперечное искривление затруднено, активный слой сжимается в поперечном направлении (рис. 4.34, *б*) и соответственно коэффициенту Пуассона ν удлиняется в продольном, что приводит к дополнительному продольному искривлению пластины (см. также рис. 4.6). По напряжениям в ТБ-пластине можно определить допускаемую предельную температуру, при которой начинаются пластические деформации. Эпюра упругих деформаций и напряжений по толщине пластины, возникающих при изменении ее температуры, показана на рис. 4.35, *а*. Наибольшие напряжения развиваются у слоя спая:

$$\sigma_{1t\max} = -E_1(\alpha_1-\alpha_2)\delta_1\Delta t/\delta,$$

$$\sigma_{2t\max} = E_2(\alpha_1-\alpha_2)\delta_2\Delta t/\delta.$$

При изгибе ТБ-пластины моментом сил $M_и$ нейтральная ось (нормального термобиметалла) совпадает со слоем спая, эпюра напряжений выглядит так, как показано на рис. 4.35, *б*, а наибольшие напряжения у поверхности слоев

$$\sigma_{1F\max} = 3M_и/(b\delta\delta_1);\ \ \sigma_{2F\max} = 3M_и/(b\delta\delta_2).$$

При одновременном воздействии температуры и сил напряжения алгебраически складывают; наибольшее напряжение определяет прочность ТБ-пластины.

Глава 5
ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 5.1. Основные сведения о передачах

Механизмы, предназначенные для передачи и преобразования энергии, моментов сил, перемещений, скоростей от ведущего элемента к ведомому, называют передачами. Проектирование передач начинают с разработки кинематических схем, которые дают представление не только о принципе работы выбранного элемента, но и о его конструкции (фрикционная, зубчатая передача, опора скольжения, качения и т. д.). Они также содержат технические характеристики элементов. Кинематические схемы допускают плоское или пространственное изображение составляющих их элементов в соответствии с ГОСТ 2770—74. В зависимости от назначения и условий работы передачи классифицируют на силовые и кинематические. *Силовые передачи* передают значительные мощности, работают в условиях значительных скоростей, толчков и вибраций, зачастую при существенных изменениях температуры, влажности и даже в агрессивных средах. Для них основными расчетами рекомендуется считать прочностные, и, добиваясь равнопрочности конструкции, сам расчет проводят, исходя из передаваемой мощности P, связанной с вращающим моментом M и угловой скоростью ω соотношением $P = M\omega$. Одновременно должны удовлетворяться требования надежности и долговечности, заданной точности. *Кинематические передачи* в большинстве случаев малонагруженные, к ним предъявляют повышенные требования к точности, быстродействию, габаритам и другим характеристикам.

В зависимости от принципа действия передачи классифицируют на передачи трением и передачи зацеплением. *Передачи трением* подразделяют на фрикционные передачи посредством твердых тел (шкивы, диски, валики, сферические или конические поверхности и т. п.) и передачи гибкими связями, если кроме шкивов, валиков и т. д. в них входят промежуточные тела, представляющие собой гибкую связь: ремень, шнур, пассик, нити и т. п. В зависимости от типа гибкой связи передачи называют ременными, пассиками и т. п.

Передачи зацеплением — зубчатые и червячные передачи. Передачи, использующие трение и зацепление, — цепные, зубчатым ремнем, перфолентами и др. Встречаются также передачи, у которых гибкие связи жестко соединены со шкивами, рычажно-шарнирные, кулачковые, поводковые передачи и передачи прерывистого движения.

Важнейшими характеристиками всякой передачи являются передаточное отношение и коэффициент полезного действия.

Передаточным отношением i называют отношение угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев передачи. При необходимости его записывают с индексацией, показывающей, в каком направлении происходит движение: $i_{12} = \omega_1/\omega_2$ или $i_{21} = \omega_2/\omega_1$. Оно может

быть переменным или сохранять постоянное значение. В том случае, когда передача движения сопровождается изменением его вида, например поступательного со скоростью v_1 во вращательное с угловой скоростью ω_2, передаточное отношение является величиной размерной, равной $i_{12} = v_1/\omega_2$; $i_{21} = \omega_2/v_1$ и т. п. Во многих случаях передаточное отношение выражают не через отношение скоростей, а через отношение их аналогов (частная производная от перемещения по обобщенной координате). Это позволяет заменить отношение скоростей отношением соответствующих перемещений. Чтобы получить передаточное отношение, следует установить зависимость между величинами, поступающими на вход h и снимаемыми с выхода α. Производная, взятая по этой зависимости, дает соответствующее передаточное отношение с указанием величины, по которой берут производную $i(h)$; $i(\alpha)$. Закономерность изменения передаточного отношения зависит от конструкции передачи. Условие сохранения постоянства мгновенного передаточного отношения формулируется теоремой, иногда называемой основной теоремой зацепления (см. гл. 6). Передачи, имеющие $i \neq \text{const}$, могут характеризоваться плавным или дискретным его изменением (синусный, тангенсный, кулачковый механизмы и т. п.).

Коэффициент полезного действия — среднее значение доли полезных затрат в механизме. Обозначив вращающий момент, мощность и работу на выходе и входе механизма соответственно M_1, M_2, P_1, P_2, W_1, W_2, установим связь между ними. Чтобы обеспечить заданные характеристики на выходе, необходимо преодолеть сопротивления в самой передаче, совершив при этом работу W_c и затратив мощность P_c. Выражая к. п. д. η через работу W или мощность P, имеем $P_г = P_1(1 - P_c/P_1)$, где P_c/P_1 — доля потерь в механизме; $1 - P_c/P_1$ — доля полезных затрат.

Коэффициент полезного действия

$$\eta = 1 - P_c/P_1 = (P_1 - P_c)/P_1 = P_c/(P_2 + P_c) = P_2/P_1.$$

Среднее значение к. п. д. может быть выражено через работу $\eta = W_п/W_д$, т. е. отношение абсолютного значения работы сил полезного сопротивления $W_п$ к работе всех движущих сил $W_д$. Для передач, у которых все звенья движутся с постоянной скоростью, а работой сил тяжести можно пренебречь, мгновенное значение к. п. д.

$$\eta = P_2/P_1 = M_2\omega_2/(M_1\omega_1) = M_2/(M_1 i_{12}) = M_2 i_{21}/M_1,$$

тогда $M_1 = M_2(1 + \alpha)i_{21}/\eta$, где $\alpha = 0{,}25...0{,}5$ — поправочный коэффициент, учитывающий непостоянство сопротивления трения. При определении к. п. д. имеет значение характер соединения элементов. Общий к. п. д. передач и других элементов приборных устройств, соединенных последовательно (рис. 5.1, *а*), $\eta_o = \prod_{i=1}^{n} \eta_i$ всегда меньше к. п. д. отдельных входящих в него элементов. Увеличение числа элементов снижает η_o. При параллельном соединении

(рис. 5.1, *б*).

$$W_1 = \eta_1 e_1 W_д, \ \ldots, \ W_к = \eta_к e_к W_д; \ \sum_{i=1}^{n} W_i = W_д = \sum_{i=1}^{n} \eta_i e_i,$$

где e — коэффициент, показывающий долю работы, приходящейся на соответствующий элемент; $\eta_o = \sum_{i=1}^{n} W_i/W_д = \sum_{i=1}^{n} \eta_i e_i$.

Влияние элемента на значение общего к. п. д. зависит от доли e_i потребляемой им энергии, следовательно, основные элементы группы должны иметь высокий к. п. д. При проектировании передач учитывают их работу при холостом ходе, т. е. установившееся движение при отсутствии нагрузки на выходном звене (полезных сил сопротивления). При этом $W_{пол} = 0$ и работа движущих сил равна работе сил трения, т. е. W_i принимает нулевое значение, что говорит только об отсутствии полезных сил сопротивления.

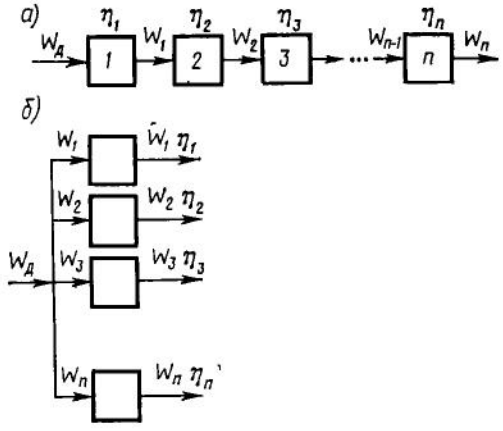


Рис. 5.1

Кинематические исследования передач проводят для оценки кинематических характеристик схемы передачи и последующего решения задач динамики. Цель такого исследования — изучение движения звеньев механизма независимо от действующих сил. При этом определяют положение элементов (звеньев) передачи и траектории отдельных их точек; линейные скорости отдельных точек механизма и угловые скорости звеньев; передаточные отношения и т. п. Исходными данными служат размеры конструктивных элементов. Кинематическое исследование передачи можно производить аналитически или графически (в зависимости от простоты решения в каждом конкретном случае).

Силовые исследования передач проводят в целях определения сил, возникающих в элементах конструкции (инерционные, реакции, уравновешивающие силы, силы сопротивления, к. п. д.), исходя из известных законов движения некоторого звена механизма (чаще всего входа или выхода), внешних сил и моментов, приложенных к нему. Обычно придерживаются следующей классификации сил. *Реакции связей* возникают под влиянием сил, действующих в передаче и зависящих от конструкции и расположения деталей, узлов, времени, скоростей и т. п. *Движущая сила* приложена к ведущему звену передачи и совершает положительную работу. *Сила*

полезного сопротивления — та, для преодоления которой работает конструкция; работа ее отрицательна. *Силы тяжести* приложены в центре тяжести соответствующих деталей и узлов; знак работы может быть и положительным и отрицательным в зависимости от направления перемещения. *Силы инерции* возникают и учитываются при движении с ускорениями; знак совершаемой ими работы может быть как положительным, так и отрицательным в зависимости от направления движения. *Силы среднего сопротивления* — сопротивление среды, трение в местах подвижных соединений деталей передачи, тормозящее действие токов Фуко и т. п.; они возникают при движении и совершают обычно отрицательную работу (если только не выполняют в устройстве заданных полезных функций, например во фрикционных передачах, успокоителях, регуляторах и т. п.).

Динамические исследования передач проводят в целях определения параметров движения передачи под действием приложенных сил или моментов. При кинематическом исследовании не учитывается зависимость кинематических параметров от внешних сил и массы его подвижных звеньев. При решении задач динамики приложенные к передаче силы и моменты удобно заменять приведенными к заданной точке или оси вращения силами и моментами. Общей (суммарной), приведенной к какой-либо точке (оси) механизма, силой $F_{пр}$ (моментом $M_{пр}$) называется эквивалентная сила (момент), приложенная к данной точке оси приведения. Она заменяет действие всех сил и моментов в передаче, за исключением звена приведения, и подсчитывается по соотношениям

$$F_{пр}=\sum_{i=1}^{n} F_i\,\mathrm{d}y_i/(\mathrm{d}x)+\sum_{j=1}^{m} M_j\,\mathrm{d}\alpha_j/(\mathrm{d}x)=\sum_{i=1}^{n} F_i i_{i1}+\sum_{j=1}^{m} M_j i_{j1};$$

$$M_{пр}=\sum_{i=1}^{n} F_i\,\mathrm{d}y_i/(\mathrm{d}\varphi)+\sum_{j=1}^{m} M_j\,\mathrm{d}\alpha_j/(\mathrm{d}\varphi)=\sum_{i=1}^{n} F_i i_{i1}+\sum_{j=1}^{m} M_j i_{j1},$$

где $F_{пр}$ — приведенная сила; $M_{пр}$ — приведенный момент; $\mathrm{d}x$, $\mathrm{d}\varphi$ — элементарное перемещение точки или оси приведения; F_i, M_j — силы и моменты, действующие в механизме; $\mathrm{d}y_i$, $\mathrm{d}\alpha_j$ — перемещения i точек и j осей приложения сил и моментов; m, n — число элементов с линейным $\mathrm{d}y_i$ или угловым $\mathrm{d}\alpha_j$ перемещениями. Точку или ось приведения выбирают в соответствии с требованием расчета. Так, в измерительных приборах находят значение приведенной к измерительному элементу силы (момента) и по ней судят о значении реакции на эту силу (например, прогиб упругого элемента под влиянием приведенной силы трения). При динамическом исследовании необходимо также знать массы и моменты всех подвижных элементов. Их заменяют динамически эквивалентной приведенной массой и приведенным моментом инерции. Приведенной массой $m_{пр}$ называется такая эквивалентная, условная масса, связанная с точкой приведения, которая, двигаясь со скоростью точки приведения, обладает кинетической энергией, эквивалентной кинетической энергии механизма $E=m_{пр}v_A^2/2$. Соответственно приведенным моментом инерции $J_{пр}$ называется момент инерции условного диска на оси приведения, который обладает кинетической энергией $E=J_{пр}\omega^2/2$ деталей узлов, моменты инерции которых он заменяет. Приведенную массу и момент инерции подсчитывают по формулам

$$m_{пр}=\sum_{i=1}^{n} F_i[\mathrm{d}y_i/(\mathrm{d}x)^2]+\sum_{j=1}^{m} M_j[\mathrm{d}\alpha_j/(\mathrm{d}x)^2]=\sum_{i=1}^{n} F_i i_{i1}^2+\sum_{j=1}^{m} M_j i_{j1}^2;$$

$$J_{пр}=\sum_{i=1}^{n} F_i[\mathrm{d}y_i/(\mathrm{d}\varphi)^2]+\sum_{j=1}^{m} M_j[\mathrm{d}\alpha_j/(\mathrm{d}\varphi)^2]=\sum_{i=1}^{n} F_i i_{i1}^2+\sum_{j=1}^{m} M_j i_{j1}^2.$$

Для того чтобы определить закон движения механизма, составляют уравнение его кинетической энергии, которое решают относительно искомого кинематического параметра. Если все силы и массы звеньев приведены к входу или выходу, то для случая углового перемещения звена приведения из положения *1* в положение *2* уравнение движения

$$J_{пр2}\omega_2^2/2-J_{пр1}\omega_1^2/2=\int_{\varphi_2}^{\varphi_1} M_{пр.дв}\,\mathrm{d}\varphi-\int_{\varphi_2}^{\varphi_1} M_{пр.с}\,\mathrm{d}\varphi,$$

где $J_{пр1}$, $J_{пр2}$ — приведенные моменты инерции в положениях *1* и *2*; $M_{пр.дв}$, $M_{пр.с}$ — приведенные моменты движущих сил и сил сопротивления; ω_1, ω_2 — угловая скорость звена приведения в положениях *1* и *2*; φ_1, φ_2 — углы, определяющие положения *1* и *2* звена приведения. В общем случае при полном исследовании движение передачи разбивают на три этапа: разгон (пуск), установившееся движение, торможение — и определяют время, соответствующее этим этапам.

§ 5.2. Фрикционные передачи и их расчет

Основные сведения. В современных механических, электротехнических и электронных устройствах применяют механизмы, в которых силу сухого трения используют в качестве сил, приводящих или тормозящих движение в его ведомых звеньях. К ним относятся фрикционные передачи, фрикционные муфты, тормозные регуляторы, фиксаторы, тормоза и др.

Фрикционные передачи классифицируют: в зависимости от расположения осей валов — на передачи с параллельными, пересекающимися осями (рис. 5.2, *а*, *б*, *д*); по взаимному расположению поверхностей контакта — с внешним и внутренним контактами; по возможности варьирования передаточного отношения — с нерегулируемым передаточным отношением ($i=\mathrm{const}$) и регулируемым бесступенчатым передаточным отношением — вариаторы ($i=var$) (рис. 5.2, *в*, *е*); в зависимости от наличия или отсутствия промежуточных тел, осуществляющих передачу движения от ведущего звена к ведомому (рис. 5.2, *а*, *в*, *е*). Промежуточные тела могут быть выполнены в форме гибкой связи (см. § 5.3), по типу кото-

рой (ремень, пассик и т. п.) и называют передачу — ременная, пассиками и т. п. Форма рабочих тел фрикционных передач может быть цилиндрической, конической, сферической, плоской (диски). В связи с этим передачи подразделяют также на цилиндрические, конические (рис. 5.2, *а*, *б*, *г*), лобовые (рис. 5.2, *е*), грибовидные и т. п.; в зависимости от назначения различают силовые и кинематические передачи.

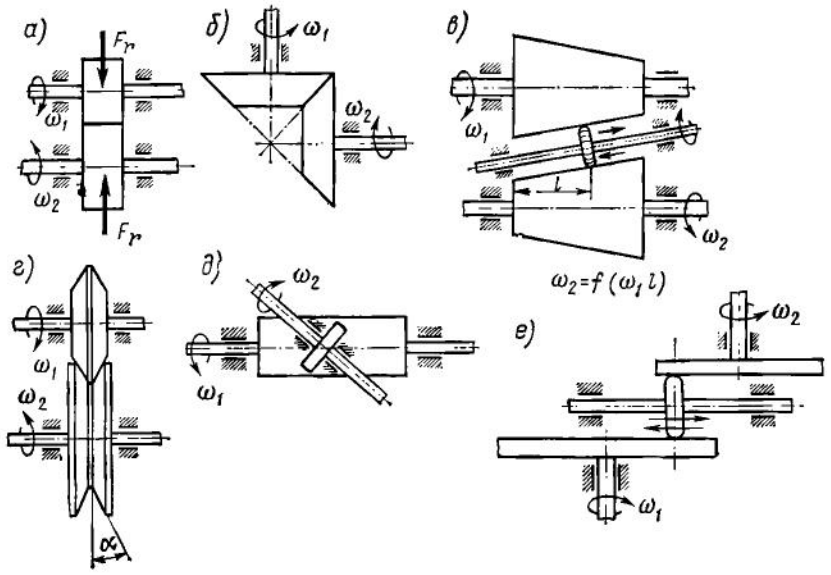


Рис. 5.2

Передаточное отношение фрикционной передачи $i_{12} = \omega_1/\omega_2$ принимают в диапазоне 1...7 в малонагруженных неответственных устройствах, до 15 в сдвоенных фрикционных передачах. Диапазон изменения передаточного отношения $D = \omega_{2max}/\omega_{2min} = n_{2max}/n_{2min}$ рекомендуется брать 3...4, а у сдвоенных вариаторов — 12...16. Увеличение его связано со значительными увеличениями габаритов, снижением к. п. д. и предельной мощности, которую может передавать вариатор при малых частотах вращения. При хорошем изготовлении фрикционные передачи надежны и могут работать со скоростями до 25 м/с.

Основными достоинствами фрикционных передач являются: простота конструкции, изготовления и эксплуатации; легкость осуществления бесступенчатого регулирования частоты вращения выходного вала, т. е. передаточного отношения; легкость включения и переключения; сравнительная бесшумность в работе; возможность при небольших частотах вращения и нагрузках самозащиты от перегрузок и поломок вследствие пробуксовки. При буксовании (соответствующем определенной перегрузке) ведомое звено затормаживается (или даже останавливается). Ведущее продолжает вращаться с прежней частотой, происходит выделение теплоты и местный износ, приводящий к возникновению вибраций и ударов, отражающихся на сопротивлении усталости валов и опор.

К недостаткам фрикционных передач относятся: необходимость введения специальных нажимных устройств, вызывающих возникновение больших сил на опоры (в 10 раз и более превосходящих передаваемые нагрузки), усложняющих конструкцию опорных узлов и снижающих их к. п. д.; невозможность получения точных значений передаточных отношений из-за проскальзывания. Этим исключается возможность применения фрикционных передач там, где недопустимо накопление погрешностей в относительном положении валов; повышенный из-за буксования от недостаточной силы прижатия износ рабочих тел (катков и др.).

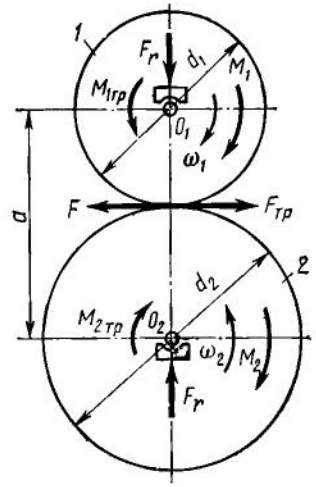


Рис. 5.3

Расчет фрикционных передач. Для создания необходимого для работы передачи трения ведущее *1* и ведомое *2* звенья (диски, валики, колеса, катки) должны быть с достаточной силой F_r прижаты друг к другу (рис. 5.3). Прижатие производится с помощью пружин, сил веса, центробежных сил и т. п. Возникающая при этом сила трения $F_{тр}$ должна быть не меньше полезной окружной силы F, т. е. $F_{тр} = fF_r$. Отсюда

$$fF_r \geqslant F, \qquad (5.1)$$

где f — коэффициент трения.

Окружную силу F определяем через момент полезного сопротивления M_2 на ведомом звене, его геометрическую форму и размеры. Так, для цилиндрической фрикционной передачи (см. рис. 5.2, *а*)

$$fF_r \geqslant 2M_2/d_2,$$

где M_2 — в Н·м; d — диаметр ведомого звена, м.

Уравнение (5.1) является условием сцепления элементов всякой фрикционной передачи. Учитывая изменчивость условий эксплуатации, в первую очередь непостоянство момента полезного сопротивления M_2 на ведомом валу и коэффициента трения f, которые могут привести к проскальзыванию (и даже буксованию) катков, в это выражение вводят опытный поправочный коэффициент β, называемый запасом сцепления. Для силовых передач β принимают до 1,25...1,5, для кинематических — до 3. С его учетом уравнение, определяющее работу фрикционной передачи,

$$fF_r = \beta F. \qquad (5.2)$$

Из уравнения (5.2) следует выражение $F_r = \beta F/f$, из которого видно, что чем большие требуются окружная сила F и надежность,

определяемая коэффициентом β, тем больше должна быть сила F_r прижатия катков. Она во много раз может быть больше силы F. В связи с этим большую нагрузку воспринимают опоры. В этом состоит один из основных недостатков фрикционных передач.

Геометрические и кинематические соотношения определяем при условии отсутствия проскальзывания между рабочими телами (например, катками), что можно обеспечить при заданном моменте нагрузки M_2 установлением путем регулирования необходимой силы прижатия F_r. В этом случае $v_1 = v_2$, где v_1 и v_2 — окружные скорости точек контакта катков. Или $\omega_1 d_1/2 = \omega_2 d_2/2$. Отсюда передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1$. Если задано передаточное отношение и диаметр одного из катков, например d_1, то можно определить межосевое расстояние a и диаметр d_2 второго катка: $a = d_1/2 + d_2/2 = d_1(1 + i_{12})/2$ и $d_2 = i_{12}d_1$. Ширину b катков определяют расчетом по допускаемым контактным напряжениям (см. с. 12). У фрикционных вариаторов передаточное отношение можно изменять. Определим для примера передаточное отношение грибовидного вариатора (рис. 5.4). Изменение передаточного отношения достигается изменением угла α, т. е. поворотом оси вращения грибовидного фрикциона *1* относительно вертикального положения. При этом изменяется радиус ρ, а следовательно, и окружная скорость, передаваемая на ролик *2*, являющийся ведомым. Из $\triangle OAK$ следует $\rho = r_1 \sin\alpha$, $\omega_1 r_1 \sin\alpha = \omega_2 r_2$, отсюда получаем передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = r_2/r_1 \sin\alpha$. При $\alpha \to 0$ $i_{12} \to \infty$, т. е. передаточное отношение передачи можно регулировать в довольно широких диапазонах. Можно также изменять направление вращения ролика, если отклонять ось грибовидного тела вправо от вертикального направления.

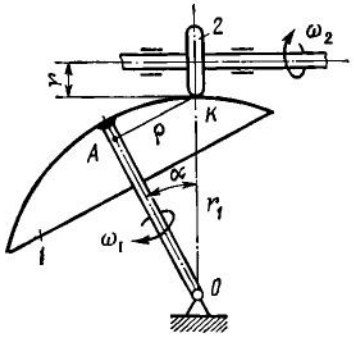


Рис. 5.4

Определение силы прижатия F_r производят из предположения, что для преодоления момента M_2 нагрузки, приложенного к ведомому валу (см. рис. 5.3, *а*), необходимо наличие достаточной по величине силы трения. Сила трения $F_{тр}$ между катками определяет то окружное усилие F, которое может передать каток *1* на каток *2*. Поэтому принимаем, что $F_{тр} \geqslant F$. Следовательно, $F_r f = \beta F_{тр}$; $F_r f = \beta F$. Из рис. 5.3 следует, что $Fd_2/2 = M_2 + M_{2тр}$ или $F = 2(M_2 + M_{2тр})/d_2$. Зависимость $M_{2тр}$ от F_r можно считать пропорциональной F_r и равной $M_{2тр} = f' F_r$, где f' — приведенный коэффициент трения (см. с. 64). Тогда $f' f d_2 = 2\beta(M_2 + f' F_r)$ и $F_r = 2\beta M_2/(f d_2 - 2\beta f')$. Момент M_1 находим из равенства $2(M_1 - M_{тр})/d_1 = 2(M_2 + M_{2тр})/d_2$: $M_1 = (M_2 + M_{2тр})/(i_{12} + M_{1тр})$. При приближенных расчетах пренебрегаем трением в опорах, т. е. при $M_{1тр} = M_{2тр} = 0$. В этом случае $M_1 = M_2/i_{12}$. Сила прижатия F_r может быть очень большой, значительно превосходящей окружную силу $F_r = F\beta/f$. Для того чтобы уменьшить силу прижатия катков, иногда применяют клинчатые фрикционные колеса (см. рис. 5.2, *г*), при расчете которых в формулу (5.2) вместо коэффициента трения f вводят $f_1 = f/\sin\alpha$, где α — угол наклона рабочей поверхности фрикционных колес. Окружная сила, которая при этом может быть передана, $F \leqslant F_{тр}$ и $F_{тр} = F_r f/\sin\alpha = F_r f_1$.

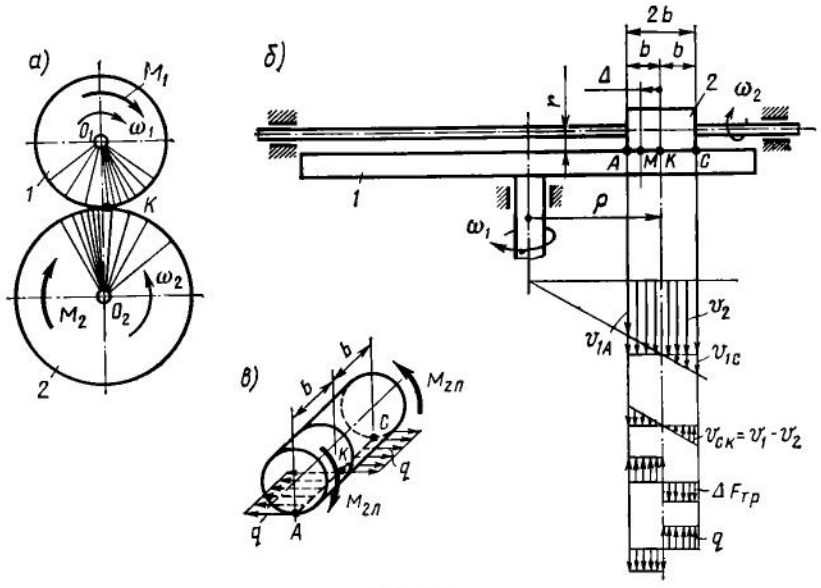


Рис. 5.5

Существенным недостатком клинчатых передач является наличие значительного геометрического скольжения. Скольжение во фрикционных передачах нарушает равномерность вращения ведомого колеса, приводит к износу поверхностей. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение и геометрическое скольжение. *Буксование* возникает при перегрузке, когда $F > F_{тр}$. В этом случае ведомый каток затормаживается или даже останавливается, а ведущий продолжает вращаться, вызывая выделение теплоты и местный износ поверхности ведомого катка, нарушая его правильную форму, следствием чего являются вибрации и удары. *Упругое скольжение* вызывается упругими деформациями волокон материала ведущего и ведомого катков в зоне их контакта. Процесс упругого скольжения достаточно сложен и рассматривается в специальной литературе по фрикционным передачам. Упрощенно его можно пояснить следующим образом [39]. Волокна материала ведущего катка *1* (рис. 5.5, *а*) перед точкой их контакта K сжаты, а волокна ведомого катка *2* растянуты, что условно показано различной штриховкой

(редкой и частой). После прохождения точки K волокна обоих катков возвращаются к исходной длине, вследствие чего происходит их относительное скольжение. Скорость такого скольжения (упругого) зависит от упругих свойств материалов фрикционной пары и окружной силы и составляет 0,5...1% от окружной скорости. Она увеличивается с уменьшением модулей упругости материалов фрикционных пар. Подбором материалов значения упругости скольжения можно свести к минимуму. Так, например, применяя материалы большой твердости (сталь-сталь, сталь-текстолит), относительное скольжение можно свести к минимуму (0,2...1%). *Геометрическое скольжение* рассмотрим на примере лобового варианта (рис. 5.5, *б*). Рассмотрим случай, когда диск *1* ведущий, а ролик *2* — ведомый. Допустим вначале, что ролик имеет закругление или он настолько тонкий, что его контакт с диском происходит в точке K. Тогда из условия равенства окружных скоростей точек диска и ролика, т. е. $v_1 = v_2$ или $\omega_1 \rho = \omega_2 r$, получим выражение для передаточного отношения $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = r/\rho$. Это передаточное отношение можно принять за номинальное (расчетное). Если длиной ролика $2b$ пренебречь нельзя, то в этом случае передаточное отношение отклонится от номинального и тем больше, чем больше нагрузка на ролик и его длина. Номинальное значение передаточного отношения можно варьировать путем изменения ρ. При конечной длине ролика $2b$ скорости всех точек его образующей AC одинаковы и равны, а соответствующие им скорости точек диска изменятся пропорционально их расстояниям от оси его вращения. В точке K, где окружные скорости диска и ролика одинаковы, скольжение отсутствует (нескользящая точка). Во всех остальных точках по длине контактной линии AC слева и справа от точки K происходит проскальзывание, вызывающее появление элементарных сил трения. На рис. 5.5, *б* показаны эти силы трения, приложенные к точкам диска. Знак скорости проскальзывания меняется при переходе через нескользящую точку, называемую полюсом качения. Если нескользящая точка находится в середине контактной линии AC, т. е. в точке K, то моменты трения $M_{тр.л}$ и $M_{тр.п}$ относительно оси ведомого ролика, возникающие от элементарных сил трения $\Delta F_{тр}$ и соответствующих им элементарных окружных сил ΔF, передающихся на ролик (рис. 5.5, *б*, *в*), равны и вращение ролика, а следовательно, и преодоление момента полезного сопротивления (нагрузки) M_2 невозможны. Эти моменты только скручивают ролик (см. рис. 5.3, *в*). Чтобы ролик начал вращаться, нескользящая точка (полюс качения) должна сместиться на некоторую величину Δ от точки K, например в точку M (рис. 5.5, *б*). При ведущем диске нескользящая точка, называемая полюсом качения, смещается в направлении оси диска, при ведущем ролике — в противоположном направлении. Размер смещения Δ определяем, исходя из того, что разность моментов от элементарных сил трения на участках AM и MC должна уравновесить момент нагрузки M_2 на ведомом валу. Эти моменты

$$M_{тр.п} = rF_r f\,(b+\Delta)/b;\quad M_{тр.л} = rF_r f\,(b-\Delta)/b,$$

их разность

$$M_{тр.п} - M_{тр.л} = 2F_r f r\,\Delta/b,$$

откуда $\Delta = bM_2/F_r f r$.

Из этой формулы следует, что геометрическое скольжение Δ тем больше, чем больше длина $2b$ ролика и момент нагрузки M_2. Оно уменьшается при увеличении силы прижатия F_r, радиуса ролика r_2 и коэффициента трения f. При $\Delta = b$ нескользящая точка переместится в крайнее положение, т. е. в точку A. При дальнейшем увеличении нагрузки ролик начинает скользить по всей длине и наступает буксование. Геометрическое скольжение относится к числу силовых потерь фрикционных передач. Введением автоматического поджатия, т. е. увеличением силы F_r, оно может быть снижено и даже устранено. При наличии геометрического скольжения Δ изменяется и передаточное отношение $i_{12} = r/(\rho - \Delta)$. Аналитическое выражение геометрического скольжения Δ меняется в зависимости от конструкции фрикционных передач. В конструкциях, где относительное скольжение контактирующих точек отсутствует (см., например, рис. 5.3), геометрического скольжения нет. Во фрикционных передачах для обеспечения постоянства i_{12} при данном положении колес и изменении нагрузки необходимо изготовлять колеса из материалов с большим E; применять автоматическое нажатие (F_r), обеспечивающее постоянство отношения M_2/F_r; детали передачи, от деформации которых зависит положение пятна касания, выполнять возможно более жесткими; применять пары с начальным касанием по линии, а не в точке.

§ 5.3. Передачи гибкими связями

Общие сведения. Передачи гибкими связями (рис. 5.6) состоят из ведущего *1* и ведомого *2* шкивов или тел более сложной формы, соединенных гибкой связью (ремень, пассик, пружинная лента и т. п.). Их применяют для передачи движения при больших межосевых расстояниях l между валами (рис. 5.6, *а*), для преобразования вращательного движения в поступательное (рис. 5.6, *б*), для получения переменного передаточного отношения (рис. 5.6, *г*, *д*). Гибкая связь — это элемент, выполняющий функции, аналогичные промежуточному звену фрикционной передачи. Конструктивно она выполнена в форме гибкого элемента — нити, шнура, ремня, металлической ленты, пассика, перфорированной ленты и т. п. Это тяговый орган передачи. Он определяет ее работоспособность и выбирается в зависимости от назначения и условий работы. Оси (валики) ведущего и ведомого элементов могут быть расположены в пространстве различным образом (рис. 5.4, *а*, *е*). В приборостроении передачи гибкими связями применяют в линиях различных передающих устройств со средними и невысокими точностями, в приводах электродвигателей и т. п. Передаваемые мощности меняются в широких пределах — от долей до десятков киловатт, скорости могут достигать 30...40 и даже 100 м/с. Передаточные отношения находятся

в пределах $i = 4...10$, и только при очень малом передаваемом моменте их увеличивают до 15...16. В зависимости от способа передачи движения от ведущего элемента к ведомому различают: передачи трением между гибкой связью и шкивами (фрикционные); передачи посредством трения и закрепления концов гибкой связи на дисках (рис. 5.6, *г*, *д*); передачи зацеплением посредством зубчатого ремня,

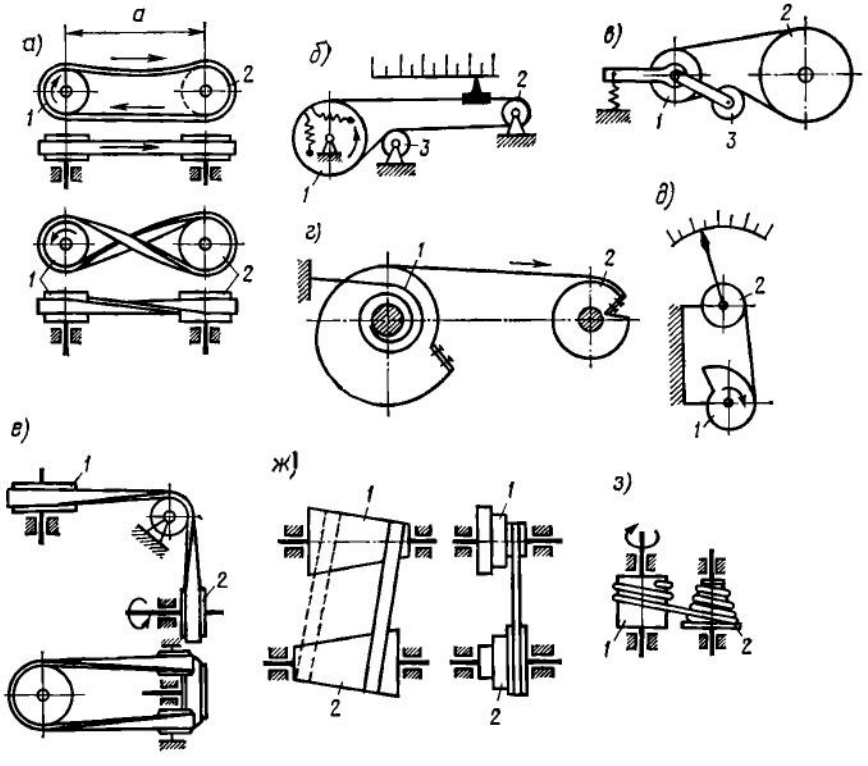


Рис. 5.6

перфорированной ленты, цепи и т. п. Передачи последнего типа обеспечивают стабильное значение передаточного отношения, позволяют передавать значительные нагрузки при относительно малых габаритах. Однако они характеризуются меньшей плавностью движения и большей сложностью конструкции. Характерной особенностью большинства гибких связей является их неспособность из-за высокой гибкости воспринимать силы сжатия. Гибкая связь (ремень, пассик) должна быть установлена на диски при сборке с натяжением, чем обеспечивается необходимое для работы передачи трение.

Основными достоинствами передач гибкими связями являются: простота и компактность конструкции, достаточная работоспособность, плавность работы; возможность передачи движения на значительные расстояния между осями, расположенными различным

образом; возможность как плавного, так и дискретного изменения передаточного отношения (рис. 5.6, *ж*); способность работать при малых, средних и больших линейных скоростях в достаточно широком диапазоне передаваемых мощностей; способность смягчать ударные воздействия и предохранять ведущие и ведомые устройства от возможных перегрузок благодаря эластичности связи и ее проскальзыванию. Недостатками их являются: относительно большие по сравнению с зубчатыми передачами размеры узлов и повышенные нагрузки на валы и оси; сравнительно малая долговечность многих видов гибких связей; присущая большинству из них относительно

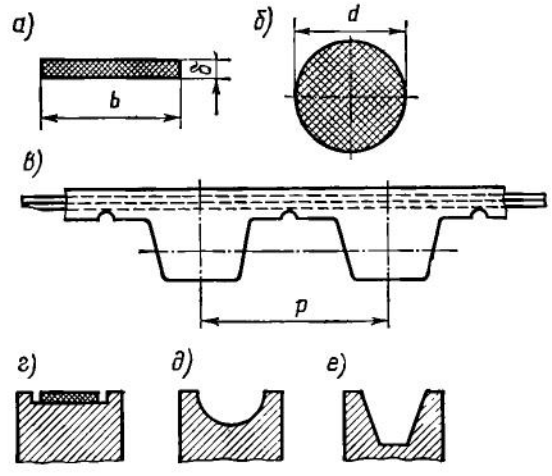


Рис. 5.7

низкая точность передачи перемещений, ограничивающая их применение в высокоточных устройствах. Неточности возникают вследствие проскальзывания, из-за удлинения связей от температурных изменений, колебаний влажности окружающей среды, провисания и т. п. Уменьшение проскальзывания можно достигнуть закреплением концов лент на дисках (рис. 5.6, *г*), однако оно ограничивает их углы поворота. В таких передачах необходимо предусматривать силовое замыкание, т. е. натяжение пассика, например с помощью спиральной пружины *1*.

Принцип действия и теория работы передач гибкими связями разработаны И. Эйлером и Н. Е. Жуковским применительно к ременным передачам. Полученные результаты допустимо распространять на пассики и другие гибкие связи, учитывая при этом по возможности их особенности. Наиболее распространенные формы поперечного сечения ремней (ГОСТ 6982—75, РТМ 51-15—70 и др.) и обозначения их размеров показаны на рис. 5.7. Материалами для них служат хлопок, шелк, шерсть, синтетические нити, резина, кожа, металлы и т. п. Для силовых передач получили распространение комбинированные конструкции, состоящие из тканевой или шнуровой (в том числе металлической) основы, пропитки и покрытия (резиновые

смеси, полиамиды и другие синтетические материалы), защищающего от внешних воздействий и улучшающего сцепление. В кинематических передачах большое распространение получили пассики, обеспечивающие высокую плавность вращения ведомого элемента. Поскольку передаваемые пассиками силы невелики, для них используют упругую резину, тонкую лавсановую ленту и т. п. В тех случаях, когда пассики работают длительный срок в условиях больших перепадов температур при невысоких требованиях к плавности, применяют пружинные пассики (винтовая цилиндрическая пружина с начальным натяжением). Ремень силовой передачи часто выполняют в форме широкой тонкой ленты (рис. 5.7, *а*), тогда напряжения изгиба $\sigma_и$, возникающие в нем, пропорциональны отношению толщины h ремня к диаметру d шкива (для изотропного материала $\sigma_и = E2h/d$, где E — модуль упругости материала). Отсюда целесообразность применения ремня малой толщины. При этом для передачи заданной силы приходится ширину b ремня делать в десятки раз больше толщины. Во избежание повышенного износа ремня боковую поверхность шкива, соприкасающегося с ремнем, выполняют гладкой. Иногда шкивы снабжают ребрами, удерживающими ремень от соскальзывания (рис. 5.7, *г*).

Для пространственных передач (см. рис. 5.6, *е*) целесообразно в качестве гибких элементов применять ремни круглого сечения — пассики (рис. 5.7, *б*), шкивы для которых имеют специальную канавку (рис. 5.7, *д*, *е*). Для плоских силовых ремней рекомендуется отношение диаметра меньшего шкива к толщине ремня $d_{min}/h = 100...150$; допускается $d_{min}/h = 50$; для резиновых пассиков $d_{min}/h = 8...6$. В тихоходных передачах приборов и там, где нужно большое передаточное отношение, один из шкивов (ролик) делают весьма малого диаметра (при этом для улучшения сцепления обертывают пассик вокруг ролика несколько раз, см. рис. 5.6, *з*). Применение зубчатого ремня (рис. 5.7, *в*) также способствует уменьшению проскальзывания.

Расчет ременных передач. Передача на рис. 5.8, *а* может служить основой при расчете большинства передач гибкими связями. Чтобы создать необходимое начальное натяжение F_0, ремень растягивают, при этом длина его увеличивается на Δl. Растяжение ремня $\Delta l = l - l_0$ создается перед посадкой его на шкивы силой $F_0 = k\Delta l/l$, где l — длина ремня, надетого на шкивы, l_0 — длина недеформированного ремня, k — жесткость на растяжение; для сплошного ремня и резинового пассика $k = EA$ (E — модуль упругости материала, A — площадь сечения ремня); для пружинного пассика $k = Gd_1^4 l/(8d_2^3 i)$, где d_2, d_1 — диаметры пружины и проволоки, i — число витков, G — модуль сдвига.

Начальное натяжение воспроизводят небольшим укорочением длины ремня по сравнению с расчетной длиной, применением натяжных роликов *3* (см. рис. 5.6, *в*), пружиной (см. рис. 5.6, *г*) и т. п. При подсчете силы начального натяжения F_0 учитывают опытные данные, позволяющие судить о способности ремней (и других гибких связей) устойчиво и долго сохранять значение F_0. Использование упругих свойств ремней для обеспечения сцепления возможно, если значения деформаций растяжения достаточны и на порядок или более превосходят возможные температурные колебания расстояний между центрами шкивов, а также колебания длин от температуры и влажности; упругие свойства ремней и пассиков стабильны во времени. Расстояние a между центрами ведомого *2* и ведущего *1* шкивов (см. рис. 5.6, *а*) должно сохраняться постоянным в течение всего срока работы, а возможные изменения его

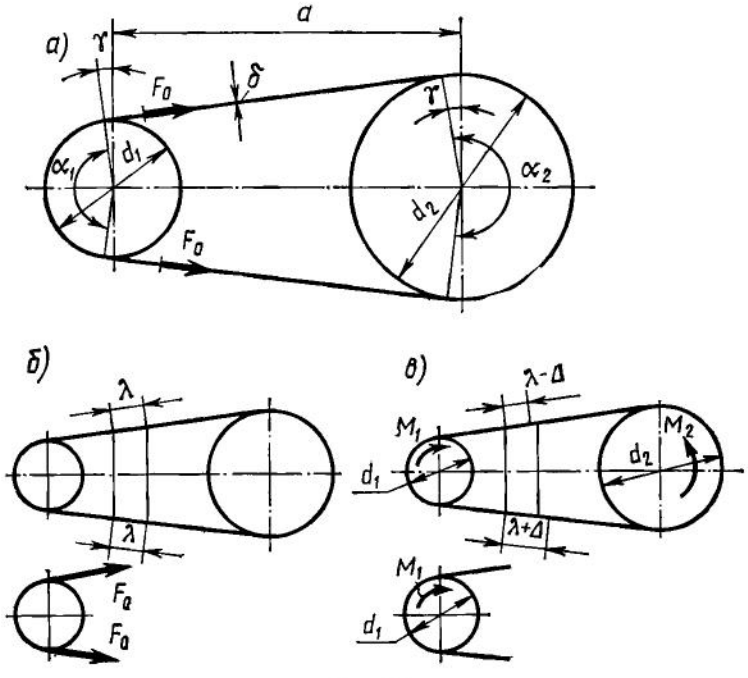


Рис. 5.8

в целях восстановления F_0 производят эпизодически, передвигая один из шкивов и тем устраняя накапливающиеся с течением времени вытяжки. При создании натяжения F_0 с помощью грузов или пружин центр одного из шкивов (обычно ведущего) делают подвижным, т. е. в процессе работы межосевое расстояние a изменяется вследствие удлинения ремня ($a = var$) и сохраняется начальное натяжение F_0. Длину ремня определяем по известным диаметрам d_1, d_2 и межосевому расстоянию a. Вначале определяем угол γ и углы обхвата α_1 и α_2: $\sin\gamma = (d_2 - d_1)/(2a)$; $\alpha_1 = \pi - 2\gamma$; $\alpha_2 = \pi + 2\gamma$. Длина ремня по средней нейтральной линии без учета возможного провисания

$$l = 2a\cos\gamma + \alpha_1(d_1 + \delta)/2 + \alpha_2(d_2 + \delta)/2, \qquad (5.3)$$

где δ — толщина ремня.

Полученное расчетом значение длины ремня l необходимо заменить ближайшим стандартным значением и учитывать при выборе межосевого расстояния a, которое связано с диаметрами шкивов d_1 и d_2 соотношением $a = (1{,}5...2)(d_1 + d_2)/2$. Передаточное отношение получаем из условия $v = \omega_1 d_1/2 = \omega_2 d_2/2$ и $u_{12} = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1$. Передаточное отношение силовой передачи не рекомендуется брать больше 5, в малонагруженных передачах оно лежит в диапазоне 8...10, а в механизмах настройки, где значение передаваемого момента незначительно, его берут до 16.

Силы натяжения ремня. При установке ремня на шкивы он должен быть натянут. Сила натяжения F_0 (рис. 5.8, *б*) одинакова в ведущей и ведомых его ветвях. Если к ведомому валу приложен момент нагрузки $M_2 = Fd_2/2$, то для его преодоления к ведущему валу необходимо приложить момент M_1, создающий окружную силу F. В этом случае сила натяжения ведущей ветви увеличивается до значения F_1, а сила натяжения ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 5.8, *в*). Из условия равновесия ведущего шкива $M_1 = d_1(F_1 - F_2)/2$ следует $F_1 = F_2 = 2M_1/d_1$, или

$$F_1 - F_2 = F. \qquad (5.4)$$

Связь между силами F_1, F_2 и F_0 устанавливается из условия, что длина ремня, как это следует из формулы (5.3), не зависит от нагрузки и остается неизменной. Поэтому дополнительное удлинение его ведущей ветви $(\lambda + \Delta)$ при силе F_1 компенсируется равным укорочением ведомой ветви $(\lambda - \Delta)$ (рис. 5.8, *в*). Следовательно, можно считать, что $F_1 = F_0 + \Delta F$; $F_2 = F_0 - \Delta F$ или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \qquad (5.5)$$

Из равенств (5.4) и (5.5) следует, что $F_1 = F_0 + F/2$; $F_2 = F_0 - F/2$. Связь между силами F_1 и F_2 может быть установлена с учетом угла обхвата α и коэффициента трения f. Эта зависимость установлена И. Эйлером на основании следующего вывода. На элемент ремня (рис. 5.9, *а*), ограниченный углом $d\alpha$, действуют силы $F + dF$, F; F_n и сила трения $F_{тр}$. Уравнение равновесия получаем, проецируя эти силы на оси x и y:

$$(F + dF)\cos(d\alpha/2) = F\cos(d\alpha/2) + F_{тр},$$
$$(F + dF)\sin(d\alpha/2) + F\sin(d\alpha/2) = F_n.$$

В связи с малостью угла $d\alpha$ принимаем $\cos(d\alpha/2) \approx 1$, $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$. Учитывая, что $F_{тр} = F_n f$, где f — коэффициент трения, получаем $dF/F = f d\alpha$. Интегрируя полученное уравнение в интервале от 0 до α (считая, что на угле α упругое скольжение) и F в интервале от F_1 до F_2, получаем уравнение Эйлера

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \qquad (5.6)$$

Решая совместно уравнения (5.4), (5.5) и (5.6), получаем:

$$F_1 = Fe^{f\alpha}/(e^{f\alpha} - 1);\ F_2 = F/(e^{f\alpha} - 1);\ F_0 = F(e^{f\alpha} + 1)/[2(e^{f\alpha} - 1)].$$

Теперь, зная угол обхвата α, на котором происходит упругое скольжение, коэффициент трения f и окружную силу $F = 2M_2/d_2$, можно определить силы F_1, F_2 и минимально необходимую силу F_0, чтобы не было буксования при передаче нагрузки F.

Скольжение в передаче гибкими связями было исследовано профессорами Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским. Ими установлено, что возникающее из-за упругой деформации (удлинения)

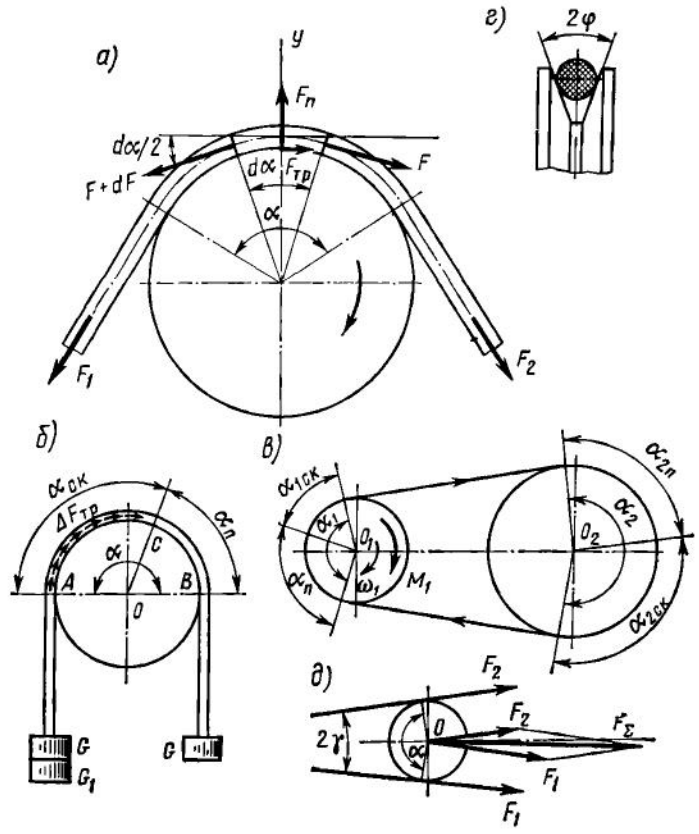


Рис. 5.9

ремня проскальзывание, приводящее к возникновению на поверхности контакта сил трения, происходит не на дуге угла обхвата α, а на несколько меньшей дуге, названной дугой скольжения, определяемой углом скольжения. В 1894 г. проф. Н. Е. Жуковский экспериментально подтвердил высказанное Н. П. Петровым предположение. Он показал, что в ременной передаче необходимо различать упругое скольжение и буксование. Буксование происходит только при перегрузке. Это подтверждается следующим опытом (рис. 5.9, *б*). К концам ремня подвешены равные грузы G, создаю-

щие давление между ним и шкивом. Затем левая ветвь, соответствующая ведущей ветви в передаче, нагружается дополнительным небольшим грузом G_1, при котором не нарушается равновесие. Груз G_1 вызывает дополнительное удлинение левой ветви. Относительное удлинение, постоянное для свободной ветви ремня, постепенно уменьшается на дуге обхвата, вызывая его скольжение относительно шкива, обеспечивающее появление распределенных сил трения $\Delta F_{тр}$ на дуге AC. Это скольжение называется упругим, а дуга AC — дугой упругого скольжения. На дуге CB ремень не растягивается, т. е. находится в покое, и поэтому эта дуга называется дугой покоя. Соответственно называются и углы: $\alpha_{ск}$ — угол упругого скольжения, $\alpha_п$ — угол покоя. Сумма дуг $AC + CB$ равна дуге AC обхвата и $\alpha = \alpha_{ск} + \alpha_п$. С увеличением G_1 дуга AC увеличивается, а дуга покоя CB, характеризующая запас сил трения, уменьшается. Пределом увеличения веса груза G_1 является такое его значение, при котором точка C совпадает с точкой B. При этом $CB = 0$. В этом предельном случае запас сил трения оказывается исчерпанным и при дальнейшем увеличении веса G_1 появляется буксование, если к ведомому диску приложен большой нагрузочный момент. Применительно к работающей ременной передаче вес груза G соответствует начальному натяжению F_0 ремня, а вес G_1 соответствует окружной силе F. На ведущем шкиве ремень скользит по его поверхности в сторону, обратную вращению, а на ведомом опережает его. Дуга упругого скольжения для ведущего и ведомого шкивов располагается со стороны сбегающей ветви (рис. 5.9, *в*).

Для ремня круглого сечения, установленного на шкиве с клиновидной канавкой (рис. 5.9, *г*) с углом 2φ, в полученные выше формулы вместо коэффициента трения f следует подставлять $f_\varphi = f/\sin\varphi$. По этим же формулам можно найти силу и момент буксования не только сплошного резинового, но и пружинного пассика в клиновом шкиве.

Напряжения в передачах гибкими связями, выполненных из изотропного материала, в основном возникают из-за изгиба ветвей на шкивах и их растяжения силами F_1 и F_2. Наибольшее значение напряжение имеет место на дуге покоя ведущего шкива и может быть подсчитано по формуле

$$\sigma_\Sigma = F_1/A + F\delta/d_1,$$

где F_1 — сила на ведущей ветви передачи; A — площадь сечения ведущей ветви; δ — толщина гибкой связи; d_1 — диаметр ведущего шкива.

Силы, приложенные к валам и опорам передачи, определяют по уравнению (рис. 5.9, *д*)

$$\bar{F}_\Sigma = \bar{F}_1 + \bar{F}_2;\ F_\Sigma = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos\gamma} \approx 2F_0\cos\gamma/2. \quad (5.7)$$

Потери мощности передачи в основном связаны с упругим скольжением ремня, внутренним трением, возникающим в нем, и сопротивлением среды движению шкивов и гибкой связи. При

благоприятных условиях работы к. п. д. передачи лежит в пределах 0,95...0,96. При неблагоприятных может снижаться до 0,85...0,8.

В передачах гибкими связями применяют ремни круглого сечения хлопчатобумажные с $d = 1{,}5...3$ мм; шелковые с $d = 0{,}5...1$ мм, кожаные с $d = 4...8$ мм; проволочные с $d = 1...3$ мм; реже пластмассовые (полимеры на основе синтетического каучука) с $d = 1{,}5...6{,}5$ мм. Такие передачи могут быть использованы, например, для преобразования вращательного движения ведущего вала *1* (рис. 5.10) в прямолинейное движение записывающего устройства. Круглый трос *5* огибает барабан *2* с канавками на поверхности и два желобчатых шкива *4* и *6*. Пишущее устройство находится в точке *C*. Натяжение создают рычаг *3* с регулируемым винтом и рычаг *8* с пружиной *7*. Боковые поверхности желобов часто выполняют клиновидными или полукруглыми. Клиновидной форме соответствует больший износ из-за повышения давления на поверхности троса. Напряжение ведущей ветви приближенно можно определять по соотношению

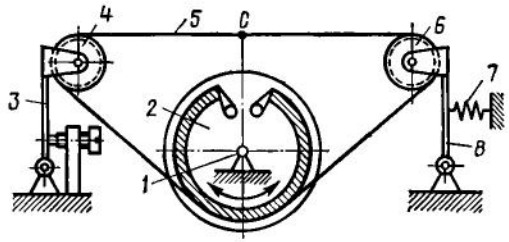


Рис. 5.10

$$\sigma = 4F/(\pi d^2 - F_2/F_1),$$

где d — диаметр троса.

Для повышения точности работы передач гибкими связями применяют *зубчатые ремни* (рис. 5.11), сочетающие достоинства

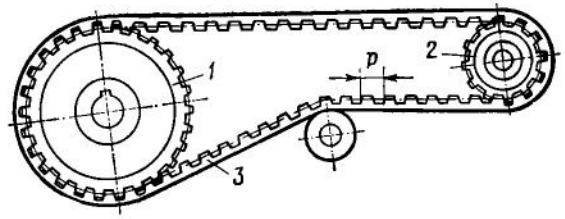


Рис. 5.11

плоскоременных и зубчатых передач. Они представляют собой эластичную ленту *3* (резиновую или пластмассовую), армированную металлическими (стальными) или прочными пластмассовыми шнурами. Лента имеет трапецеидальные зубцы, которые входят в зацепление с зубцами ведущего шкива *1* и передают воспринимаемое от него усилие ведомому шкиву *2*. Передача обеспечивает постоянство угловой скорости и позволяет получить передаточное отношение до 12. Основными геометрическими и расчетными параметрами передачи являются модуль m и шаг зацепления p по дели-

тельной окружности, соответствующей диаметру оси несущих тросов. Геометрические соотношения зубчатых ремней приведены в нормали ОН 6-07-5—63. Зубчатые ремни изготовляют следующих модулей: $m = 2$; 3; 4; 5; 7 и 10 мм при числе зубьев малого шкива $z = 12...28$ (z зависит от модуля; при $m = 2$ мм $z_{min} = 12$, при $m = 3$ мм $z_{min} = 18$ и т. д.). Наименьшая толщина зубца соответствует модулю. Длина ремня

$$L = 0{,}5\pi[z_1 + z_2 + (z_2 - z_1)\,\gamma/90]\,m + 2a\cos\gamma,$$

где a — межосевое расстояние; 2γ — угол между ветвями шкивов, $\gamma = \arcsin[(d_2 - d_1)/(2a)]$; d_1, d_2 — диаметры основных окружностей шкивов. Наибольшая скорость ремня также зависит от модуля. При $m = 2$ мм $v = 25$ м/с, при $m = 5{,}7...10$ мм $v \leqslant 40$ м/с. К. п. д. передачи лежит в пределах 0,92...0,98. Передаваемая ремнем сила $F = 2M_1/d_1$; при работе без натяжных роликов ее можно определить через параметры ремня по соотношению

$$F = bhz_1\alpha_1[p]/(360k),$$

где b — ширина ремня; h — высота зуба; z_1 — число зубьев малого шкива; α_1 — угол обхвата малого шкива; k — коэффициент динамичности нагрузки; $[p]$ — допускаемое давление [41].

Нагрузку на валы определяют по соотношению (5.7) для ременных передач. Зубчатые ремни получили широкое распространение в радиоэлектронике, а также в киноаппаратуре, например в наматывателе комплекса аппаратуры фотографической записи фонограмм КЗФ-1, выпускаемого серийно.

Глава 6

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 6.1. Основные сведения

Зубчатым колесом называется зубчатое звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого звена (ГОСТ 16530—70). Зубчатые колеса предназначаются для передачи вращательных движений или моментов сил с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. В зависимости от формы колес и взаимного расположения осей валов зубчатые передачи делят на *цилиндрические* (оси параллельны) с внешним (рис. 6.1, *а*) и внутренним (рис. 6.1, *б*) зацеплением зубьев, *конические* (рис. 6.1, *в*) (оси пересекаются), *винтовые*, *червячные* (оси перекрещиваются), *реечные* (рис. 6.1, *г*). В зависимости от расположения и формы зубьев зубчатые колеса подразделяют на *прямозубые* (рис. 6.1,*а*...*г*), *косозубые* (рис. 6.1, *д*), *шевронные* и с *криволинейными зубьями*. Профиль зубьев может быть эвольвентным, циклоидальным, треугольным и др. Наибольшее распространение получили эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи.

За начальную, предшествующую зубчатой, можно принять передачу посредством двух соприкасающихся, вращающихся без проскальзывания окружностей диаметров d_1 и d_2 (рис. 6.2, *а*). В этом случае обеспечивается постоянное передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1$. В подобных реальных фрикционных передачах для предотвращения проскальзывания требуется большая сила прижатия цилиндров (см. гл. 5). Проскальзывание можно полностью устранить, если на ободах цилиндров нарезать зубья

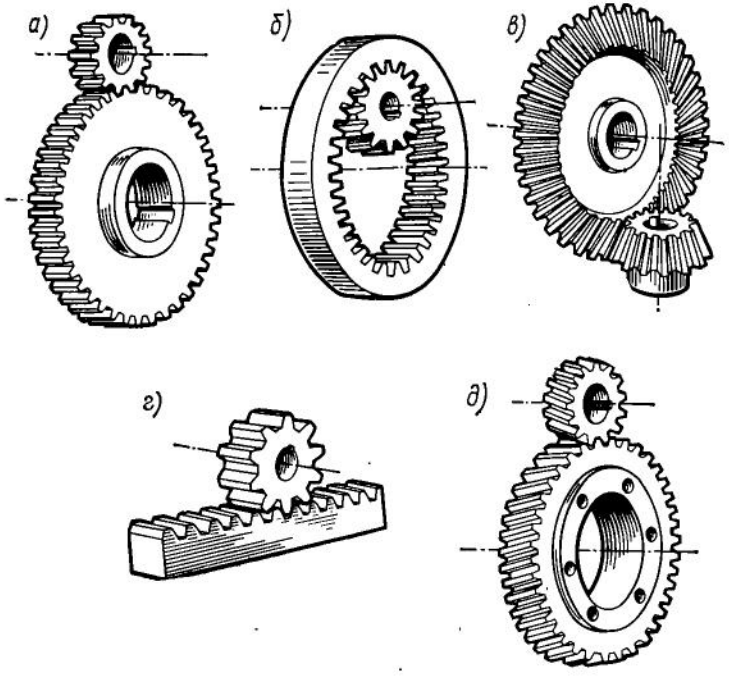


Рис. 6.1

(рис. 6.2, *б*). В процессе работы зубья ведущего колеса *1* входят во впадины, давят на зубья колеса *2* и поворачивают его, преодолевая полезный момент сопротивления и силы трения в опорах и между зубьями. При наличии зубьев сила прижатия колес, как у фрикционных передач, не нужна, поэтому значительно сокращается давление на опоры. При идеально точном изготовлении зубчатая передача должна воспроизводить такую же передачу вращения, как и посредством соприкасающихся окружностей (рис. 6.2,*а*). Такие соприкасающиеся окружности, которые мысленно можно представить существующими в сечении цилиндрической зубчатой передачи плоскостью, перпендикулярной их осям, называют начальными. Их диаметры d_{w1}; d_{w2}. Передаточное отношение такой

зубчатой передачи

$$i_{12} = n_1/n_2 = d_{w_2}/d_{w_1} = z_2/z_1,$$

где n_1, n_2 — частоты вращения колес, мин$^{-1}$; z_1, z_2 — числа зубьев колес. Если, например, $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, то $i_{12} = 2$, т. е. за два оборота колеса *1* колесо *2* сделает один оборот. Передаточное отношение, выраженное через числа зубьев колес в соответствии с ГОСТ 16530—70, называется передаточным числом. В реальной передаче передаточное отношение не является постоянным. Оно колеблется за полный цикл изменения взаимного положения колес около номинального значения, определяемого отношением чисел зубьев колес передачи. Отклонения передаточного отношения зависят от правильного выбора формы профилей зубьев колес и неизбежных погрешностей изготовления зубчатых передач.

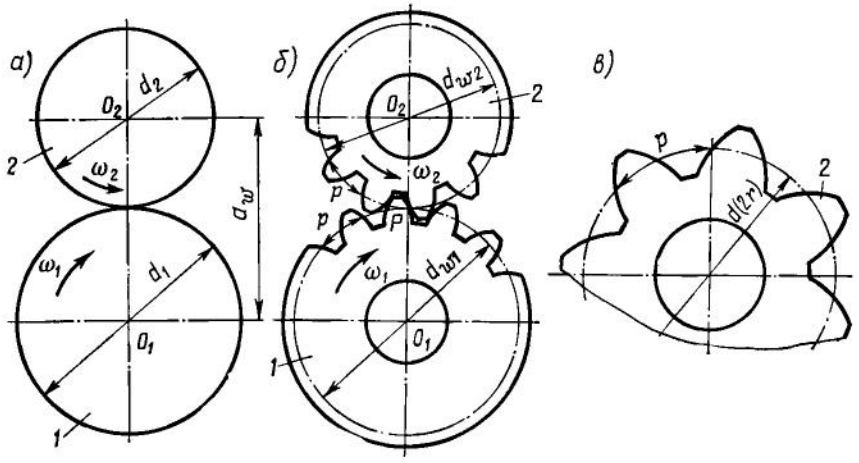


Рис. 6.2

Шаг, модуль и делительная окружность зубчатого колеса. В общем случае окружным (расчетным) шагом (рис. 6.2, *в*) p называется расстояние между одноименными профилями соседних зубьев колеса по дуге окружности произвольного радиуса r. Длина окружности, число зубьев z колеса и окружной шаг p связаны соотношением $2\pi r = zp$. Из этого соотношения следует

$$2r = pz/\pi = mz. \qquad (6.1)$$

Величина p/π называется модулем m зубьев окружности радиуса r. Получается, что у каждой окружности свой модуль зубьев. Зубчатое колесо принято характеризовать одним значением модуля, соответствующим строго определенной окружности, названной делительной. Значения модулей зубьев стандартизированы (СТ СЭВ 310—76). Полученный расчетом модуль m должен быть округлен и заменен ближайшим стандартным значением либо из 1-го ряда: 0,5; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1 и т. д., либо из 2-го ряда: 0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9 и т. д. При выборе модуля зубьев 1-й ряд значений следует предпочитать 2-му. Шаги двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении, должны быть одинаковы, следовательно, они должны иметь один и тот же модуль зубьев. Таким образом, делительная окружность — это окружность стандартного модуля. Из формулы (6.1) следует, что окружной модуль зубьев есть линейная величина, в π раз меньшая окружного шага зубчатого колеса по делительной окружности. Модуль показывает, сколько миллиметров диаметра приходится на один зуб зубчатого колеса. Модуль выражают в миллиметрах. В дальнейшем r и d обозначают делительные радиус и диаметр. Формула (6.1) является общей и не связана с формой профиля зубьев; она распространяется на зубчатые колеса с эвольвентными, циклоидальными и другими профилями зубьев. Посредством модуля и числа зубьев определяют все параметры зубчатого колеса и передачи, а также зуборезного инструмента.

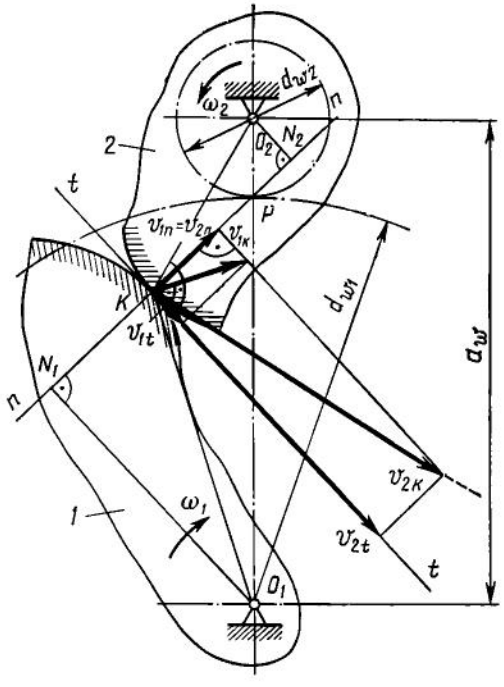


Рис. 6.3

Элементы зацепления. Исходным требованием к форме профилей зубьев является получение постоянства передаточного отношения в процессе зацепления зубьев колес. Для обеспечения этого требования форма профиля зуба должна определяться в соответствии с основной теоремой зацепления: *нормаль пп к профилям зубьев колес в любой точке их касания должна проходить через одну и ту же точку P на линии центров O_1O_2, называемую полюсом зацепления и делящую межосевое расстояние на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям колес* (рис. 6.3).

Вывод теоремы. Известна угловая скорость ω_1 зубчатого колеса *1*, а следовательно, и окружные скорости точек профиля его зуба, в том числе и точки K касания профилей зубьев (рис. 6.3), $v_{1K} = \omega_1 O_1 K$. Для точки K профиля зуба ведомого колеса известно направление окружной скорости v_{2K}, оно перпендикулярно

радиусу O_2K. Из очевидного условия, что проекции скоростей соприкасающихся точек K профилей зубьев колес *1* и *2* на общую нормаль nn должны быть одинаковы *, т. е. $v_{1n} = v_{2n}$, получаем

$$\omega_1 O_1N_1 = \omega_2 O_2N_2 \text{ или } i = \omega_1/\omega_2 = O_2N_2/O_1N_1.$$

Из подобия треугольников O_1N_1P и O_2N_2P следует, что $O_2N_2/O_1N_1 = O_2P/O_1P$. Отсюда

$$i = \omega_1/\omega_2 = O_2N_2/O_1N_1 = O_2P/O_1P.$$

Для получения постоянного передаточного отношения на всем участке зацепления зубьев необходимо, чтобы $i = \omega_1/\omega_2 = O_2P/O_1P = \text{const}$. Таким образом, при передаче зацеплением общая нормаль к профилям зубьев в любой точке их касания при повороте колес должна проходить через одну и ту же точку P, которая делит межосевое расстояние a_w на отрезки, обратное отношение которых (O_2P/O_1P) равно передаточному отношению $i = \omega_1/\omega_2$. Профили зубьев колес передачи называют сопряженными, если они соответствуют основной теореме зацепления.

Скольжение профилей. Определенным недостатком зубчатых зацеплений является скольжение профилей зубьев. Скорость скольжения $v_{ск}$ профилей зубьев равна разности проекций скоростей контактирующих точек зубьев на направление касательной $t - t$ к профилям в точке их касания (рис. 6.3): $v_{1t} - v_{2t} = v_{ск}$. Подставляя значения $v_{1t} = \omega_1 N_1K$; $v_{2t} = \omega_2 N_2K$, получаем

$$v_{ск} = \omega_1 KN_1 - \omega_2 KN_2.$$

Заменяем KN_1 и KN_2 следующими их выражениями: $KN_1 = PN_1 - PK$; $KN_2 = KP + PN_2$, тогда

$$v_{ск} = \omega_1 (PN_1 - PK) - \omega_2 (PK + PN_2) = \\ = -PK(\omega_1 + \omega_2) + PN_1\omega_1 - PN_2\omega_2.$$

Так как $\omega_1/\omega_2 = PN_2/PN_1$ и $\omega_1 PN_1 = \omega_2 PN_2$, то $PN_1\omega_1 - PN_2\omega_2 = 0$ и окончательно

$$v_{ск} = -PK(\omega_1 + \omega_2). \qquad (6.2)$$

Из выражения (6.2) следует, что чем дальше от полюса P происходит контакт профилей зубьев, тем больше скольжение профилей. Скольжение профилей отсутствует, когда точка касания их находится в полюсе P. Полюс P является также мгновенным центром качения начальных окружностей, которые всегда касаются в полюсе. Это окружности диаметров d_{w1} и d_{w2} на рис. 6.2 и 6.3.

* Если проекции скоростей точек на общую нормаль неодинаковы, то произойдет либо разъединение профилей $v_{1K} < v_{2K}$, либо смятие профилей ($v_{1K} > v_{2K}$), что нереально.

Так как $d_{w1} = 2O_1P$, $d_{w2} = 2O_2P$, то

$$i = O_2P/O_1P = d_{w_2}/d_{w_1}.$$

Следовательно, сопряженные профили воспроизводят такую же передачу движения, как и исходные начальные окружности при их относительном качении без проскальзывания.

Общие требования к профилям зубьев. В зубчатых передачах применяют эвольвентные, циклоидальные, треугольные, часовые и другие профили зубьев. По виду профиля называют и зацепление зубьев — эвольвентное, циклоидальное и др. В передачах с замедлением вращения и небольшим передаточным отношением (до 8) наиболее часто применяют эвольвентное зацепление. В передачах с ускорением вращения применяют так называемое часовое и цевочное зубчатые зацепления.

Выбор вида зацепления в зубчатых передачах приборных устройств определяется следующими требованиями. Зубчатые передачи большинства приборов должны иметь большие передаточные отношения и небольшие габариты, что достигается применением малых модулей. Зацепление должно быть по возможности нечувствительным к неизбежным погрешностям изготовления и монтажа колес зубчатой передачи. Это требование особенно важно из-за малых размеров зубьев колес, при которых относительные погрешности достигают больших значений. Зубчатые передачи должны иметь большие радиальные и боковые зазоры для компенсации погрешностей изготовления, особенно тех из них, которые приводят к сближению зубчатых венцов колес. К этим погрешностям относятся, например, погрешности межосевых расстояний и эксцентриситеты зубчатых венцов колес [55].

В большинстве случаев к зацеплениям, применяемым в приборостроении, предъявляются повышенные требования к сохранению постоянства передаточного отношения.

Передача вращения должна быть по возможности непрерывной, т. е. зацепление очередной пары зубьев должно начинаться до окончания зацепления впереди идущей пары зубьев. Отсюда следует, что коэффициент перекрытия должен быть больше или по крайней мере равен единице (см. с. 158).

В передачах с ускорением вращения, например в часовых механизмах, получаемые на выходных валах моменты вращения весьма малы и едва превышают моменты торможения. При этих условиях трение между зубьями и в подшипниках должно быть очень малым. Поэтому цапфы валов должны иметь возможно малые диаметры, быть достаточно прочными, а рабочие поверхности зубьев и цапф должны быть хорошо отполированы.

Относительное скольжение профилей зубьев, находящихся в зацеплении, должно быть по возможности минимальным и равномерным. Следует иметь в виду, что для нормальной работы многих зубчатых передач не требуется полного выполнения всех перечисленных требований.

§ 6.2. Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача

Эвольвентное зацепление. Наиболее распространенным профилем зубьев колес, отвечающим требованиям основной теоремы зацепления, является эвольвента окружности. Эвольвентой называется кривая, представляющая собой траекторию движения любой точки прямой *1*, перекатывающейся без скольжения по окружности *2* (рис. 6.4, *а*). Прямая *1* называется производящей прямой, а окружность *2* — эволютой или (применительно к зубчатому колесу) основной окружностью. Как видно из рис. 6.4, *а*, $ON = OM\cos\alpha$ или $r_b = r\cos\alpha$, где $r = OM$. Так как в момент, зафиксированный на рис. 6.4, *а*, точка N является мгновенным

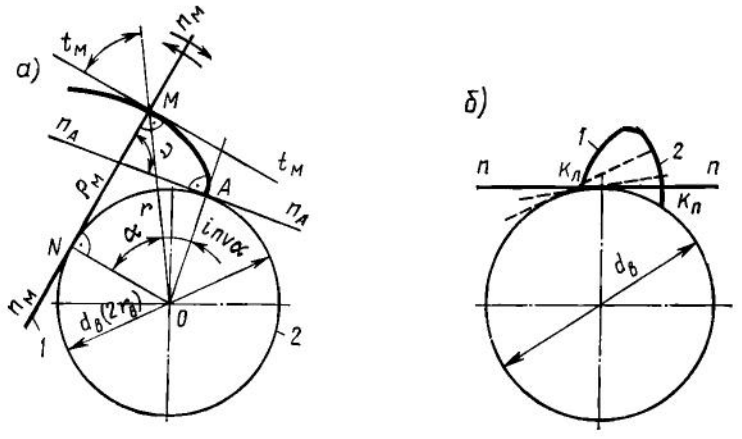


Рис. 6.4

центром вращения прямой *1*, то отрезок прямой NM является радиусом ρ_M кривизны эвольвенты в точке M. Основная окружность является геометрическим местом центров кривизны. При этом $\rho_M = NM = \overset{\frown}{AN}$. Из $\triangle ONM$ следует, что $\rho_M = r_b \operatorname{tg}\alpha$; $\rho_M = \overset{\frown}{AN} = r_b(\operatorname{inv}\alpha + \alpha)$; $r_b \operatorname{tg}\alpha = r_b(\operatorname{inv}\alpha + \alpha)$ и уравнения эвольвенты: $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$; $r = r_b/\cos\alpha$.

Текущий угол α и радиус r определяют положение точки профиля эвольвенты. Для начальной точки A эвольвенты $\alpha = 0$ и $r = r_b$. Применительно к зубчатому колесу с эвольвентными профилями зубьев угол α называется углом профиля зуба (ГОСТ 16530—70), $\operatorname{inv}\alpha$ — эвольвентным углом профиля зуба (ГОСТ 16531—70), угол ν (рис. 6.4, *а*) — углом развернутости эвольвенты AM зуба или просто углом развернутости. Угол развернутости — это угол между нормалями n_An_A и n_Mn_M к профилю зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса в точке A и рассматриваемой точке M. Профили зубьев колес представляют собой две симметрично расположенные эвольвенты, образованные, например, точками $K_л$ (левая) и $K_п$ (правая) на производящей прямой nn при ее качении по основной окружности в ту и другую сторону (рис. 6.4, *б*).

Для пояснения соответствия эвольвентных профилей требованиям основной теоремы зацепления рассмотрим образование эвольвенты при продольном перемещении производящей прямой по основной окружности без проскальзывания (рис. 6.5, *а*). Окружность *2* в этом случае вращается. Движение прямой *1* относительно

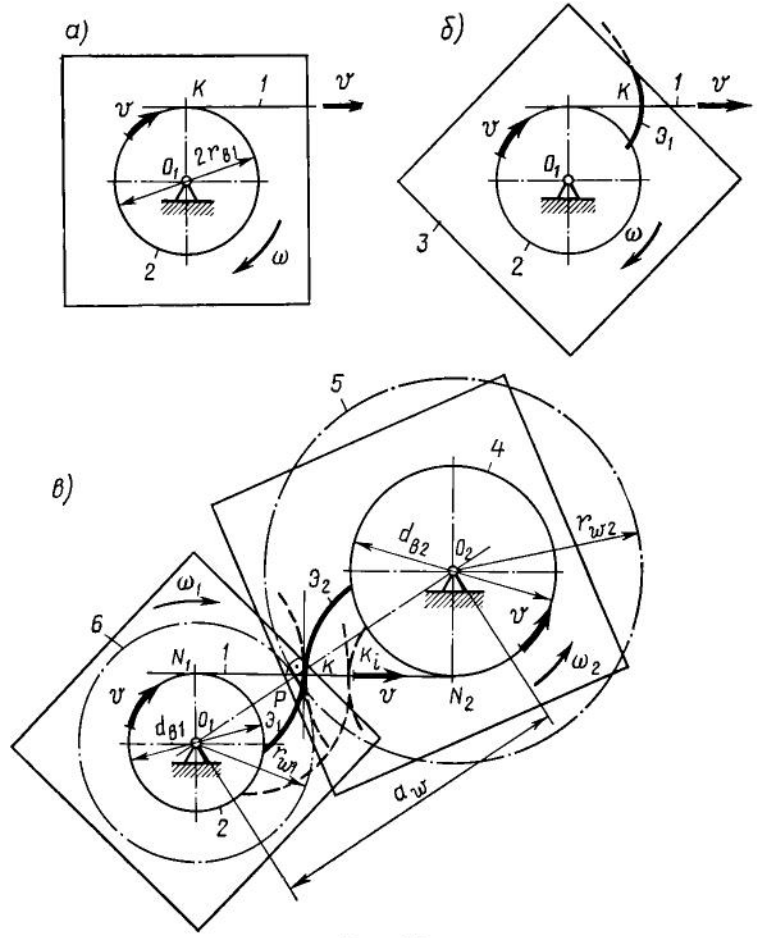


Рис. 6.5

основной окружности *2* сохраняется таким же, как и на рис. 6.4, *а*, рассмотренном ранее. В этом относительном движении каждая точка, например K, производящей прямой *1* воспроизводит эвольвенту $Э_1$ (рис. 6.5, *б*) на поле (например, листе бумаги *3*), вращающемся вместе с основной окружностью *2*. Если производящая прямая перемещается со скоростью v, то эту же скорость (окруж-

ную) имеют точки основной окружности, а ее угловая скорость $\omega = v/r_{b1}$, где r_{b1} — радиус основной окружности.

Если же производящая прямая (рис. 6.5, *в*) перемещается без скольжения также и по основной окружности *4*, то та же самая точка K воспроизведет относительно этой второй окружности эвольвентный профиль $\mathcal{Э}_2$. Окружность *4* при этом вращается с угловой скоростью $\omega_2 = v/r_{b2}$. Таким образом, при перемещении прямой *1* происходит вращение основных окружностей *2* и *4*. Точка K прямой *1* является точкой контакта эвольвентных профилей, перемещающейся вдоль прямой N_1N_2. Прямая N_1N_2 является нормалью к эвольвентным профилям $\mathcal{Э}_1$ и $\mathcal{Э}_2$ в любой точке K_i их контакта и пересекает линию межосевого расстояния в одной и той же точке P — полюсе. Отсюда следует, что эвольвенты, используемые для образования профилей зубьев колес, отвечают основной теореме зацепления. Из равенства окружных скоростей следует, что $\omega_1 r_{b1} = \omega_2 r_{b2}$. Отсюда передаточное отношение $i = \omega_1/\omega_2 = r_{b2}/r_{b1}$. Окружности, касающиеся в полюсе зацепления P, называются начальными.

Как видно из рис. 6.5, *в*, передача вращения от вала O_1 к валу O_2 с постоянным отношением угловых скоростей может быть осуществлена либо посредством прямой *1*, перемещающейся без скольжения и поворачивающей основные окружности *2* и *4*, либо посредством эвольвентных профилей (эвольвентный профиль $\mathcal{Э}_1$, связанный с основной окружностью *2*, при ее вращении давит на профиль $\mathcal{Э}_2$ и поворачивает основную окружность *4*), либо посредством качения без проскальзывания начальных окружностей *5* и *6* (исходный случай, см. рис. 6.2, *а*). В последнем случае передаточное отношение такое же, как и в первых двух, так как имеет место равенство отношений $r_{b2}/r_{b1} = r_{w2}/r_{w1}$, что следует из подобия треугольников O_1N_1P и O_2N_2P:

$$i = \omega_1/\omega_2 = r_{b_2}/r_{b_1} = r_{w_2}/r_{w_1}. \qquad (6.3)$$

Из формулы (6.3) следует также, что передаточное отношение в эвольвентном зацеплении (отношение r_{b2}/r_{b1}) не зависит от изменения межосевого расстояния. Это также следует из того, что окружная скорость v основных окружностей *2* и *4*, равная скорости перемещения прямой *1*, не зависит от изменения расстояния a_w между этими окружностями (см. рис. 6.5, *в*).

Выбор участка эвольвенты для профиля зуба колеса. Если исходить только из требования получения постоянного передаточного отношения, то безразлично, какой участок эвольвенты *ab*; *cd*; *ef* принять для профиля зуба колеса (рис. 6.6). В реальной передаче большое значение помимо постоянства передаточного отношения имеют к. п. д. передачи, прочность зубьев, износ и др. Непосредственное влияние на выбор участка эвольвенты оказывают потери передаваемого валом колеса момента M. Положение профиля зуба на эвольвенте принято характеризовать углом α профиля зуба в точке, расположенной на делительной окружности. Допустим, это точки M_1, M_2 и M_3 (рис. 6.6, *а*). В общем случае

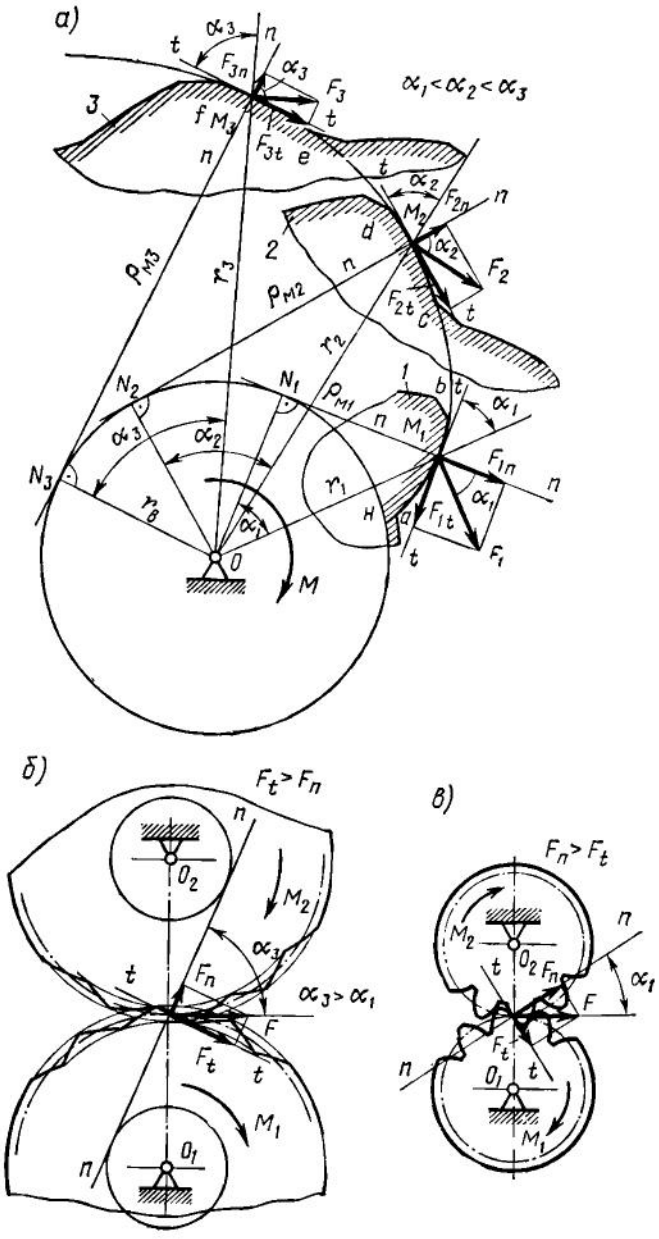


Рис. 6.6

$\operatorname{tg}\alpha = \rho_M/r_b$. Отсюда следует, что чем больше ρ_M ($\rho_{M3} > \rho_{M2} > \rho_{M1}$), тем больше угол α и точка M эвольвенты находится дальше от ее начала (точки H). Окружная сила F для каждого из профилей может быть определена по общей формуле $F = M/r$ или, учитывая, что $r = r_b/\cos\alpha$, получаем $F = M\cos\alpha/r_b$. Полезная составляющая F_n силы F, действующая по нормали nn к профилям зубьев в передаче,

$$F_n = F\cos\alpha = M\cos^2\alpha/r_b.$$

Составляющая F_t окружной силы, действующая в направлении касательной tt и приводящая к трению и износу профилей,

$$F_t = F\sin\alpha = M\sin\alpha/r = M\sin\alpha\cos\alpha/r_b = M\sin 2\alpha/(2r_b).$$

Из анализа полученных формул следует, что чем больше углы α для точек профиля зуба, тем меньше полезная составляющая F_n окружной силы и тем больше вредная составляющая F_t (рис. 6.6, *б*, *в*). Для эвольвентных передач угол для точки профиля зуба, лежащей на делительной окружности, принят 20°. В ряде отраслей машиностроения повышенные требования к долговечности работы зубчатых передач привели к необходимости корректировки угла профиля. В период становления приборостроения применялись углы, отличные от 20°, например $\alpha = 15°$.

Основные геометрические параметры эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса (рис. 6.7). Помимо упомянутых выше общих параметров — модуля, шага и диаметра делительной окружности — геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса * следующие (рис. 6.7, *а*): окружная толщина зуба s_t ** — расстояние между разноименными профилями зуба по дуге делительной или концентричной с ней окружности; окружная ширина впадины e_t — расстояние между профилями впадины соседних зубьев по дуге делительной или концентричной с ней окружности; окружной шаг p_t — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге делительной или концентричной с ней окружности; угловой шаг зубьев τ — центральный угол делительной или другой концентричной с ней окружности, равный $2\pi/z$, или $360°/z$; окружной модуль m_t — линейная величина, в π раз меньшая окружного шага. Как отмечено выше, значения модулей, соответствующие делительной окружности, стандартизованы; основной нормальный шаг зубьев p_{bn} — шаг зубьев колеса по основной окружности; он равен также расстоянию (рис. 6.7, *а*) AB по общей нормали к одноименным профилям соседних зубьев; ширина венца цилиндрического зубчатого колеса b — наименьшее расстояние между торцами зубьев (рис. 6.7, *б*); высота зуба h — расстояние между окружностями вершин и впадин зубьев; высота делительной головки зуба h_a — расстояние между окружностью вершин зубьев и делительной окружностью; высота делительной ножки зуба h_f — расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин; высота до хорды зуба $\bar{h}_a$ — расстояние от вершины зуба до средней точки толщины зуба по хорде делительной или концентричной с ней окружности.

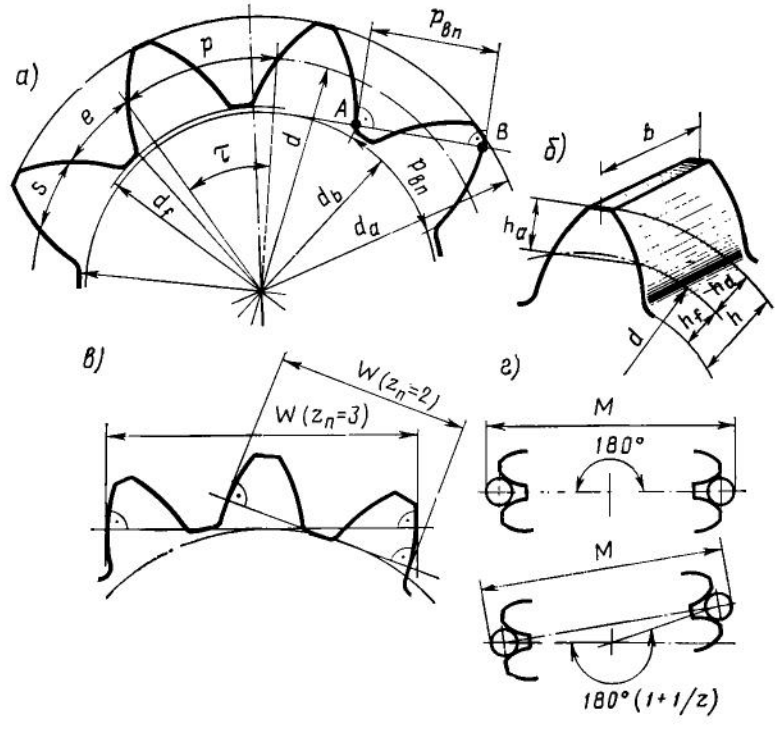


Рис. 6.7

Для зубчатых колес установлен ряд параметров, по которым их проверяют в процессе изготовления. Основными из них являются: длина общей нормали W — расстояние между разноименными боковыми поверхностями (профилями) зубьев по общей нормали к ним (рис. 6.7, *в*); число зубьев, охватываемых измерительными поверхностями инструмента или прибора, — z_n; размер по роликам (шарикам) M — расстояние между выступающими в радиальном направлении за пределы поверхности вершин зубьев поверхностями двух цилиндрических роликов (шариков), опирающихся на боковые поверхности зубьев, по общей нормали к поверхностям этих роликов (рис. 6.7, *г*). Углы между осями симметрии впадин, в которых лежат ролики, равны 180° при чет-

* Термины рассмотрены применительно к профилям в сечении зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной его оси.

** Индекс t для параметров, связанных с делительной окружностью, опускается.

ном числе зубьев и $180° + 180°/z = 180° (1 + 1/z)$ при нечетном числе зубьев *.

Виды зубчатых колес в зависимости от толщины зуба по делительной окружности. Шаг зубьев колеса по любой окружности, например по делительной, $p = s + e$. Конструктор для колес одного и того же модуля может предусматривать различные значения толщин зубьев по делительной окружности. Различают

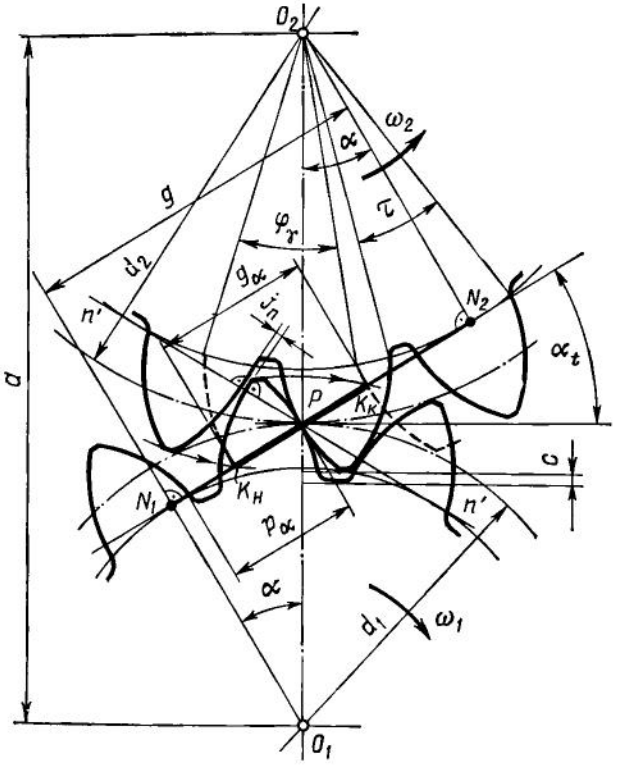


Рис. 6.8

три вида колес: *нулевые* (с равноделенным шагом), у которых $s = e = \pi m/2$; *положительные*, у которых $s > e$, т. е. $s > \pi m/2$ для колес с внешним зацеплением, и $s < e$, т. е. $s < \pi m/2$ для колес с внутренним зацеплением; *отрицательные*, у которых $s < e$, т. е. $s < \pi m/2$ для колес с внешним зацеплением, и $s > e$, т. е. $s > \pi m/2$ для колес с внутренним зацеплением. В общем случае $s = \pi m/2 + \Delta m = m(\pi/2 + \Delta)$, где Δ — коэффициент изменения толщины зуба.

Основные параметры эвольвентного зубчатого зацепления и передачи. Линия зацепления (прямая N_1N_2, рис. 6.8) — траектория общей точки контакта зубьев (K на рис. 6.5, *в*) при вращении колес передачи. Теоретически возможную длину линии зацепления обозначают g. Зацепление (контакт) зубьев в реальной передаче происходит на меньшей длине линии зацепления, называемой активной линией зацепления g_α зубчатой передачи. Шаг эвольвентного зацепления p_α — расстояние по контактной нормали (линии зацепления) между двумя контактными точками одноименных профилей соседних зубьев. Шаг зацепления равен основному нормальному шагу. Угол зацепления α_t — острый угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии. Угол перекрытия зубчатого колеса φ_γ — угол поворота зубчатого колеса передачи от положения входа зуба в зацепление в точке $K_н$ до положения выхода его из зацепления в точке $K_к$. Для плавности работы передачи и повышения надежности работы необходимо, чтобы угол перекрытия был больше углового шага зубчатого колеса. В этом случае зацепление очередной пары зубьев начинается раньше, чем выйдет из зацепления впереди идущая пара зубьев. Отношение угла перекрытия зубчатого колеса передачи к угловому шагу называется коэффициентом ε_γ перекрытия зубчатой передачи, т. е. $\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma/\tau$.

Межосевое расстояние a_w — расстояние между осями зубчатых колес. Наиболее часто применяют зубчатые передачи с так называемым делительным межосевым расстоянием, когда в полюсе зацепления касаются делительные окружности зубчатых колес. В данном случае они являются и начальными. Делительное межосевое расстояние

$$a = r_1 + r_2 = mz_1/2 + mz_2/2 = m(z_1 + z_2)/2.$$

Начальное межосевое расстояние $a_w = r_{w1} + r_{w2}$. В общем случае оно не равно сумме делительных радиусов колес.

Таблица 6.1

Параметр	Формула
Делительное межосевое расстояние	$a = 0{,}5(z_1 + z_2)\,m$
Модуль зубьев	m
Высота зуба	$h = (2 + c^*)\,m$
Высота головки зуба	$h_a = m$
Высота ножки зуба	$h_f = (1 + c^*)\,m$
Коэффициент радиального зазора	$c^* = 0{,}25;\ 0{,}35;\ 0{,}5$
Делительный диаметр зубчатого колеса	$d = mz$
Диаметр вершин зубьев	$d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$
Диаметр впадин зубьев	$d_f = d - 2h_f = m(z - 2{,}5)$

Примечание. Коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}25$ при $m \geqslant 1$ мм.; $c^* = 0{,}35$ при $1{,}0 > m > 0{,}5$; $c^* = 0{,}5$ при $m \leqslant 0{,}5$ мм. Высоту h_f ножки зуба делают больше высоты h_a головки зуба для получения в передаче радиального зазора c.

* Полный перечень терминов, обозначений и определений параметров зубчатых передач см. ГОСТ 16530—70, 16531—70.

В реальной зубчатой передаче должен быть предусмотрен нормальный боковой зазор j_n, определяемый как расстояние по общей нормали $n'n'$ между неконтактирующими профилями находящихся в зацеплении зубьев. Беззазорной называют теоретическую зубчатую передачу, в которой боковой зазор равен нулю. Радиальный зазор зубчатой передачи C — это наименьшее расстояние между поверхностью вершин одного из зубчатых колес передачи и поверхностью впадин другого зубчатого колеса. Геометрические соотношения цилиндрических некорригированных зубчатых передач приведены в табл. 6.1 [62].

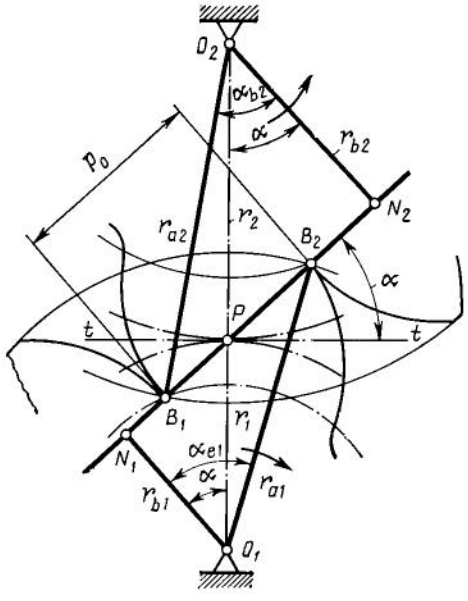


Рис. 6.9

Определение коэффициента перекрытия. При одних и тех же делительном диаметре и межосевом расстоянии коэффициент перекрытия зависит от числа зубьев колес передачи. Из формулы $\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma/\tau$ следует, что с уменьшением числа зубьев увеличивается шаг и уменьшается оставшаяся часть теоретической линии зацепления $N_1N_2 - p_0$ при совместной работе двух пар зубьев (рис. 6.9). При шаге p_0, равном теоретической линии зацепления, коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = 1$. Заменяя угол перекрытия и угловой шаг соответствующими им отрезками линии зацепления B_1B_2 и p_0, получаем $\varepsilon_\gamma = B_1B_2/p_0$. (В общем случае $B_1B_2 \neq p_0$.) Из рис. 6.9

$$B_1B_2 = B_1P + PB_2 = B_1N_2 - PN_2 + B_2N_1 - N_1P.$$

После замены $B_1N_2 = r_{b2}\operatorname{tg}\alpha_{e2}$; $B_2N_1 = r_{b1}\operatorname{tg}\alpha_{e1}$; $PN_2 = r_{b2}\operatorname{tg}\alpha$ и $N_1P = r_{b1}\operatorname{tg}\alpha$

$$B_1B_2 = r_{b2}(\operatorname{tg}\alpha_{e2} - \operatorname{tg}\alpha) + r_{b1}(\operatorname{tg}\alpha_{e1} - \operatorname{tg}\alpha).$$

Учитываем, что $r_{b1} = r_1\cos\alpha = mz_1\cos\alpha/2$; $r_{b2} = r_2\cos\alpha = mz_2\cos\alpha/2$, тогда

$$B_1B_2 = mz_2\cos\alpha(\operatorname{tg}\alpha_{e2} - \operatorname{tg}\alpha)/2 + mz_1\cos\alpha(\operatorname{tg}\alpha_{e1} - \operatorname{tg}\alpha)/2.$$

Шаг по основной окружности (в общем случае $p_0 \neq B_1B_2$)

$$p_0 = r_{b2}\tau_b = 2\pi mz_2\cos\alpha/(2z_2) = \pi m\cos\alpha.$$

Находим ε_γ: $\varepsilon_\gamma = z_2(\operatorname{tg}\alpha_{e2} - \operatorname{tg}\alpha)/(2\pi) + z_1(\operatorname{tg}\alpha_{e1} - \operatorname{tg}\alpha)/(2\pi)$.

Углы α_{e1} и α_{e2} определяем из отношений

$$\cos\alpha_{e1} = r_{b1}/r_{a1};\ \cos\alpha_{e2} = r_{b2}/r_{a2}.$$

Учитывая, что передаточное отношение $i_{12} = z_2/z_1$, получаем

$$\varepsilon_\gamma = [(\operatorname{tg}\alpha_{e1} - \operatorname{tg}\alpha)/(2\pi) + i_{12}(\operatorname{tg}\alpha_{e2} - \operatorname{tg}\alpha)/(2\pi)]z_1.$$

Отсюда следует, что при одних и тех же делительном межосевом расстоянии и передаточном отношении коэффициент перекрытия тем больше, чем больше зубьев у колес, т. е. чем они мельче, и, наоборот, с уменьшением числа зубьев коэффициент перекрытия уменьшается.

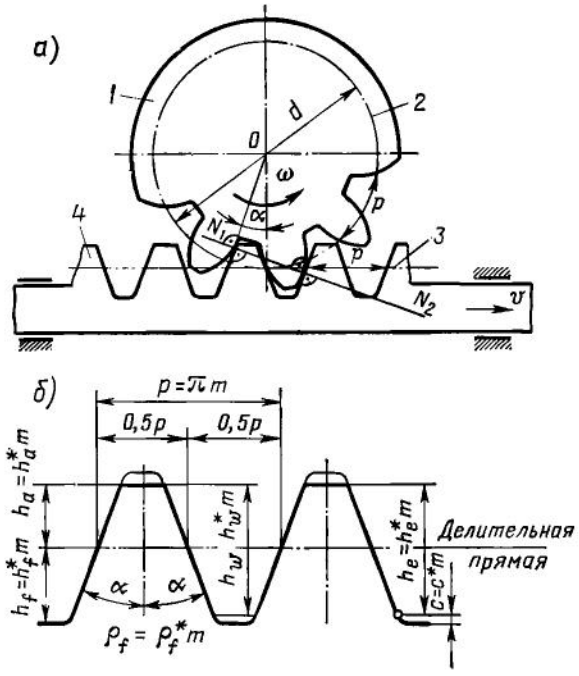


Рис. 6.10

Рейка как элемент эвольвентного зацепления. Исходный контур эвольвентного зубчатого колеса. При увеличении радиуса r_b основной окружности (см. рис. 6.4, *а*) мгновенные радиусы кривизны эвольвенты увеличиваются. В пределе при $r_b = \infty$ эвольвентные профили становятся прямыми. Таким образом, зацепление эвольвентного профиля цилиндрического зубчатого колеса *1* с прямобочным профилем поступательно перемещающейся рейки *4* (рис. 6.10, *а*) представляет собой теоретически правильное эвольвентное зацепление. Линия зацепления, как и в зацеплении зубчатых колес, представляет собой прямую N_1N_2. Шаги зубьев у рейки по делительной прямой *3* и у колеса по делительной окруж-

ности *2* должны быть равны. Из рассмотренного следует возможность нарезания зубчатых колес с разными числами зубьев одной и той же червячной фрезой методом обката, построенном по принципу зацепления зубчатого колеса с рейкой. В этом состоит главное преимущество эвольвентного зацепления по сравнению с другими, например циклоидальным, когда для каждого числа зубьев колеса требуется своя фреза. Учитывая чрезвычайную важность рейки не только как одного из элементов передачи движения, но и для построения режущего инструмента — червячных фрез, ее прямобочный профиль — исходный контур — стандартизован. Исходный контур (рис. 6.10, *б* и табл. 6.2) — это контур зубьев номинальной зубчатой рейки в сечении плоскостью, перпендикулярной ее делительной плоскости. Исходный контур относится к эвольвентным прямозубым и косозубым колесам и к коническим с прямыми зубьями.

Таблица 6.2

Параметр	Значение параметра	
	СТ СЭВ 368 — 76	СТ СЭВ 309 — 76
m	$\geqslant 1$ мм	$0{,}1 \leqslant m \leqslant 1{,}0$ мм
α	20°	20°
h_a^*	1 мм	1,0; 1,1 мм
h_f^*	1,25 мм	$h_a^* + c^*$
h_e^*	$2h_a^*$	$2h_a^*$
ρ_f^*	0,38 мм	—
h_w^*	$2h_a^*$	$2h_a^*$

Эвольвентные зубчатые передачи с внутренним зацеплением зубьев. В таком зацеплении основные окружности *1* и *2* (рис. 6.11, *а*) расположены по одну сторону относительно производящей прямой *3*. При перемещении прямой *3* со скоростью v без проскальзывания по основным окружностям *1* и *2* последние также вращаются с окружной скоростью v. Одна и та же точка, например K, производящей прямой *3* одновременно воспроизводит две эвольвенты $Э_1$ и $Э_2$. Точка контакта эвольвент, т. е. точка K, перемещается вдоль прямой N_1P. Отрезки N_1K и N_2K являются мгновенными радиусами кривизн эвольвент в точке K. Поэтому прямая N_2K является нормалью к эвольвентам в любой теоретически возможной точке их контакта на прямой N_1P, т. е. она является линией зацепления. Пересечение ее с продолжением линии центров O_1O_2 определяет положение полюса зацепления P. Передаточное отношение i_{12} передачи определяем из условия $v = O_2N_2\omega_2 = O_1N_1\omega_1$. Отсюда

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = O_2N_2/O_1N_1 = O_2P/O_1P.$$

В передачах с внутренним зацеплением зубьев вращение обоих зубчатых колес происходит в одну сторону, например по движению часовой стрелки (рис. 6.11, *б*); значительно сокращаются габариты,

определяемые только размерами большего колеса; меньше контактные напряжения на поверхностях зубьев, так как выпуклый эвольвентный профиль зуба *4* малого колеса (рис. 6.11, *а*, *б*) контактирует с вогнутым профилем зуба *5* большего колеса, что увеличивает поверхность контакта зубьев. Недостатком передач является невозможность нарезания реечным инструментом (червячная фреза — см. рис. 6.12, *г*) колес с внутренним расположением зубьев.

Методы нарезания зубьев колес. Различают два основных метода нарезания зубьев — метод деления (копирования) и метод обката. При методе деления используют дисковые (рис. 6.12, *а*) или пальцевые (рис. 6.12, *б*) фрезы. Такой фрезой последовательно

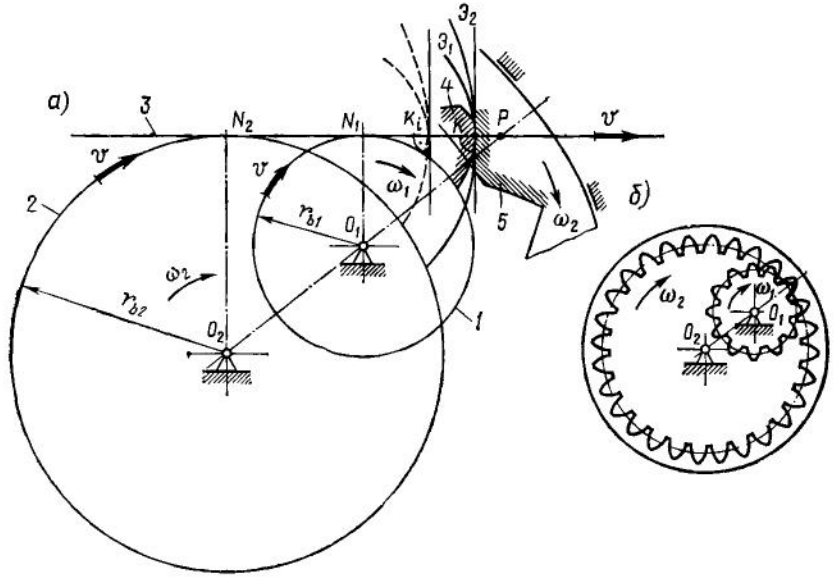


Рис. 6.11

прорезают впадины между зубьями. Профили зубьев фрезы соответствуют профилям зубьев нарезаемого колеса. Поэтому метод деления, при котором профиль зубьев фрезы переносится на зуб колеса, называется также методом копирования. После фрезерования очередной впадины заготовку посредством делительной головки поворачивают на угловой шаг $2\pi/z$ для фрезерования следующей впадины. К недостаткам метода копирования относятся: малая производительность из-за потери времени, необходимого для поворота заготовки (холостой ход); невысокая точность зубчатых колес по шагу; погрешности профиля зубьев в случае допускаемого несоответствия числа зубьев нарезаемого колеса применяемой дисковой фрезе. В идеальном случае при одном и том же модуле каждому числу зубьев колеса должна соответствовать одна фреза, имеющая профиль зуба, эквивалентный впадине между зубьями этого колеса. При изменении числа зубьев колеса хотя бы на один зуб изменяется

форма впадины и теоретически требуется другая фреза. В связи с этим в производстве потребовалось бы неизмеримо большое число фрез. Практически, если допустить определенную погрешность в форме профилей зубьев, можно одной фрезой нарезать колеса с различными числами зубьев. Принято изготовлять комплекты дисковых фрез, содержащих различное их число: 3; 8, 15; 26. Например, в комплекте из трех фрез первая фреза служит для нарезания колео

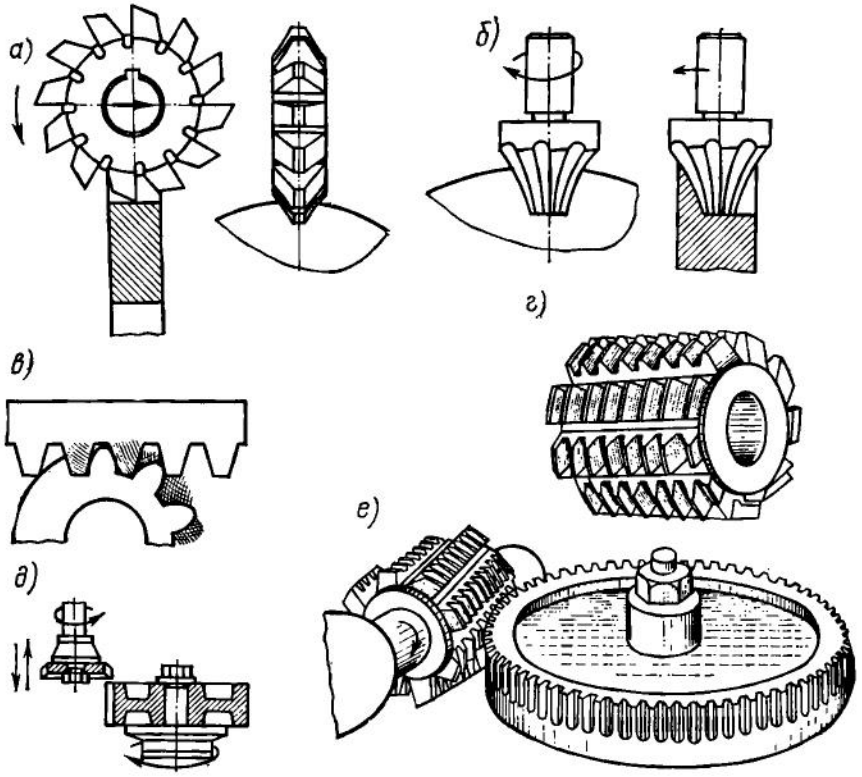


Рис. 6.12

с числами зубьев $z = 12...20$, вторая для колес с $z = 21...54$ и третья $z = 55...\infty$. Чем большая требуется точность профилей зубьев, тем большее число фрез должно быть в комплекте, например 15 или 26.

При методе обката (огибания) инструментом для нарезания колес являются гребенки, червячные фрезы, долбякн. Гребенки (рис. 6.12, *в*) и червячные фрезы (рис. 6.12, *г*) служат для нарезания колес с наружными зубьями. Долбяками (рис. 6.12, *д*) можно также нарезать колеса с внутренними зубьями для передач с внутренним зацеплением. Нарезание зубьев гребенкой происходит при ее возвратно-поступательном движении в направлении, параллельном оси нарезаемого колеса (заготовки). Нарезание зубьев червячной фрезой — непрерывный процесс. Геометрически фреза представляет собой винт с продольными канавками для выхода стружки. Профили зубьев червячной фрезы в плоскости, перпендикулярной направлению витков фрезы, образуют рейку. При вращении фрезы воспроизводится продольное смещение рейки. В основе нарезания зубьев как инструментальной гребенкой, так и червячной фрезой (рис. 6.12, *е*) лежит процесс обкатки, т. е. качения делительной окружности нарезаемого колеса по делительной прямой рейки. В этом случае получают нулевые колеса (см. с. 167). При зубонарезании методом обката вращения оправки с нарезаемым колесом и фрезы кинематически связаны таким образом, как если бы они находились в зацеплении в реечной или червячной передаче. Связь

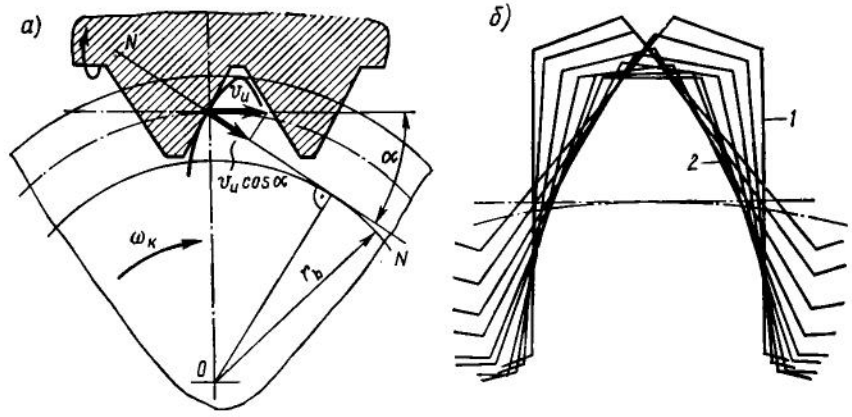


Рис. 6.13

между угловой скоростью $\omega_к$ оправки зубофрезерного станка и скоростью $v_и$ точек режущей кромки фрезы (рис. 6.13, *а*) можно найти из условия $v_и \cos\alpha = r_b\omega_к$, определяемого основной теоремой зацепления. Отсюда получаем

$$r_b = v_и \cos\alpha/\omega_к,$$

где $v_и$ — скорость осевого перемещения режущих кромок инструмента; $r_b\omega_к$ — окружная скорость точек основной окружности нарезаемого колеса.

Если, сохраняя относительное перемещение нарезаемого колеса и рейки, мысленно остановить вращение колеса, т. е. придать колесу и рейке угловую скорость — $\omega_к$, то в этом случае рейка будет обкатываться по колесу. Огибающая положений профиля *1* рейки воспроизводит профиль *2* нарезаемого зубчатого колеса (рис. 6.13, *б*). В связи с этим нарезание зубчатых колес методом обката называется также методом огибания.

Долбяк условно представляет собой зубчатое колесо, которое составляет с нарезаемым колесом требуемую зубчатую передачу, но выполненное в виде режущего инструмента, т. е. на каждом его

зубе предусмотрены передние и задние углы резания, соответствующая термообработка и др. Процесс долбления состоит в возвратно-поступательном движении долбяка относительно нарезаемого колеса при одновременном их вращении в зацеплении (см. рис. 6.12, *д*), как если бы это была обычная зубчатая передача.

Интерференция в эвольвентном зацеплении. В эвольвентной зубчатой передаче внешнего зацепления контакт эвольвентных профилей зубьев, находящихся в зацеплении, теоретически возможен лишь в пределах линии зацепления, т. е. от точки N_1 до точки N_2 (см. рис. 6.8). В реальной передаче возможное вхождение зубьев в зацепление перед точкой N_1 или продолжение контакта зубьев за точкой N_2 приводит к так называемой интерференции зубьев, т. е. их

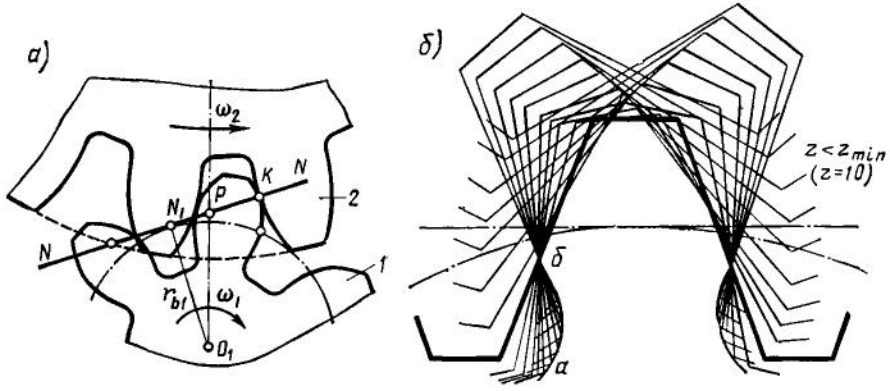


Рис. 6.14

перекрытию (см., например, заштрихованную площадку на рис. 6.14, *а*). Так как в действительности такое перекрытие зубьев невозможно, то в передаче происходит заклинивание зубьев. Интерференция при нарезании колес методом обкатки (фрезой, гребенкой или долбяком) является причиной подрезания ножки зубьев колеса в месте перекрытия эвольвент за пределами точки N_1 или N_2 (см. рис. 6.8). Это приводит к утоньшению ножки зуба и укорочению профиля зуба на размер участка *аб* (рис. 6.14, *б*). Одной из наиболее характерных причин появления интерференции является уменьшение числа зубьев малого колеса ниже предельного значения z_{min}.

Уменьшение числа зубьев малого колеса бывает необходимо для увеличения передаточного отношения при сохранении заданных размеров передачи.

Определение минимального числа зубьев колеса из условия предупреждения интерференции. На рис. 6.15, *а* представлено предельное перед появлением интерференции положение зубьев, когда вершина зуба ведущего колеса *1* проходит через конечную точку N_2 линии зацепления. Этому положению соответствует минимально допустимое число зубьев малого колеса z_{min}. При дальнейшем его

уменьшении размеры зубьев увеличатся и вершина зуба колеса *1* выйдет за пределы точки N_2 и пройдет, например, через точку B_2.

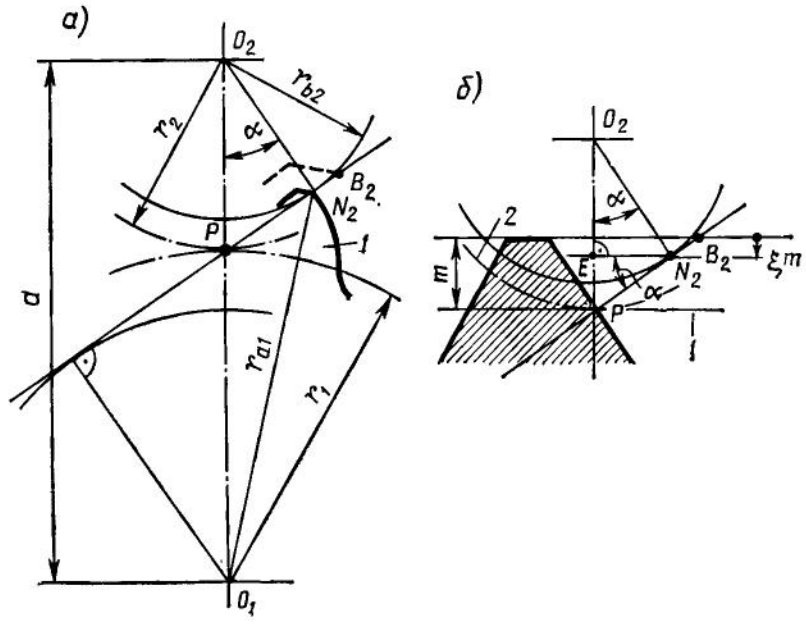


Рис. 6.15

Обозначим z_1 и z_2 числа зубьев колес. Из $\triangle O_1N_2O_2$ $r_{a1}^2 = a^2 + r_{b2}^2 - 2ar_{b2}\cos\alpha$. Произведем замены, $r_{a1} = mz_1/2 + m = m(z_1 + 2)/2$; $a = m(z_1 + z_2)/2$; $r_{b2} = r_2\cos\alpha = mz_2\cos\alpha/2$. Получим

$$m^2(z_1+2)^2/4 = m^2(z_1+z_2)^2/4 + m^2z_2^2\cos^2\alpha/4 - m^2(z_1+z_2)z_2\cos^2\alpha/2,$$

или $(z_1 + 2)^2 = (z_1 + z_2)^2 + z_2^2\cos^2\alpha - 2(z_1 + z_2)z_2\cos^2\alpha$.

После сокращения и упрощений получим

$$z_2^2\sin^2\alpha + 2z_1z_2\sin^2\alpha - 4z_1 - 4 = 0.$$

Отсюда $z_2^2\sin^2\alpha/4 + z_1z_2\sin^2\alpha/2 - z_1 - 1 = 0$.

Для $\alpha = 20°$ $\sin\alpha = 0{,}343$ и $\sin^2\alpha = 0{,}117$.

Учитываем, что $4/0{,}117 \cong 34$ и $2/0{,}117 \cong 17$, тогда

$$z_2^2/34 + z_1z_2/17 - z_1 - 1 = 0.$$

Решение этого уравнения рассмотрим для двух случаев:

1) $i = 1$, т. е. $z_1 = z_2$. Уравнение примет вид $3z_2^2 - 34z_2 - 34 = 0$. Его решение $z_2 = 12{,}25 \cong 13$;

2) $i = z_2/z_1 = 0$, т. е. $z_1 = \infty$ — колесо *1* представляет собой рейку. Решаем уравнение относительно z_1:

$$z_1 = (34 - z_2^2)/[2(z_2 - 17)].$$

Из полученного выражения следует, что $z_1 = \infty$ при условии, что $z_2 = 17$. Задавая для z_1 промежуточные значения от $z_1 = z_2$ до $z_1 = \infty$, можно найти минимальные значения чисел зубьев малого колеса, приведенные ниже:

z_2	13	14	15	16	17
z_1	13...16	14...27	15...47	16...111	17...∞

Определение смещения реечного инструмента для устранения подрезания зубьев колеса с $z < z_{min}$. Расчетная схема дана на рис. 6.15, *б*. Рассмотрим исходный случай, когда делительная прямая *1* рейки касается делительной окружности *2* колеса. Вершина профиля зуба инструмента выходит за пределы теоретической линии зацепления на участке N_2B_2. Чтобы исключить подрезание зубьев, необходимо инструмент сместить от центра заготовки O_2 на величину ξm, тогда получим предельно допустимый случай, когда вершина зуба инструмента проходит через точку N_2*. Проведем из точки N_2 перпендикуляр N_2E на линию O_2P межосевого расстояния. Из $\triangle PEN_2$ $PE = PN_2 \sin\alpha$, где α — угол зацепления. Учитываем, что $PE = m - \xi m$. Тогда $m - \xi m = PN_2 \sin\alpha$. Из $\triangle O_2PN_2$ $PN_2 = O_2P \sin\alpha = mz_2 \sin\alpha/2$ или $m - \xi m = mz_2 \sin^2\alpha/2$. Тогда

$$1 - \xi = z_2 \sin^2\alpha/2.$$

Учитывая, что $\alpha = 20°$, $\sin 20° = 0{,}343$ и $\sin^2\alpha = 0{,}117$ и $2/0{,}117 = 17$, находим $\xi = (17 - z_2)/17$.

Из полученной формулы следует, что смещение не требуется ($\xi = 0$) при $z = 17$, что соответствует ранее полученному результату. Если, например, $z = 10$, то $\xi = (17 - 10)/17 = 0{,}41$ и смещение инструмента $x = 0{,}4m$. Например, при $m = 0{,}5$ мм $x = 0{,}205$ мм.

Нарезание зубчатых колес методом обката со смещением режущего инструмента применяют для получения колес с малым числом зубьев без подрезания ножки зуба, повышения прочности зубьев на изгиб путем увеличения толщины зуба, увеличения коэффициента перекрытия и др. Смещение x инструмента выражают в долях модуля $x = \xi m$. Смещение для колес передачи: $x_1 = \xi_1 m$ — для первого колеса; $x_2 = \xi_2 m$ — для второго колеса. За начальное положение исходного контура, когда его смещение x равно нулю ($x = 0$), принимается касание делительной прямой *1* рейки делительной окружности *2* нарезаемого колеса (рис. 6.16, *б*). В этом случае получают нулевые зубчатые колеса. Смещение рейки от центра заготовки (рис. 6.16, *в*) на $x = \xi m$ при $\xi > 0$ называют положительным, а смещение к центру заготовки (рис. 6.16, *а*) — отрицательным: $\xi < 0$. При положительном смещении инструмента нормальная делительная толщина зуба увеличивается, вершина зуба приближается к заострению. При отрицательном смещении, наоборот, делительная толщина зуба уменьшается, а ширина впадины увеличивается. На ξm соответственно изменяются h_a — высота головки зуба и h_f — высота ножки зуба.

В зависимости от размера и направления смещения различают: 1) *нулевую передачу*. Для колес нулевой передачи $\xi_1 = 0$; $\xi_2 = 0$. Суммарное смещение $\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2 = 0$; 2) *передачу равносмещенную*. Коэффициенты передачи смещения равны, но имеют разные

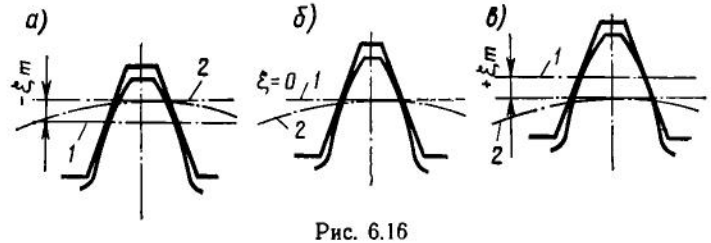


Рис. 6.16

знаки: $\xi_1 = -\xi_2$. Суммарный коэффициент смещения такой передачи равен нулю: $\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2 = 0$. Положительное смещение чаще всего применяют для зубчатого колеса с малым числом зубьев в целях устранения подреза. В этом случае, чтобы не увеличивать межосевого расстояния, для второго колеса применяют отрицательное смещение. Увеличение толщины зубьев малого колеса компенсируется увеличением ширины впадины у большого колеса. Угол зацепления в равносмещенной передаче не изменяется; угол зацепления в передаче изменяется, если суммарный коэффициент смещения не равен нулю. При $\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2 > 0$ передача называется положительной, при $\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2 < 0$ — отрицательной. При положительном смещении необходимо увеличивать межосевое расстояние, а при отрицательном для предотвращения чрезмерного увеличения бокового зазора — уменьшать. При изменении межосевого расстояния a, учитывая постоянство радиусов r_{b1} и r_{b2} основных окружностей колес (рис. 6.17), получаем

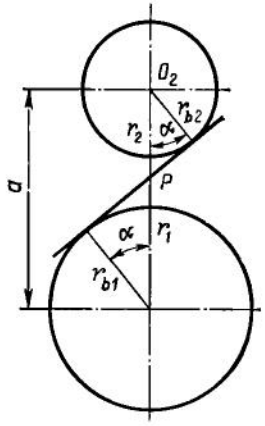


Рис. 6.17

$$a = r_1 + r_2 = r_{b1}/\cos\alpha + r_{b2}/\cos\alpha$$
$$\text{и } \cos\alpha = (r_{b1} + r_{b2})/a.$$

Отсюда следует, что изменение межосевого расстояния при $\xi_\Sigma \neq 0$ вызывает изменение угла зацепления.

Анализ сил и моментов в одноступенчатой зубчатой передаче. Принимаем за ведущее колесо *1*, а за ведомое — колесо *2*. К ведомому колесу приложен момент нагрузки M_2. Требуется определить момент M_1, который необходимо приложить к валу ведущего колеса (рис. 6.18). Вначале рассмотрим случай, когда нет вращения колес (рис. 6.18, *а*). Момент необходим только для уравновешива-

* Индекс 2 (z_2 и др.) относится к малому зубчатому колесу в передаче.

ния момента M_2. Его значение определяем из условия равенства действующих по нормали сил F_n:

$$M_1/r_{b1} = M_2/r_{b2};\ M_1 = M_2 r_{b1}/r_{b2} = M_2 r_1/r_2 = M_2/i_{12}.$$

Отсюда следует также, что $M_2/M_1 = i_{12}$.

Рассмотрим случай, когда колеса вращаются (рис. 6.18, *б*). Момент M_1 необходим для уравновешивания момента M_2, преодоления силы трения $F_т$ между профилями зубьев при их скольжении, преодоления моментов сил трения в опорах $M_{т1}$ и $M_{т2}$ (на рис. *М*).

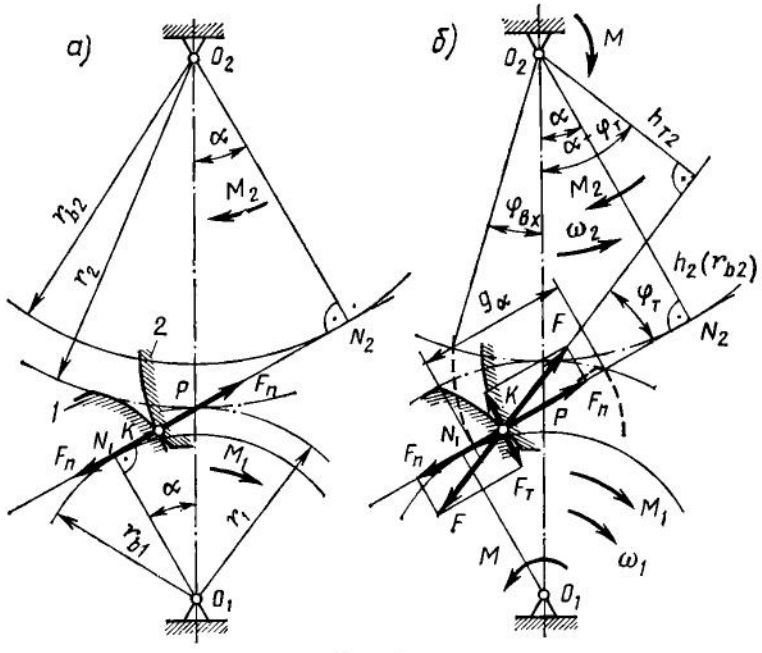


Рис. 6.18

За время dt колесо *1* повернулось на угол $d\varphi_1$, а колесо *2* — на угол $d\varphi_2$. При этом $d\varphi_2 = d\varphi_1/i_{12}$. Обозначим ds относительное перемещение (скольжение) профилей в точке K при повороте ведущего колеса на угол $d\varphi_1$.

Из условия сохранения энергии

$$M_1\,d\varphi_1 = M_{т1}\,d\varphi_1 + M_2\,d\varphi_2 + M_{т2}\,d\varphi_2 + F_т\,ds;$$

$$M_1 = M_{т1} + M_2 d\varphi_2/(d\varphi_1) + M_{т2}\,d\varphi_2/(d\varphi_1) + F_т\,ds/(d\varphi_1),$$

или $M_1 = M_{т1} + M_2/i_{12} + M_{т2}/i_{12} + F_т\,(ds/dt)/(d\varphi_1/dt)$.

Учитываем, что $ds/(dt) = v_{ск}$ и $d\varphi_1/(dt) = \omega_1$, тогда

$$M_1 = M_{т1} + (M_2 + M_{т2})/i_{12} + F_т v_{ск}/\omega_1.$$

Заменяя $F_т$ и $v_{ск}$ (см. с. 148) их выражениями $F_т = M_2 f/(O_2P\cos\alpha)$; $v_{ск} = KP\,(\omega_1 + \omega_2)$, получаем

$$M_1 = M_{т1} + (M_2 + M_{т2})/i_{12} + M_2 f KP\,(1 + i_{12})/(O_2P\cos\alpha i_{12}). \quad (6.4)$$

Из выражения (6.4) следует, что момент на валу ведущего колеса для поддержания постоянным момента M_2 должен изменяться в зависимости от расстояния KP точки контакта профилей от полюса P зацепления. В полюсе $KP = 0$ и момент M_1, необходимый для работы зубчатой передачи, будет наименьшим: $M_{1нм} = M_{т1} + (M_2 + M_{т2})/i_{12}$. С увеличением расстояния KP при контакте зубьев перед линией центров значение момента M_1 возрастает. Наибольший момент потребуется в теоретически возможном случае, когда начало зацепления находится в точке N_1. Из формулы (6.4) при $KP = N_1P = O_1P\sin\alpha$ следует

$$M_{1нб} = M_{т1} + (M_2 + M_{т2})/i_{12} + M_2 f O_1P\sin\alpha\,(1 + i_{12})/(O_2P\cos\alpha i_{12}).$$

Учитываем, что $i_{12} = O_2P/O_1P$, тогда

$$M_{1нб} = M_{т1} + (M_2 + M_{т2})/i_{12} + M_2 f\,\mathrm{tg}\,\alpha\,(1 + i_{12})/i_{12}^2. \quad (6.5)$$

Наибольшее изменение момента M_1

$$\Delta M_{1нб} = M_{1нб} - M_{1м} = M_2 f\,\mathrm{tg}\,\alpha\,(1 + i_{12})/i_{12}^2.$$

Относительная величина изменения этого момента с учетом того, что $M_1 = M_2/i_{12}$,

$$\Delta M_{1нб}/M_1 = f\,\mathrm{tg}\,\alpha\,(1 + i_{12})/i_{12}. \quad (6.6)$$

Подсчитаем $\Delta M_{1нб}/M_1$ для конкретного примера: $i_{12} = 5$; $f = 0{,}2$; $\alpha = 20°$; $\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}364$. В соответствии с формулой (6.6) $\Delta M_{1нб}/M_1 = 0{,}2 \cdot 0{,}364 \cdot (1 + 5)/5 = 0{,}085$ (8,5%). Из примера видно, что изменение момента M_1 от трения в эвольвентной зубчатой передаче, работающей на замедление вращения ($i_{12} > 1$), незначительно, тем более что взят наихудший случай — касание профилей в точке N_1. Поэтому в проектировочных расчетах таких передач изменение моментов от трения не всегда учитывают. Расчет ведут по номинальным моментам. Вместе с тем из приведенного анализа влияния сил трения необходимо сделать следующий вывод: для повышения равномерности передачи момента вращения колес необходимо, чтобы рабочий участок g_α линии зацепления (рис. 6.18, *б*) был по возможности меньше, т. е. начало и конец зацепления зубьев были возможно ближе к полюсу. Это при заданных межосевом расстоянии и передаточном отношении можно получить путем увеличения числа зубьев у колеса и шестерни с соответствующим уменьшением размеров зубьев и их шагов. Уменьшение размеров зубьев допустимо при условии обеспечения их прочности.

Изменение момента M_1 вызывается изменением направления действия силы F от трения профилей зубьев при их скольжении. Сила F приложена в точке K контакта профилей и является равнодействующей нормальной силы F_n и силы трения $F_т$, возникающей при скольжении профилей. При контакте зубьев колес перед линией центров (рис. 6.18, *б*) на участке линии зацепления N_1P вектор силы F отклоняется на угол трения $\varphi_т$ к оси O_2 ведомого колеса. Это вызывает уменьшение плеча $h_{т2}$ силы F, в связи с чем требуется увеличение момента M_1, что показано выше.

В передачах с замедлением вращения (редукторах) изменение момента мало. Однако в передачах с ускорением вращения (мультипликаторах, где $i_{12} < 1$), когда ведомое колесо меньше ведущего, отклонение силы F к оси O_2 приводит к значительному уменьшению плеча $h_{т2}$, что видно из рис. 6.19, *а*. В этом случае потребуется значительно большее увеличение момента M_1 для поворота ведомого колеса, нагруженного даже небольшим моментом M_2. Уменьшение плеча силы F зависит также от угла входа зубьев в зацепление $\varphi_{вх}$ (см. рис. 6.18, *б*). Угол входа зубьев в зацепление уменьшается

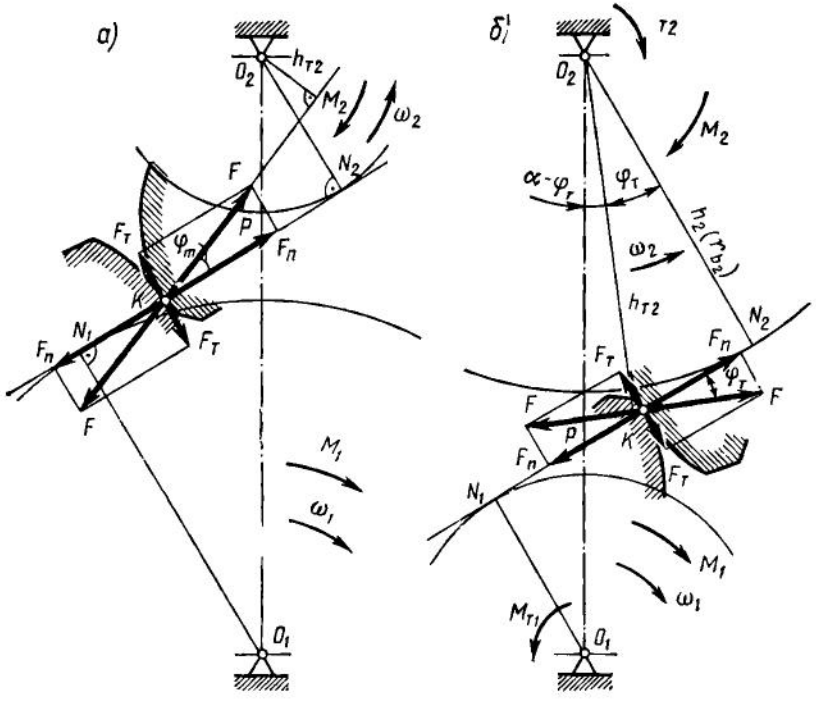


Рис. 6.19

при приближении начала зацепления к полюсу. В этом случае плечо $h_{т2}$ увеличивается и условия передачи движения и момента сил становятся лучше. В эвольвентном зацеплении уменьшение угла входа зубьев в зацепление ограничено. Поэтому для передач с ускорением вращения применяют улучшенное циклоидальное зацепление (см. с. 194), названное часовым, в котором удается угол входа зубьев в зацепление довести до нуля, т. е. приблизить начало зацепления к полюсу и этим обеспечить легкость вращения колес в передаче.

В подтверждение сказанного определим колебание момента вращения для эвольвентной передачи с ускорением вращения у которой $f = 0{,}2$; $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = 1/5 = 0{,}2$, $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}364$. Используя

формулу (6.6), получаем $\Delta M_{1нб}/M_1 = 0{,}2 \cdot 0{,}364 \cdot (1 + 0{,}2)/0{,}2 = 0{,}437$ (43,7%). Подсчитаем для этого же примера, на сколько надо увеличить момент M_1 по сравнению с его номинальным значением (соответствующим прохождению зубьев через полюс) в случае, если зацепление начинается в точке N_1. При этом в формуле (6.5) для оценки только влияния трения в зацеплении примем $M_{т1} = M_{т2} = 0$. Тогда $M_{1нб} = M_2/i_{12} + M_2 f \operatorname{tg}\alpha\,(1 + i_{12})/i_{12}^2$. Отсюда $M_{1нб}/M_1 = 1 + f \operatorname{tg}\alpha\,(1 + i_{12})/i_{12}$.

Принимая по-прежнему $f = 0{,}2$; $i_{12} = 0{,}2$; $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}364$, получаем $M_{1нб}/M_1 = 1 + 0{,}2 \cdot 0{,}364\,(1 + 0{,}2)5 = 1{,}437$.

Полученный результат показывает, что в зубчатых передачах с ускорением вращения при теоретически возможном угле входа зубьев в зацепление, т. е. при начале зацепления в точке N_1, момент на ведущем колесе должен быть значительно увеличен. Если же равнодействующая сила F так отклонится, что пройдет через ось O_2 вала ведомого колеса или через круг трения, то передача вращения станет невозможной.

В реальной передаче следует исходить из того, что значение момента M_1 постоянно. В этом случае соответственно будет изменяться момент на валу ведомого колеса, приводя к неравномерности вращения колеса 2. Рассмотренное повышенное сопротивление вращению, вызванное отклонением силы F на угол трения к оси ведомого (малого) колеса в ускорительной передаче, в специальной литературе объясняется так называемым входящим трением. При прохождении точки K контакта зубьев через полюс зацепления направление сил трения на профиле каждого зуба изменяется на противоположное (рис. 6.19, *б*). В этом случае равнодействующая нормальной силы F_n и силы трения $F_т$ отклоняется на угол трения от нормали N_1N_2. Плечо силы $h_{т2}$ в этом случае изменяется незначительно и сопротивление сил трения вращению колес передачи меньше, чем при контакте зубьев перед линией центров.

§ 6.3. Расчет на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес

Основными видами разрушения зубьев являются излом от напряжений изгиба в материале зубьев и выкрашивание рабочих поверхностей зубьев от контактных напряжений, если в обоих случаях напряжения превосходят допускаемые значения. Износ от контактных напряжений является характерным для зубчатых колес, находящихся в масле (закрытые передачи). Масло, находящееся в месте контакта зубьев, под давлением заполняет поверхностные микротрещины на зубьях, вызывая их постепенное разрушение. Расчетные формулы содержат ряд коэффициентов. Эти коэффициенты, общие для расчета на изгибную прочность и на контактные напряжения, обозначают K. Коэффициенты, характерные только для расчета на изгиб, обозначают Y. Чтобы показать, что расчет на изгибную прочность проводится по опасному сечению, находящемуся в основании ножки зуба, применяют букву F (от слова

«ножка» в немецком и английском языках) в индексе коэффициента, т. е. Y_F. Коэффициенты, характерные только для расчета по контактным напряжениям, обозначают Z. Индекс H у коэффициентов Z_H при расчете на контактную прочность введен в честь Герца — создателя теории контактных напряжений [41].

Исходные соотношения между окружными и нормальными силами и давлениями в прямозубых эвольвентных зубчатых передачах (рис. 6.20). Формулы для расчета на прочность зубчатых колес содержат моменты сил, выраженные через окружные силы. Изгибные и контактные напряжения рассчитывают по нормальным силам и давлениям. Для вывода расчетных формул необходимо учитывать соотношения между окружными и нормальными силами и

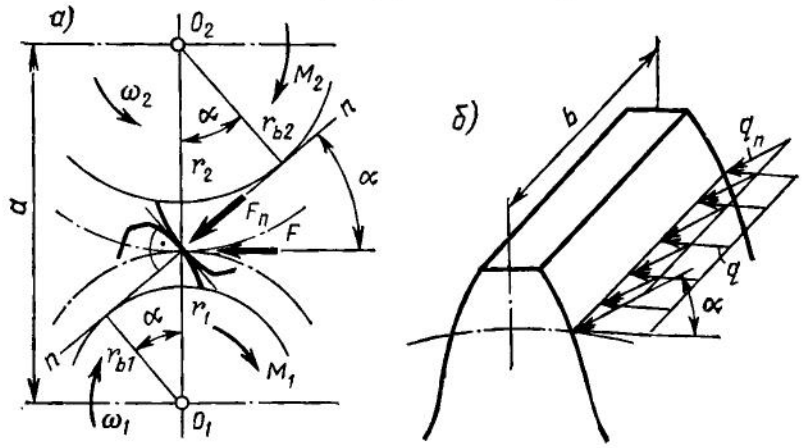


Рис. 6.20

давлениями. Значения нормальных сил и давлений определяют по моменту нагрузки M_2, приложенному к ведомому колесу (рис. 6.20, *а*). Из условия равенства моментов от сил F и F_n $M_1 = F_n r_{b1} = F r_1$ получим $F_n = F r_1 / r_{b1}$. Учитывая, что $r_{b1} = r_1 \cos\alpha$, имеем $F_n = F r_1/(r_1 \cos\alpha)$ и $F_n = F/\cos\alpha$. Так как $M_2 = F d_2/2$ и $F = 2M_2/d_2$, то

$$F_n = 2M_2 K/(d_2 \cos\alpha). \qquad (6.7)$$

Для давлений (рис. 6.20, *б*) $q = F/b$; $q_n = F_n/b$;

$q_n = q/\cos\alpha = F/(b\cos\alpha) = 2M_2/(d_2 b \cos\alpha)$ и $q_n = 2M_2 K/(d_2 b \cos\alpha)$.

При расчетах на прочность необходимо номинальную нагрузку F или M заменять расчетной, увеличенной на коэффициент нагрузки $K = K_\beta K_v$, где K_β — коэффициент концентрации нагрузки; K_v — коэффициент динамичности нагрузки *. Для предварительных расчетов принимают $K = 1{,}3 \ldots 1{,}5$.

* Значения K_β и K_v при точных расчетах см. в [41] и др.

Из формулы (6.7) следует, что сила взаимодействия между зубьями в однопарном эвольвентном зацеплении при $\alpha = 20° = \text{const}$ и постоянном моменте нагрузки M_2 постоянна. Это же относится и к давлениям между зубьями.

Расчет прямозубых эвольвентных зубчатых передач на изгиб зубьев. Принимаем, что известны числа зубьев z_1 и z_2 колес передачи и момент нагрузки M_2 на ведомом колесе. Неизвестен модуль m, от которого зависят размеры зубьев. Для его определения рассмотрим расчетную схему (рис. 6.21), соответствующую случаю, когда напряжения в основании зуба наибольшие. Принимая вращение колес равномерным, можно записать

$$F_n = M_2/r_{b2} = 2M_2/(mz_2\cos\alpha),$$

или

$$F_n = M_1/r_{b1} = 2M_1/(mz_1\cos\alpha).$$

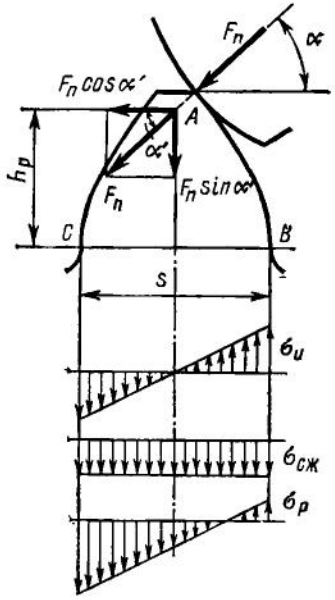


Рис. 6.21

Составляющие силы F_n, вызывающие изгиб зуба и его сжатие, равны $F_n\cos\alpha'$ и $F_n\sin\alpha'$. Эпюры напряжений изгиба $\sigma_и$ и сжатия $\sigma_{сж}$, а также эпюры результирующего напряжения $\sigma_р$ показаны на рис. 6.21. Расчет ведем по результирующему напряжению в волокнах материала, испытывающих растяжение, т. е. для точки B. Опыт показывает, что именно в этом месте зуба начинается его разрушение, приводящее к излому, несмотря на то что с противоположной стороны напряжения по абсолютному значению больше (напряжения сжатия материала зуба). Результирующее напряжение в точке B

$$\sigma_р = M/W - F_n\sin\alpha'/(bs),$$

где M — изгибающий момент от силы $F_n\cos\alpha'$; α' — угол профиля зуба в вершине зуба, отличающийся от угла в точке профиля зуба на делительной окружности; b — длина зуба (ширина зубчатого венца колеса); s — толщина зуба в опасном сечении; при положительной коррекции толщина зуба s увеличивается, а при отрицательной — уменьшается, что учитывается в таблицах для выбора коэффициента прочности зуба.

Учитывая, что $M = F_n h_р \cos\alpha'$ и $W = bs^2/6$, получаем

$$\sigma_р = 6F_n h_р\cos\alpha'/(bs^2) - F_n\sin\alpha'/(bs) = F_n(6h_р\cos\alpha'/s^2 - \sin\alpha'/s)/b.$$

Произведем замену силы F_n моментом M_2, m и z и умножим правую часть выражения на m/m:

$$\sigma_р = 2M_2 K(6h_р\cos\alpha' m/s^2 - \sin\alpha' m/s)/(m^2 z_2 b\cos\alpha'). \qquad (6.8)$$

Величина в скобках числителя безразмерная. Она зависит от числа зубьев и смещения инструмента, изменяющего толщину зуба в опасном сечении. В связи с этим выражение (6.9), входящее в формулу (6.8),

$$Y_F = (6h_p \cos\alpha' m/s^2 - \sin\alpha' m/s)/\cos\alpha' \qquad (6.9)$$

называют коэффициентом прочности зуба.

Вводя этот коэффициент, получаем

$$\sigma_p = 2M_2 Y_F K/(m^2 z_2 b). \qquad (6.10)$$

Производим замену $b = \psi_m m$, тогда

$$\sigma_p = 2M_2 Y_F K/(m^2 z_2 \psi_m m) \leqslant [\sigma_н]. \qquad (6.11)$$

Находим выражение для модуля:

$$m \geqslant \sqrt[3]{2Y_F K M_2/(z_2 \psi_m [\sigma_н])}. \qquad (6.12)$$

Формулу (6.11) используют при проверочных расчетах, когда есть возможность применить готовую передачу с известными размерами. Формулу (6.12) используют при проектировочном расчете.

Коэффициент $\psi_m = 6...10$ для прямозубых колес; $\psi_m = 10...25$ для косозубых колес. Значения коэффициента прочностн зуба Y_F приведены в табл. 6.3 в зависимости от числа зубьев колеса и коэффициента смещения исходного контура *.

Таблица 6.3

Число зубьев колеса z ($z_э$)	Коэффициент Y_F при коэффициенте смещения исходного контура x					
	−0,5	−0,2	0	+0,2	+0,5	+0,8
10	—	—	—	—	—	2,96
12	—	—	—	—	3,55	3,08
14	—	—	—	4,05	3,56	3,14
16	—	—	4,47	3,99	3,57	3,17
17	—	—	4,30	3,97	3,58	3,21
20	—	—	4,12	3,90	3,59	3,25
25	—	4,39	3,96	3,81	3,60	3,33
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61	3,37
40	4,24	3,90	3,75	3,68	3,62	3,44
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,62	3,48
60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,63	3,52
80	3,89	3,81	3,74	—	—	—
100	3,87	3,80	3,75	—	—	—

Расчет зубчатых колес на контактную прочность. Расчет ведется для закрытых зубчатых передач, т. е. передач, помещенных в корпусе со смазывающей жидкостью. Исходной является формула Герца для подсчета контактных напряжений при контакте деталей по цилиндрическим поверхностям

$$\sigma_H = \sqrt{E_{пр} q_n/[2\pi(1-\nu^2)\rho_{пр}]}, \qquad (6.13)$$

* Расчеты при больших моментах нагрузки, типичных для машиностроения, см. в [41].

где q_n — давление, нормальное к поверхности зуба; $E_{пр} = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$; если $E_1 = E_2$, то $E_{пр} = E_1 = E_2$; $\rho_{пр} = \rho_1\rho_2/(\rho_1 \pm \rho_2)$; знак минус — для внутреннего зацепления зубьев, когда выпуклая поверхность зуба ведущего колеса давит на вогнутую поверхность зубьев колеса с внутренним их расположением. В дальнейшем будем рассматривать внешнее зацепление, т. е. учитывать только знак плюс. Из накопленного опыта эксплуатации зубчатых передач следует, что наибольший износ поверхности зубьев происходит в зоне полюса зацепления. Поэтому рассматриваем расчетную схему, соответствующую этому случаю (рис. 6.22). Обозначим M_2 момент сопротивления нагрузки. Вывод формулы расчета σ_H произведем для случая, когда $\alpha_W = \alpha$, $a_w = a$, $r_{w1} = r_1$ и $r_{w2} = r_2$. Контакт зубьев в полюсе зацепления можно рассматривать как контакт цилиндрических поверхностей, имеющих радиусы ρ_1 и ρ_2, т. е. радиусы эвольвент в точке P. Подсчитаем $\rho_{пр}$, выразив предварительно ρ_1 и ρ_2 через r_1, r_2 и α:

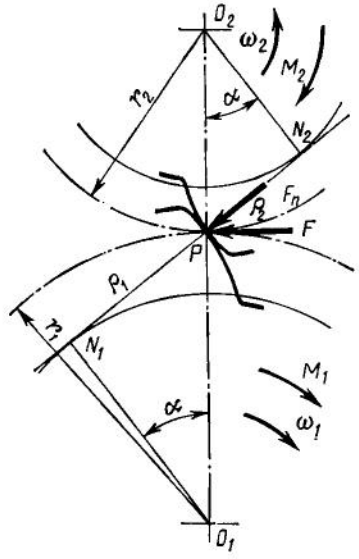


Рис. 6.22

$$\rho_1 = r_1 \sin\alpha; \quad \rho_2 = r_2 \sin\alpha \text{ и}$$
$$1/\rho_1 = 1/(r_1 \sin\alpha); \quad 1/\rho_2 = 1/(r_2 \sin\alpha).$$

Отсюда $1/\rho_{пр} = 1/(r_1 \sin\alpha) + 1/(r_2 \sin\alpha) = (r_1 + r_2)/(r_1 r_2 \sin\alpha)$ и

$$\rho_{пр} = r_1 r_2 \sin\alpha/(r_1 + r_2). \qquad (6.14)$$

Учитывая, что передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2$ задано, введем его в формулу (6.14). Для этого заменим r_1 и r_2 на a и i_{12}. Известны два уравнения: $r_1 + r_2 = a$ и $r_2/r_1 = i_{12}$. Решая их относительно r_1 и r_2, получаем:

$$r_1 = a/(1+i_{12}), \quad r_2 = i_{12}a/(1+i_{12}). \qquad (6.15)$$

Учитывая полученные значения r_1 и r_2, можно выразить $\rho_{пр}$ через i_{12}, a и α:

$$\rho_{пр} = [a^2 i_{12} \sin\alpha/(1+i_{12})^2]/[(i_{12}a + a)/(1+i_{12})].$$

После сокращения $\rho_{пр} = i_{12}a \sin\alpha/(1+i_{12})^2$. Подставляем $\rho_{пр}$ в формулу (6.13):

$$\sigma_H = \sqrt{E_{пр} q_n (1+i_{12})^2/[2\pi(1-\nu^2) i_{12} a \sin\alpha]}.$$

Заменяем нормальное давление q_n окружным q:

$$\sigma_H = \sqrt{E_{пр} q (1+i_{12})^2/[\pi(1-\nu^2) i_{12} a \sin 2\alpha]}.$$

Заменим величину q через момент M_2:

$$q = F/b = 2M_2K/(d_2b),$$

тогда

$$\sigma_H = \sqrt{2E_{пр}KM_2(1+i_{12})^2/[\pi(1-\nu^2)d_2bi_{12}a\sin 2\alpha]}. \quad (6.16)$$

По методике, разработанной комиссией СЭВ по стандартизации, вводятся следующие коэффициенты: $Z_н$ — коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей, т. е. изменение ρ_1 и ρ_2 при изменении делительного межосевого расстояния a, а следовательно, и угла α; $Z_н = \sqrt{2/\sin 2\alpha}$, при $\alpha = 20°$, $Z_н = 1{,}77$; $Z_м$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес; $Z_м = \sqrt{E_{пр}/[\pi(1-\nu^2)]}$, где ν — коэффициент Пуассона. Для стальных колес $Z_м \approx 8{,}6$ кН$^{1/2}$/см.

Вводим в формулу (6.16) эти коэффициенты и коэффициент Z_ε, тогда

$$\sigma_H = Z_н Z_м Z_\varepsilon \sqrt{KM_2(1+i_{12})^2/(d_2bi_{12}a)}. \quad (6.17)$$

Приняв $\alpha = 20°$ и материал колес сталь, получим

$$Z_н Z_м = 1{,}77 \cdot 8{,}6 = 15{,}3 \text{ кН}^{1/2}/\text{см}.$$

Дополнительно введенный коэффициент Z_ε учитывает влияние торцового перекрытия зубьев ε_γ, которое колеблется от b до $2b$ (прямозубые и косозубые колеса), где b — при однопарном зацеплении. При отсутствии необходимости повышенной точности расчета принимают $Z_\varepsilon \approx 0{,}9$. Исходим из условия $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$, где $[\sigma_H]$ известно, и заменяем d_2 на a и i_{12} из формул (6.15) в формуле (6.17):

$$\sigma_H = Z_н Z_м Z_\varepsilon \sqrt{KM_2(1+i_{12})^3/(2i_{12}^2a^2b)} \leqslant [\sigma_H],$$

$$\text{или } \sigma_H = 15{,}3z_\varepsilon \sqrt{KM_2(1+i_{12})^3/(2i_{12}^2a^2b)} \leqslant [\sigma_H].$$

Учитываем, что $153/\sqrt{2} = 106$, тогда

$$\sigma_H = 10{,}6Z_\varepsilon \sqrt{KM_2(1+i_{12})^3/(i_{12}^2a^2b)}.$$

В этом расчете задаемся отношением ширины венца колеса к межосевому расстоянию, т. е. $\psi_a = b/a$, тогда

$$\sigma_H = 10{,}6Z_\varepsilon \sqrt{KM_2(1+i_{12})^3/(i_{12}^2\psi_a a^3)} \leqslant [\sigma_H]. \quad (6.18)$$

Отсюда получаем формулу для определения межосевого расстояния

$$a = (1+i_{12}) \sqrt[3]{[10{,}6Z_\varepsilon/(i_{12}[\sigma_H])]^2 KM_2/\psi_a}. \quad (6.19)$$

Формулу (6.18) используют для проверочного расчета, а формулу (6.19) — для проектировочного.

Обеспечение равнопрочности зубьев по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. При найденном расчетом по формуле (6.19) делительном межосевом расстоянии a и известной ширине венца зубчатого колеса b контактные напряжения не зависят от модуля, т. е. от размеров зубьев колес, так как мгновенные радиусы эвольвент в точках их касания в полюсе P постоянны (рис. 6.22). Сохраняя при этих условиях (a = const; b = const) постоянными и контактные напряжения, можно рассчитать значение модуля таким, чтобы обеспечить прочность на изгиб, равную прочности по контактным напряжениям.

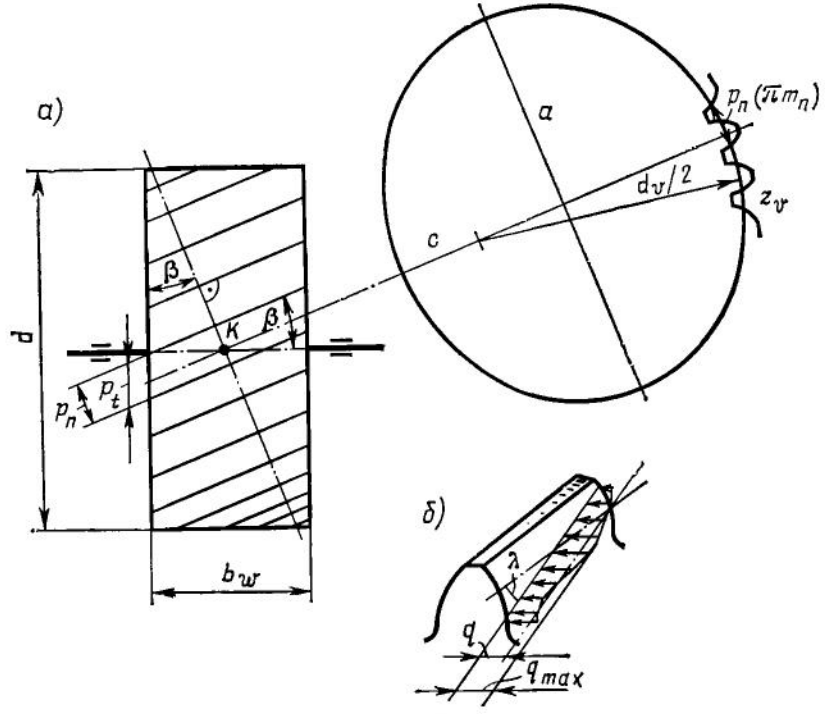


Рис. 6.23

Для расчета модуля используем ранее полученную промежуточную формулу (6.10) $\sigma_p = 2M_2Y_FK/(m^2z_2b) > [\sigma_н]$. Учитывая, что $mz_2/2 = r_2 = ai_{12}/(1+i_{12})$, получаем $KM_2Y_F(1+i_{12})/(ai_{12}mb) \leqslant [\sigma_и]$ и окончательно

$$m = KM_2Y_F(1+i_{12})/(abi_{12}[\sigma_и]).$$

Особенности геометрии и расчета косозубых цилиндрических колес. У колес косозубых передач зубья расположены под некоторым углом β к образующим делительного цилиндра (рис. 6.23, *а*). Оси колес параллельны. Для нарезания косозубых колес применяют тот же инструмент (червячные фрезы, долбяки и др.), что и для прямозубых колес. В отличие от нарезания прямозубых колес ось инструмента наклоняют на угол β. Поэтому нормальные модуль m_n, шаг p_n и размеры профилей зубьев косозубого колеса стандартные. Окруж-

ные шаг p_t, модуль m_t и другие параметры косозубого колеса зависят от угла β наклона линии зубьев (рис. 6.23): $p_t = p_n/\cos\beta$; $m_t = m_n/\cos\beta$. Отсюда следует, что делительный диаметр в торцовом сечении $d = m_t z = m_n z/\cos\beta$.

Коэффициент торцового перекрытия. Основным достоинством косозубых передач является значительное увеличение коэффициента перекрытия по сравнению с прямозубыми колесами, доходящее до 10. При этом практически исключаются удары зубьев колес передачи при вхождении их в зацепление, что обеспечивает хорошую плавность и снижение шума передачи, особенно если применяют неметаллические колеса, например текстолитовые. Значительно повышается прочность зубьев. В общем случае коэффициент торцового перекрытия ε_β зависит не только от угла наклона линии зубьев β, но и от рабочей ширины b_w венца колес цилиндрической зубчатой передачи: $\varepsilon_\beta = b_w \operatorname{tg}\beta/p_t$. Учитывая, что $p_t = p_n/\cos\beta = \pi m_n/\cos\beta$, получаем $\varepsilon_\beta = b_w \sin\beta/(\pi m_n)$.

Например, при $\beta = 10°$, $b_w = 10$ мм и $m = 0{,}2$ мм $\varepsilon_\beta = 10 \cdot 0{,}17/(3{,}14 \cdot 0{,}2) = 2{,}7$.

Расчет косозубых колес на прочность. Цилиндрические косозубые эвольвентные зубчатые колеса рассчитывают на изгиб и контактную прочность. При расчете такие колеса заменяют эквивалентными по прочности цилиндрическими прямозубыми колесами. Это позволяет в качестве исходных принять формулы, выведенные для расчета на прочность прямозубых цилиндрических колес, введя в них ряд коэффициентов, учитывающих повышенную прочность косозубых колес. В соответствии с ГОСТ 16531—70 эквивалентным называется эвольвентное прямозубое цилиндрическое зубчатое колесо, размеры и форма которого в торцовом сечении приближенно совпадают с размерами и формой зуба эвольвентного косозубого цилиндрического колеса в сечении его зуба плоскостью, нормальной к линии, равноудаленной от разноименных теоретических линий зуба и лежащей на одной с ними соосной цилиндрической поверхности.

При *расчете на изгиб* определяют нормальный модуль косозубого колеса:

$$m_n = \sqrt[3]{2\cos\beta Y_F Y_\beta K_\alpha K M_2/(\psi_m z [\sigma_н])},$$

где Y_F — коэффициент прочности зуба; выбирают по таблицам для прямозубых колес (см. табл. 6.3) по числу зубьев z_v эквивалентного колеса (определение z_v см. ниже); Y_β — коэффициент, учитывающий наклон контактной линии к основанию зуба (рис. 6.23, *б*). В результате экспериментальных исследований расчет Y_β производят по формуле $Y_\beta = 1 - \beta/140$ для $\beta \leqslant 40°$; K_α — коэффициент, учитывающий участие в зацеплении нескольких пар зубьев. В зависимости от степени точности колес $K_\alpha = 1/(0{,}85...0{,}95)\varepsilon_\beta$; ε_β — торцовый коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = [1{,}88 - 3{,}2\,(1/z_1 \pm 1/z_2)]\cos\beta,$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев колес передачи; знак плюс — для внешнего, а знак минус — для внутреннего зацепления.

Для косозубых колес принимают $\psi_m = 10...25$.

Определение z_v. Нормальный модуль эквивалентного зубчатого колеса равен нормальному модулю косозубого колеса. Профиль и размеры зубьев эквивалентного колеса такие же, как профиль и размеры в нормальном сечении зуба косозубого колеса, находящегося в зацеплении с зубом парного колеса. Профиль зуба в этом сечении расположен на участке наименьшей кривизны эллипса, получаемого в сечении той же плоскостью делительного цилиндра всего зубчатого колеса (рис. 6.23, *а*). Радиус кривизны этого участка дуги эллипса, т. е. в точке K, принимаем за делительный радиус $d_v/2$ эквивалентного колеса: $d_v/2 = a^2/c$. Учитываем, что $a = d/(2\cos\beta)$, а $c = d/2$, тогда $d_v/2 = 2d^2/(4\cos^2\beta)\,d$, $d_v = d\cos^2\beta$. Выражаем d_v через число зубьев z_v и модуль m_n эквивалентного колеса: $d_v = m_n z_v$. Приравниваем оба выражения для d_v: $d/\cos^2\beta = m_n z_v$ или $z_v = d/(\cos^2\beta m_n)$.

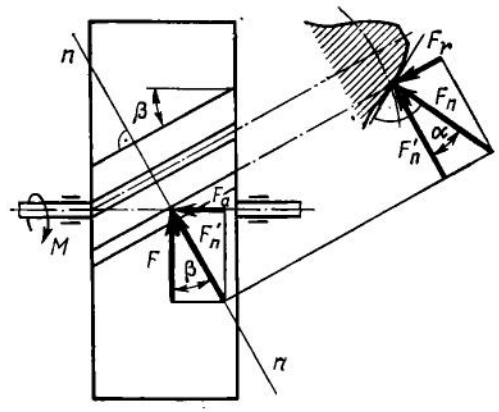


Рис. 6.24

Производим замену: $d = m_t z$ (для косозубого колеса) и $m_n = m_t\cos\beta$. Тогда $z_v = m_t z/(\cos^2\beta m_t\cos\beta)$ или $z_v = z/\cos^3\beta$.

При расчете косозубых колес на контактную прочность в качестве исходных также применяют формулы для прямозубых колес. Проверочный расчет на контактную прочность производят по формуле [41]

$$\sigma_H = 10{,}6 Z_к \sqrt{(i_{12} \pm 1)^3 K_{\alpha H} K M_2/b/(a i_{12})} < [\sigma_H].$$

Проектировочный расчет, связанный с определением делительного межосевого расстояния, производят по формуле

$$a = (1 \pm i_{12})\sqrt[3]{(10{,}6 Z_к/[\sigma_H]\,i_{12})^2 K_{\alpha H} K M_2/\psi_a}.$$

При $z_1 \geqslant 20$ $10{,}6 Z_к \approx 85$. Коэффициент $Z_к$ учитывает повышение прочности косозубых колес и вводится вместо коэффициента Z_ε; $K_{\alpha H} = 1...1{,}2$ для степени точности 7...8 (см. СТ СЭВ 641—77; СТ СЭВ 642—77).

Если основным критерием является контактная прочность и известны делительное межосевое расстояние и ширина венца b зубчатого колеса, то проектировочный расчет сводится к определению нормального модуля:

$$m_n \geqslant (1 \pm i_{12})\, Y_F Y_\beta K_\alpha K M_2/(i_{12} a b [\sigma_н]).$$

Значения коэффициентов Y_F и K_α приведены выше.

Определение сил, действующих в косозубой передаче. Вначале определяют окружную силу F по моменту нагрузки M и делительному диаметру. Сила F действует в плоскости, перпендикулярной оси колеса (рис. 6.24): $F = 2M/d = 2M/m_t z = 2M\cos\beta/m_n z$, где z — число зубьев колеса.

Определяем силы F_n' и F_a:

$$F_n' = F/\cos\beta = 2M/(m_t z\cos\beta) = 2M/(m_n z);$$

$$F_a = F\,\mathrm{tg}\,\beta = 2M\,\mathrm{tg}\,\beta/(m_t z) = 2M\sin\beta/(m_n z),$$

где F_n' — сила, направленная по нормали к направлению зуба.

Чем больше угол β, тем больше осевая сила F_a. По силе F_n' рассчитывают нормальную к профилю F_n и радиальную F_r силы:

$$F_n = F_n'/\cos\beta = F/(\cos\beta\cos\alpha) = 2M/(m_t z\cos\beta\cos\alpha),$$

$$\text{или } F_n = 2M/(m_n z\cos\alpha);$$

$$F_r = F_n'\,\mathrm{tg}\,\alpha = F\,\mathrm{tg}\,\alpha/\cos\beta = 2M\,\mathrm{tg}\,\alpha/(m_n z).$$

§ 6.4. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колеса применяют, когда необходимо получить передачу вращения между валами, оси которых пересекаются под углом (точка A на рис. 6.25). Наиболее часто применяют передачи с межосевым углом $\Sigma = 90°$. Конические колеса выполняют с прямым, косым и криволинейным (дуговым) направлением зубьев. В приборостроении преимущественно применяют конические колеса с прямыми зубьями.

Геометрические соотношения. Основные геометрические и кинематические элементы конической передачи определяют по соприкасающимся делительным конусам *2* и *3* (рис. 6.25, *а*). Оси делительных конусов пересекаются в общей точке A. В этой же точке должны находиться вершины этих конусов. Делительные конусы для конических зубчатых передач подобны делительным цилиндрам (или окружностям) для цилиндрических зубчатых передач. Они также делят зуб конического колеса по всей его длине на головку и ножку. Передача вращения посредством делительных конусов при отсутствии проскальзывания (фрикционная передача) может считаться исходной для конической зубчатой передачи. По параметрам делительных конусов (диаметры, углы конусов) определяется передаточное отношение в конической зубчатой передаче. Профилями зубьев в нормальных сечениях являются эвольвенты. Эвольвенты и в целом эвольвентные поверхности зубьев (рис. 6.25, *б*) представляют собой траектории перемещения прямой *1* и ее точек, принадлежащих образующей плоскости *2*, перекатывающейся без скольжения по конической основной поверхности *3*. В реальной передаче в каждом из конических зубчатых колес предусмотрены внешний *6* и внутренний *5* дополнительные конусы, ограничивающие торцы зубьев (рис. 6.25, *а*). Оси дополнительных конусов совпадают с осями делительных конусов, а их образующие, например ab и cd, перпендикулярны образующей AA' делительного конуса. Поэтому торцовую поверхность зуба приблизительно можно считать находящейся в нормальной к его направлению плоскости и использовать для измерения размеров зубьев (высот, толщин) и окружных шагов. В связи с этим в качестве исходного для определения всех других размеров конического зубчатого колеса принимают внешний дополнительный конус и делительную окружность (1; 4) конического колеса. Делительная окружность конического колеса — это окружность, получаемая в пересечении делительного конуса и внешнего дополнительного конуса (рис. 6.25, *а*). К этой делительной окружности относится и выбираемый из СТ СЭВ 310—76 для конического зубчатого колеса внешний окружной делительный модуль m_e.

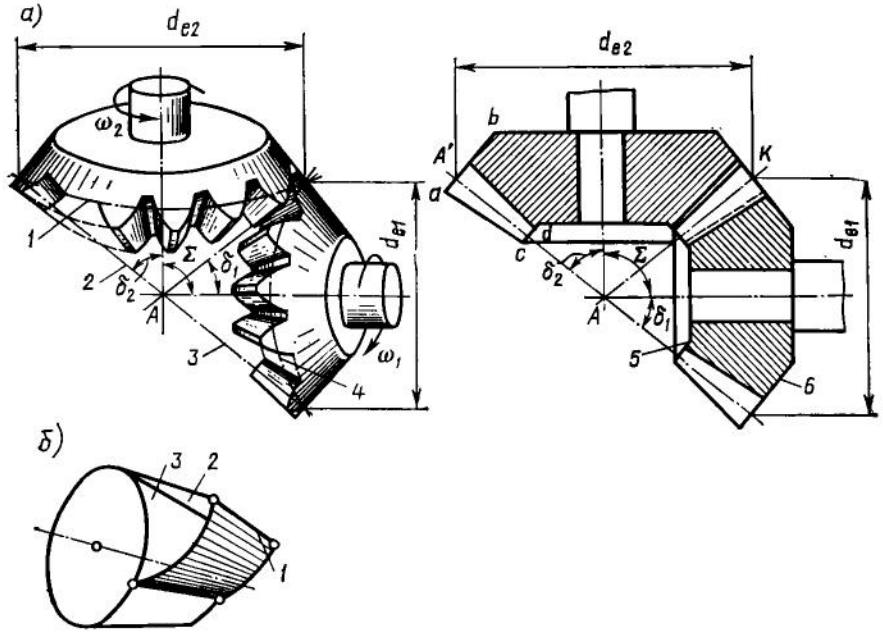


Рис. 6.25

Обозначения и основные геометрические и кинематические соотношения конических зубчатых колес и передач (рис. 6.26). Для одних и тех же геометрических параметров приняты следующие индексы: e — для параметров, относящихся к внешнему торцу зубьев, например m_e, d_e, h_e и т. д.; i — для параметров, относящихся к внутреннему торцу зубьев; m — для параметров, относящихся к профилю зуба в нормальной к его направлению плоскости, проходящей через середину зуба. Размеры, относящиеся к вершине зуба, обозначают индексом a, к впадине — индексом f; параметры, относящиеся к делительной окружности, указывают без индекса. Углы конуса обозначают: δ — угол делительного конуса; δ_a — угол конуса вершин; δ_i — угол конуса впадин. Конусные расстояния:

R — делительное; R_e — внешнее; R_i — внутреннее; R_m — среднее; m_{te} — внешний окружной делительный модуль; m_{tm} — средний окружной делительный модуль и др. Параметрам, относящимся к ведущему колесу, присваивают индекс 1, к ведомому — индекс 2. Все основные геометрические параметры определяют через стандартное значение окружного делительного модуля m_{te} и числа зубьев колес передачи. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \sqrt{(d_{e1}/2)^2 + (d_{e2}/2)^2} = 0{,}5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0{,}5b$, где b — ширина зубчатого венца; $b = (5...10)\, m_e$ задается из конструктивных условий. Углы делительных конусов: $\delta_1 = \operatorname{arctg}(z_1/z_2)$; $\delta_2 = \operatorname{arctg}(z_2/z_1)$.

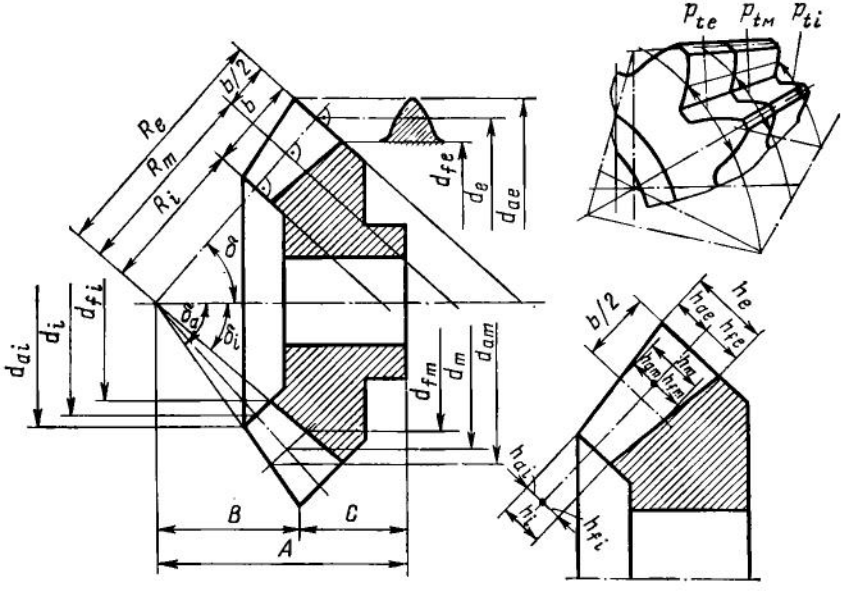


Рис. 6.26

Делительный диаметр внешнего конуса $d_e = m_e z$. Диаметр вершин зубьев внешнего конуса $d_{ae} = d_e + 2m_e \cos\delta$. Высота зуба $h_e = 2{,}25 m_e$.

Передаточное отношение конической передачи легко определяют из условия качения без проскальзывания начальных конусов. Так как окружные скорости находящихся в контакте точек образующих начальных конусов одинаковы, можно написать, например для точки K (см. рис. 6.25, *а*), $\omega_1 d_{e1}/2 = \omega_2 d_{e2}/2$. Отсюда $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = d_{e2}/d_{e1} = R_e \sin\delta_2/(R_e \sin\delta_1) = \sin\delta_2/\sin\delta_1$, или, учитывая, что $\delta_1 + \delta_2 = 90°$, $i_{12} = \operatorname{ctg}\delta_1 = \operatorname{tg}\delta_2$. Так как $d_{e1} = m_{te} z_1$; $d_{e2} = m_{te} z_2$, то $i_{12} = z_2/z_1$.

Формулы для расчета всех параметров конических зубчатых колес и передач см. в [41].

Особенности расчета конических зубчатых колес на прочность. Конические зубчатые колеса, как и цилиндрические, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В основу расчета положена замена конического зубчатого колеса эквивалентным по прочности цилиндрическим зубчатым колесом, имеющим другое число зубьев, называемое эквивалентным. Это позволяет использовать для расчета конических зубчатых колес в качестве исходных

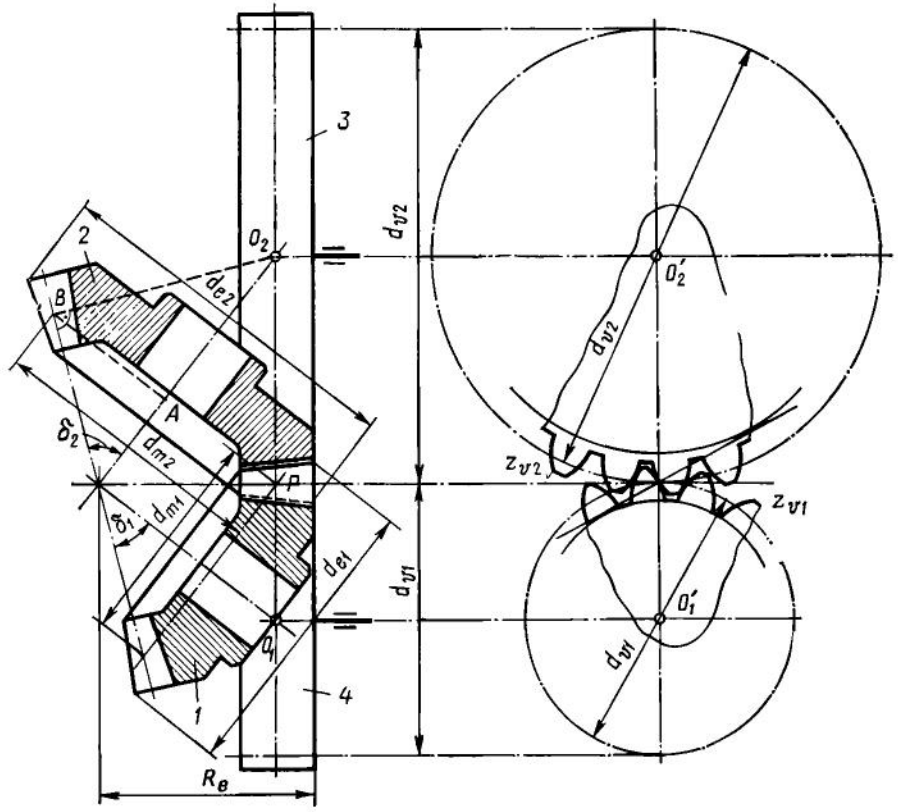


Рис. 6.27

формулы расчета цилиндрических зубчатых колес, приведенных ранее. Эквивалентными по отношению к коническим колесам *1* и *2* являются цилиндрические зубчатые колеса *4* и *3* (рис. 6.27), у которых профилями зубьев служат профили зубьев конических колес в среднем по их длине сечении, нормальном к образующим делительных конусов, а делительные радиусы равны длинам образующих O_1P и O_2P дополнительных конусов ($d_{v1}/2$ и $d_{v2}/2$). Число зубьев эквивалентного колеса определяем из рассмотрения рис. 6.27. Из $\triangle AO_2B$ для конического колеса *2* следует: $d_{m2}/2 = d_{v2} \cos\delta_2/2$. Произведем замены: $d_{m2} = m_m z_2$; $d_{v2} = m_m z_{v2}$. Отсюда $m_m z_2 = m_m z_{v2} \cos\delta_2$ и $z_{v2} = z_2/\cos\delta_2$. Аналогично, для колеса *1* $z_{v1} =$

$= z_1/\cos\delta_1$. Теперь для проверочного и проектировочного расчетов приборных конических зубчатых колес по напряжениям изгиба могут быть применены формулы [41]

$$\sigma = [qY_F/(0{,}85m_{mn})] \leqslant [\sigma_u]; \qquad (6.20)$$

$$m_{mn} = \sqrt{2{,}35Y_FKM/(z\psi_m[\sigma_u])}. \qquad (6.21)$$

Коэффициент прочности зуба Y_F выбирают из таблиц (см., например, табл. 6.3 для цилиндрических прямозубых колес) по эквивалентному числу зубьев z_m. Коэффициент нагрузки K можно принимать таким же, как и для цилиндрических передач. Формулой (6.20) для проверочного расчета на изгиб учитывается, что конические зубчатые передачи могут передавать нагрузку, равную 0,85 от допустимой нагрузки эквивалентной цилиндрической передачи. Коэффициент ψ_m определяют из соотношения $\psi_m = b/m_{mn} = 3...10$. По формуле (6.21) рассчитывают нормальный модуль в среднем сечении. Из условия, что размеры профилей зуба в сечениях изменяются пропорционально расстояниям этих сечений от вершины конуса, можно написать $m_e/R_e = m_{mn}/(R_e - b/2)$. Отсюда

$$m_e = m_{mn}/[1 - b/(2R_e)]. \qquad (6.22)$$

Используя формулу (6.22), по модулю m_{mn} рассчитывают модуль m_e, относящийся к внешней торцовой поверхности зубьев конического колеса, и по нему выбирают ближайшее стандартное значение (см. с. 146). По этому модулю с учетом чисел зубьев колес рассчитывают все геометрические параметры конической зубчатой передачи.

Расчет конических зубчатых колес по контактным напряжениям. Для расчета коническую передачу заменяют эквивалентной цилиндрической прямозубой передачей. Исходной служит формула

$$\sigma_H = Z_HZ_M\sqrt{q(i_v+1)/(d_{v_1}i_v)}, \qquad (6.23)$$

где Z_HZ_M — коэффициент (см. с. 176); q — окружное давление на зубья (см. рис. 6.20); i_v — передаточное отношение эквивалентной передачи (рис. 6.27), где $i_v = d_{v2}/d_{v1} = z_{v2}/z_{v1} = z_2\cos\delta_1/(z_1\cos\delta_2) = z_2\sin\delta_2/z_1\sin\delta_1 = i^2$. Отсюда

$$\sigma_H = Z_HZ_M\sqrt{q(1+1/i^2)/d_{v_1}}. \qquad (6.24)$$

Выражаем окружное давление через момент нагрузки KM_2 и учитываем пониженную прочность конических колес по сравнению с эквивалентными цилиндрическими числовым коэффициентом 0,85:

$$q = F/b = KM_2 2/(0{,}85d_{m_2}b) = 2KM_2/(0{,}85d_{m_2}b).$$

Заменяем d_{m2} на d_{e2} (см. рис. 6.26):

$$d_{e_2}/(2R_e) = d_m/[2(R_e - 0{,}5b)] \text{ и}$$

$$d_m = d_{e_2}(R_e - 0{,}5b)/R_e = d_{e_2}(1 - 0{,}5K_{be}),$$

где $K_{be} = b/R_e$ и $K_{be} < 0{,}3$.

Подставляем значение d_m в формулу для q: $q = 2KM_2/[0{,}85d_{e2}(1 - 0{,}5K_{be})b]$.

Упрощаем выражение $(1 + 1/i^2)/d_{v1}$ в формуле (6.24) для σ_H:

$$(1+1/i^2)/d_{v_1} = (1 + d_{e_1}^2/d_{e_2}^2)/d_{v_1} = (d_{e_2}^2 + d_{e_1}^2)/(d_{e_2}^2 d_{v_1}) = 4(r_{e_2}^2 + r_{e_1}^2)/(d_{v_1}d_{e_2}^2) = 4R_e^2/(d_{v_1}d_{e_2}^2).$$

Получаем

$$\sigma_H = Z_HZ_M\sqrt{2KM_2 4R_e^2/[0{,}85(1 - 0{,}5K_{be})d_{e_2}^3 b d_{v_1}]},$$

или $$\sigma_H = Z_HZ_M\sqrt{8KM_2R_e/[0{,}85(1 - 0{,}5K_{be})d_{e_2}^3K_{be}d_{v_1}]}.$$

И окончательно [41] получаем

$$\sigma_H = 3275\sqrt{KM_2i/[(1 - K_{be})K_{be}d_{e_2}^3]} < [\sigma_H]. \qquad (6.25)$$

Формулу (6.25) используют для проверочных расчетов. При проектировочном расчете принято, исходя из значения $[\sigma_H]$, определять d_{e2}:

$$d_{e_2} = 220\sqrt[3]{KM_2i/\{(1 - K_{be})K_{be}[\sigma_H]^2\}}.$$

Для передач с рекомендуемым значением $K_{be} = 0{,}285$

$$d_{e_2} = 375\sqrt[3]{KM_2i/[\sigma_H]^2}.$$

Определение сил в конической зубчатой передаче [41]. Здесь принято все силы обозначать буквой F с индексами, определяющими направление действия сил (рис. 6.28): F_t — окружная сила на среднем диаметре d_m; F_{a1} — осевая сила на шестерне; F_{r1} — радиальная сила на шестерне; F_{a2} — осевая сила на колесе; F_{r2} — радиальная сила на колесе. Из рис. 6.28 следует:

$$F_t = 2M_2/(0{,}85d_{e_2});$$

$$F_{a_1} = F_t\,\mathrm{tg}\,\alpha\sin\delta_1;$$

$$F_{r_1} = F_t\,\mathrm{tg}\,\alpha\cos\delta_1,$$

$$F_{a_2} = -F_{r_1};\quad F_{r_2} = -F_{a_1}.$$

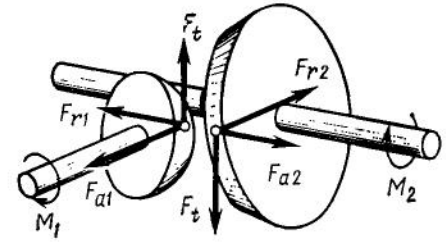


Рис. 6.28

§ 6.5. Червячная передача и передача винтовыми колесами

Червячная передача. Показанная на рис. 6.29, *а* передача состоит из червяка *1*, представляющего собой винт с трапецеидальным или близким к нему профилем витка, и червячного колеса *2*. Передача вращения осуществляется между вилами, оси которых перекрещиваются. Во многих механизмах приборов такое расположение валов (рис. 6.29, *б*) оказывается наиболее оптимальным. Посредством червячной передачи можно осуществить большие передаточные отношения — до 300 и более; однако наиболее часто $i = 7...100$. Передачи характеризуются плавностью и бесшумностью

работы. Обычно червячные передачи используют в качестве редукторов, т. е. когда движение передается от червяка к колесу. Наряду с этим в приборостроении применяют червячные передачи в качестве мультипликаторов, когда движение передается от червячного колеса к червяку (регуляторы скорости и др.). Существенным преимуществом червячных передач является возможность исключения

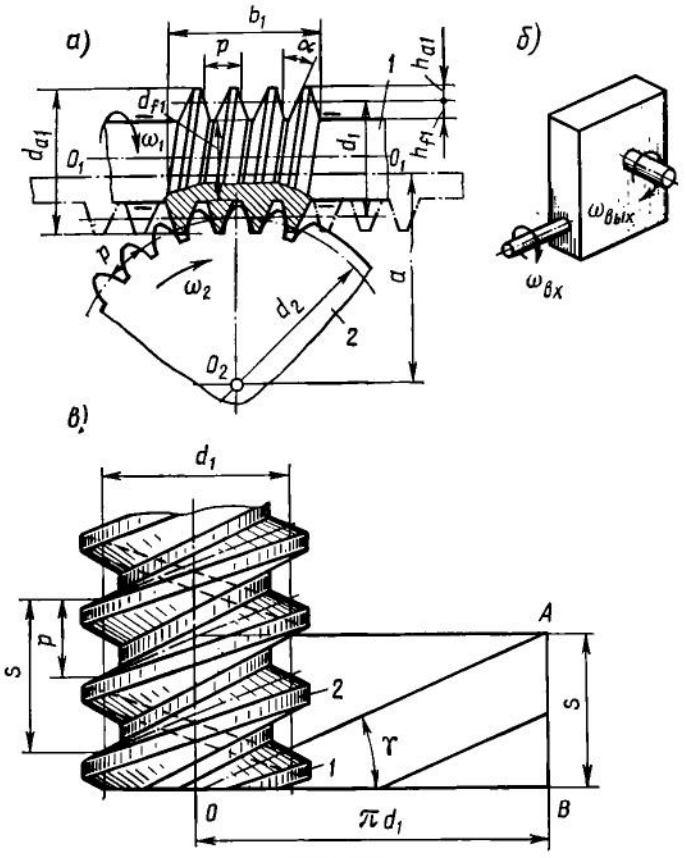


Рис. 6.29

обратной передачи вращения, т. е. от колеса к червяку. К недостаткам червячных передач относятся низкий к. п. д. из-за больших потерь на трение в зацеплении витков червяка с зубьями червячного колеса и необходимость по этой же причине выполнять червячные колеса или их зубчатые венцы из дорогих антифрикционных материалов.

Геометрические и кинематические соотношения. Для червячной передачи делительный осевой шаг червяка равен делительному окружному шагу червячного колеса (рис. 6.29, *а*). Осевой модуль ($m = p/\pi$) стандартизован (ГОСТ 2144—76). Угол профиля в осевом сечении червяка принят стандартным (20°). Особенностью расчета геометрических параметров червяка является введение коэффициента диаметра червяка q, зависящего от числа заходов z_1 и угла γ подъема линии витка червяка. Из $\triangle OAB$ (рис. 6.29, *в*), в котором отрезок OA представляет развертку средней винтовой линии на поверхности витка, следует $s = \pi d_1 \operatorname{tg} \gamma$. Учитывая, что s — ход витка червяка $s = z_1 p$, где p — делительный шаг червяка, получаем $\pi d_1 \operatorname{tg} \gamma = z_1 p$. Отсюда $d_1 = pz_1/(\pi \operatorname{tg} \gamma) = mq$, где $q = z_1/\operatorname{tg} \gamma$. Значение коэффициента q следует выбирать из стандартных рядов (СТ СЭВ 267—76); 1-й ряд: 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20,0; 25; 2-й ряд: 7,1; 9; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4. Меньшие значения, соответствующие небольшим размерам червяка, выбирают для быстроходных передач во избежание больших окружных скоростей. Коэффициенты диаметра червяка 1-го ряда следует предпочитать 2-му

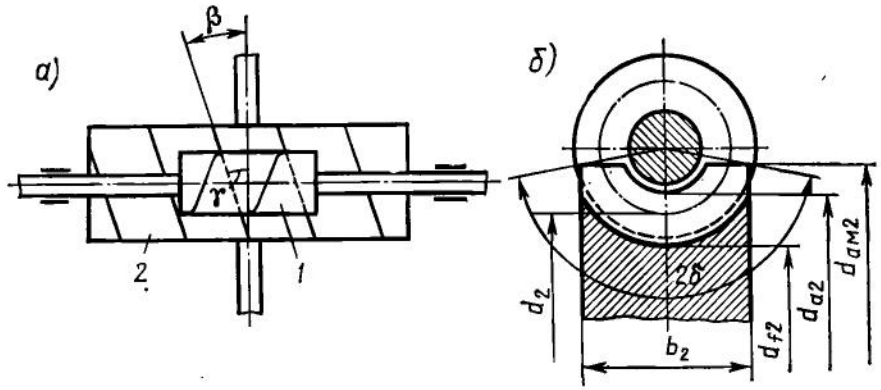


Рис. 6.30

ряду; значения $q = 25{,}0$ по возможности не применять. К. п. д. передачи зависит от угла подъема γ линии витка червяка и потерь на трение. После выбора стандартного значения коэффициента q и определения необходимого хода s витка угол γ линии подъема витка определяют по формуле $\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$. В червячной передаче червячное колесо должно быть косозубым. Угол наклона β его зубьев должен равняться углу подъема γ линии витка червяка ($\beta = \gamma$) (рис. 6.30, *а*). Это необходимо для полного контакта поверхности витка с поверхностью зуба по всей его длине. Показанные на рис. 6.29, *а* и 6.30, *б* размеры некорригированных червяка и колеса следующие. Червяка: $h_{a1} = h_a^* m$; $h_{f1} = h_{f1}^* m$; $d_{a1} = d_1 + 2h_a$; $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$, где $h_{a1}^* = 1$; $h_{f1}^* = 1{,}2$; $b_1 \geqslant (c_1 + c_2 z_2)\, m$ при $z_1 = 1$ и 2; $c_1 = 11$, $c_2 = 0{,}006$; при $z_1 = 4$ $c_1 = 12{,}5$, $c_2 = 0{,}09$. Колеса: $d_2 = mz_2$; $d_{a2} = d_2 + 2h_{a1}$; $d_{f2} = d_2 - 2h_{a1}$; $b_2 \leqslant 0{,}75 d_{a1}$ при $z_1 = 1$ и 2; $b_2 \leqslant 0{,}67 d_{a1}$ при $z_1 = 4$.

Делительное межосевое расстояние в передаче $a = (d_1 + d_2)/2 = m\,(q + z_2)/2$. Вопросы расчета прочности, разновидности червяков и колес см. в [41]. Рассматривая червяк ведущим, принимаем,

что частота его вращения, а следовательно, угловая ω_1 и окружная v_1 скорости известны (рис. 6.31, *а*). Находим окружную скорость v_2 точки контакта K профиля зуба колеса *2* с поверхностью витка *1* червяка (рис. 6.31, *б*), учитывая, что проекции скоростей v_1 и v_2

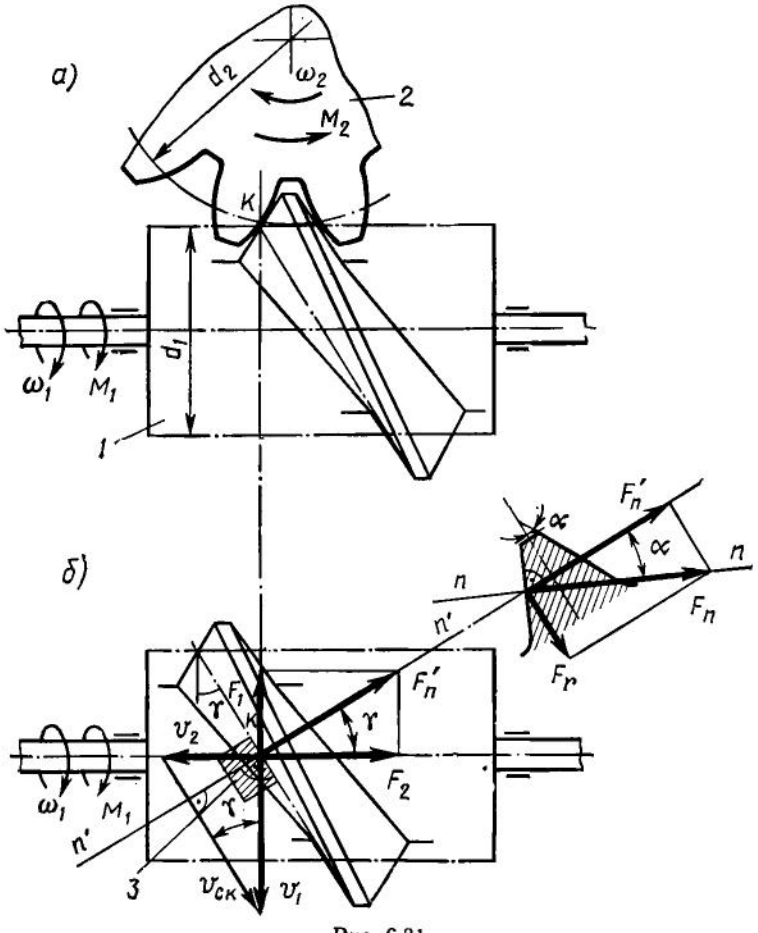


Рис. 6.31

контактирующих точек на общую нормаль $n'n'$ должны быть одинаковы: $v_2 = v_1 \operatorname{tg} \gamma$. Так как $v_1 = \omega_1 d_1/2$, $v_2 = \omega_2 d_2/2$, то $\omega_2 d_2/2 = \omega_1 d_1 \operatorname{tg} \gamma/2$. Отсюда передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = d_2/(d_1 \operatorname{tg} \gamma)$. Производим замену: $d_2 = mz_2$, $d_1 = qm$, тогда

$$i_{12} = mz_2/(qm \operatorname{tg} \gamma) = z_2/(q \operatorname{tg} \gamma).$$

Учитываем, что $q = z_1/\operatorname{tg} \gamma$, тогда $i_2 = z_2/z_1$.

Из этой формулы следует, что передаточное отношение червячной передачи может быть очень большим. Так, например, оно численно равно числу зубьев колеса, если червяк имеет один заход.

Из рис. 6.31, *б* определяем скорость скольжения: $v_{ск} = v_1 \cos \gamma + v_2 \sin \gamma \approx v_1$.

При относительно небольших углах подъема линии витков червяка скорость скольжения мало отличается от окружной скорости червяка. Приближенно при $\gamma = 20...25°$ можно считать $v_{ск} \approx v_1$. Это скольжение приводит к большим потерям передаваемого момента, т. е. к снижению к. п. д. передачи. В этом состоит основной недостаток червячных передач. В связи с этим для червячных колес или их зубчатых венцов, изготовляемых отдельно, применяют антифрикционные материалы (оловянистую бронзу и др.). Червяки обычно изготовляют из стали.

Основные зависимости между вращающими моментами и силами в червячной передаче. Рассмотрим наиболее распространенный случай, когда в передаче *ведущим является червяк*. Считаем, что передаточное отношение и размеры передачи известны. Требуется определить момент M_1 на валу червяка для преодоления известного полезного момента нагрузки M_2 на валу колеса и сил трения в зацеплении. Потери в опорах и их учет посредством к. п. д. рассмотрены ранее в гл. 3. Момент на валу червяка необходим для определения мощности двигателя, например в червячном редукторе. Знание сил, действующих между витком червяка и зубьями колеса, необходимо для расчета на прочность и определения потерь на трение. Силы взаимодействия между витком червяка и зубом червячного колеса показаны на рис. 6.32. Индекс *а* указывает, что сила действует в осевом направлении, индекс *r* — сила действует в радиальном направлении колеса или червяка. Помимо этого, силы, приложенные к витку червяка (со стороны зуба колеса), обозначены дополнительно индексом 1, а силы, приложенные к зубу колеса, — индексом 2. Окружные силы на червяке и колесе обозначены F_1 и F_2. Из рис. 6.32 видно, что между силами имеются следующие равенства:

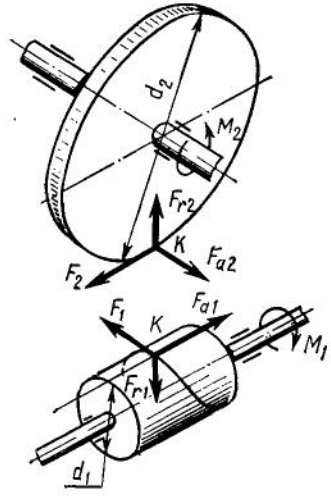


Рис. 6.32

$$F_{a1} = F_2;\ F_1 = F_{a2};\ F_{r1} = F_{r2}.$$

Окружные силы непосредственно определяются через моменты:

$$F_1 = 2M_1/d_1, \qquad (6.26)$$

$$F_2 = 2M_2/d_2, \qquad (6.27)$$

где $d_2 = m_s z_2$; $d_1 = m_s q$; q — коэффициент диаметра червяка (см. с. 187).

Известной является сила F_2, вызываемая заданным моментом нагрузки на валу колеса (рис. 6.33, *а*). Движение зуба колеса по витку червяка можно рассматривать как перемещение его по наклоненной под углом γ плоскости, где γ — угол подъема линии витка червяка (рис. 6.33, *а*). Условимся показывать силы, действующие на виток червяка со стороны зуба колеса. Силы, действующие

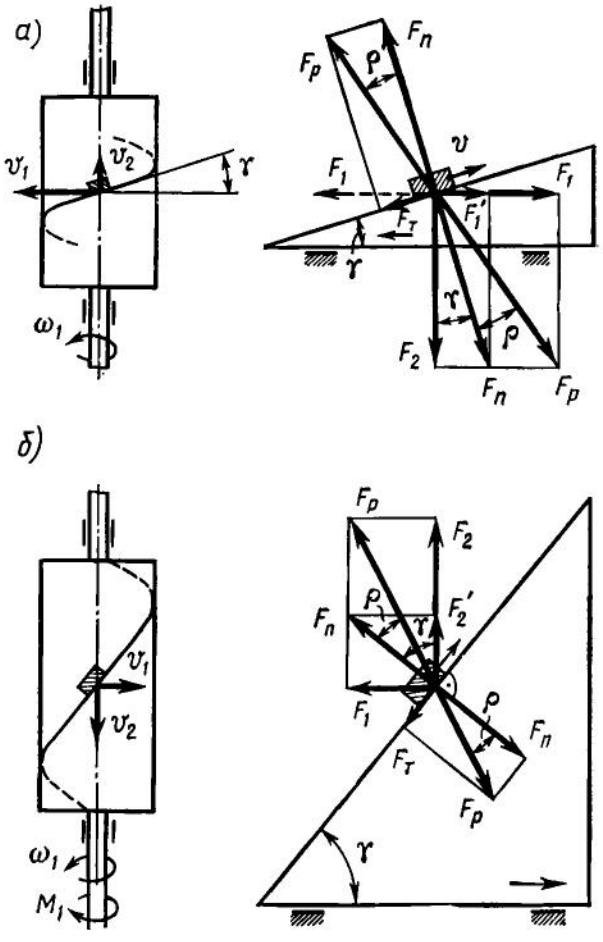


Рис. 6.33

со стороны витка червяка, будут направлены в противоположном направлении. При отсутствии движения, а следовательно, и трения силу F_2 уравновешивает сила F_1'. Как составляющая силы F_n она равна $F_1' = F_2 \operatorname{tg} \gamma$. Из этой формулы следует, что небольшой силой F_1', а следовательно, и моментом M_1 на валу червяка можно уравновесить сколь угодно большую силу F_2, а следовательно, и момент M_2 на валу колеса, уменьшая для этого угол подъема витков червяка γ.

При движении зуба колеса относительно витка червяка возникает сила трения F_τ, отклоняющая силу F_n на угол трения ρ. Вместо силы F_n следует рассматривать силу F_p. Для преодоления силы трения F_τ силу F_1' необходимо увеличить до значения F_1 (рис. 6.33, *а*): $F_1 = F_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)$. Из полученной формулы следует, что чем больше угол трения ρ, тем большая требуется сила F_1. Соответственно больше требуется и момент на валу червяка: $M_1 = F_1 d_1/2 = F_2 d_1 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)/2$. Учитываем, что $F_2 = 2M_2/d_2$, тогда $M_1 = M_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)\, d_1/d_2$. Подставляя значения $d_2 = m_s z_2$; $d_1 = m_s q$ и $q = z_1/\operatorname{tg}\gamma$, получаем $M_1 = M_2 z_1 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)/(z_2 \operatorname{tg}\gamma)$, или

$$M_1 = M_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)/(i_{12} \operatorname{tg}\gamma). \qquad (6.28)$$

Таким образом, момент, который необходимо приложить к валу червяка, зависит от момента нагрузки на валу колеса, передаточного отношения i_{12}, угла подъема линии витка червяка γ и силы трения между зубом колеса и витком червяка. Часть общего момента, необходимого для преодоления трения, характеризует потери, которые учитываются к. п. д. передачи. В общем случае необходимо также учитывать потери на трение в опорах (см. гл. 3).

Определение к. п. д. в зацеплении. Используем полученную выше формулу (6.28). Подставляем в нее значение передаточного отношения $i_{12} = \omega_1/\omega_2$:

$$M_1 = M_2\omega_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)/(\omega_1 \operatorname{tg}\gamma).$$

Учитываем, что $M_1\omega_1$ — мощность на входе, $M_2\omega_2$ — мощность на выходе. Отсюда к. п. д. передачи

$$\eta = M_2\omega_2/(M_1\omega_1) = \operatorname{tg}\gamma/[(\operatorname{tg}(\gamma + \rho)].$$

Рассмотрим случай, когда *ведущим является колесо*, а ведомым — червяк. Такие передачи применяют в приборостроении, например в регуляторах скорости. Здесь известным является момент M_1 нагрузки на валу червяка. Требуется найти момент на валу колеса и попутно определить условие, когда такая передача (от колеса к червяку) возможна. Для этого случая на рис. 6.33, *б* показаны силы, приложенные к зубу колеса со стороны витка червяка (т. е. от нагрузки), которые должны быть преодолены колесом посредством неизвестного пока момента вращения M_2, приложенного к его валу. Окружная сила со стороны колеса при отсутствии движения, как видно из рисунка, равна $F_2' = F_1/\operatorname{tg}\gamma$, где сила F_1 известна: $F_1 = 2M_1/d_1$. Для осуществления передачи, т. е. при движении, сила F_2' должна быть увеличена до значения F_2, чтобы преодолеть еще силу трения F_τ, приложенную теперь к зубу колеса и отклоняющую нормальную силу F_n на угол трения ρ. Теперь сила F_1 и сила F_2 являются составляющими равнодействующей силы F_p. Для этого случая (рис. 6.33, *б*)

$$F_2 = F_1/\operatorname{tg}(\gamma - \rho). \qquad (6.29)$$

Из полученной формулы следует, что передача станет невозможной, если $\gamma = \rho$, т. е. даже при незначительной силе F_1 потребуется

сила со стороны колеса $F_2 = \infty$. Это условие отсутствия передачи, определяемое углом γ, равным ρ, называется самоторможением. Чтобы движение стало возможным, необходимо, чтобы угол γ был достаточно большим: $\gamma \geqslant \rho$. Определим значение момента M_2, который необходимо приложить к валу колеса для преодоления нагрузки и силы трения в зацеплении. Для этого в формуле (6.29) произведем замену: $F_2 = 2M_2/d_2$; $F_1 = 2M_1/d_1$. Тогда $M_2/d_2 = M_1/[d_1 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)]$, или $M_2 = M_1 d_2/[d_1 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)]$. Учитываем, что $d_2 = m_s z_2$; $d_1 = q m_s$ и $q = z_1/\operatorname{tg}\gamma$. Тогда

$$M_2 = M_1 m_s z_2/[m_s z_1 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)/\operatorname{tg}\gamma]$$

или

$$M_2 = M_1 i_{12} \operatorname{tg}\gamma/\operatorname{tg}(\gamma - \rho). \quad (6.30)$$

Из формулы (6.30) также следует, что при $\rho = \gamma$ требуется приложить момент $M_2 = \infty$.

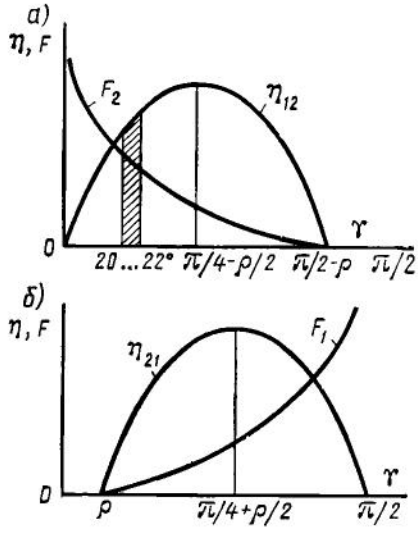


Рис. 6.34

Как и в случае ведущего червяка, момент на валу ведущего колеса зависит от момента нагрузки M_1, передаточного отношения, угла γ и сил трения.

Определение к. п. д. передачи. Заменим в формуле (6.30) передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2$, тогда $M_1\omega_1 \operatorname{tg}\gamma/[\omega_2 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)]$. Отсюда к. п. д.

$$\eta = M_1\omega_1/(M_2\omega_2) = \operatorname{tg}(\gamma - \rho)/\operatorname{tg}\gamma.$$

Значение угла подъема линии витка устанавливается в зависимости от к. п. д. и силы F_2. Рассмотрим кривую изменения к. п. д. и силы F_2 в зависимости от угла γ (рис. 6.34, *а*). Так как максимальному значению к. п. д. соответствует малое значение силы F_2, принимают $\gamma = 20...22°$.

Подобный график изменения к. п. д. при ведущем колесе показан на рис. 6.34, *б*. При максимальном к. п. д. сила F_1 получается небольшой. Для нормальной работы необходимо увеличивать угол γ, а следовательно и F_1, и снижать к. п. д. Принимают угол $\gamma > 45°$.

Из рассмотрения схем (см. рис. 6.31, *б*) можно определить все силы, действующие в зацеплении червяка с колесом: $F_1 = M_1 d_1/2$; $F_2 = F_1/\operatorname{tg}\gamma = M_1 d_1/(2 \operatorname{tg}\gamma)$; $F_n' = F_1/\sin\gamma = M_1 d_1/(2 \sin\gamma)$; $F_n = F_n'/\cos\alpha = M_1 d_1/2 \sin\gamma \cos\alpha$; $F_r = F_n' \operatorname{tg}\alpha = M_1 d_1 \operatorname{tg}\alpha/(2 \sin\gamma)$.

По силе F_n определяются контактные напряжения в месте контакта зуба колеса и витка червяка. По силе F_r определяются реакции в опорах, необходимые для расчета валов (см. гл. 2) и подбора подшипников. При относительно больших силах F_{1a} и F_{2a} (см. рис. 6.32) необходимо применять радиально-упорные подшипники (см. гл. 3).

Передачи винтовыми колесами. Посредством винтовых колес (рис. 6.35, *а*) можно осуществить передачу между валами оси которых расположены под любым углом. Передаточное отношение таких передач $i_{12} = 1...5$. Передачи бесшумны. Недостатком передач является относительно низкий к. п. д. ($\eta = 0{,}7...0{,}9$) из-за относительно большого скольжения профилей зубьев, находящихся в зацеплении. Поэтому применение винтовых передач ограничено. В качестве силовых передач их не применяют.

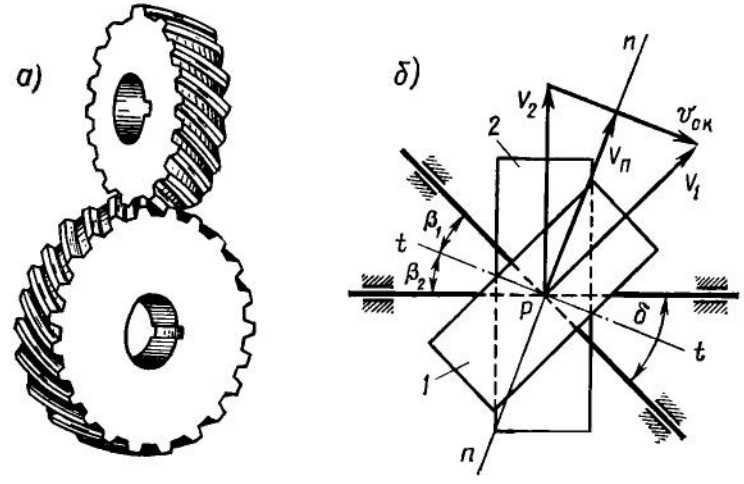


Рис. 6.35

Наиболее часто, особенно в приборостроении, сложные в изготовлении винтовые колеса заменяют косозубыми колесами. При такой замене контакт зубьев по линии сокращается до контакта в точке с увеличением износа. Это допустимо для кинематических передач.

Геометрические и кинематические соотношения. Углы наклона зубьев колес β_1 и β_2. Наиболее часто применяют передачи с углом $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$. Для колес исходными являются нормальный m_n и торцовый m_t модули, делительные диаметры d_1 и d_2, межосевое расстояние a.

Относительная скорость $v_{ск}$ скольжения направлена по касательной tt к поверхностям зубьев (рис. 6.35, *б*). Проекции скоростей v_1 и v_2 контактирующих точек профилей зубьев на общую нормаль nn должны быть одинаковы:

$$v_n = v_1 \cos\beta_1 = v_2 \cos\beta_2, \text{ или } \omega_1 r_1 \cos\beta_1 = \omega_2 r_2 \cos\beta_2.$$

Отсюда передаточное отношение

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = r_2 \cos\beta_2/(r_1 \cos\beta_1).$$

Выразим передаточное отношение i_{12} через числа зубьев колес z_1 и z_2, учитывая выражения для делительных радиусов $r_2 = z_2 p_{t2}/2\pi$; $r_1 = z_1 p_{t1}/(2\pi)$, где p_{t1} и p_{t2} — торцовые делительные шаги колес, тогда

$$i_{12} = z_2 p_{t_2} \cos\beta_2/(z_1 p_{t_1} \cos\beta_1).$$

Считая шаги колес в нормальном к направлению зуба сечении равными и учитывая, что $p_n = p_{t_2}\cos\beta_2 = p_{t_1}\cos\beta_1$, получаем $i_{12} = z_2/z_1$.

Геометрический расчет колес производится по формулам для косозубых колес (см. с. 177 и [62]). При выборе углов наклона зубьев колес необходимо учитывать их влияние на скорость скольжения зубьев $v_{ск} = v_1 \sin\beta_1 + v_2 \sin\beta_2$. Для реверсивных передач обычно принимают $\beta_1 = \beta_2$. Для нереверсивных передач $\beta_1 = \Sigma/2 + 3°$, $\beta_2 = \Sigma/2 - 3°$, где β_1 — угол наклона зубьев ведущего, а β_2 — ведомого колеса, $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$.

Для повышения износостойкости зубьев для колес применяют такие материалы, чтобы их сочетания обеспечивали хорошие антифрикционные свойства в передаче, например сталь-бронза, сталь-текстолит и т. п. [36].

§ 6.6. Циклоидальные (часовые) зубчатые передачи

Профиль зуба колеса в циклоидальном зацеплении сложный. Он состоит из двух кривых, представляющих собой траектории движения точек двух производящих окружностей *2* и *3* (рис. 6.36, *а*),

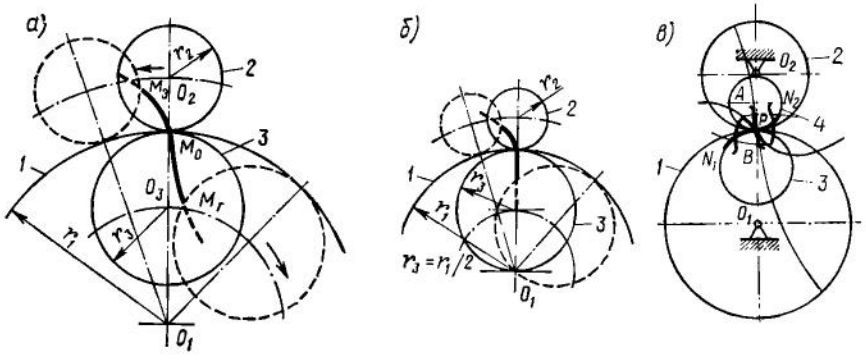


Рис. 6.36

из которых одна (*2*) катится снаружи, а другая (*3*) — внутри основной окружности *1*. При качении производящей окружности *2* образуется эпициклоидальный профиль $M_0M_э$ головки зуба, а при качении производящей окружности *3* — гипоциклоидальный профиль $M_0M_г$ ножки зуба колеса. При $r_3 = r_1/2$ профиль ножки — гипоциклоиды — становится радиально направленной прямой (рис. 6.36, *б*). В циклоидальной зубчатой передаче основные (они же начальные) окружности *1* и *2* (рис. 6.36, *в*) соприкасаются в полюсе *P*. Одна и та же производящая окружность *3* служит для образования ножки зуба колеса при качении ее внутри основной окружности *1* и эпициклоидальной головки зуба шестерни (триба) при ее качении снаружи основной окружности *2*. Аналогично, производящая окружность *4* при качении внутри основной окружности *2* образует ножку зуба шестерни, а при качении снаружи основной окружности *1* — эпициклоидальный профиль головки зуба колеса. По дугам N_1P и PN_2 производящих окружностей перемещается точка контакта профиля зубьев колес при

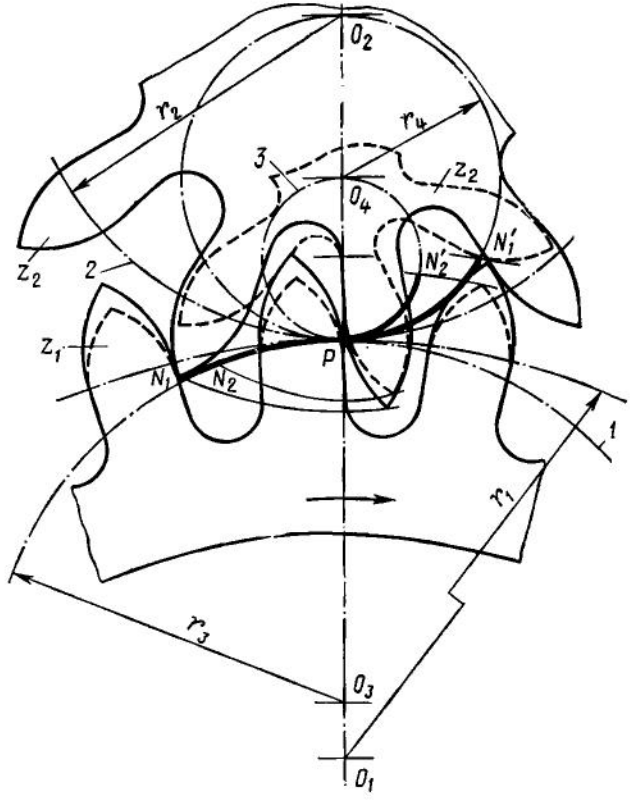


Рис. 6.37

работе передачи. Из рассмотренного вытекает, что каждому колесу должен соответствовать вполне определенный триб, поскольку головка зуба колеса образовывается производящей окружностью, служащей одновременно для получения ножки зуба триба. И, наоборот, каждому трибу соответствует одно вполне определенное колесо. Для пояснения этого на рис. 6.37 сплошной линией показаны профили зубьев колеса $z_1 = 30$ и триба $z_2 = 12$, а штриховой — те же профили зубьев при $z_2 = 6$. Кривые зацепления (контакта) для этих двух передач показаны утолщенными линиями

N_1PN_1' и N_2PN_2'. Начальные точки линий зацеплеиия N_1 и N_2 получаются в результате пересечения окружностей выступов трибов $z_2 = 12$ и $z_2 = 6$ с производящей окружностью *1* колеса. Коиечные точки линий зацеплеиия N_1' и N_2' получаются при пересечении окружностей выступов колес с производящими окружиостями *2* и *3* трибов. Из сравнения этих зацеплений видно, что высота головок зубьев триба с шестью зубьями меиьше, чем триба с двенадцатью зубьями. Аиалогичным образом изменяется и высота головок зубьев колеса. Соблюдение отмеченного выше условия образования циклоидальных профилей обеспечивает теоретически правильное зацепление зубьев с сохранением постоянного передаточного отиошения. При несоблюдении этого условия, например при зацеплении триба $z_2 = 12$ с колесом, предназначенным для зацепления с трибом $z_2 = 6$, нарушится постоянство передаточиого отношения и правильность зацепления. В этом случае высота головки зуба колеса, показанная штриховой линией, получается слишком малой и недостаточной, чтобы повернуть триб иа необходимый угол за линией центров. Вследствие этого зацепление следующей пары зубьев начнется далеко перед линией центров при значительном уменьшении передаваемого момента вращения, воспринимаемого как потери на так называемое входящее трение. Точно так же нельзя допустить, чтобы триб, имеющий шесть зубьев, работал с колесом, предназиаченным для двенадцатизубого триба и имеющим в связи с этим высокие зубья. Аналогично, невозможно обеспечить хорошую работу триба, имеющего восемь зубьев, с колесом, имеющим 60 зубьев, предназначенным для десятизубого или шестизубого триба. Из изложенного следует, что для изготовления колес и трибов циклоидального зацепления требуется чрезвычайно большой ассортимент режущего инструмента. Так, для нарезания колес с одним и тем же числом зубьев при одном и том же модуле потребуется столько различных фрез, сколько предусмотрено трибов с разными числами зубьев для работы с этими колесами. Точно так же для нарезания трибов, имеющих одинаковые числа зубьев, при одном и том же модуле потребуется столько различных фрез, сколько предусмотрено колес с различиым количеством зубьев для работы с этими трибами. Следует также учитывать большие затруднения в изготовлении головки зуба по эпициклоидальной кривой, особеино при малых модулях. Кроме того, при изготовлении и измерении мелкомодульных колес и трибов сильно возрастают относительные погрешности. Большие затруднения возникают и при изготовлении режущего инструмента.

У зубьев колеса с теоретически правильным эпициклоидальным профилем головки зуба высота последней оказывается относительно большой, что требует уменьшения окружности диаметра впадин шестерни и утоньшеиия ножек зубьев с понижением их прочности, особенно при малых модулях, характериых для многих часовых механизмов. Основным достоинством циклоидальных передач является возможность изготовления трибов с малым числом

зубьев (5...6), что позволяет значительно сокращать их габариты. Все перечисленные соображеиия послужили поводом к замене эпициклоидальиого профиля головок зубьев дугой окружности. В отличие от циклоидального зацепление таких профилей зубьев называется часовым. Соответствующим выбором радиуса ρ_1 заменяющей окружности (рис. 6.38) и ее положеиия относительио центра колеса, определяемого радиусом r_1, можио улучшить работу зубчатой передачи в реальных условиях, в частности приблизить начало зацеплеиия к лиии центров. Это обеспечивает значительиое сокращеиие сил сопротивлеиия вращению колес в передаче. При замене дуг эпициклоид головок зубьев дугами окружиостей значительно упрощается изготовление дисковых фрез для нарезания колес и трибов, а также и червячных фрез.

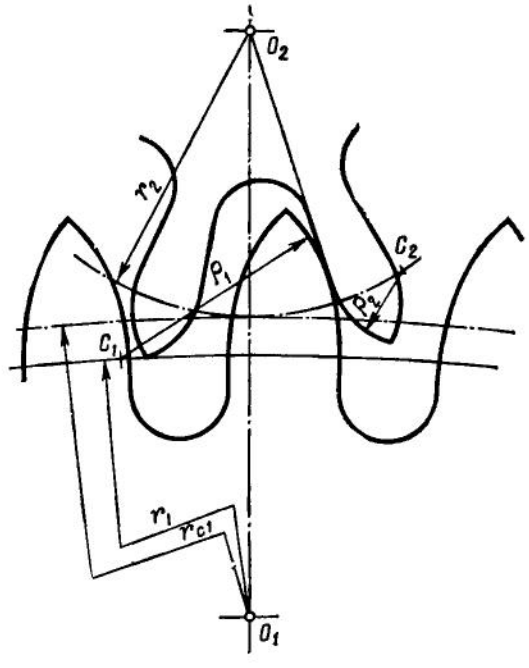


Рис. 6.38

Разновидностью циклоидального является *цевочное* зацепление. Оно, по существу, мало отличается от часового. Основное отличие состоит лишь в том, что у зубьев шестерни (триба) отброшен прямолинейный участок ножки зуба и оставлен лишь дуговой профиль головки зуба, доведениый до цилиндра, оформленного конструктивно в виде так называемой цевки. Поэтому цевочное зацепление целесообразно назвать цевочным часовым зацеплеиием. Данные для расчета всех размеров часовых передач приведены в ГОСТ 13678—73.

Глава 7
ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 7.1. Основные сведения

Винтовые передачи служат для преобразования вращательного движения в поступательное. Основными деталями винтовой передачи являются винт в виде цилиндра с наружной резьбой и гайка в виде кольца с внутренней резьбой (см. гл. 1). Винтовые пере-

дачи разделяют на силовые и кинематические (отсчетные). Силовые передачи работают при значительных нагрузках и должны иметь высокий к. п. д. и достаточную прочность. Кинематические винтовые передачи должны обеспечивать точность перемещения деталей и узлов приборов. Ведущей деталью в винтовых передачах является винт *1*, вращательное движение которого преобразуется в осевое при неподвижной гайке (рис. 7.1, *а*) или в осевое движение гайки *2* (рис. 7.1, *б*) при неподвижном в осевом направлении винте. В винтовых передачах приборов применяют метрическую, трапецеидальную и прямоугольную резьбы (см. гл. 1).

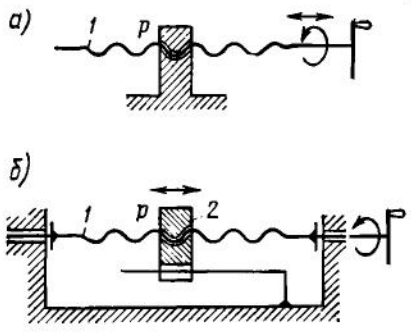


Рис. 7.1

В приборостроении наряду с однозаходными применяют многозаходные резьбы. Основные параметры резьбы см. в гл. 1. Резьбы изготовляют с двумя, тремя заходами и более. Количество заходов z в трапецеидальных и прямоугольных резьбах, как правило, не превышает четырех.

При повороте винта на угол φ гайка поступательно перемещается на величину

$$l = \varphi t/(2\pi), \qquad (7.1)$$

где $t = zP$ — ход; z — число заходов, P — шаг.

Выражение (7.1) является функцией перемещения винтовой передачи. В дифференциальной винтовой передаче (рис. 7.2) винт *1* имеет две резьбы с разными шагами p_1 и p_2 одного направления (правого или левого). При вращении винта *1* гайка *2* совершает два поступательных движения: переносное движение вместе с винтом *1* относительно стойки *3*; движение относительно винта *1*. В связи с этим полное поступательное перемещение $l_д$ гайки *2* относительно стойки *3*

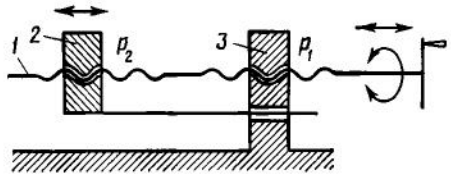


Рис. 7.2

$$l_д = (\varphi_1 p_1 + \varphi_2 p_2)/(2\pi),$$

где φ_1 — угол поворота винта *1* относительно стойки *3*; φ_2 — угол поворота гайки *2* относительно винта *1*.

Так как угол поворота гайки *2* в абсолютном движении равен нулю, то $\varphi_1 = -\varphi_2 = \varphi$. С учетом этого

$$l_д = \varphi (p_1 - p_2)/(2\pi). \qquad (7.2)$$

Из формулы (7.2) следует, что дифференциальная винтовая передача обеспечивает малые линейные перемещения, меньшие, чем у существующих стандартных метрических резьб. Применение дифференциальной винтовой передачи может быть более предпочтительно, чем уменьшение шага резьбы.

В интегральной винтовой передаче шаги p_1 и p_2 резьбы на винте *1* (рис. 7.2) имеют различные направления (правое и левое), поэтому осевое смещение гайки

$$l_и = \varphi (p_1 + p_2)/(2\pi).$$

В частности, при одинаковых шагах на обоих резьбовых участках, т. е. $p_1 = p_2 = p$,

$$l_и = \varphi p/\pi.$$

В такой передаче, как это видно из формулы, при небольшом угле поворота винта можно получить увеличение осевого смещения гайки.

Угол поворота φ винта связан с перемещением s жестко закрепленного с ним маховичка или отсчетного барабанчика радиусом r зависимостью $s = r\varphi$. Экспериментально установлено, что наименьший угол поворота винта, ощутимый оператором, при диаметре барабанчика $2r = 20...50$ мм равен $\varphi = 0{,}5...1°$. Следовательно, винтовая передача с однозаходной резьбой $z = 1$ с шагом $p = 0{,}5$ мм при $\varphi = 0{,}5°$ дает $l = 0{,}0007$ мм. В дифференциальной винтовой передаче при $z = 1$, $\varphi = 0{,}5°$ с резьбами $p_1 = 0{,}5$ мм, $p_2 = 0{,}6$ мм $l_д = 0{,}00014$ мм, а в интегральной винтовой передаче при тех же параметрах $l_и = 0{,}00154$ мм.

§ 7.2. Кинематические и силовые соотношения в винтовой передаче

При вращении винта в случае неподвижной гайки (см. рис. 7.1, *а*) любая его точка кроме вращательного движения вокруг оси винта совершает также и поступательное продольное движение. Передаточное отношение винтовой передачи находим из соотношения скоростей одной и той же точки винта, совершающей два движения. Для этого дифференцируем по времени функцию перемещения гайки (или винта) в винтовом механизме — уравнение (7.1)

$$v_2 = \omega_1 t/(2\pi),$$

где $v_2 = dl/(dt)$ — линейная скорость точки, движущейся поступательно вдоль оси винта; $\omega_1 = d\varphi/(dt)$ — угловая скорость вращения винта.

Окружная скорость точки винта, лежащей на окружности среднего диаметра d_2 резьбы,

$$v_1 = \omega_1 d_2/2.$$

Передаточное отношение винтовой передачи

$$i = v_1/v_2 = \pi d_2/t = 1/\operatorname{tg}\gamma.$$

Практически $\gamma \leqslant 20...25°$ и относительно большое передаточное отношение винтовых передач обусловливает возможность получения малых линейных перемещений при больших угловых перемещениях звеньев.

Из-за погрешностей изготовления винта и гайки, в частности погрешности шага, линейное перемещение l гайки не пропорционально углу поворота φ винта и передаточное отношение винтовых передач не постоянно (рис. 7.3). Значение Δi показывает изменение мгновенного передаточного отношения, а Δi_Σ — изменение передаточного отношения за целое число оборотов винта.

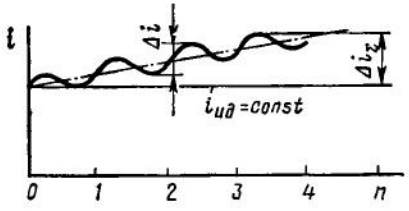


Рис. 7.3

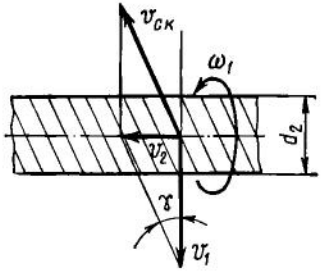


Рис. 7.4

Во время работы винтовой пары происходит скольжение боковых поверхностей витков винта и гайки. Скорость скольжения направлена по касательной к винтовой линии, соответствующей среднему диаметру резьбы (рис. 7.4); ее определяют аналитически или из параллелограмма скоростей:

$$v_{ск} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 \cos\gamma.$$

Всегда выполняется условие $v_{ск} > v_1$. Большая скорость относительного скольжения в винтовой передаче определяет повышенный износ витков винта и гайки, малый к. п. д., увеличивает склонность винтовых передач к заеданию. В связи с этим материалы винта и гайки должны быть износостойкими и образовывать антифрикционную пару для уменьшения коэффициента трения. Винты, не подвергаемые закалке, выполняют из сталей 45, 50 или А45, А50, У10; подвергаемые закалке — из сталей 65Г, 40Х, 40ХГ и др.; азотируемые — из сталей 40ХФА, 18ХГТ и др. Азотирование обеспечивает высокую износостойкость и минимальную деформацию при упрочнении материала, что важно для точных винтовых передач приборов, которые должны быть свободны от остаточных напряжений. Для материалов гаек ответственных винтовых передач рекомендуют оловянные бронзы Бр.ОФ10-1, Бр.ОЦС6-6-3 и др.

Силовые соотношения и значение к. п. д. в винтовой передаче определяют по аналогии с червячной передачей (см. гл. 6). При ведущем винте

$$F = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho'); \quad M_к = F_a d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')/2, \quad \eta_в = \operatorname{tg}\gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho'). \quad (7.3)$$

При ведущей гайке

$$F = F_a \operatorname{tg}(\gamma - \rho'); \quad M_к = F_a d_2 \operatorname{tg}(\gamma - \rho')/2; \quad \eta_г = \operatorname{tg}(\gamma - \rho')/\operatorname{tg}\gamma, \quad (7.4)$$

где F — окружное усилие, которое приложено по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы (при ведущем винте — движущее усилие, при ведущей гайке — усилие полезного сопротивления); F_a — осевая нагрузка на гайку (при ведущем винте — усилие полезного сопротивления, при ведущей гайке — движущее усилие); $M_к$ — момент на вращающемся звене механизма (при ведущем винте — движущий момент, при ведущей гайке — момент полезного сопротивления); η — коэффициент полезного действия; ρ' — приведенный угол трения; γ — угол подъема винтовой линии.

Для резьбы приведенный угол трения

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg}[f/\cos(\alpha/2)], \quad (7.5)$$

где f — коэффициент трения скольжения между материалами винта и гайки; α — угол профиля резьбы (см. гл. 1).

Для прямоугольной резьбы $\alpha = 0$; $f'_{пр} = f$; $\rho'_{пр} = \rho$; для трапецеидальной резьбы $\alpha = 30°$; $f'_{тр} = 1{,}04f$; $\rho'_{тр} > \rho'_{пр}$; для метрической резьбы $\alpha = 60°$; $f'_м = 1{,}15f$; $\rho'_м > \rho'_{тр} > \rho'_{пр}$.

Следовательно, наибольшим значением к. п. д. обладает прямоугольная, а наименьшим — метрическая резьба. В связи с этим прямоугольную резьбу применяют в сильно нагруженных передачах, а метрическую — в кинематических винтовых передачах. Максимальное значение к. п. д. η_{max} определяют из выражения (7.3) при равенстве нулю производной: $d\eta/d\gamma = 0$. В результате значение η_{max} соответствует условию $\gamma = 45° - \rho'/2$.

При ведущей гайке выражение (7.4) для к. п. д. имеет смысл при $\gamma > \rho'$ и преобразование поступательного движения гайки во вращательное движение винта возможно только при выполнении условия $\gamma \leqslant \rho'$, которое является критерием самоторможения винтовой передачи.

Из совместного анализа выражений для $\eta_г$ [см. (7.4)] и ρ' [см. (7.5)] следует, что при $\beta = \text{const}$ условие самоторможения быстрее наступает для метрической резьбы.

Зазоры по сопрягаемым поверхностям винта и гайки приводят к мертвому ходу в винтовой передаче, когда при изменении направления движения поступательное перемещение гайки начинается только после поворота винта на угол, соответствующий выбору зазора. Из выражения (7.1) мертвый ход

$$\Delta\gamma = 2\pi\Delta s_{ос}/t,$$

где $\Delta s_{ос} = \Delta s'_n/\cos\alpha$ — осевая составляющая бокового зазора; Δs_n — нормальная составляющая бокового зазора.

Для уменьшения мертвого хода точные винтовые передачи приборов снабжают устройствами, обеспечивающими выборку бокового зазора в резьбе. Различают два способа выборки бокового

зазора — радиальное и осевое смещение витков гайки относительно винта. При радиальном способе обеспечивается сжатие гайки в поперечном направлении относительно винта, а при осевом способе — смещение гайки или ее витков относительно винта в осевом направлении.

При одинаковом значении нормальной составляющей бокового зазора (рис. 7.5) радиальные составляющие бокового зазора равны: для метрической резьбы

$$\Delta s_p^м = \Delta s_n/\sin(\alpha_м/2) = \Delta s_n/\sin 30° = 2\Delta s_n;$$

для трапецеидальной резьбы

$$\Delta s_p^т = \Delta s_n/\sin(\alpha_т/2) = \Delta s_n/\sin 15° = 3{,}86\Delta s_n > \Delta s_p^м,$$

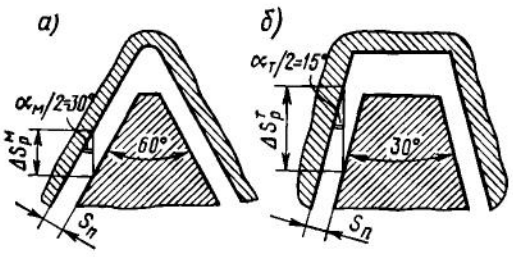


Рис. 7.5

а осевые составляющие бокового зазора определяются в виде: для метрической резьбы

$$\Delta s_{ос}^м = \Delta s_n/\cos(\alpha_м/2) = 1{,}15\Delta s_n,$$

для трапецеидальной резьбы

$$\Delta s_{ос}^т = \Delta s_n/\cos(\alpha_т/2) = 1{,}04\Delta s_n < \Delta s_{ос}^м.$$

Следовательно, радиальный способ устранения мертвого хода целесообразно применять для метрических резьб (рис. 7.5, *а*), а осевой способ — для резьб трапецеидальных (рис. 7.5, *б*).

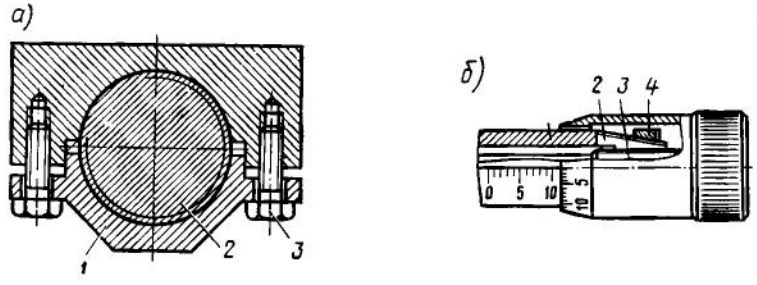


Рис. 7.6

Для нестандартных резьб с прямоугольным или квадратным профилем витка следует применять осевой способ выборки бокового зазора, так как зазор, влияющий на значение мертвого хода в винтовой передаче, имеет в них только осевую составляющую.

Устройства, обеспечивающие выборку радиальной составляющей бокового зазора, представляют собой разрезные гайки. На рис. 7.6, *а* показана наиболее простая по конструкции разрезная гайка *1* со стяжными винтами *3*, но она создает неравномерное обжатие винта *2* и, следовательно, вызывает неравномерный износ резьбы гайки. В кинематических винтовых передачах для лучшей выборки мертвого хода и равномерного распределения радиальной силы по поверхности винта *3* (рис. 7.6, *б*) на гайках *1* выполняют разрезные цанги *2*, радиальное сжатие которых обеспечивается вспомогательной гайкой *4*, соединенной с цангой по конической резьбе.

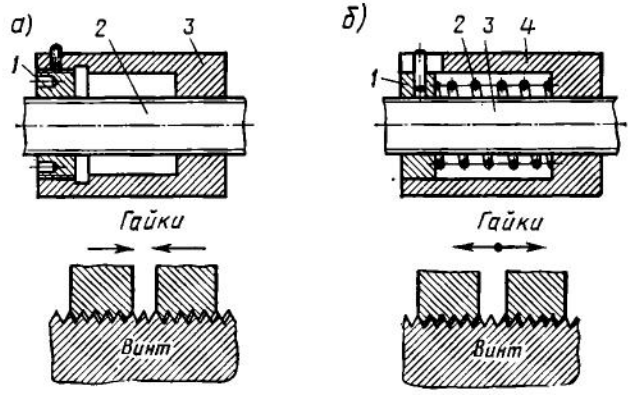


Рис. 7.7

На рис. 7.7, *а* показано устройство, в котором выборка осевой составляющей бокового зазора осуществляется поворотом гайки *1*, при этом обеспечивается одновременный контакт правых и левых профилей резьб винта *2* и гаек *1* и *3* при сжатии витков винта. На рис. 7.7, *б* пружина *2* отжимает гайку *1* от корпуса *4*, обеспечивая двухпрофильный контакт резьбы винта *3* с резьбами гайки и корпуса. Устройство в целом можно рассматривать как сложную гайку.

Глава 8

КУЛАЧКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 8.1. Основные сведения

Кулачковая передача состоит из кулачка и толкателя. Более часто ведущим кинематическим звеном кулачковой передачи является кулачок. Кулачковые передачи преобразуют движение кулачка в поступательное движение или качание толкателя. Кулачковые передачи находят широкое применение в приборных устройствах и машинах, в различных автоматических, счетно-решающих, распределительных устройствах двигателей и станков-автоматов. Операционные кулачковые передачи используют для зажима деталей,

возврата стрелок шкальных приборов на ноль, замыкания электрических контактов в электрических переключателях и при обработке деталей по копиру, фиксации взаимного положения деталей и узлов. Функциональная кулачковая передача служит для воспроизведения заданной функции. Большинство функциональных передач позволяет осуществить зависимость $y = f(x)$. Перемещение кулачка, как и перемещение толкателя, может быть или линейным, или угловым. На рис. 8.1 показаны некоторые конструкции кулачков, которые применяются наиболее часто: *а* — плоский дисковый кулачок, *б* — торцовый кулачок с канавкой, *в* — торцовый кулачок без канавки, *г* — цилиндрический кулачок с канавкой, *д* — коноид. Кулачковый механизм с коноидом позволяет

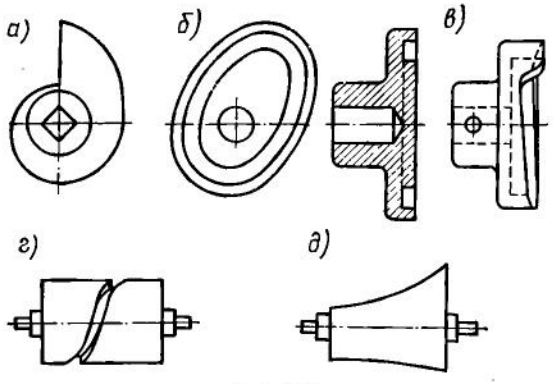


Рис. 8.1

осуществить зависимость $z = f(x, y)$, где x пропорционально углу поворота коноида, y пропорционально перемещению коноида вдоль оси его вращения, z пропорционально перемещению толкателя. Радиус-вектор коноида изменяется не только при его вращении, но и при перемещении вдоль оси вращения. Заостренные толкатели (рис. 8.2, *а*, *д*) применяют только при небольших усилиях. Практически конец заостренного толкателя всегда имеет небольшое закругление. Часто используют толкатели, у которых имеется значительный радиус закругления конца (рис. 8.2, *г*, *з*), а также плоские толкатели (рис. 8.2, *в*, *ж*). Плоский толкатель работает с выпуклым кулачком. При роликовых толкателях между кулачком и толкателем действует трение качения (рис. 8.2, *б*, *е*). Благодаря этому уменьшаются трение и износ. Толкатели на рис. 8.2, *а*...*г* двигаются поступательно, а толкатели на рис. 8.2, *д*...*з* поворачиваются. На рис. 8.3, *а*, *б* показано крепление роликов с подшипниками скольжения, на рис. 8.3, *в*, *г* — крепление роликов с подшипниками качения. Когда толкатель находится во взаимодействии с коноидом, то его конец имеет сферическую форму (рис. 8.3, *д*, *е*). Толкатель на рис. 8.3, *д* скользит по коноиду, а толкатель на рис. 8.3, *е* закреплен на подшипниках качения. При эксплуатации кулачковых передач наблюдается изнашивание

рабочих поверхностей кулачков и толкателей. Поэтому материалы кулачков и толкателей [28] должны обеспечивать необходимую износостойкость. Материал кулачка обычно выбирается более твердым по сравнению с материалом ролика, так как заменить ролик проще, чем кулачок. Цилиндрические кулачки и коноиды изготовляют из чугуна, например СЧ21-40, ролики — из стали 20 или 20Х, причем поверхности роликов цементируют и закаливают. Ролики можно также изготовлять из стали 45 и подвергать закалке. Если в кулачковом механизме действуют ударные нагрузки, то кулачки, так же как и ролики, изготовляют из сталей 20 и 20Х с аналогичной термообработкой. В последнее время стали применять ролики из нейлона. В приборах небольшие кулачки и толкатели изготовляют из стали У10А с последующей закалкой. При малых давлениях коноиды изготовляют из цинковых или алюминиевых сплавов.

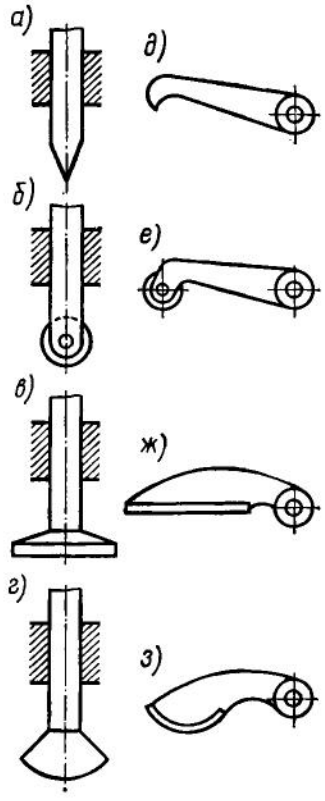


Рис. 8.2

Кулачковые передачи могут иметь силовое или кинематическое замыкание [36]. При силовом замыкании толкатель прижимается к кулачку пружиной (рис. 8.4). На схемах рис. 8.4, *а*...*г* заостренный, роликовый, округленный и плоский толкатели *2*, совершающие поступательное движение, прижимаются к поворачивающимся кулачкам *1* пружинами *3*. Роликовый толкатель *2* на рис. 8.4, *д* прижимается к поворачивающему плоскому дисковому кулачку *1* пружиной *3*. Здесь толкатель, как и кулачок, совершает поворот. Кулачок *1* на рис. 8.4, *е* двигается поступательно, что вызывает поворот плоского толкателя *2*. Качающийся толкатель часто называют коромыслом или рычагом. Поступательное движение кулачка *1* на рис. 8.4, *ж* вызывает поступательное движение толкателя *2*, который прижимается к кулачку пружиной *3*. Профиль торцового кулачка образует лента *4* (рис. 8.5), положение которой устанавливается поворотом винтов *7*. При работе кулачок остается неподвижным, а толкатель вместе с роликом *6* совершает двойное движение. При вращении оси *5* ролик *6* обегает вдоль ленты *4*. Прижатие ролика к ленте обеспечивается пружиной *1*. Установим винты *7* таким образом, чтобы лента *4* у одного края оказалась поднятой выше, чем у другого. Тогда при повороте оси *5* рычаги *3* и *2*, связанные с толкателем, поворачиваются относительно своих

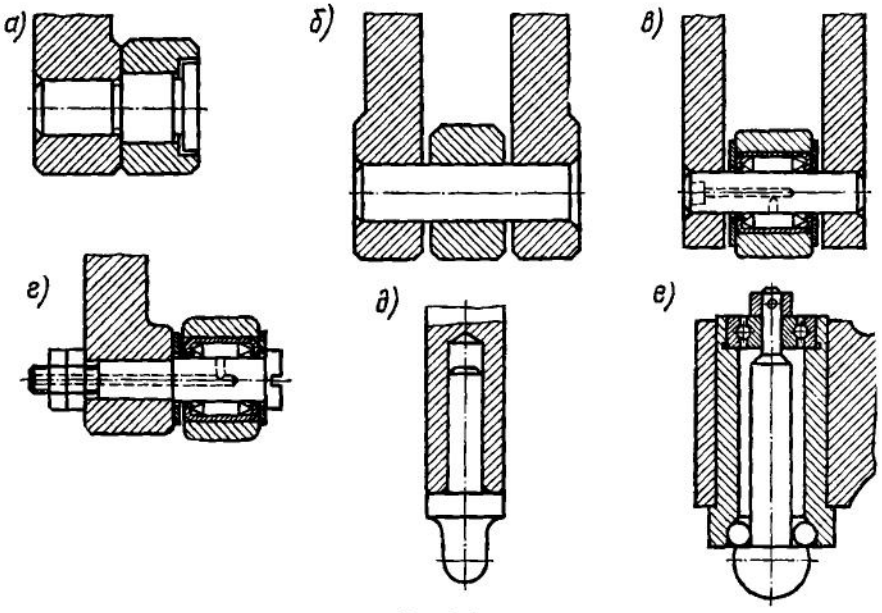


Рис. 8.3

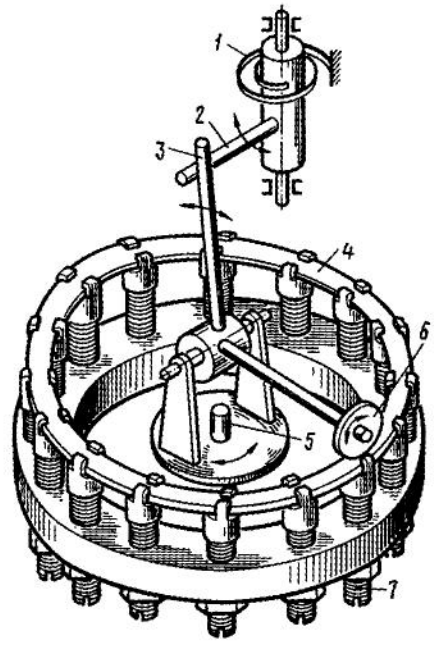


Рис. 8.5

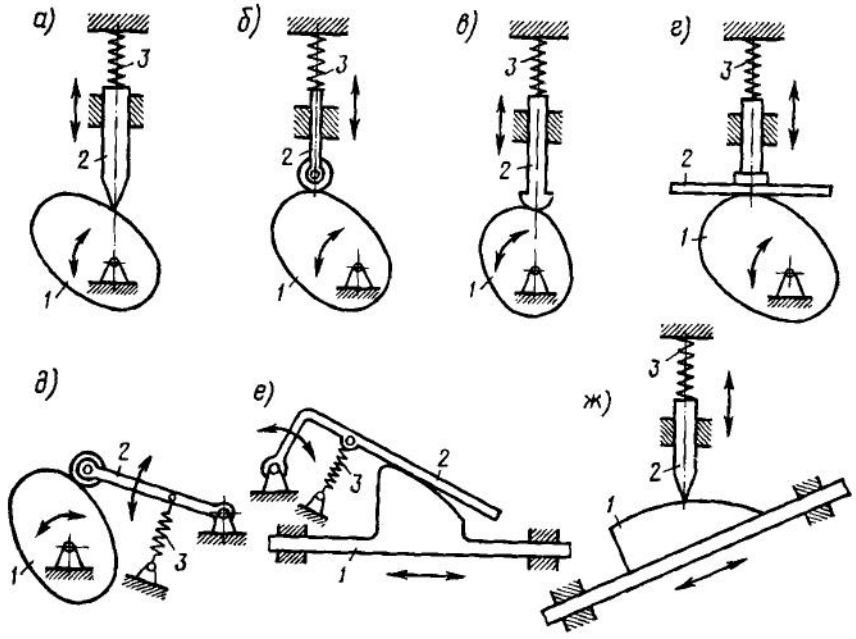


Рис. 8.4

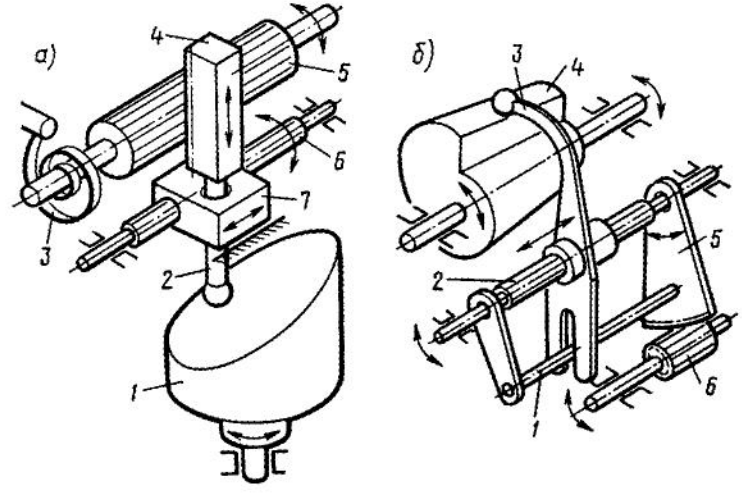


Рис. 8.6

осей. Такой кулачковый механизм находит применение в авиационных приборах.

На рис. 8.6 показаны две схемы кулачковых передач с коноидами. При повороте торцового коноида *1* (рис. 8.6, *а*) толкатель *2* перемещается в вертикальном направлении вместе с рейкой *4*. Поворотом коноида вводится одна из независимых переменных. Вторая независимая переменная вводится в механизм поворотом винта *6*. Связанная с винтом гайка *7* перемещается при этом вдоль оси винта вместе с толкателем *2*, не выводя рейку *4* из зацепления с шестерней *5*. Перемещение толкателя *2*, как и шестерни *5*, пропорционально величине $z = f(x, y)$. Силовое замыкание толкателя *2* и коноида *1* обеспечивается спиральной пружиной *3*. Вторая схема кулачкового механизма с коноидом показана на рис. 8.6, *б*. Независимая переменная x вводится поворотом коноида *4*, а вторая независимая переменная y — поворотом винта *2*. Ось винта *2* параллельна оси вращения коноида *4*. Радиус-вектор коноида изменяется как при его повороте, так и при перемещении вдоль оси вращения. Поэтому угол поворота толкателя *3* и сектора *5* (а следовательно, и шестерни *6*) зависит от двух независимых переменных x и y: $z = f(x, y)$. Стержень *1* является поводком сектора. При кинематическом замыкании кулачкового механизма отпадает необходимость в пружине. Схемы кулачковых механизмов с кинематическим замыканием кинематической цепи показаны на рис. 8.7.

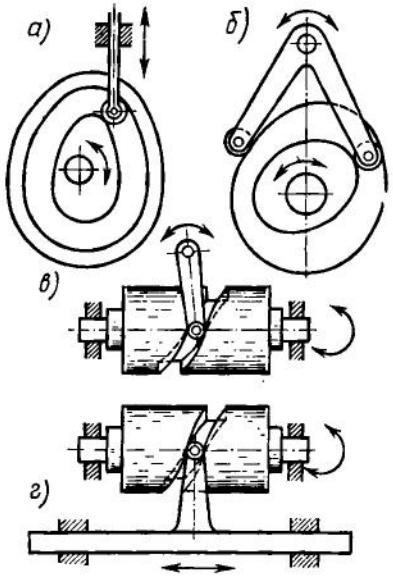


Рис. 8.7

При повороте торцового кулачка с канавкой (рис. 8.7, *а*) роликовый толкатель перемещается вверх или вниз вдоль своей направляющей, а ролик не выходит из канавки кулачка. Двойной дисковый кулачок (рис. 8.7, *б*) поворачивается относительно своей оси, вызывая угловое перемещение толкателя-коромысла. Ролики коромысла непрерывно касаются каждый своего кулачка. Поэтому профили обоих кулачков должны соответствовать один другому, что обеспечивается их построением. Хотя каждый из дисковых кулачков вместе со своим роликом составляет кулачковый механизм, требующий силового замыкания кинематической цепи, но их одновременное действие создает надежное кинематическое замыкание. При повороте цилиндрического кулачка с канавкой толкатель либо поворачивается (рис. 8.7, *в*), либо перемещается поступательно вдоль направляющей (рис. 8.7, *г*).

§ 8.2. Кинематика кулачковых передач

На рис. 8.8 показана кулачковая передача с поступательно перемещающимся дезаксиальным роликовым толкателем. Дезаксиальной эта передача называется потому, что средняя линия толкателя не проходит через геометрическую ось вращения кулачка O. Имеет место дезаксиал $a = OC$, причем OC перпендикулярно CO_1. Кулачок вращается с угловой скоростью ω. При этом геометрическая ось вращения ролика O_1 перемещается по прямой вверх и все время находится на штриховой кривой, которая называется теоретическим профилем кулачка $П_т$. Длина пути s, проходимая толкателем, равна перемещению точки O_1. Условно отсчитываем ее от точки C:

$$s = \sqrt{r_э^2 - a^2}, \qquad (8.1)$$

где $r_э$ — радиус-вектор теоретического профиля $П_т$ кулачка.

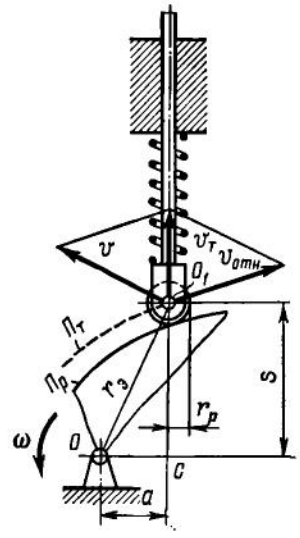


Рис. 8.8

Реальный профиль кулачка $П_р$ по отношению к теоретическому профилю $П_т$ является эквидистантной (равноотстоящей) кривой, находящейся от теоретического профиля на расстоянии, равном радиусу ролика $r_р$. При анализе работы кулачковые передачи с роликовыми, шариковыми, грибовидными толкателями, а также с толкателями, имеющими радиус закругления, заменяют эквивалентной кулачковой передачей с острым толкателем, профилем кулачка которой является теоретический профиль [4]. Это значительно упрощает решение ряда задач. Итак, рассматриваем эквивалентную кулачковую передачу с острым толкателем, конец которого находится в точке O_1, а профилем кулачка является теоретический профиль. Окружная скорость кулачка в точке O_1 $v = \omega r_э$. Значение радиус-вектора $r_э$ при повороте кулачка меняется. Относительная скорость толкателя $v_{отн}$ направлена по касательной к теоретическому профилю кулачка. Скорость толкателя $v_т$ найдем, пользуясь планом скоростей $\bar{v}_т = \bar{v} + \bar{v}_{отн}$.

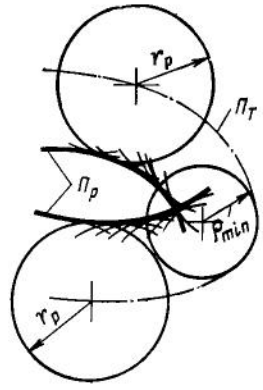


Рис. 8.9

Теоретический профиль определяет закон движения толкателя. На рис. 8.9 показано построение реального профиля $П_р$ кулачка по заданному теоретическому профилю $П_т$. Из ряда произ-

вольно выбранных точек на теоретическом профиле радиусом, равным радиусу ролика $r_р$, проводятся окружности. Касательно к этим окружностям можно провести огибающую кривую, которая и будет искомым реальным профилем кулачка — эквидистантной кривой. Отметим, что таких огибающих может быть две. Они охватывают проведенные окружности с двух сторон. Каждая из них соответствует двум профилям кулачков, один из которых выпуклый, а второй — вогнутый. На рис. 8.9 показано построение только выпуклого профиля. Поэтому проведены не полные окружности, а лишь их дуги. В кулачках с канавками используются одновременно и выпуклый, и вогнутый профили кулачка. Если радиус ролика $r_р$ оказывается больше наименьшего радиуса ρ_{min} кривизны теоретического профиля, то при построении часть реального профиля срезается, так как получаются две пересекающиеся кривые. В этом случае получение заданного закона движения толкателя оказывается невозможным при одном профиле кулачка. Отсюда можно получить соотношения для выбора радиуса ролика толкателя $r_р \leqslant 0{,}7\,\rho_{min}$ и $r_р \leqslant 0{,}4 r_{э\,min}$, где $r_{э\,min}$ — минимальный радиус-вектор теоретического профиля.

Скорость движения толкателя в рассматриваемой передаче можно также определить аналитически, используя уравнение (8.1):

$$v_т = \mathrm{d}s/(\mathrm{d}t) = [\mathrm{d}(\sqrt{r_э^2 - a^2})/(\mathrm{d}\gamma)] \times [\mathrm{d}\gamma/(\mathrm{d}t)] = (\omega r_э/\sqrt{r_э^2 - a^2})\,\mathrm{d}r_э/(\mathrm{d}\gamma), \qquad (8.2)$$

где $\omega = \mathrm{d}\gamma/(\mathrm{d}t)$ — угловая скорость кулачка; γ — угол поворота кулачка и его радиус-вектора. Дифференцируя уравнение (8.2), определяем ускорение движения толкателя:

$$a_т = \mathrm{d}v_т/(\mathrm{d}t) = [\mathrm{d}\omega/(\mathrm{d}t)](r_э/\sqrt{r_э^2 - a^2})[\mathrm{d}r_э/(\mathrm{d}\gamma)] + \{\omega \mathrm{d}[(r_э/\sqrt{r_э^2 - a^2})\,\mathrm{d}r_э/(\mathrm{d}\gamma)]/\mathrm{d}\gamma\}[\mathrm{d}\gamma/(\mathrm{d}t)] = (\varepsilon r_э/\sqrt{r_э^2 - a^2})[\mathrm{d}r_э/(\mathrm{d}\gamma)] + \omega^2[\mathrm{d}^2 r_э/(\mathrm{d}\gamma^2)] \times (r_э/\sqrt{r_э^2 - a^2}) - \omega^2[\mathrm{d}r_э/(\mathrm{d}\gamma)]^2[a^2/(r_э^2 - a^2)^{3/2}], \qquad (8.3)$$

где $\varepsilon = \mathrm{d}\omega/(\mathrm{d}t)$.

Кулачковый механизм с плоским дисковым кулачком и поступательно перемещающимся толкателем называется центральным, если средняя линия толкателя проходит через геометрическую ось вращения кулачка. Для заостренного толкателя центральной кулачковой передачи уравнения (8.1), (8.2), (8.3) упростятся, если в них принять $r = r_э$ и $a = 0$:

$$s = r; \qquad (8.4)$$

$$v_т = \mathrm{d}s/\mathrm{d}t = (\mathrm{d}r/\mathrm{d}\gamma)(\mathrm{d}\gamma/\mathrm{d}t)) = \omega\,\mathrm{d}r/\mathrm{d}\gamma); \qquad (8.5)$$

$$a_т = \mathrm{d}v_т/\mathrm{d}t = \varepsilon\,\mathrm{d}r/\mathrm{d}\gamma + \omega^2\mathrm{d}^2 r/\mathrm{d}\gamma^2, \qquad (8.6)$$

где r — радиус-вектор кулачка.

Ускорение толкателя может появляться как при вращении кулачка с угловым ускорением ε, так и при соответствующем профиле кулачка, несмотря на то что кулачок вращается равномерно [см. второй член уравнения (8.6)].

Центральные толкатели изображены на рис. 8.4, *а*, *в*, дезаксиальные толкатели в кулачковых механизмах — на рис. 8.4, *б*, *г*.

На рис. 8.10 построен план скоростей для центральной кулачковой передачи с дисковым кулачком и поступательно перемещающимся плоским толкателем. Окружная скорость кулачка перпендикулярна радиус-вектору r кулачка: $v = \omega r$. Относительная скорость $v_{отн}$ направлена по общей касательной, проведенной к поверхностям кулачка и толкателя в точке их касания. В данном случае она совпадает по направлению с плоскостью толкателя. Скорость толкателя $v_т$ направлена вдоль оси направляющей.

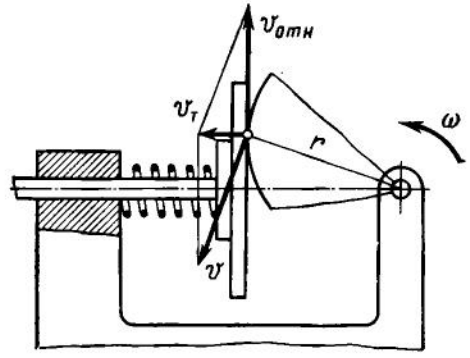


Рис. 8.10

На рис. 8.11 показан план скоростей в кулачковом механизме с качающимся толкателем. Толкатель роликовый. Геометрическая ось вращения C ролика находится на теоретическом профиле $П_т$ кулачка. Реальный профиль $П_р$ кулачка по отношению к теоретическому является эквидистантной кривой. Окружная скорость v перпендикулярна радиус-вектору $r_э$, а относительная скорость $v_{отн}$ касательна к теоретическому профилю в точке C. Окружная скорость $v_т$ толкателя перпендикулярна прямой O_2C.

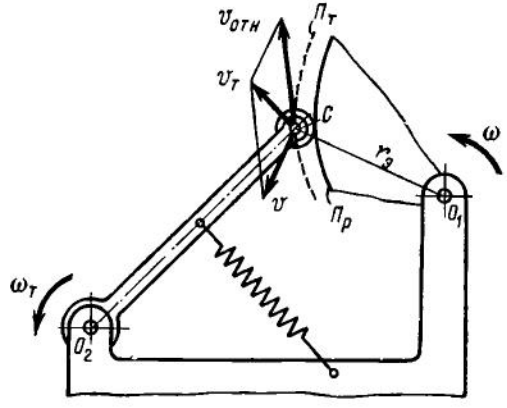


Рис. 8.11

Часто кинематический анализ кулачковой передачи ведется путем построения графика изменеиия пути толкателя. Для этого находят последовательные положения кулачка и толкателя, которые они занимают при движении (рис. 8.12, *а*). Ход толкателя считается прямым, если толкатель движется под действием кулачка, преодолевая сопротивление пружины, и обратным, когда пружина является ведущей и прижимает толкатель к кулачку. Кроме того, в кулачковых механизмах имеются участки движения,

на которых при движении кулачка толкатель остается неподвижным. На рис. 8.12, *а* показано, что толкатель остается неподвижным при углах поворота кулачка γ_2 и γ_4. Если этот кулачок вращается по ходу часовой стрелки, то его поворот на угол γ_1 соответствует прямому ходу толкателя, а поворот на угол γ_3 — обратному ходу. В кулачковых передачах автоматических устройств различают также рабочий и холостой ходы кулачка. При рабочем ходе осуществляется подача рабочего элемента, а при холостом ходе — его отвод.

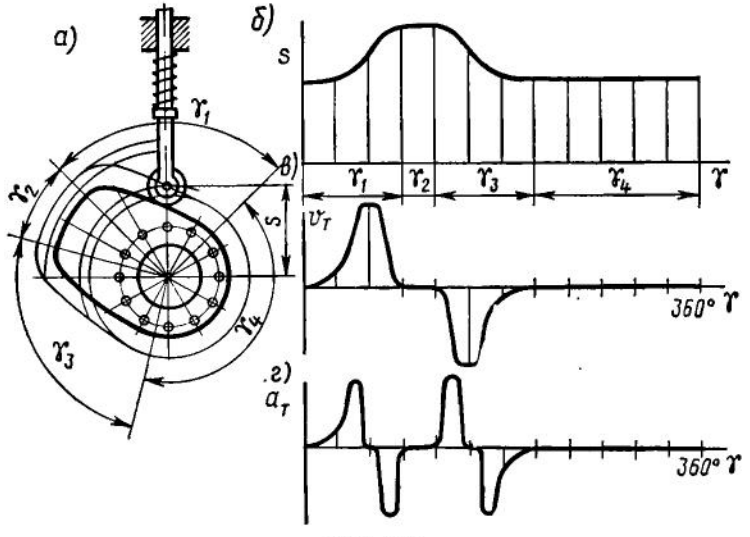


Рис. 8.12

На рис. 8.12, *а* длина пути толкателя *s* отсчитывается от геометрической оси вращения кулачка и определяет положение оси ролика толкателя. Ось ролика находится на теоретическом профиле кулачка. Построение графика длины пути толкателя выполнено путем непосредственного измерения кулачка по чертежу. Положение толкателя определяется значением радиус-вектора теоретического профиля. Один оборот кулачка разбит на 12 частей, определено 12 значений радиус-вектора. Каждое из этих значений графически перенесено на направление движения толкателя. Построенный таким способом график изменения длины пути толкателя показан на рис. 8.12, *б*. Считая скорость вращения кулачка постоянной, выполняют последовательное двойное дифференцирование, что позволяет получить графики изменения скорости $v_т$ (рис. 8.12, *в*) и ускорения $a_т$ (рис. 8.12, *г*) толкателя для одного полного оборота кулачка или для одного цикла работы кулачкового механизма. При построении графика можно также использовать обращенное движение, т. е. условно рассматривать передачу при неподвижном кулачке и вращающемся (обкатывающемся) вокруг него толкателе.

§ 8.3. Силы в кулачковых передачах

На рис. 8.13 показаны силы в дезаксиальной кулачковой передаче с поступательно перемещающимся толкателем. Угол β между осевой линией толкателя и радиус-вектором, проведенным через точку касания толкателя и кулачка, называют углом толкателя. В общем случае угол β — переменная величина *. Угол между линией действия силы F, приложенной к толкателю, и нормалью nn к поверхности кулачка в точке касания с толкателем называют углом давления α. Угол θ между направлением радиус-вектора и нормалью к поверхности кулачка или линией действия нормальной силы F_n для той же точки называется углом кулачковой передачи или углом подъема кулачка.

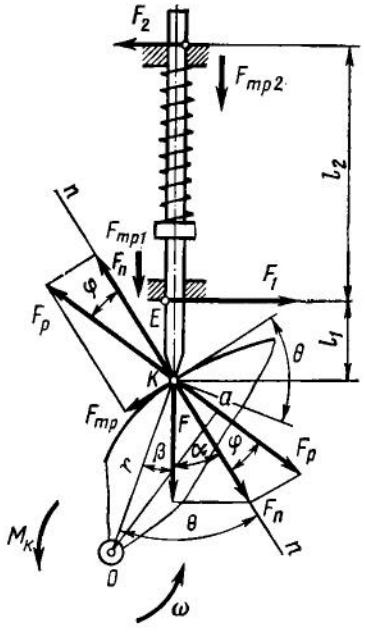


Рис. 8.13

Из треугольника ABE (рис. 8.14) получим формулу для определения угла передачи:

$$\operatorname{tg}\theta = dr/(r\,d\gamma), \qquad (8.7)$$

где γ — угол поворота радиус-вектора кулачка.

Треугольник ABE весьма близок к прямоугольному, причем угол BEA равен 90°. В этом легко убедиться, если учесть, что угол $d\gamma$ — бесконечно малая величина. Угол передачи может быть образован также касательной к поверхности кулачка и перпендикуляром к радиус-вектору, проведенному через точку касания. Из рис. 8.13 следует $\theta = \alpha \pm \beta$. Знак минус принимают, когда точка O находится правее линии действия силы F (рис. 8.15). Для центрального кулачкового механизма $\beta = 0$ и $\theta = \alpha$; угол передачи в этом случае равен углу давления. Если не учитывать трения, то сила F, действующая на толкатель, вызовет нормальное давление $F_n = F/\cos\alpha$. Сила трения, действующая на толкатель, равна $F_{тр} = fF_n$. Равнодействующей сил F_n и $F_{тр}$ является сила $F_р$. Угол между силами $F_р$ и F_n равен углу трения φ: $f = \operatorname{tg}\varphi$, где f — коэффициент трения между кулачком и толкателем. Увеличение угла давления при заданной силе F вызывает увеличение нормального давления F_n, что способствует увеличению износа и потерь от трения. Сила $F_р$, действующая на толкатель, преодолевает силу пружины F и сопротивления от трения в направляющей.

* См.: *Решетов А. Н.* Кулачковые механизмы. М., 1953.

При значительных нагрузках реакции F_1 и F_2 возникают у краев направляющей. Они вызывают появление сил трения $F_{тр1} = f_1 F_1$ и $F_{тр2} = f_1 F_2$, где f_1 — коэффициент трения между толкателем и направляющей [36].

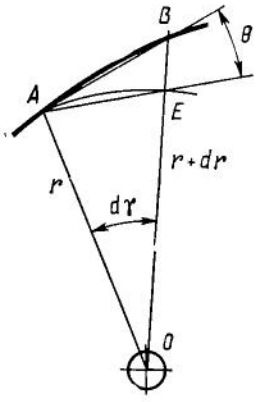


Рис. 8.14

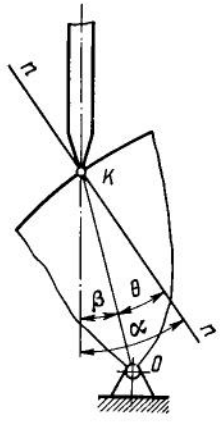


Рис. 8.15

Составим уравнение моментов относительно точки E, считая, что ширина толкателя в плоскости чертежа сравнительно невелика:

$$F_p \sin(\alpha+\varphi)\, l_1 = F_2 l_2;\quad F_2 = F_p l_1 \sin(\alpha+\varphi)/l_2.$$

Проецируя действующие силы на горизонталь, определяем реакцию F_1:

$$F_1 = F_2 + F_p \sin(\alpha+\varphi) = F_p \sin(\alpha+\varphi)\,(1+l_1/l_2).$$

Последние два равенства составлены на основании рассмотрения равновесия толкателя. Движение толкателя в направляющей возможно, если выполняется условие

$$F_p \cos(\alpha+\varphi) \geqslant F + F_{тр1} + F_{тр2},$$

или

$$F_p \cos(\alpha+\varphi) \geqslant F + f_1 F_p \sin(\alpha+\varphi)\,(1+2l_1/l_2).$$

Силу F_p определяем, рассматривая уравнение моментов, действующих на кулачок:

$$F_p = M_к/Oa = M_к/[r \sin(\alpha+\beta+\varphi)],$$

где Oa — плечо силы F_p; $M_к$ — крутящий момент кулачка.

Подставляя это соотношение в предыдущее, получаем

$$M_к \cos(\alpha+\varphi)/[r \sin(\alpha+\beta+\varphi)] \geqslant$$
$$\geqslant F + [f_1 M_к \sin(\alpha+\varphi)\,(1+2l_1/l_2)]/[r \sin(\alpha+\beta+\varphi)].$$

Для центрального кулачкового механизма это соотношение упростится, так как $\beta = 0$:

$$M_к/[r \operatorname{tg}(\alpha+\varphi)] \geqslant F + [f_1 M_к (1+2l_1/l_2)]/r;$$
$$\operatorname{tg}(\alpha+\varphi) \leqslant 1/[Fr/M_к + f_1(1+2l_1/l_2)].$$

Для уменьшения потерь от трения в направляющей толкателя необходимо уменьшать угол давления α. При больших значениях угла α возможно заклинивание в направляющей, при котором движение толкателя становится невозможным. В этом случае приведенные выше неравенства не удовлетворяются. Опасность заклинивания возрастает при увеличении расстояния l_1, которое в кулачковой передаче обычно переменно. Эти соображения явились основанием для установления предельных значений угла давления α. Основываясь на опыте, накопленном при проектировании кулачковых механизмов, часто ориентировочно рекомендуют принимать для кулачковых передач с поступательно перемещающимся толкателем $\alpha_{max} = 30°$, а для передач с качающимся толкателем — угол $\alpha_{max} = 45°$ (рис. 8.16). Более точные предельные значения угла давления α могут быть получены расчетом.

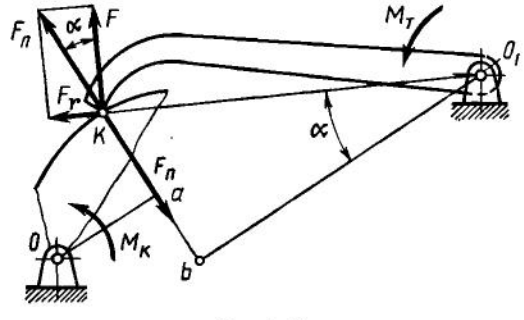


Рис. 8.16

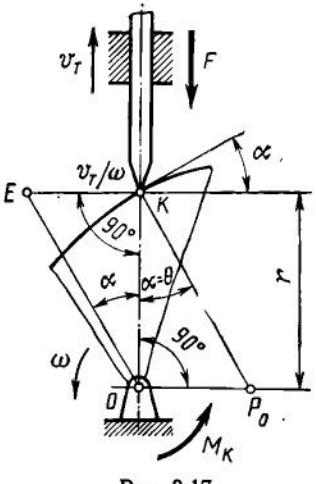


Рис. 8.17

Для кулачковой передачи с плоским толкателем (см. рис. 8.10) угол давления равен нулю, так как в этом случае нормальное давление параллельно направлению движения толкателя.

Полюс кулачковой передачи. Моментные кулачки. Определение наименьшего радиуса дискового кулачка. Рассмотрим центральную кулачковую передачу с дисковым кулачком и острым поступательно перемещающимся толкателем при отсутствии трения (рис. 8.17). Для него $\alpha = \theta$; $\operatorname{tg}\theta = dr/r d\gamma$. Однако $dr/d\gamma = (dr/dt)\,/\,(d\gamma/dt) = v_т/\omega$, где $v_т = dr/dt$ — линейная скорость перемещения толкателя; $\omega = d\gamma/dt$ — угловая скорость поворота кулачка. Из прямоугольного треугольника OKP_0

$$OP_0 = r \operatorname{tg}\alpha = v_т/\omega. \qquad (8.8)$$

Точка P_0 называется полюсом кулачковой передачи. Приравняем мощность на оси кулачка мощности при движении толкателя. Это возможно только в том случае, если не учитывается трение, действующее в кулачковом механизме:

$$M_к\omega = Fv_т;\ M_к = Fv_т/\omega = F\,dr/d\gamma = FOP_0. \qquad (8.9)$$

Крутящий момент $M_к$, действующий на кулачок, равен силе F, действующей на толкатель вдоль его оси, умноженной на расстояние OP_0 от оси вращения кулачка O до полюса кулачковой передачи P_0. Кулачок называется моментным, если при постоянной силе F крутящий момент кулачка $M_к$ остается постоянным для любого положения механизма. Из зависимости (8.9) получаем $dr = M_к\,d\gamma/F$. Это уравнение можно интегрировать, учитывая, что величины $M_к$ и F для моментных кулачков постоянны либо постоянно их отношение $r = M_к\gamma/F + c$. Постоянную интегрирования c определим из граничных условий $\gamma = 0$; $c = r = r_1$. Следовательно, $r = r_1 + M_к\gamma/F$. Получили уравнение спирали Архимеда для построения профиля моментного дискового кулачка. Если учитывать трение в кулачковом механизме, то решение задачи оказывается сложнее.

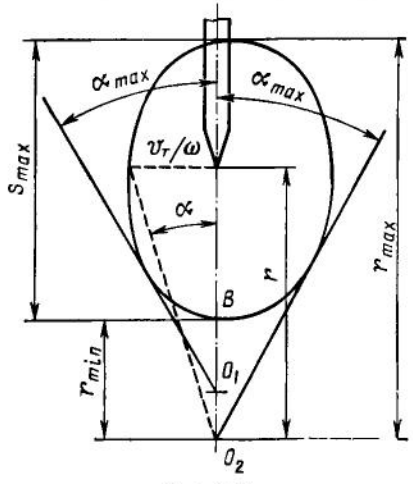


Рис. 8.18

Допустим, что максимальный ход толкателя s_{max} центрального кулачкового механизма задан (рис. 8.18). Тогда максимальное значение радиус-вектора плоского дискового кулачка при поступательно перемещающемся толкателе $r_{max} = r_{min} + s_{max}$, где r_{min} — минимальное значение радиус-вектора кулачка. Чем меньше r_{min}, тем меньше габариты кулачковой передачи. Но с уменьшением радиус-вектора возрастает угол давления α, что видно из зависимостей (8.8) и (8.9). Угол давления α не должен превышать предельно допустимого значения α_{max}, иначе произойдет заклинивание толкателя в направляющей. Габариты, занимаемые кулачком при его вращении, определяются радиус-вектором r_{max}, но s_{max} задано. Поэтому габариты, занимаемые кулачком, зависят целиком от значения r_{min}. Таким образом, построение кулачка с минимальными габаритами требует определения такого значения радиус-вектора, при котором угол давления α не превышает предельного значения α_{max}.

На рис. 8.17 от точки K влево отложен отрезок $KE = OP_0 = v_т/\omega$, отношение $v_т/\omega$ имеет линейную размерность.

Допустим, что для любого положения толкателя известны $v_т$ и ω. Тогда можно построить график изменения значения $v_т/\omega$ на всей длине пути толкателя при прямом и обратном ходах. Условимся, что при прямом ходе $v_т/\omega$ откладываем влево, а при обратном ходе — вправо. Такой график построен на рис. 8.18. К построенной геометрической фигуре проводим под углом давления α_{max} две касательные, которые пересекут среднюю линию толкателя в точках O_1 и O_2. Если за положение оси вращения кулачка принять точку O_1, то при обратном ходе найдутся такие положения, для которых $\alpha > \alpha_{max}$, что недопустимо. Следовательно, ось вращения кулачка должна находиться не выше точки O_2 — нижней из двух точек пересечения касательных с направлением средней линии толкателя. Принимая O_2 за ось вращения кулачка, устанавливаем значение минимального радиуса кулачка: $r_{min} = O_2B$. В этом случае при любом положении толкателя соблюдается условие $\alpha \leqslant \alpha_{max}$.

Динамика кулачковой передачи. Так как детали кулачковой передачи обладают инерцией, то силы, возникающие при неравномерном движении кулачка и толкателя, должны быть рассмотрены дополнительно.

Допустим, что ведущим элементом центральной кулачковой передачи с поступательно перемещающимся толкателем является кулачок. Если при прямом ходе толкатель движется ускоренно, то возрастает давление между кулачком и толкателем. Если же ускоренное движение толкателя возникает при его обратном ходе, то силы, действующие между кулачком и толкателем, могут уменьшаться настолько, что возникает опасность нарушения непрерывной кинематической связи между кулачком и толкателем. Сила пружины может оказаться в этом случае слишком слабой, чтобы преодолеть инерцию толкателя и связанных с ним узлов, и заданный закон движения толкателя нарушится. Возникнут удары и шум в кулачковом механизме.

Дифференциальное уравнение движения толкателя имеет вид

$$m\ddot{s} = -k_0(s + \lambda_0) + F \mp F_{тр},$$

где m — масса толкателя; s — длина пути толкателя; k_0 — жесткость пружины; λ_0 — предварительная деформация пружины толкателя при $s = 0$; F — внешние силы и $F_{тр}$ — силы трения, действующие на толкатель. Трение направлено против скорости. Знак минус принимают при $\dot{s} > 0$, знак плюс — при $\dot{s} < 0$.

Чтобы не нарушалась непрерывная кинематическая связь между кулачком и толкателем, необходимо обеспечить соблюдение неравенства $|\ddot{s}| > |a_т|$, причем $\ddot{s}$ и $a_т$ должны совпадать также и по направлению, $a_т$ — ускорение толкателя при непрерывной кинематической связи между кулачком и толкателем на рассматриваемом участке движения.

Разрыв непрерывной кинематической связи происходит в тех случаях, когда сила пружины, действующая на толкатель, ока-

зывается недостаточной. Разрыв может произойти и при прямом ходе толкателя в случае резкого изменения скорости движения. Это явление может возникать как при поступательном движении толкателей, так и в кулачковых механизмах с качающимся толкателем. Нарушение непрерывной кинематической связи ограничивает быстродействие кулачковых механизмов.

В кулачковых механизмах могут возникнуть нежелательные явления резонанса, на что указывает также и приведенное выше дифференциальное уравнение.

§ 8.4. Проектирование кулачковых передач

Кулачковая передача воспроизводит заданную функцию движения от одной или двух независимых величин. Эта функция может быть задана графиком, таблицей или аналитической зависимостью. Более часто независимые переменные пропорциональны угловому или линейному перемещению кулачка, а значение воспроизводимой функции пропорционально перемещению толкателя. На основании этих данных выбирают схему кулачковой передачи и устанавливают значения радиус-вектора кулачка на всем диапазоне движения кулачкового механизма. Эту задачу, как и определение всех остальных параметров, приходится решать конструктору при проектировании кулачковых механизмов.

Ниже рассматривается кулачковая передача с плоским дисковым кулачком и заостренным поступательно перемещающимся центральным толкателем. Однако в методе решения задач и при других конструкциях кулачковых передач имеется много общего. Движение толкателя может быть задано в виде закона изменения длины пути, скорости или ускорения (см. рис. 8.12). Используя уравнения (8.4), (8.5) и (8.6), можно установить закон изменения радиус-вектора плоского кулачка.

Рассмотрим несколько примеров решения задачи.

Пример 8.1. Кулачок и толкатель движутся равномерно: $\omega = \omega_0 = \text{const}$; $v_т = v_{т0} = \text{const}$; $\varepsilon = 0$; $a_т = 0$. Такие движения кулачка и толкателя наблюдаются в станках-автоматах на участках рабочего хода, если при равномерном вращении кулачка толкатель осуществляет равномерную подачу режущего инструмента.

Из уравнения (8.5)

$$v_{т0} = \omega_0 \, dr/(d\gamma); \; dr = v_{т0} \, d\gamma/\omega_0; \; r = \gamma v_{т0}/\omega_0 + c.$$

Постоянную c найдем из граничных условий $\gamma = 0$; $r = r_1 = c$. Тогда $r = r_1 + s_1\gamma/\gamma_{1max}$, так как $v_{т0}t_1 = s_1$ и $\omega_0 t_1 = \gamma_{1max}$, где t_1 — продолжительность движения на рассматриваемом участке.

Радиус-вектор кулачка изменяется по уравнению спирали Архимеда. Построение кулачка по этому уравнению показано на рис. 8.19 (кривая *1—2*).

Пример 8.2. Кулачок вращается равномерно: $\omega = \omega_0 = \text{const}$, $\varepsilon = 0$. Толкатель двигается с постоянным ускорением $a_т = a_{т0} = \text{const}$.

Кулачки с постоянным ускорением движения толкателя часто используются в станках-автоматах на участках холостого хода. Для повышения производительности стремятся сократить продолжительность холостых ходов. Однако из-за инерции движущихся частей могут возникнуть значительные динамические нагрузки, которые возрастают с увеличением ускорения. Может произойти нарушение непрерывной кинематической связи между кулачком и толкателем. Поэтому для участков холостого хода выбирают кулачок, обеспечивающий максимальное ускорение движения толкателя, которое может выдержать механизм. Тогда толкатель быстрей приобретет требуемую скорость и быстрей пройдет участок холостого хода.

Из уравнения (8.6)

$$a_{т0} = \omega_0^2 \, [d^2r/(d\gamma^2)]; \; d^2r/(d\gamma^2) = a_{т0}/\omega_0^2;$$
$$dr/(d\gamma) = \gamma a_{т0}/\omega_0^2 + c_1; \; r = a_{т0}\gamma^2/(2\omega_0^2) + c_1\gamma + c_2.$$

Постоянные c_1 и c_2 определяем из граничных условий [см. уравнения (8.5) и (8.6)]:

$$\gamma = 0; \; v_т = 0; \; dr/(d\gamma) = 0; \; r = r_2 = c_2; \; c_1 = 0; \; r = r_2 + a_{т0}\gamma^2/(2\omega_0^2).$$

После разгона толкателя с максимальным ускорением его движение должно быть остановлено. Поэтому обычно участок холостого хода разбивают на две

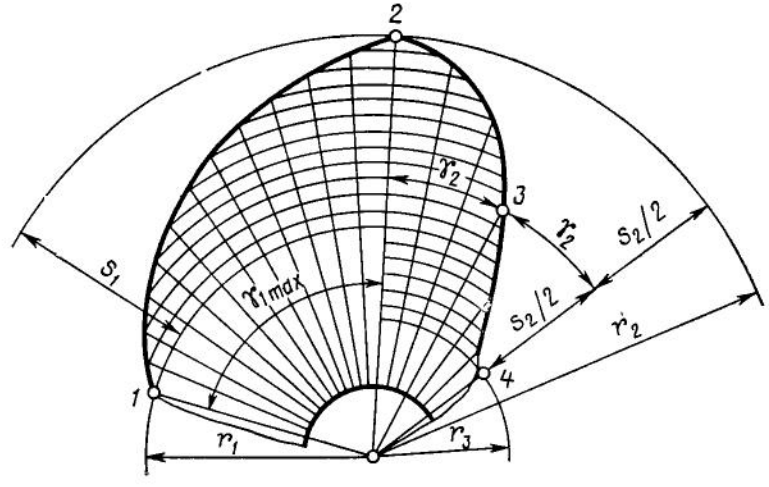


Рис. 8.19

части. В первой половине угла движения толкатель набирает скорость, имея отрицательное ускорение ($-a_{т0}$), в течение второй половины скорость толкателя уменьшается с тем же ускорением по абсолютному значению, но имеющим противоположный знак. И в том и в другом случаях кулачок поворачивается на угол γ_2, а толкатель перемещается на $s_2/2$ (рис. 8.19, кривая *2-4*). Здесь толкатель перемещается по направлению к оси вращения кулачка, т. е. происходит обратный ход толкателя (кривые *2-3* и *3-4*).

Пример 8.3. Постоянное ускорение толкателя $a_{т0}$ можно получить и с кулачком, профилем которого является спираль Архимеда: $r = A\gamma + B$, где A и B — постоянные величины. Кулачок в этом случае должен вращаться равномерно ускоренно: $dr/d\gamma = A$; $d^2r/d\gamma^2 = 0$. Тогда из уравнения (8.6) $a_т = A\varepsilon$. Так как $\varepsilon = \varepsilon_0 = \text{const}$, то и $a_т = a_{т0} = \text{const}$.

Допустим, что кулачковый механизм воспроизводит зависимость $y = f(x)$, где x — независимая переменная, которая изменяется в пределах от x_1 до x_2, $y = f(x)$ — непрерывная и плавно изменяющаяся функция. Чтобы рассчитать профиль кулачка, надо установить масштабы, связывающие радиус-вектор r с зависимой пере-

менной y, а угол кулачка γ — с независимой переменной x:

$$s = r;\ s = m_s(y - y_1);\ \gamma = m_\gamma(x - x_1),$$

где m_γ — масштаб ввода независимой переменной; m_s — масштаб перемещения толкателя.

Когда $x = x_2$, то $\gamma = \gamma_{max}$; $\gamma_{max} = m_\gamma(x_2 - x_1)$. Обычно для γ_{max} выбирают наибольшие значения. Для кулачков с незамкнутым профилем $\gamma_{max} = 5\pi/3 \ldots 11\pi/6$.

Если при ходе толкателя s_1 переменная y изменяется от y_1 до y_2, то $s_1 = m_s(y_2 - y_1)$. Масштаб m_s может быть установлен также из габаритного расчета: $m_s = s_1/(y_{max} - y_{min})$, где разность $y_{max} - y_{min}$ соответствует ходу толкателя s_1.

Погрешность воспроизведения заданной функции

$$\Delta y = \Delta y_\gamma + \Delta y_r, \qquad (8.10)$$

где Δy_γ — погрешность переменной y, вызванная неточной установкой угла γ; Δy_r — погрешность y, появляющаяся из-за неточного изготовления радиус-вектора кулачка r;

$$\Delta y_\gamma = f'(x)\,\Delta x = f'(x)\,\Delta\gamma/m_\gamma,$$

где $\Delta\gamma$ — погрешность установки угла положения кулачка при его повороте. Для центрального заостренного толкателя, у которого $s = r$,

$$\Delta y_r = \Delta r/m_s,$$

где Δr — погрешность изготовления радиус-вектора кулачка.

Подставляем эти соотношения в зависимость (8.10):

$$\Delta y = f'(x)\,\Delta\gamma/m_\gamma + \Delta r/m_s,$$

Δy возрастает с увеличением $f'(x)$ и уменьшается с увеличением масштаба m_s.

Когда зависимость $y = f(x)$ задана табличными значениями, то $f'(x) \approx \Delta y_1/\Delta x_1$, где Δy_1 и Δx_1 определяют из таблицы.

Погрешность Δy максимальна, когда производная $f'(x)$ имеет наибольшее значение $f'_{max}(x)$:

$$\Delta y_{max} = f'_{max}(x)\,\Delta\gamma/m_\gamma + \Delta r/m_s.$$

Из этого равенства можно получить соотношение для определения масштаба m_s, обеспечивающее точность воспроизведения функции $y = f(x)$ с погрешностью, не превышающей заданной величины Δy_{max}:

$$m_s \geqslant \Delta r/[\Delta y_{max} - f'_{max}(x)\,\Delta\gamma/m_\gamma].$$

После того как тем или иным способом установлен закон изменения радиус-вектора в функции от угла его поворота, имеется возможность построить профиль кулачка. Примеры таких построений показаны на рис. 8.12 и 8.19. Построение, показанное на рис. 8.12, ведется в последовательности, обратной приведенной выше.

§ 8.5. Кулачковые передачи с ведомыми кулачками

Кулачковые передачи, в которых при ведомом кулачке ведущим является толкатель, чаще встречаются в приборах, чем в машинах. Примерами устройств с ведомыми кулачками могут быть механизмы возврата на ноль стрелок секундомера, некоторые конструкции арретиров и др.

Одним из основных условий, выполнение которого обязательно в кулачковой передаче с ведомым кулачком, является отсутствие самоторможения кулачка. Сила F_p, действующая на толкатель (рис. 8.20), раскладывается на нормальную силу F_n и силу трения $F_{тр} = fF_n$. Направление силы трения определяется направлением вращения кулачка. Вращение кулачка в указанном направлении станет возможным, если направление равнодействующей F_p сил F_n и $F_{тр}$ проходило правее оси вращения кулачка O; Oa — плечо силы F_p относительно оси O. Отсюда получаем условие отсутствия самоторможения ведомого кулачка $\theta > \varphi$, где φ — угол трения.

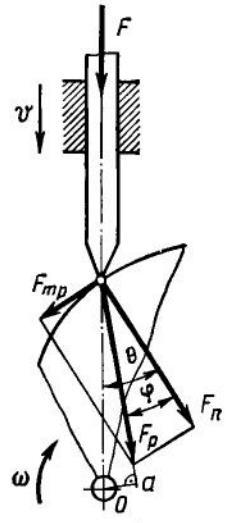


Рис. 8.20

В центральном кулачковом механизме с поступательным толкателем и плоским дисковым кулачком угол передачи θ должен быть больше угла трения φ рабочих поверхностей кулачка и толкателя. Поэтому представляет интерес построение кулачка с постоянным углом передачи. Из уравнения (8.7), считая что $\theta = \theta_0 = \text{const}$,

$$dr/r = \operatorname{tg}\theta_0\,d\gamma;\ \ln r = \gamma\operatorname{tg}\theta_0 + \ln c;\ r = ce^{\gamma\operatorname{tg}\theta_0}.$$

Постоянную c определяем из граничных условий $\gamma = 0$; $r = r_1 = c$. Получили уравнение профиля логарифмического кулачка в полярных координатах:

$$r = r_1 e^{\gamma\operatorname{tg}\theta_0}.$$

Логарифмический кулачок, или, как чаще его называют, логарифмическое сердечко, показан на рис. 8.21. Он обеспечивает отсутствие самоторможения почти на всем угле поворота. Однако вблизи положения фиксации, когда толкатель соприкасается с кулачком на радиусе r_1, как показано на рис. 8.21, условие $\theta > \varphi$ не выполняется, так как в месте пересечения двух ветвей логарифмической спирали не удается избежать закругления. Это делает невозможной точную фиксацию, что является весьма существенным недостатком логарифмического сердечника.

Указанный недостаток отсутствует у сердечка секундомера (рис. 8.22), которое взаимодействует с плоским поворачивающимся толкателем. Сердечко секундомера имеет приближенный профиль моментного кулачка, построенного с учетом трения в кулачковой

передаче. Исключением является небольшой участок вблизи положения фиксации, причем на этом участке момент, действующий на кулачок, не уменьшается, как у логарифмического кулачка, а, наоборот, возрастает, что обеспечивает достаточно точную фиксацию. Малейшее отклонение кулачка от положения фиксации вызывает появление момента, действующего на кулачок.

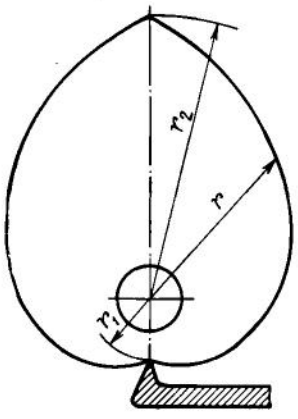
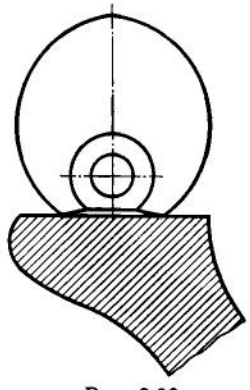


Рис. 8.21


Рис. 8.22

Широкое применение нашли эксцентриковые зажимы, которые также следует рассматривать как кулачковый механизм (рис. 8.23). Эксцентриковый зажим обеспечивает быстрый зажим деталей при повороте эксцентрика. В положении фиксации эксцентрик также является ведомым кулачком, так как прижатая деталь, заменяющая в данном случае толкатель, воздействует на него вследствие своей упругости. Однако если в предыдущем случае должен обеспечиваться поворот сердечка под действием силы толкателя, то в эксцентриковом зажиме сила детали, наоборот, не должна вызывать поворота кулачка, иначе произойдет самоосвобождение эксцентрикового зажима.

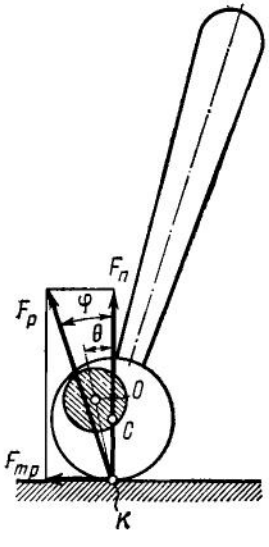


Рис. 8.23

Эксцентриком называют цилиндр, имеющий ось вращения O, не проходящую через центр основания цилиндра C. Нормальное давление $F_п$, действующее на эксцентрик, проходит через центр C и создает относительно оси O момент, который может вызывать самоосвобождение эксцентрика. Сила трения $F_{тр} = fF_п$, напротив, препятствует самоосвобождению. Самоосвобождения не произойдет, если равнодействующая $F_р$ сил $F_п$ и $F_{тр}$ пойдет левее оси O. Тогда для освобождения эксцентрика необходимо к рукоятке приложить момент, противоположный по направлению и больший по значению, чем момент силы $F_р$. Угол между силами $F_п$ и $F_р$ равен углу трения φ: $f = \operatorname{tg}\varphi$, где f — коэффициент трения. Условие отсутствия самоосвобождения в эксцентриковом зажиме имеет вид $\varphi > \theta$. Самоосвобождения не произойдет, если угол подъема эксцентрика θ в месте его касания, т. е. в точке K (положение фиксации), меньше угла трения φ.

Конструкции эксцентриков стандартизованы (ГОСТ 12192—66 и 12191—66).

Глава 9

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 9.1. Основные сведения

Плоские и пространственные рычажные механизмы применяют для передачи и преобразования движений, перемещений, скоростей, силовых воздействий; выполнения математических операций (счетно-решающие устройства); воспроизведения кинематических связей между заданными элементами конструкции (подвесы, растяжки и т. п.); компенсации погрешностей, связанных с несовершенством выбранного принципа действия конструкции или несовершенством свойств материалов, из которых изготовлены отдельные детали и узлы, и т. п. Примеры применения рычажных механизмов показаны на рис. 9.1. В схеме устройства для измерения линейного ускорения a (рис. 9.1, a) применен рычаг *2* для преобразования перемещения массы *1* в поворот зубчатого сектора *4* и малого зубчатого колеса *5*, на оси которого закреплен указатель (стрелка) *6*.

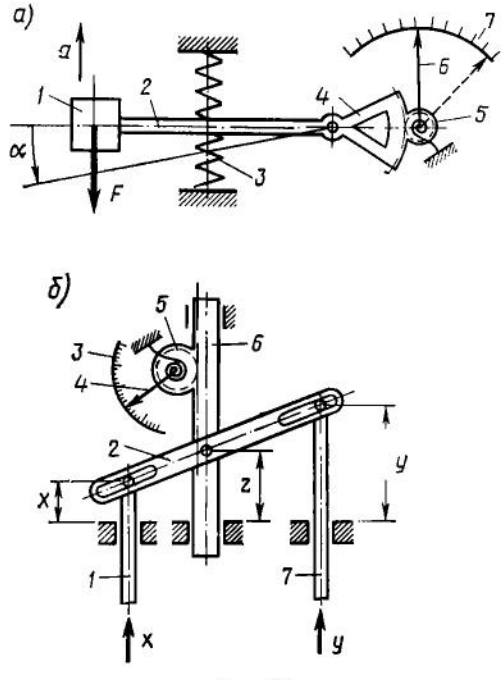


Рис. 9.1

Деформация тарированной пружины *3* служит мерой ускорения, отсчитываемого по шкале *7*. В простейшем счетно-решающем устройстве (рис. 9.1, *б*) посредством двуплечего рычага *2* осуществляется суммирование перемещений штоков *1* и *7*. Значение $x + y$ равно перемещению z зубчатой рейки *6*, находящейся в зацеплении с зубчатым колесом *5*, на оси которого закреплена стрелка *4*. Отсчет значений z производится по положению стрелки относительно шкалы *3*. Подвижные звенья механизмов конструктивно выполняют в виде стержней, рычагов, планок, пластин, пружин и пр., соединенных высшими или низшими кинематическими парами — шарнирами, скользящими соединениями, опорными узлами и др. Объединяющим, неподвижным звеном рычажного узла (стойкой) может служить корпус, кронштейн, плата и т. п. Чаще других применяют простейшие рычажные механизмы — рычаги первого и второго рода; шарнирные четырехзвенники, являющиеся основой большинства существующих рычажных передач; кривошипно-ползунные, кривошипно-кулисные механизмы; поводковые механизмы — синусный, тангенсный и др.

Достоинства рычажных передач: простота конструкции, изготовления, регулировки и эксплуатации; надежность в работе; малые габариты. Недостатки: ограниченность угловых и линейных перемещений, зазоры в шарнирах. Передаточное отношение рычажных передач непостоянно. Его можно считать постоянным только в установленных пределах точности на определенном для всякой рычажной передачи интервале работы, при заранее установленных конструктивных формах и размерах отдельных деталей и узлов, соотношении этих размеров, расположении их и т. д. Анализ выражения передаточного отношения позволяет установить влияние на него конструктивных параметров — формы, расположения, начального положения деталей передачи, а также диапазона работы.

§ 9.2. Кинематические соотношения рычажных передач

В процессе проектирования производят кинематические, силовые, а иногда и динамические исследования рычажных передач. Рычажный узел осуществляет полученное из теоретических расчетов передаточное отношение только тогда, когда его конструкция разработана и выполнена в строгом соответствии с принятой геометрической схемой, а все элементы достаточно прочны и жестки. Небольшие отклонения от схемы, погрешности элементов, их недостаточные жесткости искажают фактическое передаточное отношение неточностями, которые потом трудно учесть и нейтрализовать. Таким образом, задача проектирования рычажного передаточно-преобразующего узла состоит в том, чтобы среди многообразия известных и по возможности простых передач выбрать наиболее отвечающую поставленной задаче и произвести ее силовой и кинематический расчеты; разработать конструкцию, обеспечивающую наиболее простыми конструктивными средствами связь входа и выхода; найти интервал работы подобранных узлов по их аргументам (границы отклонений); ограничить углы давления в целях предотвращения заклинивания; подобрать длины и формы рычагов, разместить и сконструировать шарниры и другие подвижные и неподвижные соединения, указать конфигурации и геометрические размеры взаимодействующих деталей и узлов; определить методами теории сопротивления материалов размеры поперечных сечений рычагов, обеспечив им достаточную жесткость; выяснить возможность возникновения динамических нагрузок, особенно в быстродействующих устройствах.

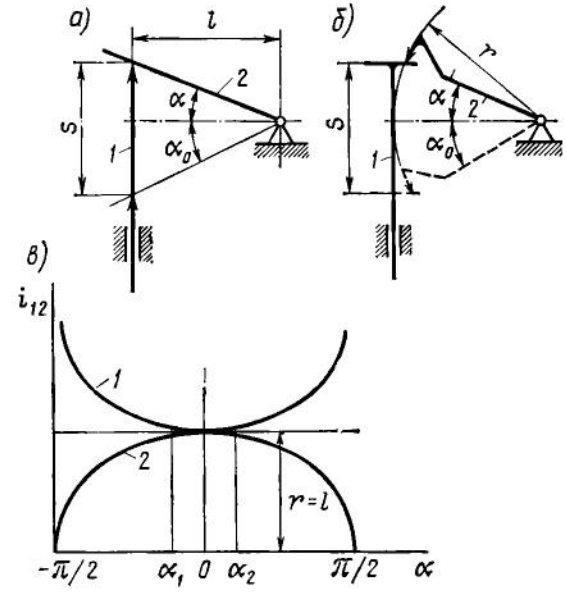


Рис. 9.2

Анализ различных рычажных передач осуществляют по единой общепринятой методике. Прежде всего изображают кинематическую схему, выбранную в соответствии с техническими требованиями к разрабатываемым устройствам. Затем устанавливают зависимость между перемещениями ведущего и ведомого звеньев, называемую характеристикой механизма. Методику анализа рассмотрим на примере простых, наиболее часто применяемых, но конструктивно различных механизмов: синусного, поводкового, кривошипно-ползунного и кулисного. Для них, так же как и для всех других механизмов, кинематические схемы изображают в условных, установленных ГОСТ 2770—74 обозначениях (см. приложение I).

Чтобы найти передаточное отношение, составляют уравнение функциональной связи между выходной и входной величинами. Ведущее звено передачи выбирают в зависимости от требований конструкции. Соответствующая производная дает передаточное отношение, анализ которого и выявляет возможности передачи.

Тангенсный и синусный механизмы (рис. 9.2) применяют для преобразования прямолинейного перемещения s толкателя *1* в поворотное перемещение α рычага *2*. Принимаем, что в обоих механизмах начальное положение рычага *2* определяется углом α_0. Считаем α положительным, если он расположен над горизонтальным положением рычага *2*, и отрицательным, если ниже. В тангенсном механизме (рис. 9.2, *а*) расстояние l от оси вращения рычага до толкателя постоянное и $s = l(\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha_0)$; передаточное отношение $i_{12} = ds/d\alpha = l/\cos^2\alpha$. В синусном механизме (рис. 9.2, *б*) длина рычага r остается неизменной. Характеристика механизма $s = r(\sin\alpha - \sin\alpha_0)$. Передаточное отношение $i_{12} = ds/d\alpha = r\cos\alpha$.

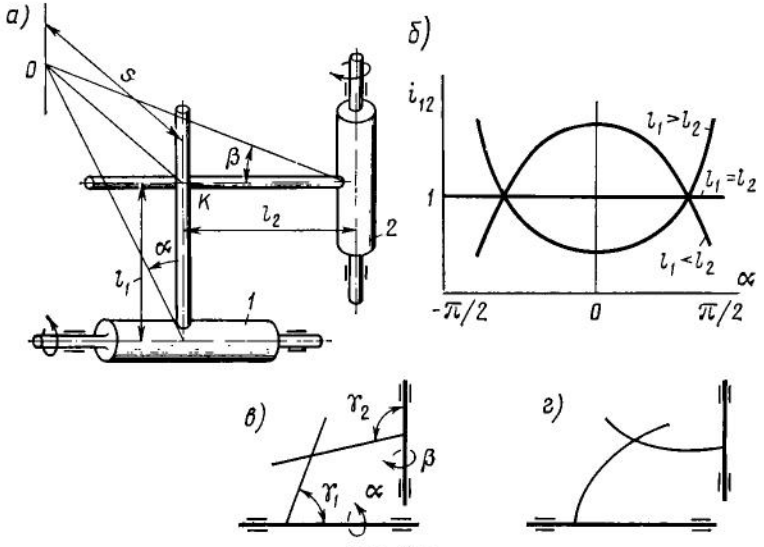


Рис. 9.3

На рис. 9.2, *в* представлены графики передаточных отношений тангенсного *1* и синусного *2* механизмов. Для удобства их сопоставления принимаем, что $r = l$. Из графика видно, что передаточное отношение в обоих случаях переменное. Его можно считать постоянным в небольших пределах изменения угла α на некотором участке $\alpha_1 - \alpha_2$.

Поводковые механизмы (рис. 9.3, *а*) предназначены для передачи вращения между расположенными под углом осями *1* и *2*. Наибольшее применение получили механизмы, у которых оси и поводки расположены под углом 90°. Характеристикой механизма является зависимость угла β поворота оси *2* от угла α поворота оси *1*. Из рис. 9.3, *а*

$$s = OK = l_1 \operatorname{tg}\alpha = l_2 \operatorname{tg}\beta. \qquad (9.1)$$

Дифференцируем выражение (9.1) по времени t: $(l_1/\cos^2\alpha)d\alpha/dt = (l_2/\cos^2\beta)d\beta/dt$. Отсюда $i_{12} = d\alpha/d\beta = l_2\cos^2\alpha/l_1\cos^2\beta = l_2(1 + \operatorname{tg}^2\beta)/l_1(1 + \operatorname{tg}^2\alpha)$.

В соответствии с уравнением (9.1) $\operatorname{tg}\beta = l_1\operatorname{tg}\alpha/l_2$; получаем $i_{12} = l_2(1 + l_1^2\operatorname{tg}^2\alpha/l_2^2)/[l_1(1 + \operatorname{tg}^2\alpha)] = l_2(\cos^2\alpha + l_1^2\sin^2\alpha/l_2^2)/l_1$ и окончательно

$$i_{12} = l_2[1 + \sin^2\alpha(l_1^2/l_2^2 - 1)]/l_1.$$

График изменения передаточного отношения поводкового механизма при различиых соотношениях между l_1 и l_2 представлен на рис. 9.3, *б*. Посредством поводковых механизмов, изменяя углы наклона γ_1 и γ_2 поводков (рис. 9.3, *в*) или придавая им криволинейную форму (рис. 9.3, *г*), можно получить практически любую требуемую зависимость между α и β.

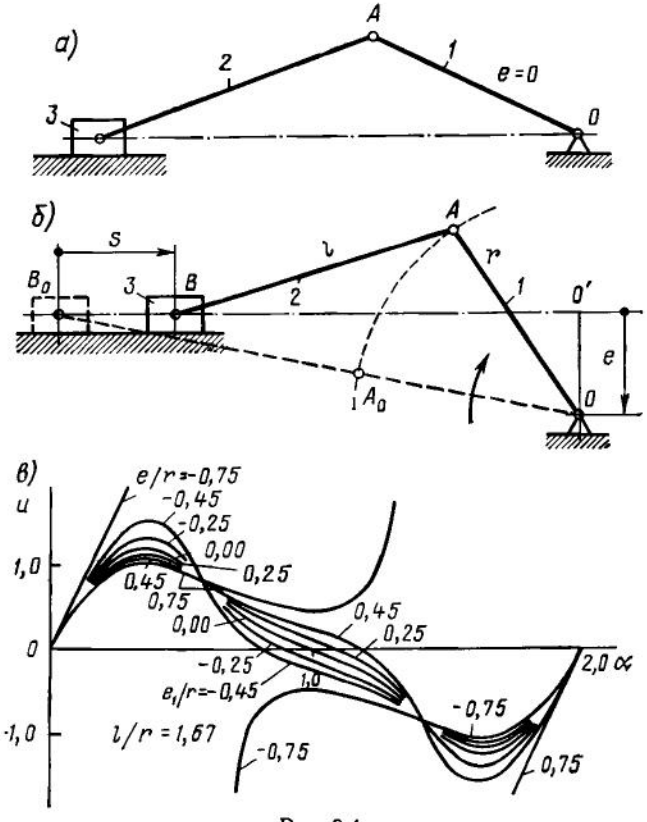


Рис. 9.4

Кривошипно-ползунные механизмы (рис. 9.4) предназначаются для преобразования вращательного движения кривошипа *1* в возвратно-поступательное движение ползуна *3* посредством шатуна *2* и наоборот. Различают аксиальный (рис. 9.4, *а*) и дезаксиальный (рис. 9.4, *б*) механизмы. В последнем направление движения ползуна смещено относительно оси вращения кривошипа на величину e, называемую дезаксиалом. Характеристикой механизма

является зависимость перемещения s ползуна от угла α поворота кривошипа. В общем случае $s = f(\alpha, r, l, e)$ — семейство кривых (рис. 9.4, *в*) для различных значений геометрических параметров r, l и e. При $e = 0$ дезаксиальный механизм переходит в аксиальный. Определим зависимость $s = f(\alpha)$ для общего случая ($e \neq 0$). Принимаем крайнее левое положение B_0 ползуна за начальное. Из рис. 9.4, *б* $s = O'B_0 - O'B$. Принимаем $\angle O'BA = \beta$, $\angle O'OA = 90° - \alpha$, тогда $O_1B = l\cos\varphi + r\cos\alpha$ и $s = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - l\cos\varphi - r\cos\alpha$. Для исключения $\cos\varphi$, зависимого от α, из равенства $l\sin\varphi + e = r\sin\alpha$ (рис. 9.4, *б*) находим $\cos\varphi = \sqrt{1 - [(r\sin\alpha - e)/l]^2}$. Для упрощения разлагаем выражение для $\cos\varphi$ в ряд по формуле бинома Ньютона и ограничиваемся первыми двумя членами, учитывая, что ряд быстро сходится для значений $r/l = 1/4 \ldots 1/10$, характерных для механизмов приборов: $\cos\varphi \approx \{1 - [(r\sin\alpha - e)/l]^2\}/2$.

Учитывая найденное значение, получаем окончательно

$$s \approx [\sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r\cos\alpha - l + r^2\sin^2\alpha]/(2l) - re\sin\alpha/l + e^2/(2l). \qquad (9.2)$$

Для аксиального механизма при $e = 0$

$$s = r[1 - \cos\alpha + r\sin^2\alpha/(2l)].$$

Дифференцируя выражение (9.2) по α, можно найти функцию передаточного отношения $i_{12} = ds/d\alpha$; дифференцируя по времени, можно найти функции скорости ds/dt и ускорения d^2s/dt^2 ползуна. При этом, считая угловую скорость ω кривошипа постоянной, производим замену $d\alpha/dt = \omega$. Выражения для скорости v и ускорения a имеют вид

$$v = r\omega[\sin\alpha + r\sin 2\alpha/(2l) - e\cos\alpha/l];$$
$$a = r\omega^2(\cos\alpha + r\cos 2\alpha/l + e\sin\alpha/l).$$

Для аксиального механизма при $e = 0$

$$v = r\omega[\sin\alpha + r\sin 2\alpha/(2l)], \quad a = r\omega^2(\cos\alpha + r\cos^2\alpha/l).$$

Кулисный механизм (рис. 9.5, *а*) наиболее часто применяют для преобразования вращательного движения кривошипа *1* в качательное движение кулисы *3*. Камень кулисы *2* перемещается вдоль нее по направляющим. Кулисные механизмы могут быть использованы также для преобразования равномерного вращательного движения в неравномерное вращательное движение при $a < r$ (рис. 9.5, *б*). Кулисы с камнем применяют также в тангенсных (рис. 9.2, *а*), синусных (рис. 9.2, *б*) и других механизмах для замены высших кинематических пар низшими.

Зависимость угла поворота α кулисы от угла поворота β кривошипа (рис. 9.5, *а*) такова:

$$\operatorname{tg}\alpha = r\sin\beta/(a + r\cos\beta).$$

После дифференцирования этого выражения по времени и преобразований [36] получаем выражение для угловой скорости кулисы

$$\omega_3 = \omega_1 r(a\cos\beta + r)/(a^2 + r^2 + 2ar\cos\beta),$$

где $\omega_3 = d\alpha/dt$; $\omega_1 = d\beta/dt = \text{const}$. Отсюда передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = (a^2 + r^2 + 2ar\cos\beta)/[r(a\cos\beta + r)]$. Диффе-

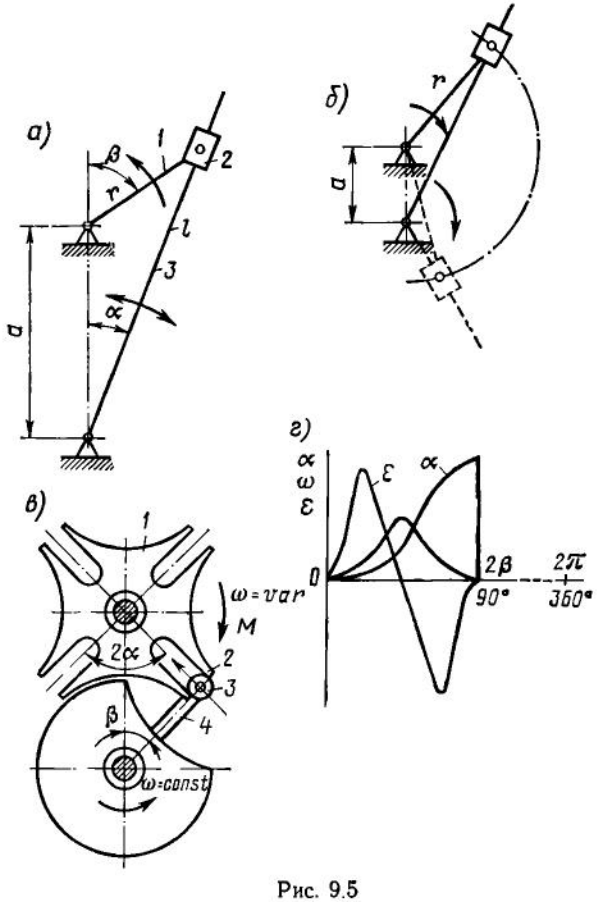


Рис. 9.5

ренцируя по времени выражение для ω_3, получаем угловое ускорение кулисы $\varepsilon_3 = d^2\alpha/dt^2$. После преобразований

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2[ra(r^2 - a^2)\sin\beta]/(a^2 + r^2 + 2ar\cos\beta)^2.$$

Наиболее характерным является применение кулисных механизмов в устройствах для получения прерывистого движения, например в разнообразных производственных автоматах, работающих по определенному циклу, в киноаппаратуре [56] и др. В таких устройствах используют мальтийский крест (рис. 9.5, *в*). Лопасти *2* креста, имеющие пазы, представляют собой кулисы. Число лопастей

не менее 3. При вращении кривошипа *4* поворот креста происходит только тогда, когда цевка *3* кривошипа перемещается в пазу лопасти креста. Крест поворачивается на угол 2α при повороте кривошипа на угол 2β. На угле поворота кривошипа $2\pi—2\beta$ крест неподвижен. Характер изменения кинематических параметров движения креста (рис. 9.5, *в*) — угла поворота α, угловой скорости ω и углового ускорения ε — показан на рис. 9.5, *г*. Расчет мальтийских механизмов см. в [36]. Из анализа рассмотренных в этой главе механизмов следует, что чем больше конструктивных параметров (r, l, e и др.) входит в характеристику механизма, тем большими функционально-преобразовательными возможностями он обладает.

Глава 10

ФИКСИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА И ОГРАНИЧИТЕЛИ ДВИЖЕНИЯ

§ 10.1. Фиксирующие устройства

Зажимные устройства обеспечивают неподвижное взаимное положение отдельных деталей механизма, что достигается благодаря трению. На определенном диапазоне соединение можно освобождать и вновь устанавливать в любом положении в зависимости от желания оператора. Трение между деталями *1* и *2*, удерживающее установленное положение зажимного устройства, возникает под действием сил, создаваемых установочными винтами (рис. 10.1, *а*, *в*, *д*, *е*), эксцентриком (рис. 10.1, *б*) или хомутиком, стягиваемым винтом *3* (рис. 10.1, *г*). Широкое распространение получили также цанговые зажимы.

Фиксаторы в отличие от зажимных устройств позволяют устанавливать детали механизмов в строго определенные, заранее фиксированные положения. Фиксаторы находят применение в различных механизмах. Применяют их в электрических переключателях. Для переключения электрических цепей нет необходимости фиксировать взаимное положение деталей в любом положении, как в зажиме, а надо перевести переключатель, например, из положения «Включено» на положение «Выключено». Подвижная часть переключателей должна четко фиксироваться в каждом рабочем положении. При этом не допускают самопроизвольного включения и отключения. Фиксатор имеет подвижный и фиксирующий элементы, которые вместе составляют фиксирующую пару. Подвижные элементы непосредственно связаны с перемещающимися узлами, положение которых изменяют при переводе фиксатора из одного положения в другое. Их выполняют в виде делительных дисков, лимбов, звездочек, зубчатых колес и реек, впадины и отверстия которых используются для фиксации. Подвижный элемент может поворачиваться или совершать поступательное движение. Более распространена фиксация положения поворачивающихся деталей. Фиксирующий элемент

удерживает подвижный элемент в определенных положениях. Число позиций переключения и их расположение определяются местом и числом отверстий или впадин у подвижных элементов. Фиксирующие элементы имеют выступы, которые западают во впадины или отверстия подвижных элементов. Обычно это происходит под действием пружин, которые удерживают фиксирующие неподвижные элементы в положениях фиксации. Находят применение как фиксаторы с трением скольжения, так и фиксаторы с трением качения, в которых применяют шарики или ролики. Если фиксатор переводится из одного положения в другое с приложением сил или моментов непосредственно к подвижной части и фиксирующий элемент западает во впадину или отверстие под действием пружины,

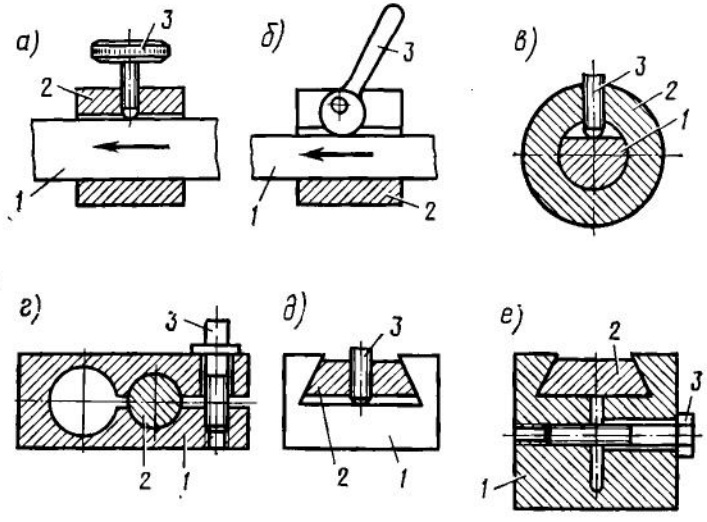


Рис. 10.1

то такой фиксатор называют упругим. У жестких фиксаторов, прежде чем перевести подвижный элемент в следующее положение, надо приложить усилие непосредственно к фиксирующему элементу для вывода его из впадины или отверстия. Фиксирующий элемент часто закрепляют непосредственно на подвижной части, а делительные лимбы, звездочки и т. п. остаются неподвижными. Тем не менее при переводе фиксатора из одного положения в другое изменяется взаимное положение фиксирующей части относительно упомянутых лимбов, звездочек и т. п.

Рассмотрим фиксатор с поступательно перемещающимися рейкой и штоком. На шток действует сила F пружины (рис. 10.2). Определим силу F_1, выводящую шток из впадины рейки. Трение в направляющих штока и рейки во внимание не принимаем. Рассматриваем силы, действующие только в фиксирующей паре. Фиксатор выводится из одного положения фиксации в начале перевода

в другое положение под действием внешних сил, например силы руки. В рассматриваемом случае сила F_1, выводящая фиксатор, действует горизонтально. Сила F препятствует выводу фиксатора. Сила F_n — сила нормального давления, $F_{тр}$ — сила трения между рейкой и штоком; $F_{тр} = fF_n$. Рассмотрим равновесие штока. Проецируя действующие на него силы на направление силы F, можно записать

$$F = F_n \cos\alpha - F_{тр} \sin\alpha \text{ и } F_n = F/(\cos\alpha - f\sin\alpha).$$

Рассмотрим равновесие рейки. Силы F_n и $F_{тр}$, действующие на рейку, равны и противоположны силам, приложенным к штоку. Проецируя силы, действующие на рейку, на горизонталь, определяем силу F_1, необходимую для вывода фиксатора из впадины рейки:

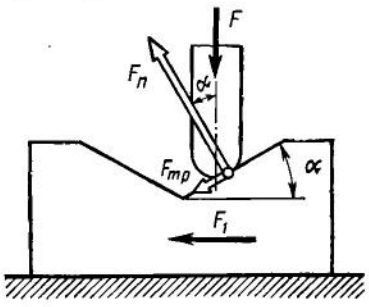


Рис. 10.2

$$F_1 = F_n \sin\alpha + fF_n \cos\alpha =$$
$$= F(\sin\alpha + f\cos\alpha)/(\cos\alpha - f\sin\alpha) =$$
$$= F\,\mathrm{tg}(\alpha + \varphi),$$

где $f = \mathrm{tg}\,\varphi$. Сила F_1 пропорциональна прижимающей силе F и возрастает с увеличением углов α и φ. Но с увеличением угла α повышается и точность фиксации, хотя переключение и становится более тяжелым. Угол α является углом подъема профиля рейки, которая выполняет роль кулачка, в то время как шток представляет собой толкатель кулачкового механизма. При больших значениях угла α возникает опасность заклинивания штока в его направляющей или в подшипнике, если речь идет о поворачивающемся рычаге. Поэтому при поступательном перемещении штока обычно рекомендуют выбирать угол α не более 30°, а при поворачивающемся рычаге — не более 45°. Более точные значения углов α определяются на основании силового анализа механизма. После перевода фиксатора шток западает в следующую впадину под действием пружины фиксатора. При этом устанавливается новое фиксированное положение механизма. Ведущим кинематическим звеном в этом случае является шток. Сила $F_{тр}$ имеет направление, противоположное указанному на рис. 10.2. Зависимость между силами F_1 и F такова: $F_1 = F\,\mathrm{tg}\,(\alpha - \varphi)$. Фиксатор может обеспечить точную фиксацию при $\alpha > \varphi$. Если это неравенство не соблюдается, то фиксатор будет самотормозящимся и не обеспечит точной фиксации. Фиксаторы с поворачивающимися подвижными элементами более распространены, чем фиксаторы с поступательно перемещающимися рейками. В этом случае зависимости между силами F и F_1 также справедливы, но здесь сила F_1 является окружной. Крутящий момент, который следует приложить к звездочке при выводе фиксатора,

$$M = F_1 r_з = F r_з \,\mathrm{tg}\,(\alpha + \varphi),$$

где $r_з$ — радиус звездочки (рис. 10.3).

Конструкция жесткого фиксатора делительной головки показана на рис. 10.4. Фиксированные положения возникают при западании штока *2* в отверстия делительного лимба *6*. При переводе фиксатора из одного положения в другое необходимо отвести ручку *3* влево, сжимая пружину *4*. Когда шток выйдет из одного отверстия делительного лимба, рычаг *1* вместе с направляющей втулкой *5*

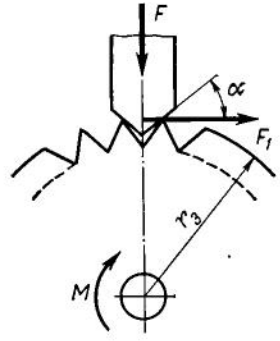


Рис. 10.3

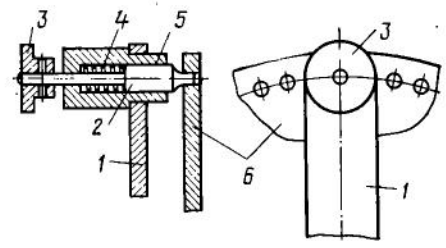


Рис. 10.4

будет поворачиваться до тех пор, пока шток не западет в другое отверстие делительного лимба. В рассмотренной конструкции фиксация происходит при движении штока в направлении, параллельном оси вращения рычага *1*. Такие фиксаторы называют фиксаторами осевого действия.

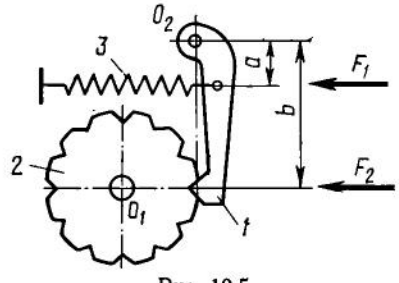


Рис. 10.5

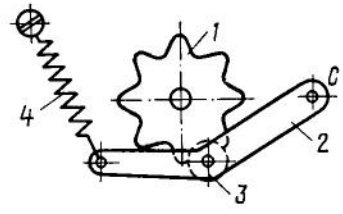


Рис. 10.6

На рис. 10.5 показана конструкция упругого фиксатора радиального действия. Конец рычага *1* при западании во впадину звездочки *2* под действием пружины *3* перемещается в направлении радиуса звездочки. Сила F_1 пружины создает на конце рычага усилие $F_2 = aF_1/b$.

Фиксирующие пары с трением качения облегчают перевод фиксатора из одного положения в другое [58]. На рис. 10.6 представлен фиксатор с роликом радиального действия. Между роликом *3*, закрепленным на рычаге *2*, и звездочкой *1* действует сила трения качения. Ролик прижимается к звездочке пружиной *4*, под действием которой рычаг *2* поворачивается относительно оси *C*. При фиксации

фиксирующая часть перемещается под действием пружины в направлении к подвижной части и входит во впадину или отверстие, а сила пружины фиксатора становится при этом слабее. Но именно в положении фиксации требуется максимальная сила, чтобы обеспечить более надежное сохранение зафиксированного положения и замыкание контактов в случае, когда фиксатор используется в электрическом переключателе. Для увеличения силы, действующей на ролик в положении фиксации, используется конструкция, схема которой представлена на рис. 10.7. На рис. 10.7, *а* фиксатор показан в положении, когда ролик опустился во впадину, т. е. в положении фиксации. Из уравнения моментов относительно точки *О* определим зависимость между силой F_1 пружины и силой F_2 прижатия ролика:

$$F_1 a = F_2 b; \quad F_2 = F_1 a / b.$$

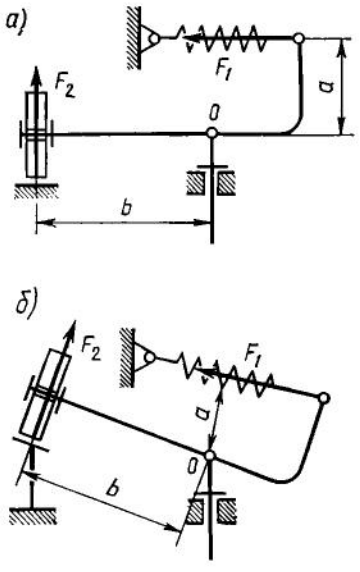


Рис. 10.7

На рис. 10.7, *б* показано положение механизма при переводе фиксатора. По сравнению с рассмотренным положением сила F_1 пружины увеличилась, а плечо *а* стало меньше. В результате силы F_2 могут быть близкими по значению как при фиксации, так и при переключении.

Весьма распространены переключатели с шариками. Как и при роликовых фиксаторах, между шариком и касающейся с ним деталью действует сила трения качения.

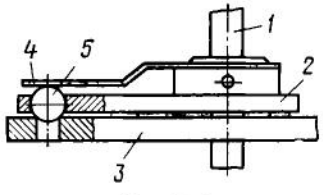


Рис. 10.8

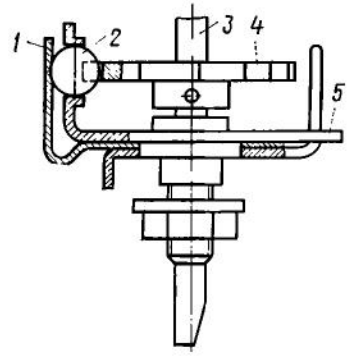
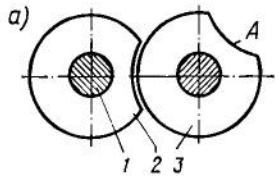


Рис. 10.9

Шарик *5* (рис. 10.8) западает в отверстие лимба *3*, благодаря чему создаются фиксированные положения рычага. Шарик прижимается к лимбу пружиной *4*, которая поворачивается вместе с рычагом *2* при повороте оси *1*. Фиксатор имеет осевое действие.

Шарик *2* на рис. 10.9 прижимается к звездочке *4* пружиной *1*. В положении фиксации шарик западает во впадину между зубьями звездочки. При повороте оси *3* звездочка поворачивается, шарик перескакивает из одной впадины в другую, пружина *1* при этом деформируется, а направляющая *5* остается неподвижной. Фиксатор имеет радиальное действие.

У фиксатора осевого действия (рис. 10.10) лимб *2* имеет углубления, в которые западает шарик *1* в положениях фиксации. При этом щетки обеспечивают замыкание соответствующей электрической цепи. Шарик прижимается к лимбу пружиной *3*. При переключении фиксатора поворачивается ось *4* вместе с рычагом *5*. Лимб остается неподвижным.



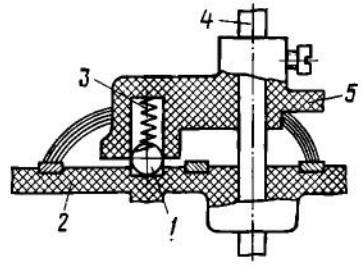


Рис. 10.10

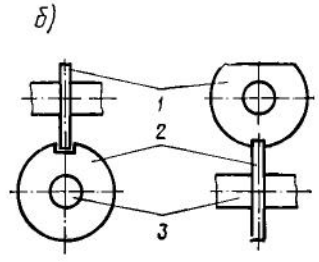


Рис. 10.11

Показанные на рис. 10.5...10.10 конструкции являются упругими фиксаторами. Для фиксации взаимного положения деталей приборов используют и блокировочные устройства, которые часто называют «секретами». Поворот оси *1* (рис. 10.11, *а*) невозможен до тех пор, пока шайба *3* не повернется и не займет положение, при котором прорезь *А* позволит шайбе *2* повернуться вместе с осью. Аналогична и конструкция устройства, показанная на рис. 10.11, *б*. Поворот оси *3* станет возможным, когда шайба *1* повернется и ее сфрезерованный скос пропустит паз шайбы *2*.

Арретирующие устройства фиксируют определенные положения подвижных систем приборов при транспортировке прибора, его длительном хранении, а также в тех случаях, когда на прибор действуют сильные динамические перегрузки, которые могут вывести из строя механизм. Арретирующие устройства уменьшают износ механизма. Они воспринимают динамические перегрузки, предохраняя наиболее слабые детали от повреждений. Заарретированный механизм работать не может. Прежде чем начать работать на приборе, его следует разарретировать. Арретиры находят применение в точных измерительных приборах, гироскопических приборах, весах, а также в целом ряде других конструкций. Арретиры могут быть как непосредственного, так и дистанционного включения.

В конструкции арретира электроизмерительного прибора (рис. 10.12) поворотом ручки *1* через эксцентрик *2* обеспечивается прогиб пружинящего фиксатора *3*. Конец фиксатора поднимается, натягивая пружину *4* подвеса рамки *5* электроизмерительного

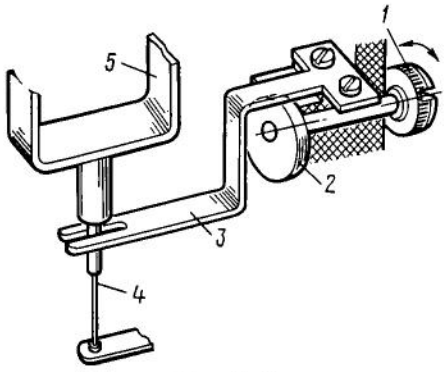


Рис. 10.12

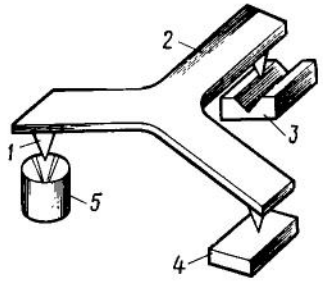


Рис. 10.13

прибора. Положение массивной рамки оказывается зафиксированным, так как конец фиксатора, имеющий форму вилки, отжимает рамку в сторону. Для предохранения лезвий ножей (призм) от быстрого износа и повреждений все аналитические и вообще точные весы снабжают изолирами и арретирами *. Изолир — устройство обеспечивающее отделение ножей от подушек на то время, когда взвешивание не производится. Одновременно с отделением подушки от ножа осуществляется арретирование одной из этих двух частей, обеспечивающее строгую фиксацию. Иначе при повторном взвешивании кинематическая связь в разомкнутой паре не сможет восстановиться. Изолиры используют также для гашения колебания коромысла весов при взвешивании, что имеет большое значение для точных весов. Положение твердого тела вполне определяется положением трех его точек. Если эти точки после некоторого движения займут снова первоначальное положение, то и все тело вернется на прежнее место. Это справедливо как для коромысла, чашек весов, так и для других деталей и узлов. Фиксация положения детали *2* обеспечена, если деталь снабжена тремя конусами *1* (рис. 10.13), каждый из которых упирается соответственно в плоскую площадку *4*, призму *3* и опору *5* с коническим углублением. Один из опорных конусов западает во впадину конической лунки, второй ложится во впадину призмы, имея возможность при этом скользить вдоль паза, а третий конус упирается в плоскую поверхность. Это обеспечит отсутствие перекосов при установке, если только правильно расставлены упоры. Если же для фиксации используют только конические лунки, то при малейшем несовпадении расстояний между вершинами опорных конусов и вершинами конусов конических лунок (что наблюдается практически всегда) возникнут перекосы фиксируемой детали *2*. На рис. 10.14 показана схема простого изолира. С помощью рукоятки *1* поворачиваются эксцентрики *13*, *14* и *15*. Шток *12* поднимается вверх вместе с планкой изолира *11*. Планка поднимает упоры *5* для серег с подушками *9* и упоры *6* коромысла *7*. При этом ножи *8* и *4* отделяются от подушек *9* и *10*. Эксцентрики *13* и *15* одновременно поднимают упоры *2* чашек *3*. Упоры *2*, *5*, *6* называют также арретирами. Они обеспечивают восстановление положения подвижных звеньев весов перед началом взвешивания.

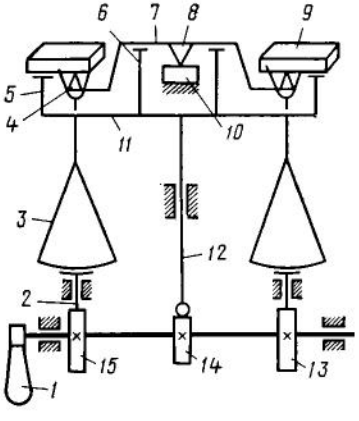


Рис. 10.14

* Работу арретиров исследовал Д. И. Менделеев.

§ 10.2. Ограничители движения

Ограничители движения ограничивают поступательное или вращательное движение деталей и узлов на определенном участке. Если суппорт или каретка перемещается поступательно в направляющей, то такое движение ограничено длиной направляющей. Аналогично, движение гайки относительно резьбы ходового винта ограничено его длиной. Ограничители движения находят применение в различных механизмах.

Зубчатый ограничитель с кулачками. Вращение зубчатых колес z_1 и z_2 (рис. 10.15), находящихся в зацеплении, ограничено кулачками. Стопорные кулачки жестко закреплены винтами на зубчатых колесах и перемещаются в одной плоскости. Вращение зубчатых колес z_1 и z_2 возможно до тех пор, пока кулачки не упрутся один в другой. Передаточное отношение зубчатой передачи [60]

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = \varphi_1/\varphi_2 = z_2/z_1,$$

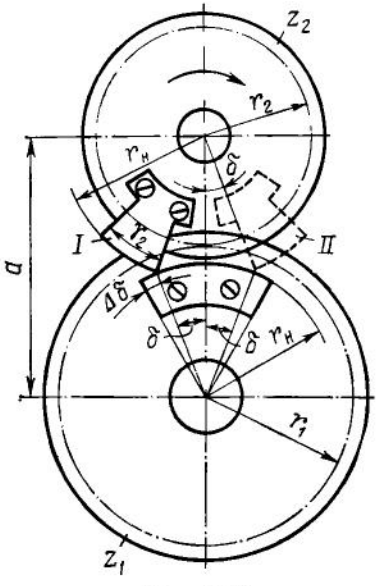


Рис. 10.15

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости зубчатых колес; n_1 и n_2 — количество оборотов колес; φ_1 и φ_2 — углы их поворота; z_1 и z_2 — числа зубьев.

Кулачки закреплены на зубчатых колесах таким образом, что их наружные радиусы $r_н$ одинаковы:

$$r_н = a/(2\cos\delta),$$

где a — межосевое расстояние; угол δ показан на рисунке.

Рассматриваем конструкцию зубчатого ограничителя, у которого колесо z_1 между крайними положениями стопорения совершает целое число оборотов: $n_{ц1} = n_1$. В этом случае кулачок колеса z_1 в положении стопорения занимает одно и то же положение, показанное на рис. 10.15 симметрично линии центров. Положения кулачка колеса z_2 показаны в начале движения (положение *I*) сплошными линиями, а в конце движения (положение *II*) — штриховыми линиями. Количество оборотов колес между крайними положениями стопорения при зубчатых ограничителях с кулачками может достигать 200. Пусть $z_2 < z_1$ или $z_1 - z_2 = k$, где k — целое число; $k = 1, 2, 3$ и т. д. Угол поворота колеса z_1 между крайними положениями стопорения $\varphi_1 = 2\pi n_1$. Угол поворота колеса z_2 за это же время $\varphi_2 = 2\pi n_1 z_1/z_2 = 2\pi\,(n_{ц2} + c_2)$, где $n_2 = n_{ц2} + c_2$; $n_{ц2}$ — целое число оборотов колеса z_2; c_2 — дробная часть оборота того же колеса: $2\pi c_2 = 2\pi - 2\delta - \gamma_2$; угол γ_2 показан на рис. 10.15.

Из равенства $n_1 z_1/z_2 = n_{ц2} + 1 - \delta/\pi - \gamma_2/(2\pi)$ получаем

$$z_2 = kn_1/[(1 - \delta/\pi + n_{ц2} - n_1 - \gamma_2/(2\pi)].$$

Если между двумя положениями стопорения c_2 не превышает одного оборота, то $n_{ц2} = n_1$. Тогда

$$z_2 = kn_1/[1 - \delta/\pi - \gamma_2/(2\pi)].$$

Эта формула позволяет определить наименьшее число зубьев колеса z_2, которое может обеспечить n_1 оборотов колеса z_1.

Угол установки кулачков δ выбирают равным 20°. Для надежного и достаточно точного стопорения угол $\Delta\delta$ должен соответствовать дуге наружной окружности кулачка колеса z_1, но не менее 0,7 мм. Однако при зубчатых ограничителях с кулачками возможны случаи преждевременного стопорения, когда кулачки останавливают движение зубчатых колес z_1 и z_2 не после того, когда колесо z_1 совершит заданное количество оборотов n_1, а раньше. Возможность преждевременного останова вытекает из того факта, что зубчатые колеса между расчетными положениями стопорения совершают несколько оборотов. Поэтому при проектировании зубчатых ограничителей с кулачками необходимо проверять, не наступит ли при их работе преждевременное стопорение. Одно из положений, при котором может произойти преждевременное стопорение, показано на рис. 10.16. При вращении зубчатых колес в направлениях, показанных стрелками, кулачок колеса z_1 повернулся до угла 2δ, когда кулачок колеса z_2 только что освободил для него место. При $z_2 < z_1$ угловая скорость ω_1 меньше угловой скорости ω_2. Поэтому, если обеспечено положение, показанное на рис. 10.16, преждевременного стопорения не произойдет. Если зубчатое колесо z_2 повернулось за один неполный оборот на угол $\varphi_2 = 2\pi - 2\delta$, то угол

поворота колеса z_1 $\varphi_1 = (2\pi - 2\delta)\, z_2/z_1$. Угол $\sigma = 2\pi - 2\delta - \varphi_1 = 2\pi - 2\delta - (2\pi - 2\delta)\, z_2/z_1 = (2\pi - 2\delta)\, k/z_1$.

Чтобы не было преждевременного стопорения, должно соблюдаться неравенство $\Delta\delta < \sigma$. Возможны и другие случаи преждевременного стопорения в зубчатых ограничителях с кулачками.

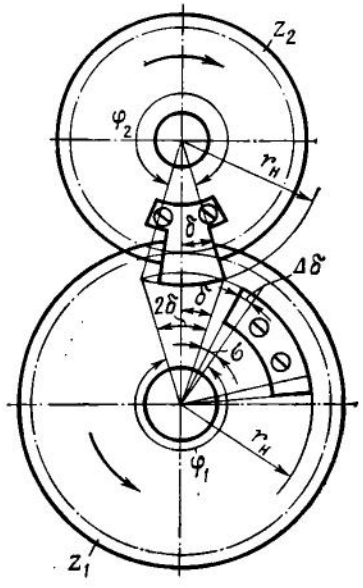


Рис. 10.16

Винтовой ограничитель (рис. 10.17) состоит из винта *4*, вращающегося в подшипниках, гайки *2*, перемещающейся поступательно вдоль направляющей *5*, и упоров *1*, которые вращаются вместе с винтом. Вращение винта оказывается возможным до тех пор, пока один из упоров *3* гайки *2* не коснется упоров *1*. Количество оборотов однозаходного винта с ограничителем этой конструкции не может быть больше значения, определяемого по формуле

$$n \approx (l - b)/p,$$

где p — шаг нарезки винта; размеры l и b указаны на рисунке.

Ограничители движения с автоматическим выключением (рис. 10.18) находят широкое применение. При вращении вала *1* движение через муфту *6* передается винту *5*, что вызывает поступательное перемещение стола *2* в направлении, показанном стрелкой. Когда рычаг *4* дойдет до упора *3*, последний автоматически выключит муфту *6*. Благодаря этому вращение винта и движение стола влево прекратятся.

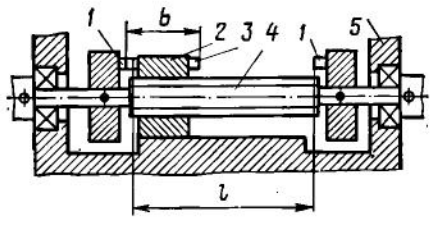


Рис. 10.17

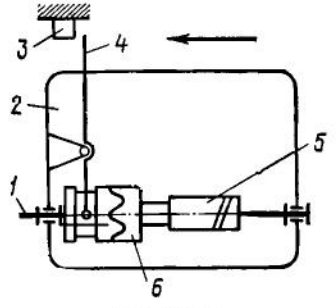


Рис. 10.18

Имеются различные конструкции, обеспечивающие автоматическое выключение движения (стопорения) с различной точностью. Неточность в положении узлов механизма после останова вызывается главным образом инерцией движущихся деталей. Иногда в це-

лях устранения этого недостатка одновременно с выключением движения включается тормоз.

Тормозные устройства используют для прекращения движения механизма или снижения его скорости, в то время как ограничители движения создают препятствия перемещению; их широко используют в транспортных и грузоподъемных машинах. Применяют также и в приборах.

На рис. 10.19 показаны стандартизованные виды тормозов (ГОСТ 2.770—68): *а* — конусный; *б* — колодочный; *в* — ленточный; *г* — дисковый; *д* — дисковый электромагнитный; *е* — дисковый гидравлический или пневматический.

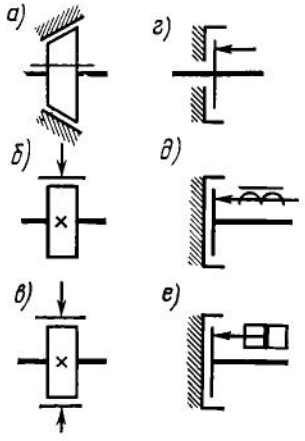


Рис. 10.19

В ленточном тормозе (рис. 10.20) торможение обеспечивается трением между наружной поверхностью тормозного барабана и лентой. Сила F, действующая на конец рычага, поворачивает его относительно оси O. При этом лента натягивается, создавая давление на поверхность тормозного барабана. Материал ленты — сталь. При расчете жесткость ленты на изгиб не учитываем. Определим момент ленточного тормоза. Рассмотрим равновесие рычага. Составим уравнение моментов относительно оси вращения O рычага:

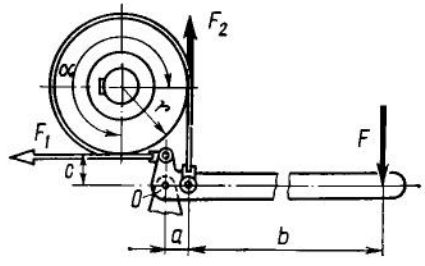


Рис. 10.20

$$F(a+b) = F_1 c + F_2 a,$$

где a, b и c показаны на рисунке.

Силы натяжения ленты F_1 и F_2 связаны между собой уравнением Эйлера (см. с. 140)

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha},$$

где f — коэффициент трения при соприкосновении поверхностей тормозного барабана и ленты; α — угол обхвата (показан на рисунке). Из приведенных двух уравнений определяем силы F_1 и F_2:

$$F_1 = F(a+b)\, e^{f\alpha}/(ce^{f\alpha}+a);\quad F_2 = F(a+b)/(ce^{f\alpha}+a).$$

Окружная сила, которую создает тормоз,

$$F_p = F_1 - F_2 = F(a+b)\,(e^{f\alpha}-1)/(ce^{f\alpha}+a).$$

По окружной силе определяем крутящий момент, который может удержать тормоз: $M_{тор} = F_p r$, где r — радиус тормозного барабана. Конструкции многих тормозов часто аналогичны фрикционным муфтам. Однако у тормоза одна из полумуфт закреплена неподвижно.

Храповые механизмы находят широкое применение в шаговых двигателях, грузоподъемных устройствах и различных отраслях техники. Храповой механизм — устройство, допускающее вращение оси в одном направлении и исключающее вращение этой же оси в противоположном направлении. Он состоит из храпового колеса и собачки. Собачка *1* обычно прижата к колесу пружиной *2* (рис. 10.21). Реже используют храповые механизмы, в которых собачка взаимодействует с поступательно перемещающейся рейкой. Храповые колеса и собачки изготовляют из сталей 35, 50, У10А, 15Х, 20Х, 25ХГСА. При значительных нагрузках, а также для уменьшения износа их либо подвергают объемной закалке, либо цементируют, а затем закаливают. В приборах храповые колеса изготовляют также из латуней ЛК80-3 и ЛС63-3 и бронзы Бр.КМц3-1. Иногда и собачки изготовляют из латуни. Используют также сплавы алюминия.

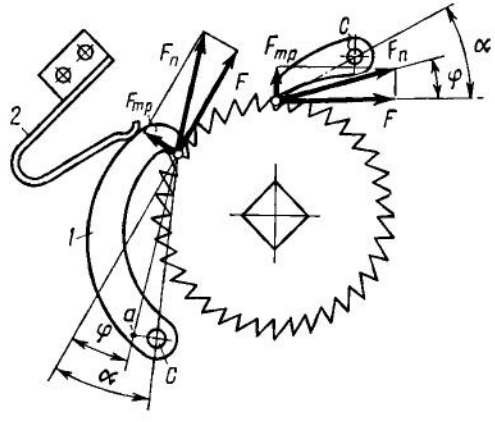


Рис. 10.21

Пружины храпового механизма создают момент, прижимающий собачку к храповому колесу. Однако этот момент не предназначен для преодоления сил и моментов, которые могут действовать на собачку от храпового колеса. Усилие пружины оказывается для этой цели недостаточным. Оно лишь вводит собачку в зацепление с храповым колесом. Поэтому положение оси C собачки выбирают с таким расчетом, чтобы окружная сила F и вызываемая ею сила трения $F_{тр}$ обеспечивали появление равнодействующей силы F_n, момент которой на плече Ca прижимал бы собачку к храповому колесу, а не выводил ее из зацепления (рис. 10.21). Это достигается в том случае, если угол α положения оси собачки больше угла φ трения. Для обеспечения этого неравенства необходимо удалить ось C собачки от оси храпового колеса (см. собачку, показанную выше колеса). Однако при этом следует опасаться переброса собачки на другую сторону храпового колеса, особенно после некоторого износа собачки. В таких случаях храповой механизм может срываться. Поэтому недопустимо и слишком большое удаление оси C собачки от оси храпового колеса. У собачки, показанной слева от храпового

колеса, для надежного функционирования храпового механизма также необходимо выполнять неравенство $\alpha > \varphi$, что может быть обеспечено, когда ось, наоборот, находится ближе к оси колеса, а собачка сделана достаточно длинной. При этом момент силы F_n прижимает собачку к храповому колесу. Соответствующее направление нормальной силы F_n можно обеспечить поднутрением передней грани зубьев храпового колеса на угол α. Тогда ось собачки может располагаться на касательной к средней окружности зубьев храпового колеса (рис. 10.22). Для обеспечения прижатия собачки к зубьям храпового колеса в этом случае необходимо, чтобы угол поднутрения был больше угла трения. Часто α выбирается равным 10°. У этой конструкции при малом окружном шаге зубьев зуб храпового колеса получается ослабленным. Окружная сила, действующая на диаметре d храпового колеса, $F = 2M/d$, где M — крутящий момент на оси храпового колеса; d — диаметр впадин зубьев храпового колеса, $d = mz$; z — число зубьев храпового колеса; m — модуль, $m = p_t/\pi$; p_t — окружной шаг зубьев храпового колеса по окружности впадин. На основании расчета по среднему допускаемому давлению можно определить модуль зубьев храпового колеса:

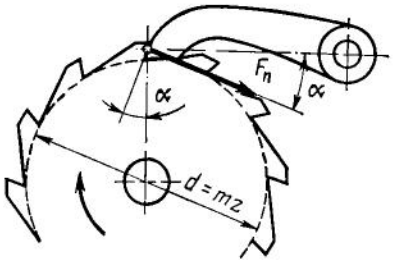


Рис. 10.22

$$F = [p]m\psi;\ m = \sqrt{2M/(z[p]\psi)},$$

где $[p]$ — допускаемое давление на единицу ширины зуба храпового колеса; определяется по справочнику; $\psi = b/m$, b — ширина колеса.

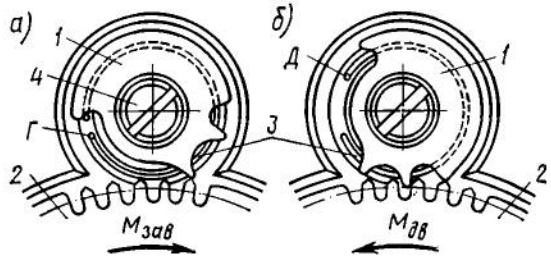


Рис. 10.23

На рис. 10.23 показана конструкция храповика часового механизма. Вместо храпового колеса использовано обычное колесо с зубьями часового профиля. Это упростило конструкцию, так как сократилось число колес в механизме. Собачка *1* имеет несколько выступов и удерживается на оси винтом *4*. На рис. 10.23, *а* показано положение собачки относительно колеса *2* при подзаводке часов. Момент $M_{зав}$ отводит собачку, которая одним из своих выступов непрерывно прижимается под действием пружины *3* к зубьям колеса *2*, пропуская их. Выступ собачки захватил конец *Д* пружины *3*, деформируя последнюю. Конец *Г* пружины закреплен неподвижно. На рис. 10.23, *б* показано стопорящее положение собачки, когда она удерживает колесо *2*. Зуб колеса упирается в один из выступов собачки. При переходе из положения *а* в положение *б* храповое колесо немного поворачивается, благодаря чему ослабляется напряжение заводной пружины после ее тугого завода. Это способствует увеличению срока службы заводной пружины и стало возможным благодаря применению собачки с несколькими выступами.

Храповые механизмы могут обеспечивать преобразование вращательного движения в колебательное или наоборот. На рис. 10.24 показана конструкция храпового механизма электрических часов, в которой толкающие собачки *1* и *3* преобразуют

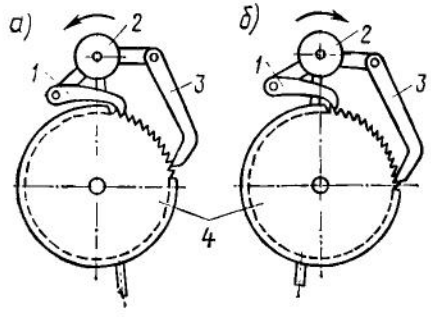


Рис. 10.24

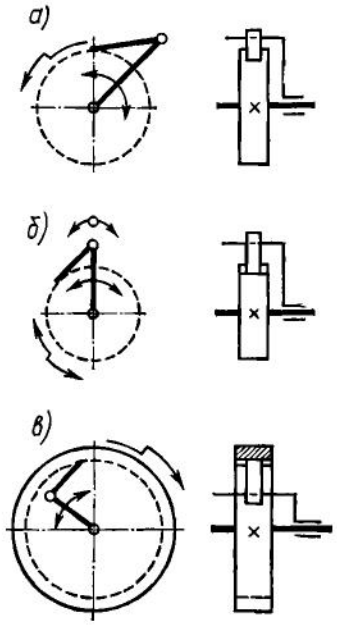


Рис. 10.25

качания якоря *2* в прерывисто-вращательное движение храпового колеса *4*. При движении якоря как в прямом, так и в противоположном направлениях собачки попеременно захватывают и толкают зубья храпового колеса (рис. 10.24, *а*, *б*). На рис. 10.25 даны условные обозначения храповых механизмов для схем (ГОСТ 2.770—68): *а* — односторонний храповой механизм с наружным зацеплением; *б* — двусторонний храповой механизм с наружным зацеплением; *в* — односторонний храповой механизм с внутренним зацеплением.

Глава 11
КОРПУСА И КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

§ 11.1. Назначение, типы и характеристики корпусов

Корпуса и корпусные детали служат для установки подвижных и неподвижных деталей и сборочных единиц механизмов приборов, в частности опор в виде подшипников скольжения и качения, электродвигателей, потенциометров, сельсинов и т. д., а также для их защиты от внешних воздействий, удобства монтажа и безопасности эксплуатации. Выбор типа и формы корпусов и корпусных деталей

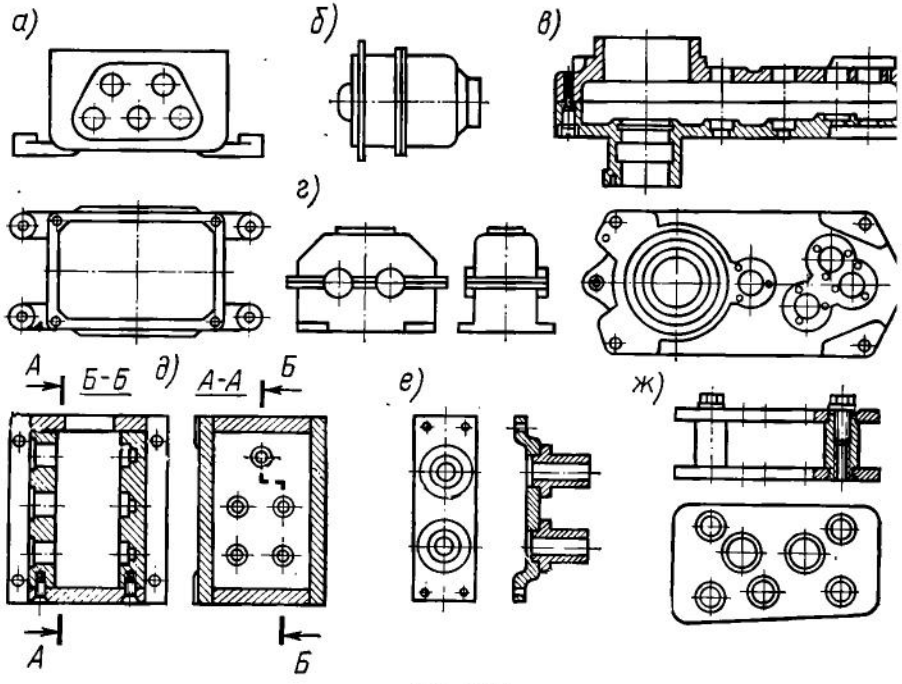


Рис. 11.1

зависит от функционального назначения, места установки, условий эксплуатации, серийности, кинематической и компоновочной схем механизма, предъявляемых к нему эстетических и эргономических требований, а также от технологических возможностей производства, рационального членения механизма на сборочные единицы, способов крепления механизма и заданных габаритных и присоединительных размеров механизма и корпуса. По конструктивным признакам и условиям сборки корпуса приборов разделяют на цельные, разъемные и сборные.

Цельные корпуса призматической (рис. 11.1, *а*) или коробчатой (рис. 11.1, *б*) формы обладают высокой прочностью и жесткостью, что позволяет проектировать конструкции с различным пространственным расположением деталей и узлов механизмов, для установки которых предусматривают монтажные отверстия. Коробчатые корпуса часто ограничивают возможности предварительной сборки деталей в узлы до установки их в корпус. Цельные корпуса изготовляют, как правило, литьем и механической обработкой.

Разъемные корпуса обычно состоят из двух частей, плоскость разъема которых в зависимости от компоновочной схемы механизма совпадает с плоскостью осей валов (корпус соосный — рис. 11.1, *б*; корпус развернутой схемы — рис. 11. 1, *в*) или располагается перпендикулярно к осям валов (рис. 11.1, *г*). Разъемные корпуса также обладают высокой прочностью и жесткостью, достаточно хорошо защищают детали и узлы механизмов от внешних воздействий и допускают применение поузлового принципа сборки механизма. Их обычно изготовляют литьем, реже механической обработкой и используют в серийном и массовом производстве.

Сборные корпуса состоят из отдельных деталей (пластин, угольников, крышек, плат, стоек и т. д.), соединяемых винтами, штифтами или сваркой. Коробчатые сборные корпуса (рис. 11.1, *д*) обладают достаточной прочностью и жесткостью и допускают возможность узловой сборки. В одноплатных конструкциях (рис. 11.1, *е*) сборных корпусов на плате, изготовляемой литьем или штамповкой с последующей механической обработкой, закрепляют стойки или кронштейны или платы изготовляют с цилиндрическими приливами, в которые устанавливают подшипники скольжения или качения. Детали и узлы механизма располагают по одну или обе стороны платы. Корпуса этого типа технологичны, обеспечивают узловую сборку и удобство регулировки, допускают унификацию большого числа применяемых деталей и узлов. Их используют как в серийном, так и в единичном производстве. Двухплатные корпуса (рис. 11.1, *ж*) изготовляют как с регулируемым, так и с нерегулируемым расстоянием между платами. Обычно применяют двухплатные корпуса с параллельным расположением плат, которые соединяют между собой стойками и закрепляют винтами или развальцовкой. Корпуса применяют в массовом, серийном и единичном производстве.

Корпуса всех типов характеризуются наличием базовых поверхностей, посадочных мест, установочных и присоединительных отверстий, точно координированных относительно друг друга и базовых поверхностей. Базовые поверхности корпуса (конструкторские, технологические и метрологические) должны быть предусмотрены уже на стадии разработки конструкции корпуса. При этом во всех случаях необходимо стремиться к тому, чтобы конструкторские базы совпадали с технологическими и метрологическими, что повышает точность изготовления размеров корпуса и его деталей. Конструкции типовых посадочных мест в корпусах для установки наиболее распространенных элементов механизмов приборов показаны на рис. 11.2. Отверстия для установки двигателя с центрирующей расточкой по *H7* выполняют комбинированными (рис. 11.2, *а*) или сквозными (рис. 11.2, *б*). Отверстия для установки потенциометров типов ПТП и ПЛ изготовляют глубиной 1 мм и растачивают по *H9*

(рис.11.2, *в*). На рис.11.2, *г, д* показана установка подшипников качения с помощью втулок при небольшой толщине корпуса в конструкциях соответственно с регулируемым и нерегулируемым межосевым расстоянием, а на рис. 11.2, *е*—установка подшипника качения непосредственно в корпус или корпусную деталь. Конструктивное оформление элементов конструкции корпуса при установке подшипников скольжения см. в гл. 3. Требования к точности изготовления и шероховатости поверхностей элементов корпуса следует назначать, исходя из принципа взаимозаменяемости деталей, т. е. без последующей пригонки. Точность размеров цилиндрических установочных и присоединительных отверстий регламентируется

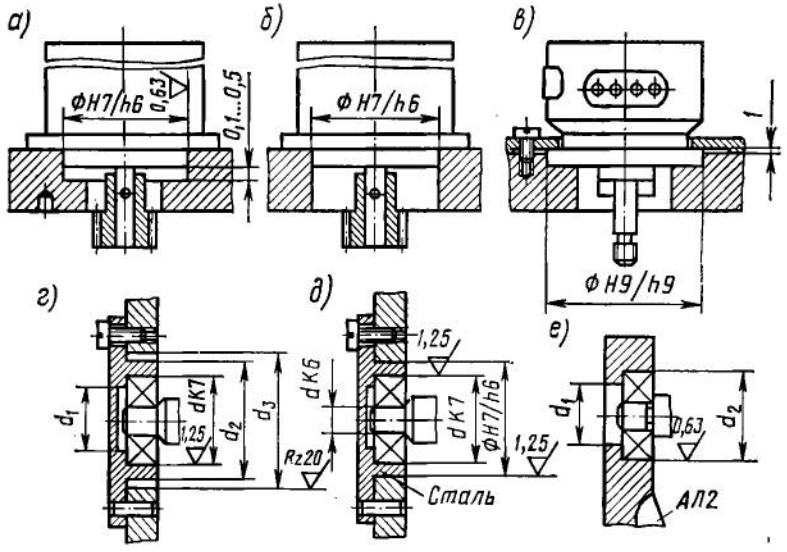


Рис. 11.2

допусками по 6....7-му квалитетам точности СТ СЭВ 145—75, линейных размеров—по 8...11-му квалитетам точности, а резьбовых поверхностей — по 7-й степени точности (СТ СЭВ 182—75). Точность формы цилиндрических посадочных поверхностей нормируется пределами точности диаметральных размеров отверстий (1/4...1/2) T_i, где T_i — допуск, мм. Точность взаимного расположения поверхностей характеризуется: отклонениями координатных размеров (межосевые расстояния и расстояния от оси цилиндрической поверхности до базовой поверхности) — ± 0,005...0,01 мм, соосностью (эксцентриситет и перекос осей) — 0,02...0,01 мм; перпендикулярностью осей, мм — 0,01/100, параллельностью осей, мм — (0,005... ...0,01)/100, плоскостностью — отклонение геометрической формы плоских посадочных поверхностей, мм — 0,01/100.

Литые цельные и разъемные корпуса. Литые корпуса приборов и приборных устройств изготовляют в основном литьем под давлением из алюминиевых, магниевых, цинковых и медных сплавов.

Корпуса должны иметь простую конфигурацию, ограниченную плоскостями и поверхностями вращения (коническими, цилиндрическими) без поднутрений (рис. 11.3, *а, б*). На всех поверхностях деталей, перпендикулярных плоскости разъема, необходимо предусматривать литейные (технологические) уклоны, значение которых зависит от способа литья и высоты H элемента отливки (рис. 11.3, *в*). При литье под давлением наружные уклоны составляют 0,5...1 % от H. При конструировании корпусов желательно литейные уклоны

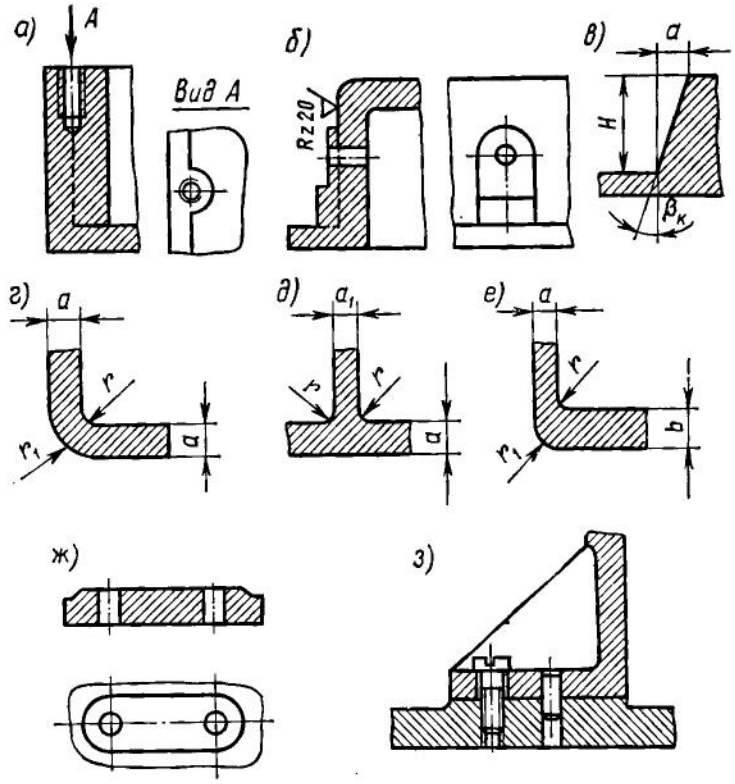


Рис. 11.3

заменять конструктивными, которые для всех типов литья равны $^1/_5$ при высоте стенки $H \leqslant 25$ мм и $^1/_{10}$ — при $H > 25$ мм. Толщину стенок назначают в зависимости от типа механизма, материала корпуса и способа его изготовления. В силовых механизмах при малой и средней нагруженности толщину стенок корпуса обычно выбирают в пределах 3...7 мм, для кинематических механизмов и механизмов приборного типа — 1...3 мм, при этом внутренние стенки могут быть тоньше на 20 % внешних стенок.

Для получения отливок без литейных пороков и внутренних напряжений необходимо предусматривать закругления всех острых

углов (рис. 11.3, *г*, *д*, *е*). Радиус закругления r определяют в зависимости от способа литья и толщины сопряженных стенок. Наружный радиус закругления находят из соотношения $r_1 = r + a$ при стенках одинаковой толщины и $r_1 = r + 0{,}5\,(a + b)$ при стенках разной толщины (рис. 11.3, *в*, *г*, *е*). Для сокращения механической обработки литых деталей следует уменьшать размеры обрабатываемых поверхностей приливами, выступами, опорными площадками и т. п., при этом механически обрабатываемые поверхности располагают на одном уровне (рис. 11.3, *ж*). Наименьшая высота приливов, обеспечивающая их свободную механическую обработку, задается в зависимости от габаритного размера отливки и составляет при $L \leqslant 50$ мм $H = 2$ мм, при $L = 50...200$ мм $H = 3$ мм. Для размещения в корпусе подшипников, а также для закрепления двигателей, потенциометров и т. п., предусматривают местные приливы — бобышки и платики (рис. 11.3, *з*), размеры которых зависят от диаметров и расположения установочных отверстий и способа получения отливки. В разъемных корпусах (см. рис. 11.1, *г*) для удобства сборки валы располагают в одной плоскости, что позволяет каждый из валов механизма с опорами и закрепленными на нем деталями собирать независимо от других валов и устанавливать их в корпус. При разработке и изготовлении корпусов особое внимание следует уделять обработке поверхностей разъема, которые притирают до 6...7-го класса шероховатости, плоскостностью до 0,05 мм. Расточка отверстий под подшипники, обработка торцовых поверхностей, сверление отверстий под крепежные детали обычно производят в сборе корпуса с крышками, двух частей корпуса и т. д.

Сборные и механически обрабатываемые корпуса. Сборные двухплатные конструкции корпусов часто используют в механизмах автоматики, вычислительной техники, РЭА. При проектировании передач на подшипниках скольжения платы изготовляют из материала типа латуни толщиной 1,2...2,5 мм. При диаметре подшипников скольжения больше 3 мм рекомендуют использовать втулки из бронзы, запрессованные в платах. Валы в отверстия плат устанавливают по посадке $H7/f7$. При диаметре цапф вала больше 2...3 мм используют подшипники качения, которые устанавливают либо непосредственно в платах, либо с помощью втулок (см. рис. 11.2, *г*, *д*). При использовании втулок можно применять платы небольшой толщины. В точных механизмах с мелкомодульными зубчатыми колесами координаты установочных и присоединительных отверстий в платах выполняют с точностью до $\pm 0{,}02...0{,}03$ мм, что обеспечивается совместной обработкой плат в точных приспособлениях. Допуски задаются на прямые расстояния между осями установочных отверстий в платах независимо от способа их изготовления. Большое влияние на размер бокового и радиального зазоров и подшипниках скольжения оказывает плоскостность платы. Для точных редукторов приборов и приборных устройств допуск на плоскостность плат не должен превышать в среднем 0,05 мм на длине 50 мм. Параллельность плат и требуемую жесткость корпуса

обеспечивают с помощью стоек или втулок, конструктивные варианты которых показаны на рис. 11.4, *а*...*д*.

Основное требование к стойкам заключается в обеспечении соосности цапф, перпендикулярности и параллельности опорных торцов. Обычно посадочные диаметры стоек выполняют с предельными отклонениями по $h6$, а предельные отклонения отверстий в платах для стоек назначают по $H7$. Размер между опорными поверхностями стоек (заплечиками) выполняют по $h8$. Несоосность посадочных диаметров стойки не должна превышать 0,01 мм. Точность расстояния между платами и их параллельность достигаются

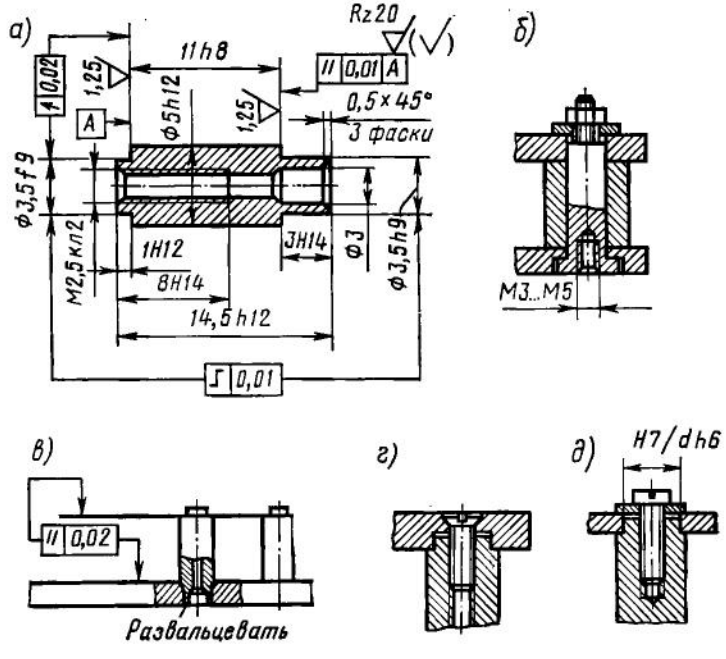


Рис. 11.4

путем совместного шлифования торцовых поверхностей втулок или стоек, соосность цапф обеспечивается автоматически при изготовлении валов, так как обе цапфы являются продолжением одной и той же геометрической оси. В единичном и мелкосерийном производстве использование литых и штампованных корпусов является нецелесообразным и в этих случаях для установки и крепления механизмов и их деталей и узлов используют сборные корпуса коробчатого типа. Сборные корпуса выполняют из листовых материалов (стали, алюминиевых сплавов, пластмасс и т. д.) толщиной не менее 1,5... ...2 мм. Стенки, кронштейны и основания корпуса соединяют между собой винтами, штифтами. Для обеспечения необходимой жесткости используют сварку, пайку, загибку или развальцовку стенок

кромки. На рис. 11.5, *а* показано соединение деталей корпуса по фрезерованным плоскостям с упорным буртиком, что возможно при

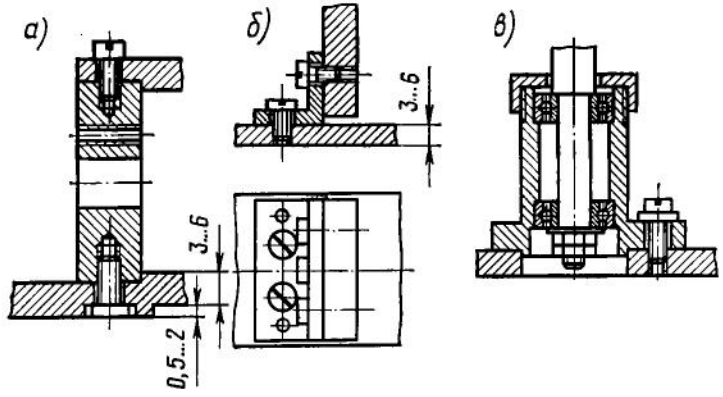


Рис. 11.5

толщине стенки не менее 3 мм. Если толщина стенки не позволяет осуществить крепление деталей в торец, то рекомендуют применять

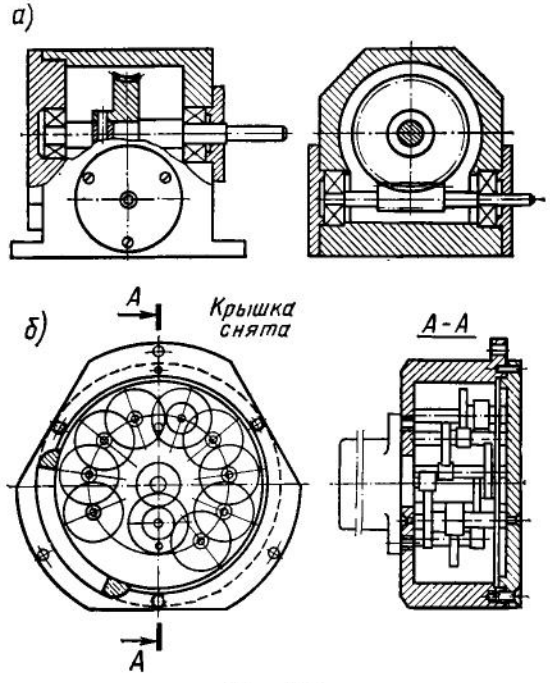


Рис. 11.6

крепление элементов корпуса с помощью угольников (рис. 11.5, *б*). Подшипниковые узлы в подобных корпусах крепят в специальных втулках или кронштейнах (рис. 11.5, *в*).

Цельные механически обрабатываемые корпуса могут иметь форму кронштейна, тела вращения и т. п. и изготовляться без применения сборочных операций фрезерованием, точением исходного материала. В типовой конструкции (рис. 11.6, *а*) цельного корпуса червячного приборного редуктора предусмотрены сквозные отверстия, размеры которых позволяют осуществить раздельную сборку узлов червяка и червячного колеса. Наружный диаметр червяка меньше диаметра подшипников, поэтому диаметр отверстия в корпусе выполняют под посадку подшипника. Размеры отверстия для установки червячного колеса больше диаметра самого колеса. Соосность отверстий обеспечивается их расточкой за один установ.

Конструкцию типового соосного цельного корпуса (рис. 11.6, *б*) широко применяют в редукторах барабанного типа, волновых зубчатых редукторах и т. п. Корпус отличается тем, что все посадочные отверстия и выточки соосны, торцовые поверхности перпендикулярны осям посадочных поверхностей и параллельны между собой. К корпусу могут быть присоединены крышки по выточке небольшой глубины с посадкой *H7/h6*. Фиксация крышки относительно корпуса осуществляется одним штифтом, а обработка корпуса производится в собранном виде с крышками, что обеспечивает высокую точность отверстия в крышке и корпусе.

§ 11.2. Корпусные детали и несущие конструкции

Система унифицированных типовых конструкций (УКТ) состоит из общепромышленной и приборной частей. Структура системы УТК показана на рис. 11.7. В зависимости от сложности и отношения между собой изделия обеих частей системы УТК делятся на категории нулевого, первого, второго и третьего порядков. Номинальные размеры изделий выбраны из общих рядов, рекомендованных СЭВ, соответствуют ГОСТ 20504—75 и обеспечивают входимость изделий низших порядков в изделия высших порядков в пределах каждой части, а также взаимную входимость изделий второго порядка одной части в изделие третьего порядка другой части.

Общепромышлеиная часть системы УТК включает, в частности, платы монтажные вдвижные (незащищенные и защищенные), каркасы блочные вставные, навесные контейнеры и кожухи, стойки и шкафы секций пультов и столы для организации рабочего места обслуживающего персонала.

Платы монтажные вдвижные незащищенные являются несущими конструкциями (рис. 11.8, *а*), которые предназначены для размещения, электрического объединения и подсоединения к внешним цепям электро- и радиокомпонентов, как дискретных, так и интегральных. Рассчитаны для установки в изделиях УТК (первого и второго порядков). Их используют также для создания вдвижных функциональных элементов аппаратуры, например модулей, субблоков и т. д. Конструктивно платы представляют собой пластины *1* из диэлектрика (фольгированного стеклотекстолита, фольгирован-

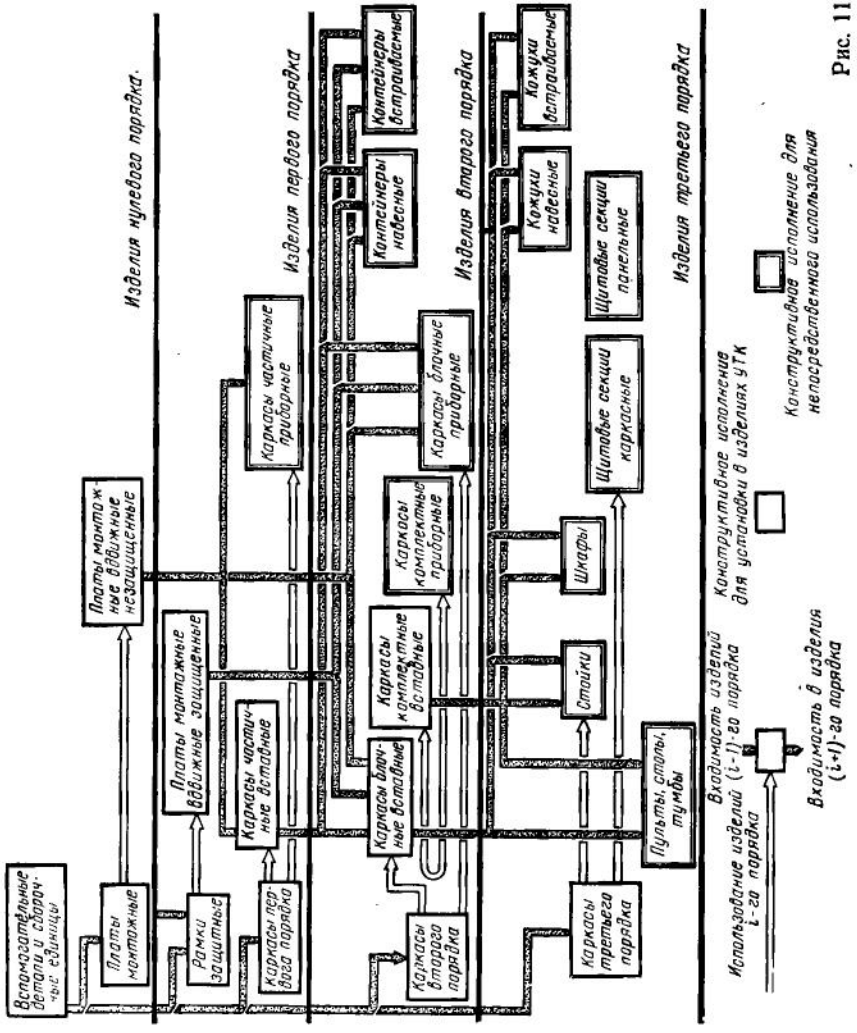


Рис. 11.7

ного гетинакса и т. п.), на поверхности которых размещены схемы в виде проводников и контактных площадок. В пластинах выполняют отверстия для установки электро- и радиокомпонентов, а также изделий вспомогательного назначения. Для присоединиения к внешним электрическим цепям монтажные вдвижные платы изготовляют с накладной вилкой *2* или с фигурной печатной вставкой *3*. Для удобства перемещения и установки плат в каркасах используют ручки *4*. Накладную вилку и ручки крепят к платам заклепками.

Платы монтажные вдвижные защищенные (рис. 11.8, *б*) образуются установкой на незащищенные платы рамок *5*, которые предназначены для механической защиты электро- и радиокомпонентов.

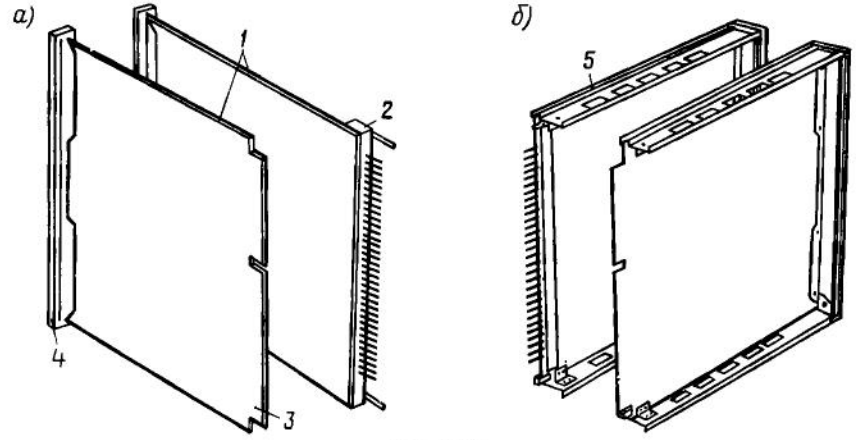


Рис. 11.8

Каркасы блочные вставные и комплектные вставные различных типов предназначены для размещения, электрического объединения и подсоединения к внешним цепям изделий, конструктивно реализованных на субблоках в виде защищенных и незащищенных монтажных плат, а некоторые конструкции каркасов рассчитаны также на установку вставных блоков. В качестве примера на рис. 11.9 показан внешний вид каркасов типа К2, КБ1, К2Б2, К2Б4, К2КБ5, которые конструктивно различаются между собой размерами в зависимости от максимального количества размещаемых субблоков и вставных блоков, а также способа внешних электрических подсоединений.

Блочные вставные каркасы представляют собой несущую конструкцию, состоящую из двух вертикальных стоек *1*, которые соединены четырьмя перфорированными швеллерами *2*. Стенки имеют направляющие *5* для установки каркасов в поворотные рамы и ручки *6* с отверстиями для крепежных винтов. На передних швеллерах закреплены перфорированные планки *3* для установки субблоков на основе монтажных плат, а на задних — перфорированные основания *4* с гнездами для установки розеток разъемов субблo-

ков. Для жесткого крепления субблоков и вставных блоков используют планки, фиксирующие винты, скобы и т. п.

Приборная часть системы УТК включает в себя унифицированные типовые конструкции, предназначенные для построения на их базе функциональных блоков, приборов и информационных систем широкого применения.

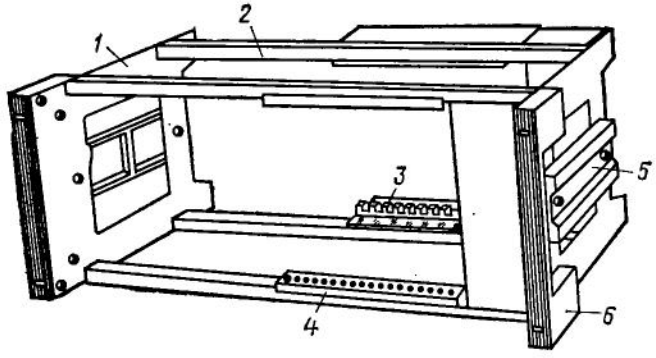


Рис. 11.9

Изделия приборной части нулевого порядка предназначены для комплектации приборов и устройств, выполненных на базе изделий высших порядков. К ним, в частности, относятся съемные ручки, предназначенные для выдвижения и переноса каркасов, направляющие для установки всех типов вставных блочных и комплектных каркасов, а также вдвижных монтажных плат, планки для крепления штепсельных розеток, панели коммутационные для установки на них элементов коммутации, устройств ввода кабелей и размещения различных установочных изделий.

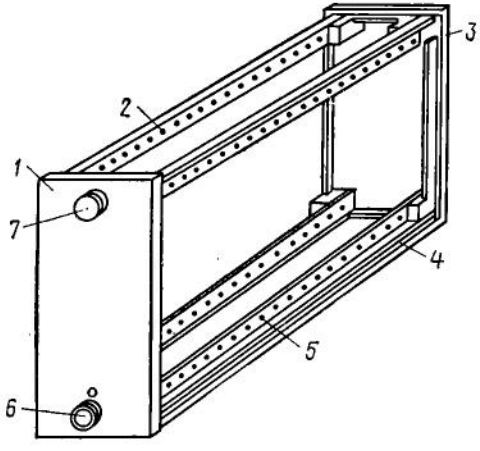


Рис. 11.10

Изделия приборной части первого порядка — частичные каркасы — имеют приборное исполнение (для самостоятельного использования) или вставное исполнение (для установки в устройствах, выполненных на базе изделий второго порядка). В качестве примера на рис. 11.10 показан внешний вид базовых частичных каркасов I типа, которые предназначены для построения на их базе

малогабаритных вставных блоков и устройств открытого типа шириной от 37 до 117 мм. В каркасах шириной 117 мм могут устанавливаться вдвижные монтажные платы. Конструктивно базовые частичные каркасы I типа состоят из передней *3* и задней *1* панелей, изготовленных методом литья под давлением из алюминиевого сплава, двух верхних *2* и двух нижних *4* стяжек из прессованного алюминиевого профиля. Для установки арматуры крепления монтажных вдвижных плат, штепсельной розетки и других деталей на верхних и нижних стяжках имеются ряды отверстий *5* диаметром 3,6 мм с шагом 20 мм. Вдвижные монтажные платы вставляются в каркас сбоку с помощью направляющих. Для извлечения частичных каркасов на передней панели сверху и снизу установлены профилированные головки *6* и *7*. В нижнюю головку *6* встроено стопорное устройство для фиксации частичных каркасов в блочных каркасах. Каркасы базовые частичные I типа преобразуются в каркасы вставные и приборные путем установки дополнительных деталей.

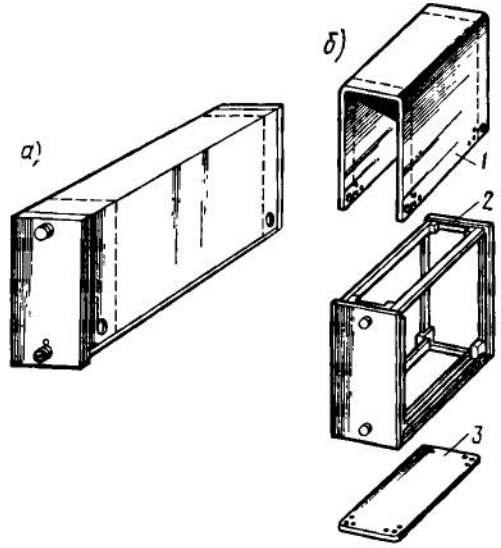


Рис. 11.11

Каркасы частичные вставные I типа (рис. 11.11, *а*) образуются путем установки на базовые частичные каркасы I типа (*2* на рис. 11.11, *б*) кожуха *1* и основания *3*, выполненных из перфорированных листов алюминиевого сплава. Каркасы частичные приборные I типа (рис. 11.12, *а*) получают путем установки на каркасы частичные вставные I типа (*1* на рис. 11.12, *б*) пластмассовых ножек *2* и откидной ножки *3*.

Изделия приборной части УТК второго порядка — базовые, блочные и комплектные каркасы — также могут иметь самостоятельное использование в приборном исполнении или входить в устройства, выполненные на базе изделий третьего порядка.

Каркасы базовые второго порядка типа К2КБ (рис. 11.13) предназначены для построения на их базе приборов и устройств открытого типа. Конструктивно они состоят из двух боковин *1*, изготовленных методом литья под давлением из алюминиевого сплава, передних стяжек *2*, *4* и задних стяжек *3*. Для крепления дополнительных деталей стяжки имеют отверстия диаметром 3, 4 мм с шагом 20 мм. Путем присоединения дополнительных деталей базовые каркасы преобразуют в блочные и комплектные.

Каркасы блочные вставные типа К2КБ (рис. 11.14, *а*) предназначены для построения на их основе вставных приборов и устройств закрытого типа, состоящих, как правило, из блоков, конструктивно реализованных на частичных каркасах и (или) на вдвижных монтажных платах. Такие каркасы образуются путем установки на базовые каркасы второго порядка *1* (рис. 11.14, *б*) крышек *3* и *6*, боковых стенок *5*, задней панели *4*, штампованных из листового алюминиевого сплава. Внутри каркаса устанавливаются планка *7* и промежуточные стяжки *2* с отверстиями для крепления направляющих, которые используются для установки частичных каркасов. Планку и стяжки штампуют из стального листа.

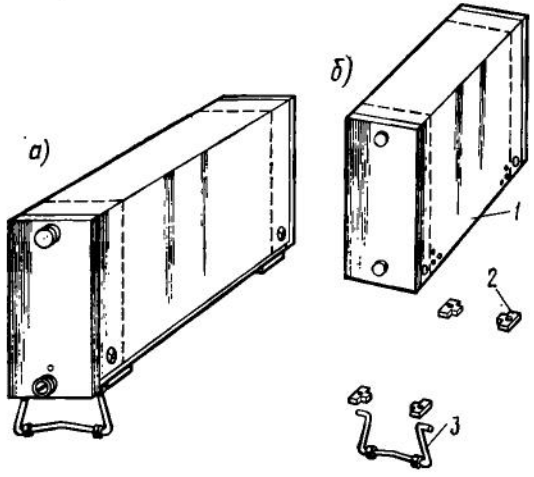


Рис. 11.12

Каркасы блочные приборные типа К2КБ (рис. 11.15, *а*) предназначены для построения на их базе автономных (настольных) приборов и устройств закрытого типа. Конструктивно они образуются путем установки на каркасы базовые второго порядка *1* (рис. 11.15, *б*) крышек *3* и *8*, стенок *5*, задней панели *4*, штампованных из листов алюминиевого сплава. На каркасе крепят планки *11*, стяжки *2*, ручки *6*, быстросъемные пластмассовые ножки *9* и откидную ножку *10*. Пластмассовые ножки обеспечивают фиксацию каркасов один относительно другого при построении устройств путем установки каркасов один на другой. На каркасе установлены компенсирующие угольники *7*, обеспечивающие размер окна по ширине.

Изделия приборной части третьего порядка имеют три исполнения: стационарные, настольные и передвижные. Стойки настольные (разборные) типа К3СН (рис. 11.16, *а*) предназначены для построения на их базе настольных устройств и агрегатных комплексов, как правило, из приборов и устройств, конструктивно реализованных на блочных и (или) комплектных вставных каркасах. Каркасы устанавливаются по высоте с шагом, кратным 40 мм. В стойке мо-

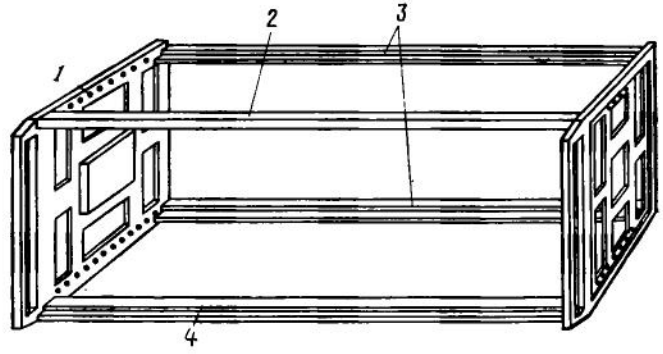
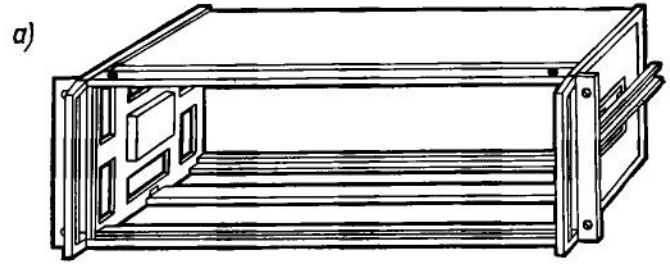


Рис. 11.13



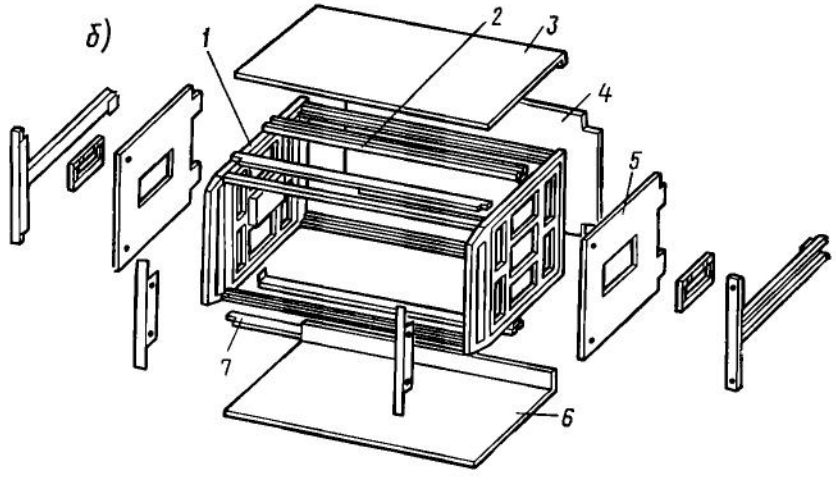


Рис. 11.14

гут быть установлены и устройства, не предусмотренные стандартами УТК, имеющими размер по ширине 520 мм и высоту, кратную 40 мм. Конструктивно настольные стойки состоят из базового каркаса для изделий третьего порядка *3* (рис. 11.16, *а*) и цоколя *4*,

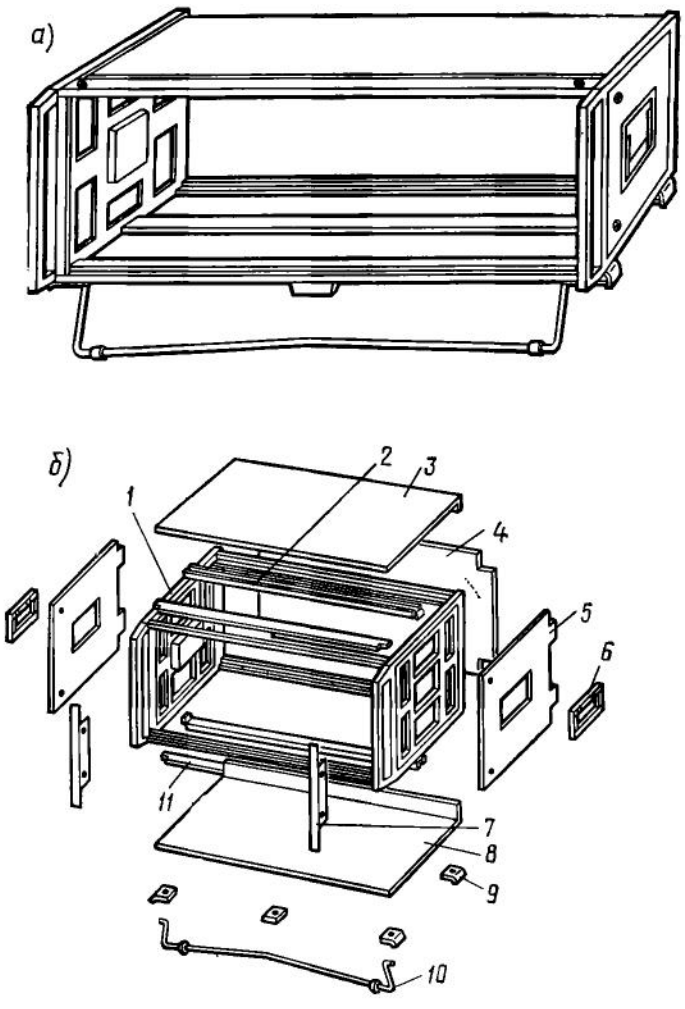


Рис. 11.15

выполненного из алюминиевого квадратного прутка. Сам базовый каркас для изделий третьего порядка собран из двух одинаковых оснований *1*, отлитых из алюминиевого сплава, и четырех стяжек *2*, гнутых из листа алюминиевого сплава. На передних стяжках закреплены планки. Для построения агрегатных комплексов настольные стойки могут располагаться одна рядом с другой. В зависимости от назначения на настольные стойки могут устанавливаться дополнительные детали и узлы, например, стенки, двери, направляющие, панели коммутационные.

Стойки стационарные типа КЗСС конструктивно аналогичны настольным стойкам типа КЗСН и отличаются в основном количеством типоразмеров в зависимости от высоты и глубины стоек. Стойки передвижные типа КЗСП (рис. 11.16, *б*), предназначенные для построения на их базе передвижных устройств и агрегатных комплексов, конструктивно получают путем установки на стационарную стойку *1* цоколя *2*, выполненного из алюминиевого сплава,

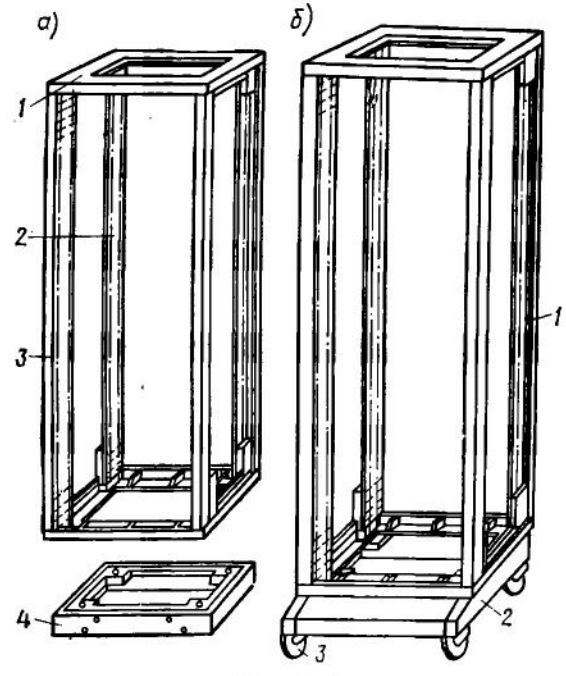


Рис. 11.16

и четырех колес *3*, обеспечивающих перемещение и разворот стойки. В зависимости от высоты и глубины стойки разделены на несколько типоразмеров и на них могут устанавливаться дополнительные детали и узлы.

По устойчивости к воздействиям окружающей среды и механическим воздействиям изделия общепромышленной и приборной частей системы УТК имеют обыкновенное исполнение по ГОСТ 12997—76. Каркасы приборной части могут быть устойчивы к воздействию окружающей среды только после нанесения соответствующих покрытий. В условиях промышленной эксплуатации изделий обеих частей системы УТК должны быть указаны климатические исполнения.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Глава 12

РЕЗИСТОРЫ, КОНДЕНСАТОРЫ, КАТУШКИ ИНДУКТИВНОСТИ

§ 12.1. Резисторы

Резистором называют элемент, предназначенный для создания в электрической цепи заданного сопротивления, посредством которого получают необходимые значения тока и напряжения или создают требуемые режимы работы электронных ламп и полупроводниковых приборов.

Классификация и обозначение. Резисторы делят на два класса: проволочные и непроволочные. К проволочным относят резисторы с проводящими элементами из проволоки или ленты, к непроволочным — резисторы с проводящим элементом в виде объемной структуры физического тела или поверхностного слоя, образованного на изоляционных деталях. Как проволочные, так и непроволочные резисторы выпускают с постоянным и переменным сопротивлениями. По характеру зависимости сопротивления от напряжения резисторы подразделяют на линейные (с линейной вольт-амперной характеристикой) и нелинейные (с нелинейной вольт-амперной характеристикой). В зависимости от применяемых материалов в резистивных элементах резисторы подразделяют на углеродистые, металлопленочные и металлоокисные, композиционные, проволочные, полупроводниковые (табл. 12.1).

Таблица 12.1

Постоянные резисторы	Переменные резисторы	Вид резистивного элемента
С1	СП1	Углеродистый
С2	СП2	Металлопленочный или металлоокисный
С3	СП3	Пленочный композиционный
С4	СП4	Объемный композиционный
С5	СП5	Проволочный

По способу защиты от влаги резисторы выполняют незащищенными, лакированными, компаундированными, впрессованными в пластмассу, герметизированными, вакуумными. По основным конструктивным признакам резистивного элемента их делят на тонкопленочные, объемные, проволочные.

Промышленность выпускает резисторы общего и специального назначения. Резисторы специального назначения подразделяются на высокоомные (с сопротивлением больше 1 МОм); высоковольтные (с допускаемым напряжением, превышающим сотни вольт); высокочастотные (предназначенные для работы на частотах свыше 10 МГц); прецизионные, полупрецизионные и миниатюрные. Полупроводниковые резисторы в зависимости от назначения подразделяют на термисторы, варисторы и фоторезисторы. Их используют в электрических цепях, когда требуется изменить значение сопротивления в зависимости от температуры, напряжения или лучистой энергии.

Приняты следующие условные обозначения резисторов: СТ (сопротивление термочувствительное) — термисторы; СН (сопротивление нелинейное) — варисторы; СФ (сопротивление фоточувствительное) — фоторезисторы. Первая цифра после букв обозначает материал, из которого выполнена проводящая часть элемента, вторая цифра (порядковый номер изделия) — конструкцию изделия и комплекс общих технических требований к данному изделию.

В конструкторской документации, прилагаемой к резисторам, указываются номер разработки, номинальная мощность, номинальное сопротивление и его допуск. Для переменных резисторов приводится вид функциональной характеристики (А — линейная, Б — логарифмическая, В — обратно-логарифмическая), категория климатических условий и номер ГОСТа или ТУ. Например, СУ-1-0,5 — 30 ± 10 % ОЖО 467.030.ТУ.

Миниатюрные резисторы маркируют согласно ГОСТ 11076—69. Условные обозначения отклонения их сопротивлений приведены ниже:

Допускаемое отклонение от номинала ...	±0,1	±0,2	±0,5	±1	±2	±5	±10	±20	±30
Кодированные обозначения ...	Ж	У	Д	Р	Л	И	С	В	Ф

Например, резистор сопротивлением 4,7 кОм с допуском ± 20 % маркируется 4К7В. На электрических схемах принято следующее условное обозначение резисторов (рис. 12.1, *а*): *а* — нерегулируемый, *b* — нерегулируемые с отводом; *с* — регулируемый; *d* — потенциометр; *l* — подстроечный, *f* — варистор, *g* — термистор. Линии на поле условного обозначения резистора (рис. 12.1, *б*) обозначают допустимую мощность, на которую он рассчитан.

Ряды номинальных значений сопротивлений постоянных резисторов связаны с предельными отклонениями (табл. 12.2) и соответствуют рядам Е24, Е12 и Е6 Международной электротехнической комиссии (МЭК) [55]. Чем чаще ряд, например ряд Е24 по сравнению с рядом Е12 или Е6 (табл. 12.2), тем меньше должны быть от-

клонения (ГОСТ 2825—67), устанавливаемые для значений параметров этого ряда.

Для резисторов повышенной точности используют нормальный ряд отклонений: ±0,01; ±0,02; ±0,05; ±0,2; ±0,5; ±1 %. Для резисторов с переменными сопротивлениями используют допуски до ±30 %.

Таблица 12.2

Ряд	Номинальное сопротивление в интервале значений от 1 до 10 Ом, (кОм, МОм)	Предельные отклонения, %
E24	1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,7; 3,0; 3,3; 3,6; 3,9; 4,3; 4,7; 5,1; 5,6; 6,2; 6,8; 7,5; 8,2; 9,1	± 5
E12	1,0; 1,2; 1,5; 1,8; 2,2; 2,7; 3,3; 3,9; 4,7; 5,6; 6,8; 8,2	± 10
E6	1,0; 1,5; 2,2; 3,3; 4,7; 6,8	± 20

Характеристики резисторов. Номинальной мощностью рассеяния называют максимально допустимую мощность, которую резистор может рассеять при непрерывной нагрузке и данной температуре окружающей среды, не изменяя параметров свыше норм, установленных техническим условием. Непроволочные резисторы изготовляют с мощностью рассеяния 0,12...10 Вт, проволочные — 2,5...150 Вт.

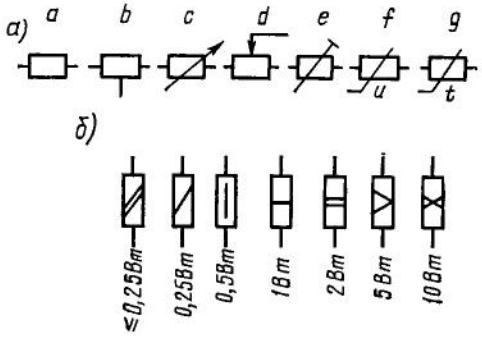


Рис. 12.1

Температурный коэффициент сопротивления (ТКС), 1/°С, определяет изменение размера сопротивления резистора при изменении температуры на 1 °С:

$$\text{ТКС} = \mathrm{d}R/(R\,\mathrm{d}t).$$

Стабильность резисторов характеризуют изменением размера сопротивления в результате влияния как внешних (влажности, температуры), так и внутренних (физико-химические процессы в проводящем слое) факторов. Стабильность резисторов по отношению к действию влаги оценивается коэффициентом влагостойкости, выражающим относительное изменение размера сопротивления в условиях повышенной влажности по отношению к сопротивлению в нормальных условиях. Проволочные резисторы практически не изменяют своего значения при воздействии влаги. При необходимости учитывают также старение резисторов.

Конструкция резисторов. Сопротивление резистора зависит от длины проводника, площади поперечного сечения A и удельного сопротивления материала. В современных конструкциях резисторов стремятся использовать материалы с большим удельным сопротивлением и малой площадью поперечного сечения проводящего элемента, обладающих высокой стабильностью сопротивления, низким уровнем шумов, повышенной температуростойкостью, технологичностью и низкой стоимостью. Большое значение удельного сопротивления достигается применением специальных металлических сплавов, окислов металлов, композиционных и полупроводниковых материалов. Малая площадь поперечного сечения проводящего элемента обеспечивается применеиием специальных микропроводов диаметром 10...20 мкм и пленок толщиной от 100 до 0,1 мкм. Резистор конструктивно состоит как минимум из трех частей: основного резистивного элемента, создающего заданное сопротивление в электрической цепи, и двух соединительных элементов (выводов), обеспечивающих получение контакта с элементами электрической схемы. Резистивным элементом называют основную конструкционную часть резистора, которой может быть деталь и узел резистора (резистивная деталь или резистивный узел). В качестве резистивных элементов (деталей) могут использоваться отрезки проводов, металлических лент, стержни, диски, кольца, полосы и прочее из специальных композиционных проводящих материалов.

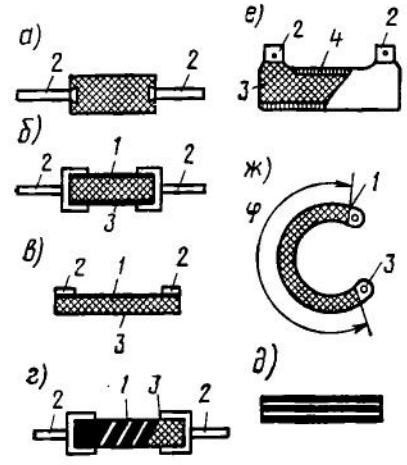


Рис. 12.2

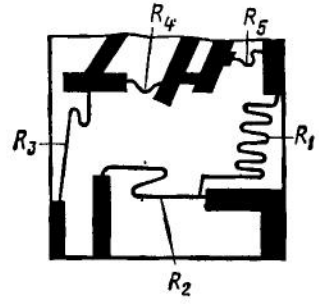


Рис. 12.3

Различают следующие конструкции (рис. 12.2) резистивных элементов и некоторых типов резисторов: *а* — объемный (цилиндрический) с выводами; *б* — цилиндрический с пленочным поверхностным резистивным слоем; *в* — плоский с пленочным резистивным слоем; *г* — цилиндрический со спиральным резистивным слоем на керамической базовой детали с выводами; *д* — цилиндрический с прорезями на пленочном резистивном слое; *е* — цилиндрический с проволочным проводящим элементом на базовой керамической детали с выводами; *ж* — подковообразный с пленочным резистивным слоем на базовой изоляционной детали. Цифрами обозначено: *1* — резистивный слой; *2* — выводы; *3* — базовая деталь; *4* — провод с высоким удельным сопротивлением.

Наиболее приемлемой по габаритам и мощности рассеяния является пленочная форма проводящих элементов. Лучшей формой, отвечающей большому числу требований, является цилиндрическая. Поэтому для резисторов общего назначения чаще всего в качестве базовых элементов конструкции используют керамические трубки или стержни.

Кроме того, проводящие элементы R_1, R_2, ..., R_5 могут размещаться непосредственно на поверхности изоляционного основания базового элемента (рис. 12.3). Рассмотрим конструкции и параметры некоторых наиболее распространенных типов резисторов.

Непроволочные резисторы наиболее распространены благодаря широкой номенклатуре номинальных значений сопротивлений (см. табл. 12.2) и мощностей, малым значениям паразитных индуктивностей и емкостей, небольшим габаритам и стоимости.

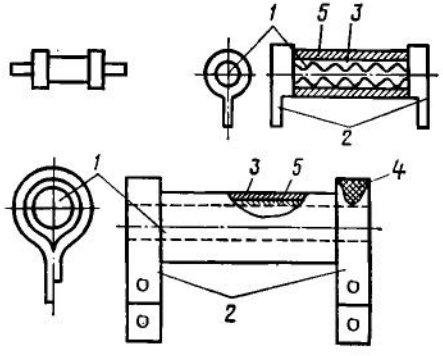


Рис. 12.4

Углеродистыми резисторами называют резисторы поверхностного типа, проводящим элементом которых является пиролитический углерод. Толщина резистивного слоя — от сотых до десятых долей микрометра. Предельные рабочие температуры подобных резисторов не превышают 150 °С. К углеродистым относятся резисторы типа ВС с номинальной мощностью рассеяния от 0,125 до 10 Вт. Такие резисторы изготовляют без нарезки с сопротивлением 200...1000 Ом и со спиральной нарезкой с сопротивлением до 10 МОм. ТЕС резисторов достигает в среднем $(1400...1600)10^{-6}1/°C$ в диапазоне —60...+50 °С и $(300...1200)\ 10^{-6}1/°C$ в диапазоне +30...+100 °С.

Резисторы типа ВС (рис. 12.4) состоят из керамического основания *1*, контактной детали *2*, резистивного элемента *3*, контактного слоя *4* и защитного эмалевого покрытия *5*.

Композиционными называют резисторы, проводящим элементом которых является композиция углерода (графита или сажи) с органическими или неорганическими связующими компонентами в виде термореактивных смол, кремнийорганических соединений стекла, минеральных наполнителей и др. Подобные композиции позволяют получать проводящие элементы в виде толстых пленок, стержней и таблеток. Достоинствами композиционных резисторов являются простота изготовления и малая стоимость. К недостаткам относятся повышенная зависимость сопротивления от приложенного напряжения и частоты, заметное старение при длительной нагрузке. Композиционные резисторы с проводящими компонентами из благородных металлов (золото, платина, палладий) обладают улучшенными

параметрами по сравнению с резисторами на лакосажевой основе и близки к параметрам металлопленочных резисторов.

Композиционные резисторы с объемными проводящими элементами изготовляют прессованием при высокой температуре (1100... 1120 °С) из смеси специальных пресс-порошков: проводящего (окиси металлов, углерода, карбида хрома и др.), связующего (порошки из специальных стекол) и наполнителя (электрокорунд). Такие резисторы обладают высокими перегрузочной способностью и надежностью, а также более высокой термостойкостью и влагостойкостью по сравнению с резисторами поверхностного типа. Промышленность выпускает объемные резисторы типа ТВО (теплостойкие, влагостойкие, объемные), предназначенные для работы при температуре от —60 до +155 °С с сопротивлением 1...3 МОм, мощностью 0,125...50 Вт, ТКС меньше $1800 \cdot 10^{-6}$ 1/°С.

Металлопленочными резисторами называют резисторы поверхностного типа, проводящим элементом которых является пленка толщиной 0,1...0,3 мкм из специальных сплавов или металлов, осажденная методом термического испарения в вакууме на изоляционное основание (керамическую заготовку цилиндрической формы). Металлопленочные резисторы предназначены для работы в диапазоне температур —60...+200 °С (тип МТ) и —60...+125 °С (тип МПТ). Номинальная мощность рассеяния 0,125...2 Вт, ТКС — $2000 \cdot 10^{-6}1/°C$.

Металлоокисными называют резисторы поверхностного типа, проводящим элементом которых является пленка окислов металлов, осажденная методом термического испарения соединения металлов в вакууме на изоляционное основание. Промышленность выпускает резисторы [металлоокисные ультравысокочастотные (МОУ) и металлоокисные низкоомные (МОН)]. Резисторы типа МОН дополняют серию МЛТ в области низкоомных значений, их изготовляют с номинальными мощностями рассеяния 0,5; 1; 1 Вт и сопротивлением 1...100 Ом.

Вафельные резисторы представляют собой плоские квадратные керамические основания толщиной 0,25...0,4 мм с нанесенными на них резистивными элементами из лакопленочных или металлопленочных композиций, а также из осажденных металлических пленок.

Помимо рассмотренных для печатных плат и микромодулей применяют миниатюрные таблеточные, ниточные и пластинчатые резистивные элементы [26].

Непроволочные резисторы переменного сопротивления помимо параметров, общих для всех типов резисторов, характеризуются рядом специфических параметров. К ним относится зависимость сопротивления от угла поворота подвижного контакта относительно неподвижного. Наибольшее распространение получили переменные резисторы с линейной зависимостью

$$R = r_0 + \varphi R_{max},$$

где r_0 — начальное сопротивление; R_{max} — максимальное сопротивление; φ — угол поворота подвижного контакта. В реальных

резисторах из-за погрешностей их изготовления эта зависимость имеет отклонения от линейности. Начальный скачок сопротивления — минимальное сопротивление при сдвиге подвижного контакта с нулевого положения; момент вращения определяет усилие, которое необходимо приложить к оси вращения, чтобы произвести перемещение подвижного контакта.

В качестве резистивного элемента в резисторах переменного сопротивления используется гетинаксовая скоба с нанесенными на нее несколькими слоями лакосажевой композиции для получения заданного закона изменения сопротивления или объемный дугообразный элемент, полученный на основе композиции сажи и микропорошка электрокорунда Al_2O_3. Данные резисторы типа СПО по сравнению с пленочными резисторами типа СП имеют значительно меньшую плотность в проводящем элементе, лучшие условия рассеяния мощности, повышенную влажность. Допустимый диапазон температур для резисторов типа СПО 50...80 °С.

Проволочные резисторы характеризуются повышенной стабильностью сопротивления, термостойкости, влагостойкости, выдерживают значительные электрические перегрузки. Их частотный диапазон не превышает 1...2 МГц. Стабильность проволочных резисторов выше, чем непроволочных. Материалом проводящего элемента проволочных резисторов является провод (или лента) из сплавов с высоким удельным сопротивлением и малым температурным коэффициентом, обладающих достаточными механической прочностью, гибкостью, термостойкостью. Наибольшее распространение получили сплавы: манганин [$\rho = 0{,}48$ Ом·м, ТКС = $= \pm(30...40)\ 10^{-6}$ 1/°С]; константан [$\rho = 0{,}49$ Ом·м, ТКС = = 0,01...0,02 % 1/°С]; нихром [$\rho = 1...1{,}2$ Ом·м, ТКС = = 0,01...0,02 % 1/°С]. Отличительным преимуществом проволочных резисторов является постоянство значений ТКС.

Проволочные резисторы постоянного сопротивления стандартного типа (ГОСТ 2825—67) представляют собой изоляционные основания, на которые намотан провод высокого удельного сопротивления. В качестве изоляционного основания используют керамическую трубку из талькошамотной массы или ультрафарфора.

Выбор типа резистора. При выборе резистора необходимо учитывать следующие факторы; согласование геометрических параметров; обеспечение хранения; возможность замены; согласование тепловых характеристик; обеспечение нормального функционирования в условиях механических и климатических воздействий.

По конструктивным признакам резисторы можно разделить на две группы: резисторы, конструкция которых предусматривает специальные элементы крепления, — это обычно переменные, высокочастотные и высоковольтные резисторы; резисторы, установка которых производится одновременно с их электрическим включением в схему посредством пайки выводов.

При конструировании схемы всегда следует стремиться к более плотной компоновке, но одновременно необходимо предусмотреть

отвод теплоты от резисторов. Примеры наиболее характерных креплений резисторов показаны на рис. 12.5.

При рассмотрении механических воздействий на резистор он может быть представлен в виде сосредоточенной массы, укрепленной на упругих элементах. Если собственная резонансная часть такой конструкции оказывается в диапазоне частот вибрации, то возникает резонанс, который может привести к быстрому разрушению конструкции. В табл. 12.3 приведены резонансные частоты (Гц) некоторых типов конструкции резисторов при различной длине выводов.

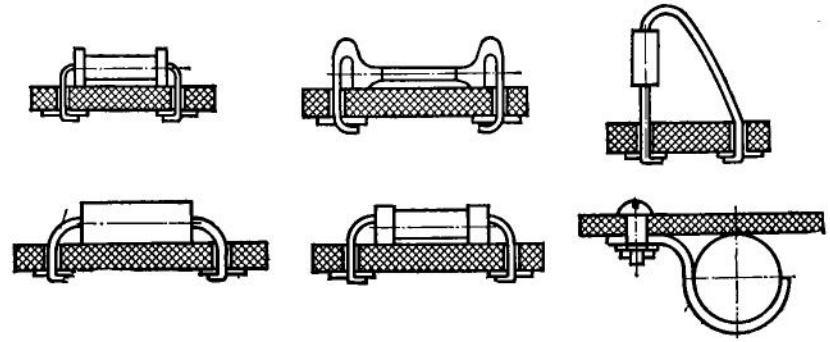


Рис. 12.5

Для повышения собственных резонансных частот используют дополнительное крепление резистора (см. рис. 12.3). В ряде случаев для уменьшения вероятности отказов используют амортизацию резисторов. Резисторы не рекомендуется устанавливать рядом с элементами, рассеивающими большое количество теплоты (например, мощных триодов), или вблизи элементов, чувствительных к перегреву (например, электролитических конденсаторов).

Таблица 12.3

Тип резистора	Длина выводов от корпуса до места пайки, мм			
	15	10	8	7
ВС-2	180	200	—	265
МЛТ-0,25	980	1870	—	2950
С2-9-1, С1-8-1	300	480	1280	900

Для расчета сопротивления резистора без учета влияния температуры используют выражения: для проволочного $R = \rho l/A$; для пленочного $R = \rho l/(db)$, где l — длина; A — площадь поперечного сечения провода; b — ширина; d — толщина пленки.

§ 12.2. Конденсаторы

Конденсатор — устройство, состоящее из двух (нли более) проводников (обкладок), разделенных диэлектриком, предназначенное для использования его электрической емкости. Конденсаторы под-

разделяют на два класса: конденсаторы постоянной емкости КПЕ (ГОСТ 9661—73) и конденсаторы переменной емкости КПрЕ. КПрЕ изготовляют индивидуально для каждого типа радиоэлектронной аппаратуры (РЭА). Условное обозначение конденсаторов показано на рис. 12.6, где *а* — КПЕ, *б* — КПЕ с заземленной обкладкой; *в* — полярный электролитический конденсатор; *г* — неполярный электролитический конденсатор; *д* — проходной конденсатор; *е* — КПрЕ; *ж* — блок КПрЕ; *з* — дифференциальный конденсатор; *и* — фазовращающий конденсатор; *к* — подстроечный конденсатор; *л* — конденсатор с емкостью, зависящей от напряжения.

Конденсаторы постоянной емкости применяют для разделения электрических цепей ($C = 0{,}01...10$ мкФ), в сглаживающих фильтрах (10...40 мкФ), в качестве накопителей электрической энергии, в качестве емкостных делителей и др. Емкость плоского конденсатора

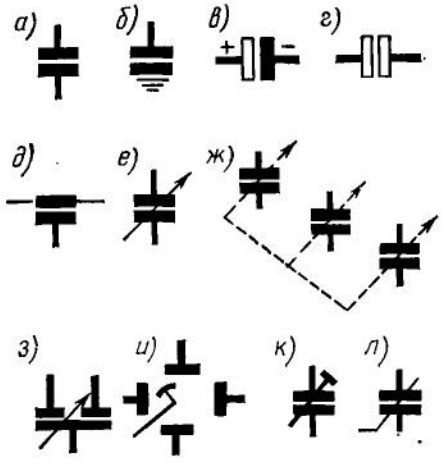


Рис. 12.6

$$C = k(A(n-1)/l) - \varepsilon,$$

где A — площадь обкладок; n — число обкладок; l — расстояние между ними; ε — диэлектрическая проницаемость.

Как видно из формулы, габариты и масса конденсаторов определяются отношением ε/l.

Для сравнительной характеристики конденсаторов часто пользуются относительными характеристиками: а) объемной емкостью $c = C/v$, где v — объем конденсатора. Если $V = V_{об} + V_{доп}$, то $c = C/V_{об} + V_{доп}$; $V_{доп}/V_{об} = 10...30$ %;

б) удельным зарядом $q = cU = 0{,}0884\ \varepsilon E/d_{обк}$.

При $d \gg d_{обк}$ $q = cU = 0{,}0884\ \varepsilon E^2/E$.

В зависимости от применяемого диэлектрика КПЕ делят на газообразные, с твердым и жидким диэлектриком. Газообразные делят на воздушные, газонаполненные, вакуумные. КПЕ с твердым неорганическим диэлектриком бывают стеклянные (стеклопленочные, стеклоэмалевые, стеклокерамические) и керамические (высокочастотные, низкочастотные, сегнетоэлектрики); КПЕ с твердым органическим диэлектриком — бумажные, металлобумажные, пленочные; КПЕ с оксидным диэлектриком (электролитические) — алюминиевые, танталовые, ниобиевые, титановые.

Номинальные значения емкостей см. в ГОСТ 9661—73.

Электрическая прочность — зависимость между пробивным напряжением $U_{пр}$ и временем, в течение которого это напряжение приложено к зажимам конденсатора, — определяется эмпирической формулой

$$T = A/U_{пр}^{n},$$

где A — постоянный коэффициент, зависящий от свойств конденсатора (его диэлектрика); $n = 3...8$.

Электрическая прочность конденсатора зависит от времени и режима работы, поэтому для каждого конденсатора $U_{пр}$ и $U_{раб}$ — условные величины, соответствующие строго определенному режиму работы. Надежность конденсатора определяется интенсивностью отказов за 1 ч работы в нормальных условиях. Вероятность отказа конденсатора

$$g_c(t) = g_{св} + g_{сп} - g_{св}g_{сп},$$

где $g_{св}$ — вероятность внезапных отказов; $g_{сп}$ — вероятность постепенных отказов. Среднее время до первого внезапного отказа

$$T_{ср} = B(U_{доп}/U_{раб})^{n},$$

где B — постоянный коэффициент; $n = 4...7$.

Влияние температуры на срок службы выражается формулой

$$T_1 = T_2 a^{(t_2 - t_1)/10},$$

где $a = 2$ для бумажных, слюдяных и керамических КПЕ; $a = 4...6$ для стеклопленочных; T_1 и T_2 — сроки службы конденсатора при t_1 и t_2 соответственно.

Стабильность конденсаторов характеризуют степень изменения таких параметров, как емкость, добротность, сопротивление изоляции под воздействием температуры, давления, влажности и механических нагрузок. Вопросы добротности, потерь энергии, температурной нестабильности конденсаторов и другие см. в [26].

Конденсаторы переменной емкости используют для настройки колебательных контуров, изменения емкостей связи, балансировки мостов, компенсации и подгонки реактивных сопротивлений. Емкость переменного конденсатора определяется площадью пластин, расстоянием между ними и диэлектрической проницаемостью материала изоляции. Изменение емкости (рис. 12.7) осуществляется изменением перекрытия пластин (*а*); изменением расстояния между пластинами (*б*); введением диэлектрика (*в*); изменением диэлектрической проницаемости между электродами (*г*). Емкость можно изменять и электрическим путем, если взять материал прокладки из специальной керамики, диэлектрическая проницаемость которой зависит от приложенного напряжения, — вариконды. В качестве КПрЕ можно использовать емкость p-n-перехода кристаллического полупроводникового диода — варикапы.

В зависимости от приложенного напряжения конденсаторы делят на низковольтные ($U_{раб} < 200$ В), повышенного напряжения ($U_{раб} > 200$ В) и высоковольтные ($U_{раб} > 1000$ В); по закону изменения емкости — на прямоемкостные, прямоволновые, прямочастотные и логарифмические; по типу диэлектрика — с воздушным диэлектриком, газонаполненные, с твердым диэлектриком; по форме

электродов — на плоские и цилиндрические; по числу секций — на односекционные и многосекционные.

Основные характеристики КПрЕ: коэффициент перестройки

$$K_C = C_{max}/C_{min},$$

коэффициент перекрытия по частоте

$$K_f = f_{max}/f_{min}.$$

На усилие перемещения подвижной части оказывают влияние конструкция подшипников и качество смазки. Перепад температуры $t = -60... + 100$ °С изменяет усилие в 2...4 раза.

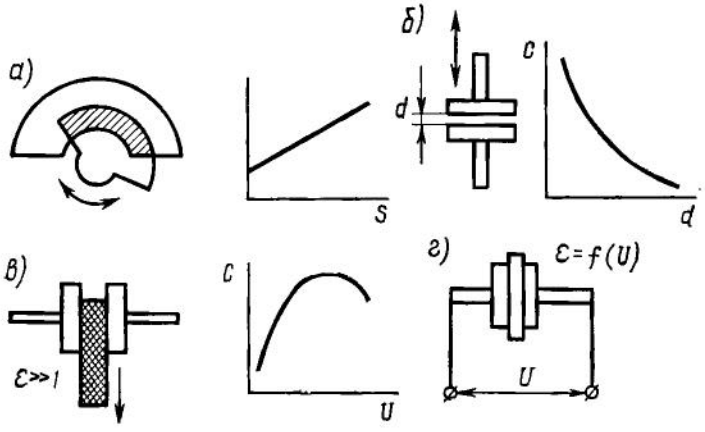


Рис. 12.7

Современные КПрЕ имеют объемную емкость 0,8...8 пФ/м³ (технологически трудно сделать зазор между пластинами менее 0,15 мм). Расчеты емкости, определение формы и размеров пластин см. в [46].

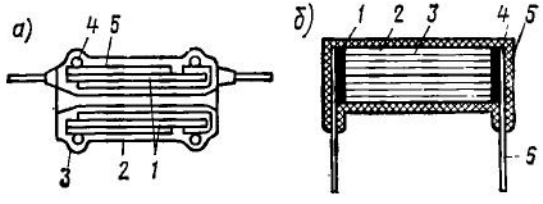


Рис. 12.8

К элементам конструкции конденсатора относятся диэлектрические пластины (в виде пленки, ленты из изоляционного материала или воздушного промежутка); проводящие пластины, на которых накапливается заряд; соединительные элементы (стойка, корпус); выводы.

В конденсаторах переменной емкости пластины могут соединяться в группы неподвижных пластин (статор) и подвижных (ротор).

Конструктивные особенности основных видов конденсаторов. Керамический конденсатор с диэлектриком из керамики, которая,

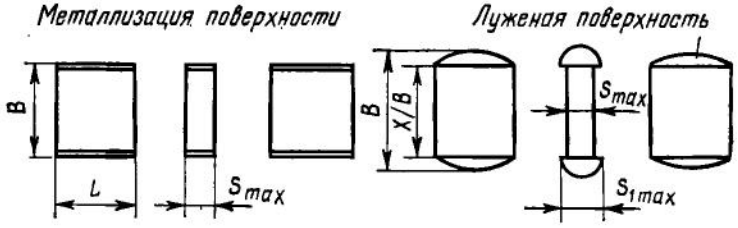


Рис. 12.9

обладая высокими механическими свойствами, является конструктивной основой конденсатора. На керамическое основание методом вжигания наносится проводящая пленка (серебро). Соединение обкладок с выводами производят с помощью механических соединений, используют также пайку. Важным вопросом в конструировании конденсатора является защита его от влаги, которая осуществляется путем герметизирования, покрытия пленками лака (цапон № 951) и эмали (эмаль ЭКР). Размеры конденсаторов и форма пластин зависят от емкости и ее стабильности [46]. Конструкция керамического трубчатого конденсатора (рис. 12.8, *а*) состоит из керамической трубки *1*, проводящей пленки *5*, выводов *4*, защитных пленок *2*, *3*. Конструкция монолитного многослойного керамического конденсатора (рис. 12.8, *б*) состоит из керамической или стеклокерамической пластины *2*, металлических электродов (палладий, платина, серебро, алюминий) *3*, механического крепления пластин *4*, выводов *6* с местом пайки *1* и оболочки *5* из эпоксидной смолы. Для интегральных схем выпускают бескорпусные конденсаторы (рис. 12.9).

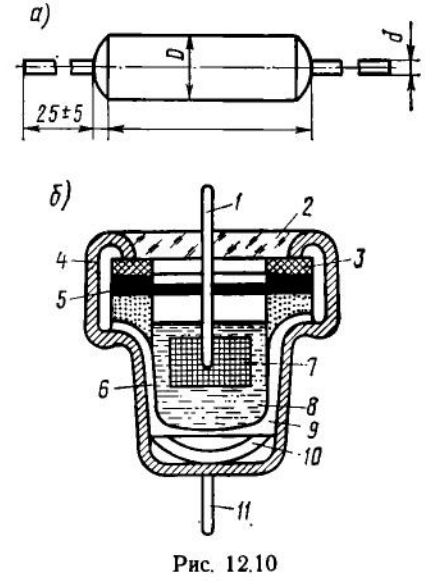


Рис. 12.10

Бумажный конденсатор (рис. 12.10, *а*), в котором в качестве диэлектрика используют конденсаторную бумагу толщиной 6... 10 мкм. Проводящую пленку изготовляют из тонкой фольги (слой

цинка или алюминия) на бумаге. Намотанный из многослойной заготовки конденсатор не обладает механической прочностью, поэтому заключается в металлический кожух. Выводы вкладные; прижимаясь к обкладкам, они осуществляют контакт. Для выводов используют слабокоррозирующие металлы. Влагозащиту осуществляют заливкой торцов корпуса эпоксидной смолой.

В электролитическом конденсаторе в качестве диэлектрика используют тонкий слой оксидной пленки. Увеличение площади проводящей поверхности достигается созданием объемно-пористого

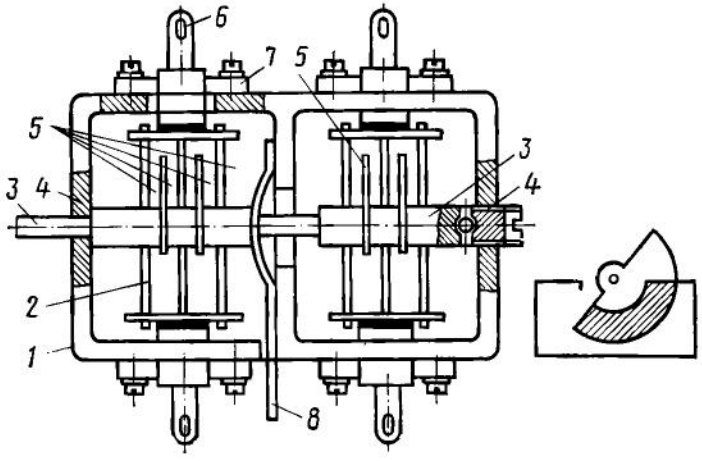


Рис. 12.11

анода. Конструкция танталового конденсатора с жидким электролитом (рис. 12.10, *б*) состоит из стального корпуса *9*, второго серебряного корпуса *8*, электролита *6*, анода *7*, крышки *2*, анодного вывода *1*, защитной шайбы *3*, изолирующей шайбы *4*, уплотняющей шайбы *5*, катодного вывода *11* и пружины *10*. Так как второй обкладкой конденсатора является электролит, то необходим кожух, материал которого устойчив к действию электролита; такой кожух обычно изготовляют из серебра. Для обеспечения достаточной механической прочности его помещают в металлический корпус.

В конденсаторах переменной емкости используют твердые диэлектрики. Конденсаторы с воздушными зазорами обладают более высокой стабильностью параметров, но при той же емкости имеют большие габариты, чем конденсаторы с твердым диэлектриком. Конструкция конденсатора переменной емкости (рис. 12.11) включает корпус *1*, ось *3*, подшипники *4*, пластины ротора *5*, пластины статора *2*, изолятор *7*, выводы статора *6*, выводы ротора *8*. Емкость конденсатора зависит от размеров статорных *2* и роторных *5* пластин и зазора между ними. Для ее увеличения нужно уменьшать воздушный зазор, однако температурная нестабильность, вибрации

и неточность изготовления могут привести к пробою. Поэтому минимальный воздушный зазор принимают равным 0,2 мм.

Другие типы конденсаторов, в том числе подстроечные, см. в [2].

§ 12.3. Катушки индуктивности

Индуктивность — характеристика, учитывающая способность проводника (катушки) препятствовать всякому изменению тока в результате явления самоиндукции, т. е. характеризует значение энергии, запасаемой катушкой (проводником) при протекании по ней тока. Значение индуктивности зависит от геометрических размеров катушки, ее формы, числа витков, а также от формы и материала сердечника. В отличие от резисторов и конденсаторов катушки индуктивности не стандартизованы и для каждой электрической схемы их проектируют и изготовляют отдельно. Различают катушки с магнитопроводом и катушки без магнитопровода. По форме катушки индуктивности делят на цилиндрические, спиральные, кольцевые; по типу намотки — на однослойные (со сплошной, шаговой и плоской намотками), многослойные (простые и сложные).

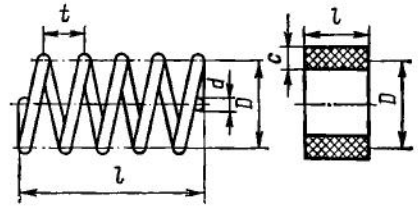


Рис. 12.12

Основная характеристика катушек индуктивности [46] — индуктивность L; размер индуктивности определяется назначением. Для катушки $\Delta L/L = \pm 0{,}5...15$ %.

Стабильность параметров катушек индуктивности определяется их относительными изменениями под воздействием внешних факторов. Худшая стабильность у катушек индуктивности с замкнутым магнитопроводом, лучшая — у катушек индуктивности с керамическим каркасом и токопроводом, полученным методом вжигания серебра в керамику.

Связь индуктивности с основными геометрическими параметрами катушек. Индуктивность однослойной катушки (рис. 12.12)

$$l_L = L\,\mathrm{d}I/(\mathrm{d}t), \text{ или } l_L = -n[\mathrm{d}\Phi/(\mathrm{d}t)],$$

$$\text{откуда } L[\mathrm{d}I/(\mathrm{d}t)] = n[\mathrm{d}\Phi/(\mathrm{d}t)]. \qquad (12.1)$$

Для катушки, у которой $l > D$ и $\mu = 1$,

$$\Phi = HS = (0{,}4\pi nIS/l)10^{-8} = (\pi^2 nD^2 I/l)\,10^{-9}. \qquad (12.2)$$

Из формул (12.1) и (12.2)

$$L = (\pi^2 D/l)\,n^2 D \cdot 10^{-9}, \qquad (12.3)$$

где L — в Гн.

Для расчета коротких катушек ($l \leqslant D$) в формулу (12.3) вводят поправочный коэффициент $K = f(l/D)$:

$$L = [\pi^2 (D/l)\, k]\, n^2 D = L_0 n^2 D. \qquad (12.4)$$

Часто принимают $l/D = 0{,}2...0{,}3$, тогда

$$L_0 = 1000/(101{,}7 l/D + 45{,}6).$$

Индуктивность многослойной катушки из формулы (12.4)

$$L_0 = 1000/[45{,}6 + 101{,}7 l/D + 83{,}5 C/D + 65 l/D\,(C/D)]. \qquad (12.5)$$

Точность расчета по формуле (12.5): 1 % при $0 < C/D < 0{,}025$ и $0 < D/l < 3$; 5 % при $0 < D/l < 1{,}5$ и $C/D \approx 0{,}5$.

Учет добротности, собственной емкости катушек, эффективности их экранирования, см. [26].

Катушки индуктивности с магнитным сердечником обладают высокой добротностью при небольших габаритах; они имеют меньшие потери, число витков и размеры при заданной индуктивности. Типы сердечников показаны на рис. 12.13: *а* — СЦР резьбовой; *б* — СЦШ со шпилькой; *в* — СЦГ гладкий; *г* — СЦТ трубчатый.

Материал сердечников: магнитодиэлектрики ($\mu = 6...100$) магнетит и бакелитовый лак; альсифер; карбонильное железо (прессуется из порошка с бакелитом или аминопластом); ферриты ($\mu = 11...10\,000$) — твердые растворы двухвалентных металлов в трехвалентных (медь, никель, марганец, магний с цинком или кадмием). При прессовании получается магнитная полупроводниковая керамика.

Основные элементы конструкции. Каркас является конструктивной основой катушки индуктивности, ее насущным элементом. Материал каркаса, его конструкция и способ крепления витков определяют механическую прочность катушки. Витки обмотки должны быть изолированы друг от друга либо воздушным промежутком, либо изоляцией проводов. Выводы механически крепят к каркасу, это исключает деформацию обмотки и ее обрыв. Катушка должна сохранять работоспособность в условиях повышенной влажности, для этого используют лаковое покрытие основных элементов конструкции или их герметизацию. При использовании сердечников конструкция катушки значительно усложняется. Таким образом, основными элементами конструкции катушки являются провод, каркас, выводы, сердечник и его крепление, элементы влагозащиты. Для катушек с тороидальными, броневыми и чашкообразными сердечниками тип и размер сердечника определяют геометрические размеры катушек. Сердечники стандартизованы. Различают следующие конструкции сердечников (рис. 12.14); *а* — цилиндрический из карбонильного железа с резьбой (СЦР); *б* — цилиндрический гладкий (СЦГ); *в* — цилиндрический трубчатый (СЦГ); *г* — чашкообразный; *д* — броневой из феррита; *е*, *ж* — броневой из карбонильного железа. Для типовых конструкций плат с печатным монтажом высота катушки с сердечником не должна превышать высоты других радиоэлементов, в том числе интегральных

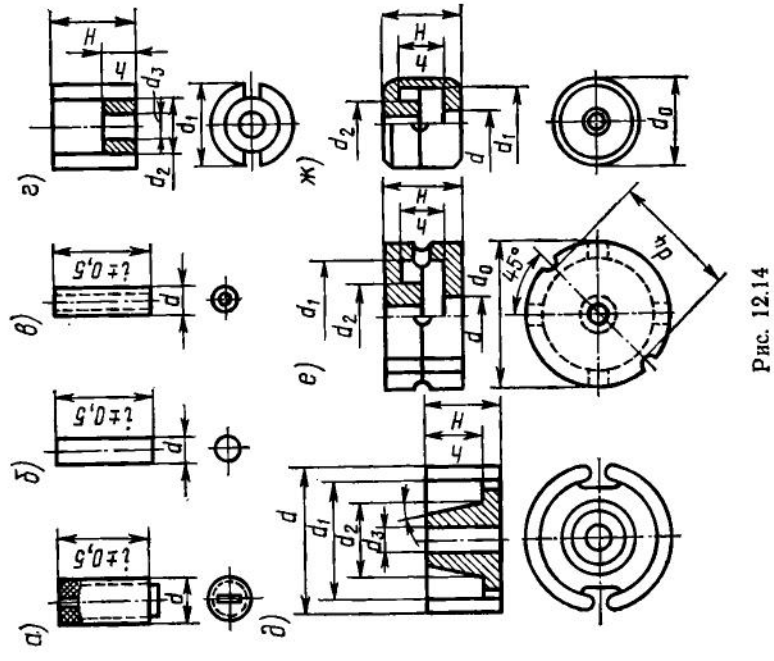


Рис. 12.14

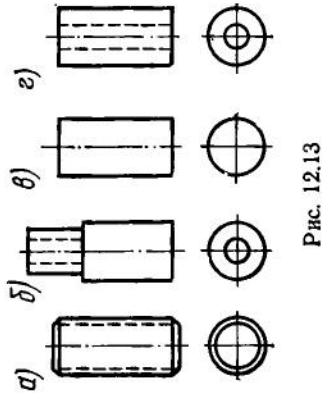


Рис. 12.13

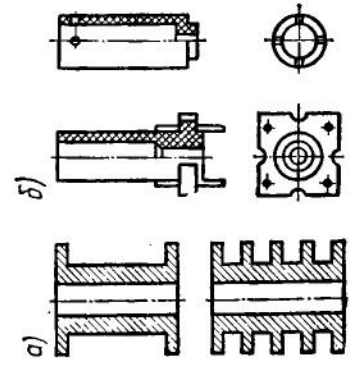


Рис. 12.15

схем. Это обеспечивает высокую плотность установки плат в блоки.

Примеры конструкций каркасов показаны на рис. 12.15, *а*, *б*. Каркасы для катушек больших мощностей должны иметь минимальные потери, вызывающие его перегрев. Геометрические размеры каркасов должны выполняться по 12-му квалитету точности (СТ СЭВ 145—75).

Глава 13

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ КОНТАКТЫ

§ 13.1. Назначение, классификация, принципы работы

В любой конструкции, которая должна содержать отдельно изготовляемые электрические устройства, необходимо обеспечить между ними электрическую связь. Эта связь в основном обеспечивается с помощью электрических контактов *, представляющих собой конструктивно оформленное соединение токопроводящих частей. Качество мест соприкосновения токопроводящих частей должно быть таким, чтобы контакты не оказывали влияния на параметры передаваемого сигнала. Необходимо обеспечить и надежность контактов, что особенно важно в связи с возросшим использованием их в различных приборных устройствах. Отдельные приборные устройства с несколькими сотнями тысяч электрических контактов не являются исключением. При проектировании электрических контактов необходимо учитывать также, что соединение и разъединение цепей (коммутация) происходит в течение некоторого времени, а между контактами после их механического разрыва существует электрическая связь вследствие газоразрядных процессов. Надежная работа контактов определяется также конструкцией контактного устройства, спроектированной с учетом конкретных параметров коммутируемых цепей и условий эксплуатации.

По функциональному признаку контакты могут быть разделены на неразъемные, разъемные, разрывные и скользящие.

Неразъемные контакты предназначены для постоянного соединения электрических цепей. К неразъемным контактам предъявляют следующие требования: удобное и быстрое соединение; минимальное сопротивление; механическая прочность; минимальные размеры соединения, чтобы не увеличивать межконтактную емкость и не создавать замыканий между соседними контактами. В процессе эксплуатации не предусматривается разъединение цепей в месте неразъемного контакта. Поэтому для получения неразъемных контактов часто используют такие технологические процессы, как пайка, сварка или обжатие. Пайка обладает рядом недостатков: припои имеют повышенное удельное сопротивление по сравнению с материалами соединяемых проводов; используемые флюсы выделяют органические пары, которые приводят к образованию пленок на соединяемых проводах, что увеличивает сопротивление в месте соединения. При соединении пайкой целесообразно осуществить механическую разгрузку соединяемых электрических частей. Для этого в соединяемых частях делают отверстия, в которые сначала вставляют провода и закручивают и лишь потом их опаивают (рис. 13.1). Для подсоединения одножильных проводов используют метод накрутки (рис. 13.2, *а*). Вывод *1* должен иметь не менее двух острых ребер. На нем рекомендуется делать поперечные насечки глубиной около 0,1 мм. Число витков *2* должно лежать в пределах 4...7. Провод накручивают с натягом. При работе соединения в условиях вибрации к обычной намотке добавляют 1...2 витка провода с изоляцией (рис. 13.2, *б*).

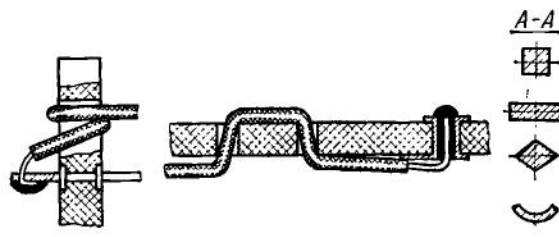


Рис. 13.1

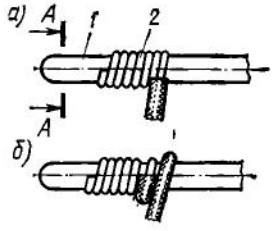


Рис. 13.2

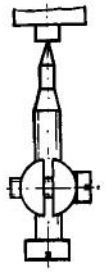
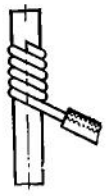
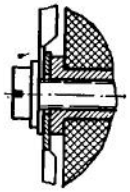
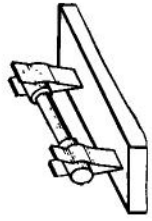
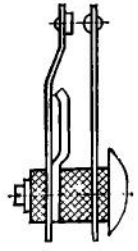
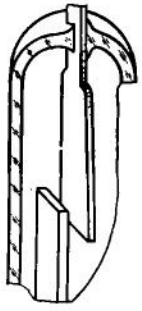
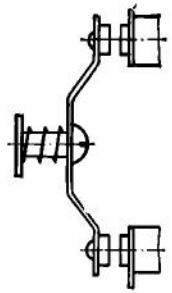
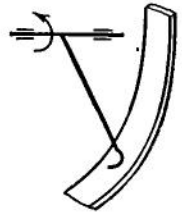
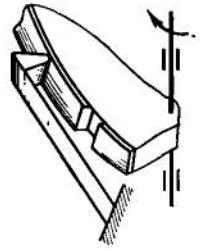
Разъемные контакты служат для соединения электрических цепей, которое производят до работы устройства, или для замены электроэлементов. Их применяют также для соединения конструктивно автономных приборных устройств. В этих случаях разъемные контакты выполняют в виде штепсельных разъемов, позволяющих одновременно соединять несколько цепей. При необходимости замыкания или размыкания цепей, находящихся под током, используют *разрывные контакты*. Широкое распространение получили разрывные контакты, срабатывающие при воздействии электромагнитного импульса (реле и герконы).

Скользящие контакты обычно работают без разрыва цепи. Они характеризуются тем, что в процессе работы происходит механическое перемещение контактов относительно друг друга (подвод тока в обмотку ротора сельсина, контакт потенциометра и т. п.).

В зависимости от формы поверхности соприкосновения контакты разделяют на точечные, линейные и плоскостные (табл. 13.1). Точечные контакты применяют при малых токах (доли и единицы ампера) и требуют небольших контактных усилий. Линейные контакты применяют при токах от нескольких до десятков ампер. Контактные усилия должны быть значительно больше, чем у точечных контактов. Объем контактов также больше. Поэтому для экономии материалов линейные контакты часто выполняют пластинчатыми. Плоскостные контакты используют при больших токах и

* Термин «контакт» имеет четыре значения: место перехода тока из одной детали в другую; элемент электрической цепи; деталь; сборочная единица.

Таблица 13.1

Контакты	Точечные	Линейные	Плоскостные
Неразъемные			
Разъемные			
Разрывные			
Скользящие			

требуют значительных контактных усилий. Для обеспечения соприкосновения контактов по всей контактной поверхности требуется или точная установка контактов, или упругое соединение подвижного контакта с контактонесущей системой, или упругое соединение неподвижного контакта с основанием.

В работе контактов можно выделить четыре состояния: замкнутое, размыкание, разомкнутое и замыкание. *Замкнутое состояние контактов* характеризуется искажением параметров цепи из-за нестабильности сопротивления, емкости и индуктивности в месте контактирования. Поэтому основное требование к контактам — ограничение этих искажений. При определении активного сопротивления в контактной области необходимо учитывать, что контакт между двумя телами происходит не по всей поверхности соприкосновения, а лишь на отдельных участках. Сумма площадей этих участков получила название эффективной (действительной) поверхности. Соприкасающиеся поверхности покрыты газовыми, окисными, жировыми и прочими пленками. В первый момент соединения контактов в соприкосновение вступают микровыступы (рис. 13.3, *а*). Газовая и поверхностная пленка еще не разрушены. При увеличении силы сжатия F контактов (эта сила получила название контактной) происходит уменьшение толщины газовых пленок. Микровыступы упруго деформируются (рис. 13.3, *б*). При дальнейшем увеличении F в некоторых местах происходит выдавливание газовой пленки. Химические поверхностные пленки разрушаются. Возникают участки α чисто металлического контакта (рис. 13.3, *в*, *г*).

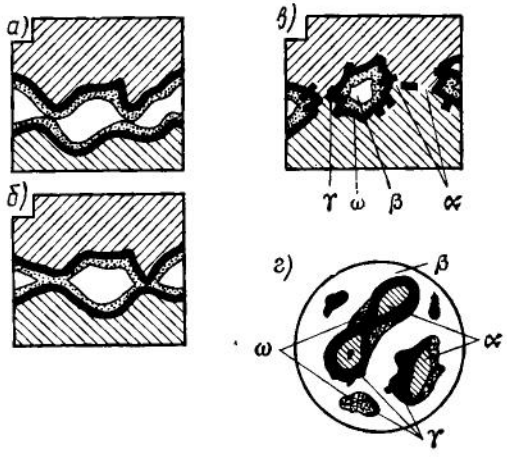


Рис. 13.3

Одновременно в контакте имеются участки β, разделенные газовым промежутком, и участки γ и ω, образованные поверхностными химическими пленками с квазиметаллической проводимостью (пленки — полупроводники с большим удельным сопротивлением) и пленками с изолирующими свойствами. При контакте по плоскости металлические и квазиметаллические участки распределены почти равномерно. При контакте в точке (давления распределены в соответствии с теорией Герца по эллиптическому закону) в центре зоны контактирования находятся участки с металлической поверхностью, а участки с квазиметаллической поверхностью находятся на границах зоны. Плотность тока на участках металлической проводи-

мости достигает 10^5 А/мм^2. В соответствии с рассмотренным характером контактирования сопротивление соприкасающихся контактов, называемое контактным сопротивлением (рис. 13.4),

$$R_к = R_0 + R_{пер} + R_{пл}, \qquad (13.1)$$

где R_0 — сопротивление контактов; $R_{пер}$ — переходное сопротивление, вызванное наличием микронеровностей на поверхностях соприкасающихся контактов (сопротивление стягивания); $R_{пл}$ — пленочное сопротивление (поверхностное), определяемое сопротивлением поверхностных пленок на соприкасающихся контактах. Сопротивление R_0 мало по сравнению с сопротивлениями $R_{пер} + R_{пл}$, поэтому им в формуле (13.1) пренебрегают.

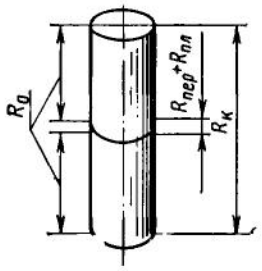


Рис. 13.4

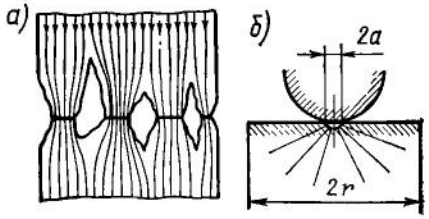


Рис. 13.5

Рассмотрим сопротивление $R_{пер}$. При чисто металлическом контакте ток через плоскость раздела контактов проходит так, как показано на рис. 13.5, *а*. Предположим, что площадки, через которые проходит ток, круглые и одинаковые по площади, а распределение линий тока в теле контакта — радиальное (рис. 13.5, *б*). Для оценки влияния параметров на $R_{пер}$ используем известное соотношение между сопротивлением R и емкостью C в точке соприкосновения контактов:

$$RC = \varepsilon_0 \rho, \qquad (13.2)$$

где ρ — удельное сопротивление, Ом·см; ε_0 — электрическая постоянная, Ф/см.

Учитывая, что $2a \ll 2r$ (рис. 13.5, *б*), под C следует понимать емкость между поверхностью диаметром $2a$ и неограниченной поверхностью: $C = 4a\varepsilon_0$. Тогда из уравнения (13.2) $R = \beta/(4a)$ и переходное сопротивление контакта

$$R_{пер} = R_1 + R_2 = \rho_1/(4a) + \rho_2/(4a) = (\rho_1 + \rho_2)/(4a). \qquad (13.3)$$

При одинаковых материалах контактов $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ и $R_{пер} = \rho/(2a)$.

При контакте по плоскости переход тока происходит предположительно в n одинаковых по размерам участках. Поэтому площадь контактирования $A = \pi a^2 n$ и $a = \sqrt{A/(\pi n)}$. Сопротивление контакта равно эквивалентному сопротивлению параллельно соединенных n участков, каждый площадью πa^2. Поэтому выражение (13.3) может быть записано в виде

$$R_{пер} = (\rho_1 + \rho_2)/(4an), \qquad (13.4)$$

или, учитывая выражение для a,

$$R_{пер} = (\rho_1 + \rho_2)\sqrt{\pi/nA}/4. \qquad (13.5)$$

Площадь A может быть определена (при принятии контактной прочности, равной твердости наиболее мягкого материала по Бринеллю — HB) как $A = F/\text{HB}$. Подставляем это значение для A в выражение (13.5):

$$R_{пер} = (\rho_1 + \rho_2)\sqrt{\pi\text{HB}/(nF)}/4. \qquad (13.6)$$

Если принять, что число n контактных участков пропорционально F, т. е. $n = kF$, то формула (13.6) примет вид

$$R_{пер} = (\rho_1 + \rho_2)\sqrt{\pi\text{HB}}/(4F\sqrt{k}). \qquad (13.7)$$

Для точечного контакта можно написать $A = \pi a^2 = F/\text{HB}$. Отсюда определяем a и подставляем его в (13.3):

$$R_{пер} = (\rho_1 + \rho_2)\sqrt{\pi\text{HB}/F} = (\rho_1 + \rho_2)\sqrt{\pi\text{HB}}/(4F^{0,5}). \qquad (13.8)$$

При сравнении выражения (13.7) и (13.8) можно видеть, что показатель степени при F зависит от характера деформации, вида и формы зоны контактирования. Число участков чисто металлического контакта и характер деформаций в зоне контактирования во многом зависят от шероховатости контактных поверхностей. Поэтому для определения $R_{пер}$ используют выражение

$$R_{пер} = c\,(\rho_1 + \rho_2)\sqrt{\text{HB}}/(2F^b), \qquad (13.9)$$

где коэффициент $b = 0{,}33$ при нагрузке ниже предела упругости; $b = 0{,}5$ при нагрузке выше предела упругости (точечный контакт); $b = 0{,}7...1{,}0$ при наличии изолирующей пленки; $b = 2{,}0$ при плоскостном контакте; c — коэффициент, зависящий от способа обработки и состояния поверхности: $c = 3$ для очень грубой, $c = 2$ для грубой и $c = 1$ для чисто обработанной поверхности.

На параметры контактов большое внимание оказывает температура, которая может возрасти как под действием окружающей среды, так и вследствие нагрева контактов проходящим током. Увеличение температуры в контактной зоне пропорционально напряжению $U_к$ на контакте, которое проще измерить, чем температуру. Поэтому вместо зависимости $R_к = f(t)$ используют зависимость $R_к = f(U_к)$. На рис. 13.6 показана эта зависимость при различных F. Увеличение $R_к$ на участке до $U_{к1}$ объясняется ростом ρ с увеличением температуры. При $U_к = U_{к1}$ температура в контакте достигает температуры рекристаллизации ($t = 250...400$ °С). Происходит резкое снижение механической прочности материала. При той же силе F действительная контактная поверхность увеличи-

вается. Это приводит к падению $R_к$. При дальнейшем увеличении температуры при $U_к = U_{к2}$ происходит второе резкое падение $R_к$. Это объясняется достижением температурой в контакте значения температуры плавления. Напряжения $U_{к1}$ и $U_{к2}$ от силы F не зависят. Они зависят только от материала контактов. Так, если для серебра $U_{к1} = 0{,}09$ В и $U_{к2} = 0{,}36$ В, то для платины $U_{к1} = 0{,}3$ В и $U_{к2} = 0{,}7$ В. Недопустимо, чтобы $U_к = U_{к1}$, так как при этом происходят пластические деформации контактов, приводящие к изменению межконтактного зазора, времени срабатывания и т. п. Поэтому допустимое напряжение в контакте $U_{к\,доп} = (0{,}5...0{,}8)\,U_{к1}$ и предельно допустимый ток $I_{доп} = (0{,}5...0{,}8)\,U_{к1}/R_к$. Вследствие расплавления металлов контактов при $U_к \geqslant U_{к2}$ возможно их сваривание. Вероятность сваривания контактов увеличивается с повышением твердости и удельного сопротивления металлов контактов и с уменьшением температуры их плавления $T_{пл}$ (или $U_{к2}$). Для неразъемных контактов предохранение от сваривания можно обеспечить увеличением F до значения, при котором $U_к < U_{к2}$ (рис. 13.6), и выбором металлов с высокой $T_{пл}$. В разрывных контактах, где трудно предотвратить расплавление контактных зон, необходимо, чтобы при расплавлении контакты были разобщены. Это достигается выбором контактного металла с высокой $T_{пл}$, низким ρ, низкой прочностью на разрыв и уменьшением возможной поверхности сваривания. Указанным требованиям лучше всего удовлетворяют вольфрам и молибден. Уменьшение возможной поверхности сваривания может быть достигнуто использованием контактов с искусственно уменьшенной поверхностью соприкосновения (контакты с рифленой поверхностью) или применением металлокерамики, в которую в качестве составной части входит металл, образующий плохо проводящие окисные пленки. В результате уменьшаются поверхность сваривания и силы, необходимые для разрыва контактов.

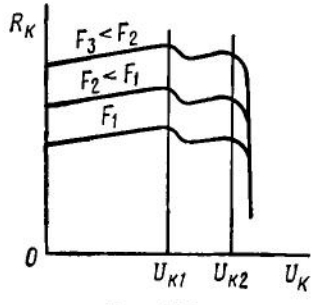


Рис. 13.6

Большое влияние на работу контактов в замкнутом состоянии оказывают поверхностные пленки. Наиболее опасны органические пленки. Эти пленки являются изоляторами и отличаются большой механической прочностью. Они возникают в результате адсорбции органических паров, имеющихся в воздухе (выделяющихся из эбонита, канифоли, клеев и т. п.). Органические пленки интенсивно образуются на контактах из платины, палладия и родия, которые обладают каталитическими свойствами для органических материалов. При малых силах и напряжениях цепи пленочное сопротивление $R_{пл}$ составляет большую часть $R_к$; $R_{пл}$ может быть уменьшено двумя путями. Первый путь заключается в механическом разрушении пленки. Это требует больших сил при твердых и хрупких поверхностных пленках (окиси вольфрама) либо относительного скольжения контактов при мягких и текучих пленках (сульфид серебра). Но в случае образования органических пленок на поверхности платины скольжение приводит к росту и упрочнению пленки. Второй путь заключается в разрушении пленки высоким напряжением.

Отказ в работе контакта может произойти не только из-за роста поверхностных пленок, но также из-за попадания пыли, грязи и продуктов износа между контактами. Особенно велика вероятность отказа по этой причине при работе контакта на открытом воздухе или при принудительном охлаждении устройства неочищенным воздухом. В последнем случае рекомендуется уменьшить запыленность воздуха, используемого для охлаждения, или охлаждающий поток делать турбулентным в целях устранения застойных зон, в которых может скапливаться пыль. Вероятность отказа может быть уменьшена и конструктивным путем. Если выполнить конструкцию так, что при замыкании-размыкании контактов происходит

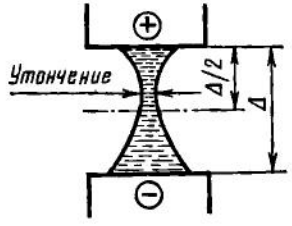


Рис. 13.7



Рис. 13.8

их относительное смещение, то частицы пыли в этом случае удаляются из зоны контактирования — контакт самоочищается. Но механический износ в этом случае увеличивается.

При размыкании контактов в начальный момент происходит уменьшение числа контактирующих точек и общей площади их соприкосновения. $R_к$ увеличивается и, как следствие, возрастает $U_к$. В определенный момент $U_к$ становится больше $U_{к2}$, происходит расплавление контактных точек. Расплавленные контактные точки сливаются в каплю жидкого металла, которая при расхождении контактов (при $I \geqslant 0{,}05$ А) образует жидкий мостик. Мостик состоит из материала анода и имеет утоньшение, расположенное ближе к аноду (рис. 13.7). Нагрев мостика происходит проходящим через него током. Температура мостика возрастает, мостик закипает, и происходит его разрыв. В других случаях мостик разрывается раньше, чем произойдет закипание металла. Большая часть металла мостика попадает на катод, т. е. происходит эрозия анода. Мостиковая эрозия зависит от значения тока, материалов контактов и параметров окружающей среды. Описанные явления предшествуют газоразрядным процессам в зазоре. Вид газового разряда и его энергия зависят от типа коммутируемой цепи (активная или индуктивная) и ее параметров, состояния поверхности и материалов контактов, расстояния между контактами, состава и состояния

среды, в которой происходит размыкание. При сравнительно больших напряжениях и малых значениях токов возможно возникновение искрового разряда (разряда Таунсенда). В соответствии с законом Пашена напряжение $U_з$ искрового разряда (разряда Таунсенда) является функцией произведения давления p среды на расстояние Δ между контактами (рис. 13.8), т. е. $U_з = f(p\Delta)$. Так как при размыкании зазор изменяется от нуля до определенного конечного значения, то прохождение через точку, соответствующую $U_{з\min}$, неизбежно. Для воздуха при атмосферном давлении и $\Delta = 10^{-4}$ см $U_{з\min} = 300...500$ В. Разряд Таунсенда встречается при значениях Δ до нескольких миллиметров. При бóльших Δ и напряжениях в результате разряда Таунсенда возникает канал с высокой проводимостью. Газ разогревается, начинается термическая ионизация, и канал превращается в столб электрической дуги. При искровом разряде в зависимости от значения Δ происходит эрозия анода или катода или и того и другого вместе. Тлеющий разряд возникает при низких давлениях, но возможен и при давлениях до 0,1 МПа и выше. Этот стабильный разряд связан со свечением газа. Тлеющий разряд вызывает распыление катода. Это распыление невелико, но распыляемый металл осаждается на изолирующих частях устройства (корпус и др.), уменьшая их изолирующие свойства. Количество распыленного материала пропорционально току I и времени. Чистые металлы распыляются более интенсивно, чем их соединения (окислы и т. п.). При повышении тока напряжение горения сначала возрастает (аномальный тлеющий разряд), а затем уменьшается и тлеющий разряд переходит в электрическую дугу. На рис. 13.9 показано соотношение между U и I для всех видов разрядов при произвольно взятом расстоянии между контактами. Дуговой разряд физически представляет собой высокотемпературную плазму, через которую происходит электрическое соединение контактов. Для возникновения дуги необходимо, чтобы U и I в цепи были больше минимальных напряжения U_0 и тока I_0 дугообразования. Значения U_0 и I_0 зависят от материалов контактов и параметров (температура и т. п.) среды в межконтактном промежутке. Например, при одинаковых параметрах среды для Pt $I_0 = 0{,}9$ А и $U_0 = 17$ В, а для Ag $I = 0{,}4$ А и $U_0 = 12$ В. Расплавление, разбрызгивание и испарение расплавленных металлов, а также сильное их окисление в условиях высоких температур может привести к выходу контактов из строя. Наиболее важной характеристикой дуги является зависимость между напряжением U горения дуги и проходящим через дугу током I — вольт-амперная характеристика (ВАХ) дуги (рис. 13.10). Если при нормальном тлеющем

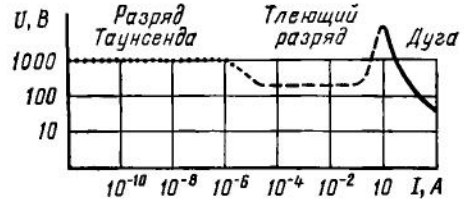


Рис. 13.9

разряде напряжение горения остается приблизительно постоянным, то при дуге напряжение уменьшается с увеличением тока. Физически это объясняется тем, что с ростом I температура дуги возрастает, увеличивается проводимость плазмы, а следовательно, уменьшается напряжение дуги. Связь напряжения с током объясняет влияние на дугу ее длины. Увеличение длины дуги при увеличении межконтактного зазора приводит к уменьшению тока, что требует увеличения напряжения (пропорциональное длине дуги увеличение напряжения мало по сравнению с вышеупомянутым). Если

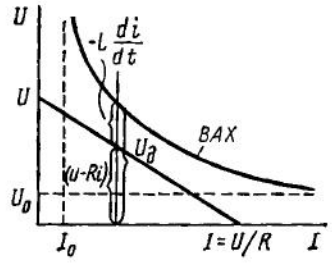


Рис. 13.10

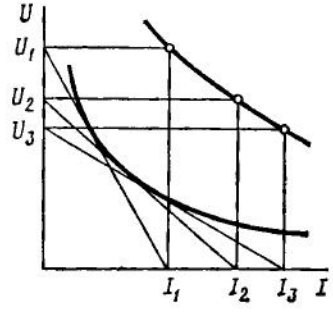


Рис. 13.11

напряжение цепи окажется меньше, дуга гаснет. Изменение текущего значения тока i в разрываемой цепи, содержащей активное сопротивление R, индуктивность L и источник питания напряжением U, описывается уравнением

$$U = iR + L\,\mathrm{d}i/(\mathrm{d}t) + U_д.$$

Для самогашения дуги необходимо, чтобы $\mathrm{d}i/\mathrm{d}t < 0$ во всем диапазоне изменения тока ($i = I...0$). Поэтому условие самогашения дуги может быть получено в виде $(U - iR) - U_д < 0$, т. е. ВАХ дуги должна лежать при любых значениях i выше прямой $U - iR$ (рис. 13.11). Случай, когда прямая $U - iR$ касательна к ВАХ, является предельным для самопроизвольного гашения дуги. Если известны ВАХ дуги для материалов контакта при различных Δ, то, зная U и R, можно графическим построением выбрать значение Δ, достаточное для самогашения дуги. Зазор следует брать в 1,3...2 раза большим.

При невозможности произвольного варьирования зазором Δ, когда он задан, самогашение дуги можно получить изменением параметров цепи. Это делается из следующих соображений. Если к ВАХ при заданном Δ провести несколько предельных прямых $U - iR$, то точки U_1 и I_1, U_2 и I_2 и т. д. позволяют построить зависимость, получившую название предельной ВАХ (рис. 13.11). Для данных контактов и заданного зазора значения U и I в размы-

каемой цепи должны лежать ниже предельной ВАХ, чтобы произошло самогашение дуги. С некоторыми допущениями можно считать, что предельная ВАХ описывается уравнением $U_{\text{пред}} I_{\text{пред}} = \text{const} = P_{\text{пред}}$, где $P_{\text{пред}}$ — предельно допустимая мощность цепи, при которой происходит самогашение дуги. Рабочую мощность следует выбирать с некоторым запасом: $P_{\text{раб}} = (0{,}2...0{,}3)\, P_{\text{пред}}$. В случае, если $P_{\text{раб}} > P_{\text{пред}}$ и Δ задан, можно использовать конструктивный способ гашения дуги посредством применения контактонесущих систем с многократным последовательным разрывом цепи. Каждая из дуг, возникающих в этих разрывах, требует примерно такого же напряжения для поддержания горения дуги, что и при однократном разрыве цепи. Поэтому суммарное напряжение увеличивается кратно числу разрывов цепи и ВАХ, как бы сдвигается вверх. Возникает возможность коммутации при том же Δ бóльших мощностей. При многократном последовательном разрыве цепи для выбора Δ можно пользоваться ранее изложенными соображениями, считая, что на каждый разрыв приходится напряжение, равное напряжению цепи, деленному на число разрывов. Наиболее часто используют контактонесущие системы с двукратным разрывом цепи.

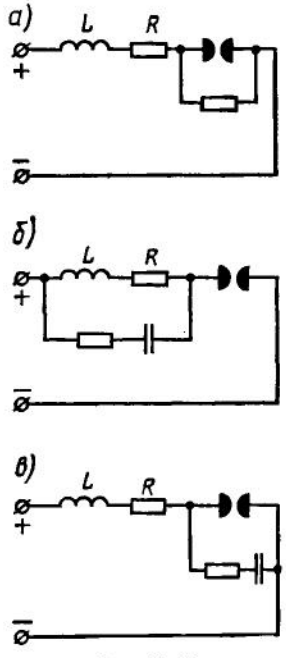


Рис. 13.12

Гашение дуги при переменном токе проще, чем при постоянном. В процессе размыкания контактов при переходе переменного тока через нуль дуга гаснет. В следующем полупериоде дуга опять зажигается при напряжении зажигания $U_з$, но сопротивление дуги увеличивается вследствие ее растяжения. Поэтому здесь ток i меньше, чем в первом полупериоде. При некотором переходе через нуль $i < I_0$ и столб дуги разрушается, хотя через межконтактный зазор еще некоторое время продолжает проходить остаточный ток, соответствующий чаще всего искровой форме разряда. Оптимальным является вариант, когда при переходе тока через ноль расстояние между контактами мало. При последующем нарастании напряжения межконтактный зазор должен резко возрастать. В маломощных цепях переменного тока дуга гаснет после первого полупериода. В целях снижения дуговой и искровой эрозии часто используют схемы искрогашения, назначение которых заключается в уменьшении при коммутации напряжения на контактах до значений меньших, чем при искровом разряде $U_з$ или при дуговом разряде U_0. Схемы искрогашения содержат линейные или нелинейные резисторы и емкости, включаемые параллельно нагрузке или контактам (рис. 13.12). Недостатком схемы на рис. 13.12, *а* является остаточный ток при разомкнутых контактах. Эта схема используется там, где возможно не полное отключение нагрузки, а лишь снижение значения тока питания. Схему на рис. 13.12, *б* применяют в случае, когда коммутируется небольшое количество цепей с небольшим количеством контактов по определенному функциональному закону, а схему на рис. 13.12, *в* — при применении одной контактной пары для коммутации нескольких цепей. Расчет параметров искро- и дугостоящих цепей см. в [29].

Основное требование к *контактам в разомкнутом состоянии* — это большая изоляционная прочность межконтактного промежутка для предотвращения пробоя током. Пробивное напряжение зависит

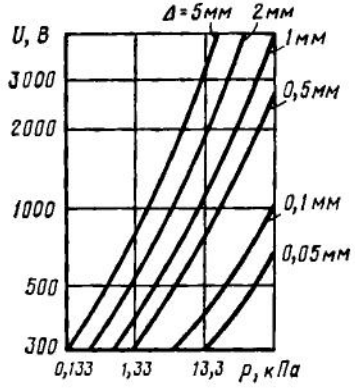


Рис. 13.13

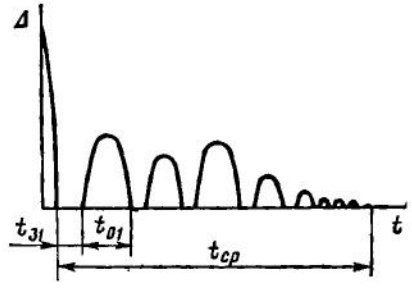


Рис. 13.14

от состава и параметров газа, заполняющего зазор (давления, влажности и т. п.). В большинстве случаев межконтактный зазор заполнен воздухом. На рис. 13.13 приведена зависимость амплитуды пробивного напряжения от атмосферного давления при различных значениях зазора Δ. В низковольтной аппаратуре зазор должен быть достаточным для того, чтобы не произошло пробоя при проверке электрической прочности изоляции. Значение испытательного напряжения $U_{\text{исп}}$ берут в несколько раз большим, чем значение $U_{\text{раб}}$ [34].

Чрезмерное увеличение Δ нежелательно, так как это приводит к росту вибраций (дребезгу), увеличению времени срабатывания и снижению ресурса контактонесущей системы.

При *замыкании контактов* подвижный контакт с возрастающей скоростью движется к неподвижному. Их соединение является ударным процессом, при котором происходит многократный переход кинетической энергии подвижных частей в потенциальную энергию упругих частей контактной системы и обратно. При каждом соударении часть энергии рассеивается в виде гистерезисных потерь, потерь на трение между элементами контактной си-

стемы и т. п. Соударения продолжаются до тех пор, пока не произойдет рассеяния энергии, представляющей разность между кинетической энергией системы до первого соударения и потенциальной энергией системы по окончании процесса замыкания. Графически вибрация контактов при замыкании может быть представлена в координатах: зазор между контактами Δ — время t (рис. 13.14).

При вибрации (дребезге) происходит усиленный электрический износ контактов. Возможны все формы газового разряда. Дребезг сопровождается разбрызгиванием расплавленных материалов. В некоторых случаях износ при замыкании оказывается большим, чем при размыкании. Время t дребезга входит составной частью во время $t_{ср}$ срабатывания контактного устройства. Увеличение t, следовательно, приводит к увеличению $t_{ср}$. Нежелателен дребезг при коммутации цепей с импульсными сигналами. Каждый отскок при определенных условиях может быть принят выходным устройством как импульс. На дребезг контактов оказывают влияние многие факторы: свойства материалов контакта, соотношение масс подвижных и неподвижных частей контактного устройства, скорость движения подвижной системы в момент, предшествующий первому соударению, значение снл, воздействующих на контактную систему, жесткости контактов и контактонесущих частей системы, параметры среды в межконтактном промежутке, ток в коммутируемой цепи и т. д. Продолжительность дребезга может быть сокращена с помощью уменьшения массы подвижной системы; увеличения гистерезисных потерь, введения сухого трения, снижения твердости контактных материалов, применения гасителей вибрации; повышения жесткости подвижной системы в области перемещений, соответствующих замыканию контактов.

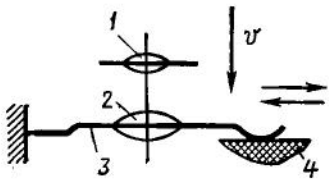


Рис. 13.15

На рис. 13.15 показана схема снижения дребезга контактов с помощью использования сухого трения. Неподвижный контакт *2* закреплен на плоской пружине *3*, один конец которой жестко заделан, а второй с некоторой силой прижат к корпусной детали *4*. При ударном соединении контактов *2* и *4* свободный конец пружины *3* перемещается по поверхности детали *4*. Вследствие трения деталей *3* и *4* происходит рассеяние энергии. Однако применение сухого трения нежелательно, так как стабильность характеристик контактного устройства при этом уменьшается.

Основной путь снижения дребезга контактонесущей системы — это уменьшение ее массы, приведенной к подвижному контакту, т. е. перемещающиеся с наибольшими скоростями части системы следует делать менее инерционными. Уменьшить инерционность подвижных частей можно выбором легких материалов или применением коробчатых тонкостенных конструкций.

§ 13.2. Выбор материала и формы контактов

Идеальный контактный материал должен обладать следующими физическими характеристиками: низким удельным сопротивлением ρ для уменьшения потерь энергии при прохождении тока через контакт; низким и постоянным температурным коэффициентом сопротивления для исключения значительного изменения $R_{пер}$ при возрастании тока I и температуры; высокой удельной теплопроводностью, чтобы быстрее отвести из зоны контактов теплоту, возникающую как в результате прохождения электрического тока, так и в результате искрения и дугообразования при размыкании и замыкании; высокой износостойкостью, чтобы противостоять механическому истиранию; высокой температурой плавления, чтобы уменьшить возможность сваривания и снизить эрозию контактов; высокой удельной теплоемкостью для увеличения теплоемкости контактов и ограничения вследствие этого температуры в зоне контакта; неокисляемостью и антикоррозионностью при использовании контактов в любых средах; малой твердостью, чтобы уменьшить дребезг контактов при замыкании; хорошими технологическими свойствами; низкой стоимостью; большими значениями минимальных напряжения U_0 и тока I_0 дугообразования. Столь противоречивые требования не позволяют рекомендовать определенный материал для работы в любых условиях. Выбор материала определяется параметрами коммутируемых цепей — постоянный или переменный ток, значения номинального и разрываемого тока, характер нагрузки в цепи; условиями эксплуатации — частота включений, возможность профилактического ухода и т. п.; условиями работы контактов, определяемыми параметрами контактонесущей системы, — контактное усилие, наличие или отсутствие скольжения контактов, скорости замыкания и размыкания и т. п.

В зависимости от коммутируемой мощности контакты делят на слабо-, средне- и сильнонагруженные [34]. К слабонагруженным относят контакты, работающие ниже предела дугообразования. Для слабонагруженных контактов применяются контактонесущие системы, обеспечивающие малую силу F. Поэтому для материала контактов в этих случаях используют благородные металлы и сплавы на их основе, не образующие поверхностных пленок, — золото, платину, платиноиридиевый сплав и т. п. Средненагруженные контакты работают с образованием кратковременной дуги при размыкании. Для них наиболее пригодны тугоплавкие металлы и сплавы типа твердых растворов — серебро с окисью кадмия, серебро с двуокисью меди и т. п. Сильнонагруженные контакты в приборостроении не используют.

Характеристика наиболее распространенных контактных материалов. Медь твердотянутая М1-тв (ГОСТ 859—78) удовлетворяет большинству требований и отличается низкой стоимостью. Интенсивно окисляется особенно при температуре более 100 °С. Окисная пленка отличается высоким электрическим сопротивлением и зна-

чительной прочностью, что требует либо больших усилий, либо значительных токов, способных прожечь пленку.

Серебро марки Ср999 (ГОСТ 5836—68) удовлетворяет большинству требований. Отличается малым ρ и высокой удельной теплопроводностью. Имеет хорошие технологические качества. Окисная пленка непрочна — разрушается при небольших усилиях и температуре порядка 200 °С. Однако пленка сернистого серебра может достигать достаточной толщины и при небольших усилиях и малых токах может нарушить работу контакта. Из-за малой твердости серебряные контакты при значительных усилиях быстро изнашиваются. При больших токах серебряные контакты свариваются. Для снижения износа к серебру прибавляют медь (СрМ90), но окисные пленки, возникающие на поверхности этого сплава, требуют повышенных усилий. Для уменьшения возможности сваривания на основе серебра изготовляют композиционные металлокерамические материалы (ГОСТ 3884—77). Они отличаются высокими дугостойкостью и механической износостойкостью, однако ρ у них больше, а $R_{пер}$ в 1,5...5 раз выше, чем у серебра Ср999. Редкие и драгоценные металлы и сплавы на их основе (ГОСТ 3395—75) характеризуются высокой коррозионной стойкостью, поэтому для надежной работы контактов из этих материалов не требуется больших усилий. Большие усилия нежелательны, так как эти материалы не обладают высокой механической прочностью.

Золото и платину используют в основном для контактов с $I <$ $<$ 1 мкА. Широко используют сплавы платины с иридием. Они не окисляются, хорошо противостоят дуге и отличаются высокой прочностью. Палладий используют как заменитель платины. Он в четыре раза дешевле ее, но по прочим характеристикам его показатели хуже. При частых включениях используют вольфрам. Он отличается высокой механической и эрозионной стойкостью, не сваривается. Однако на поверхности вольфрама образуются окисные и сульфидные пленки, требующие повышенных усилий.

Выбор материалов — наиболее ответственный момент при проектировании контактов. Большой перечень требований, отражающих значительное влияние условий эксплуатации на работу контактов, приводит к тому, что в практике очень часто при выборе материалов пользуются методом аналога, т. е. используют материалы, хорошо зарекомендовавшие себя в аналогичном изделии. Смена материалов базируется на результатах длительных экспериментальных поисков. В приборостроении, где большое распространение получили драгоценные металлы, важной является проблема экономии этих материалов. Наиболее эффективным путем является разделение функций контакта и проводника между двумя различными элементами. Контактный элемент выполняют из благородного металла, а проводниковый элемент — из меди, бронзы, латуни, стали. На рис. 13.16 изображены два варианта выполнения разъемного контакта. На рис. 13.16, *а* элемент *1* одновременно является элементом контактным и формирующим контактное усилие, т. е. пружиной. Выполнение его из материала с хорошими контактными

свойствами, например из серебра, нерационально, так как серебро дорого, а для получения необходимого усилия элемент *1* должен быть достаточно толстым. Выполнить же элемент *1* тонким нельзя, так как серебро обладает плохими упругими свойствами. Это противоречие разрешено в конструкции, показанной на рис. 13.16, *б*. Здесь тонкая контактная пластина *1* сделана из серебра, а усилие F формируется пружиной *2*, выполненной из металла с хорошими упругими свойствами, например из бронзы, стали и т. п. При незначительном износе контакта применяют электролитическое покрытие детали контактным материалом, например золотом, серебром, толщиной не более нескольких десятков микрометров. Толщина слоя серебра в гнездах панелей электронных ламп не превышает

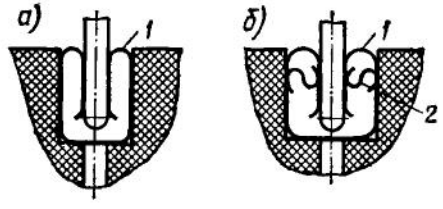


Рис. 13.16

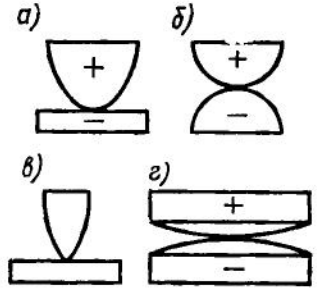


Рис. 13.17

10 мкм. При больших усилиях или при значительном числе размыканий контактов в процессе эксплуатации используют плакированный материал, который представляет собой конструкционный прокат: слой дешевого контактного материала (медь и т. п.) и слой драгоценного контактного металла требуемой толщины.

Форму контактов выбирают в зависимости от характера эрозии и ее влияния на работу контактного устройства. При использовании контактов в цепях с $I \leqslant I_0$ их форма должна быть различной (рис. 13.17, *а*), так как в этом случае происходит перенос материала анода на катод. При переменном токе или постоянном токе с $I > I_0$ форма контактов может быть одинаковой (рис. 13.17, *б*), так как эрозии в одинаковой степени подвержены оба контакта. При весьма малых токах один из контактов должен иметь малый радиус скругления (рис. 13.17, *в*), чтобы увеличить давления, необходимые для продавливания поверхностных пленок. Для устройств, где нежелательно изменение ходов подвижного контакта в процессе эксплуатации, форму контактов следует брать почти плоской (рис. 13.17, *г*). Крепление контактов к контактонесущим пластинам осуществляют расклепыванием, запрессовкой, пайкой или сваркой. Выбор способа крепления зависит от формы и размеров контакта. При точечном контакте и небольших размерах применяют расклепывание или запрессовку, обеспечивающие более точное расположение контакта на контактонесущей пластине. При больших размерах и плоскостном контакте используют пайку или сварку. Они не дают

такого точного относительного расположения, как запрессовка, но при их применении достигается экономия контактных материалов.

Размеры контактов должны выбираться с учетом теплового режима работы. При длительной работе под током температура контактов не должна превышать 50...75 °С для окисляющихся и 100...125 °С для неокисляющихся контактных материалов. Площадь поверхности A охлаждения одного контакта

$$A = 0{,}121 I^2 R_к / (c\,\Delta t),$$

где I — ток, А; $R_к$ — контактное сопротивление, мОм; c — коэффициент охлаждения; Δt — допустимое превышение температуры.

Значение A получается с запасом, так как вышеуказанная зависимость не учитывает теплоотвода через контактонесущую систему. Примеры расчета контактов см. в [62].

§ 13.3. Скользящие контакты

Скользящий контакт — это совокупность двух перемещающихся относительно друг друга тел, через которые от одного к другому проходит ток. Скользящий контакт должен обеспечивать непрерывное замыкание электрической цепи, в противном случае возникают электрошумы, например при регулировке переменных сопротивлений и т. п. Однако достичь непрерывного замыкания цепи скользящим контактом трудно. Объясняется это тем, что при движении по неподвижному контакту подвижный контакт все время соударяется с микронеровностями ламели или с витками резистивной обмотки (рис. 13.18).

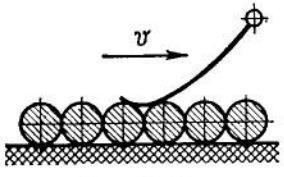


Рис. 13.18

При совпадении частоты соударений с частотой собственных колебаний подвижного контакта последний начинает вибрировать. Вероятность разрыва цепи зависит от скорости относительного движения подвижного контакта, шероховатости поверхности, шага намотки проволоки неподвижного контакта, силы прижатия подвижного контакта к неподвижному и геометрических характеристик подвижного контакта, определяющих собственную частоту f_0 колебаний. Одной из причин возможных разрывов цепи является истирание контактов в процессе работы. Продукты трения (содранная окисная пленка, окисленные частицы материалов контактов), попадая между контактами, могут привести к временному разрыву цепи. Следует учитывать, что для некоторых контактных материалов трение усиливает окисление. Для снижения окисления контакты часто смазывают вазелинами. Смазка уменьшает износ и благоприятствует удалению продуктов износа. Если скользящий контакт применяют для относительно больших токов и напряжений, его работа может сопровождаться эрозионными процессами, возникающими при кратковременных разрывах цепи. Эрозия недопустима в скользящих контактах прецизионной аппаратуры. В этих случаях используют несколько скользящих контактов, включенных параллельно (рис. 13.19, *а...г*). Работа таких контактов более надежна, так как они построены на принципе повышения надежности параллельным дублированием. Кроме того, таким образом можно улучшить ряд качественных показателей контактного узла. Например, в случае применения нескольких подвижных контактов (мухолапок) разной длины l_i в потенциометрах (рис. 13.19, *б*) можно добиться работоспособности контактного узла в большом диапазоне частот. При вхождении одной из мухолапок в резонанс другие функционируют нормально.

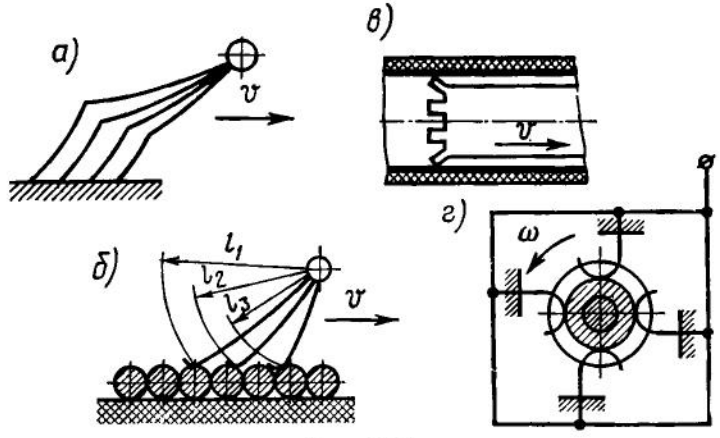


Рис. 13.19

Выбор материалов скользящих контактов и контактного усилия F должен осуществляться на основании ранее изложенных соображений. Следует учитывать только повышенные требования к механической прочности материалов. Наиболее широко используют латунь, бронзу и серебро, а в высокоточных устройствах — золото, платину, палладий и их сплавы. В электрических машинах и некоторых приборах применяют медно-графитовые контакты. Графит и прессованный уголь обладают хорошей смазочной способностью, объясняющейся свойством графита отслаиваться в месте соприкосновения трущихся тел, прирабатываемостью. Они не окисляются, имеют высокое напряжение дугообразования U_0 и дешевы. Но при работе медно-графитовые контакты быстро изнашиваются, что приводит к необходимости периодической их замены. В измерительных потенциометрах подвижные контакты выполняют из сплавов платины с никелем или иридием, а также палладия с иридием. Тип сплава выбирают в зависимости от материала обмотки [62].

Токи в измерительных потенциометрах весьма малы; малым должен быть момент трогания подвижного контакта и высокой — его вибростойкость. Для получения малого момента трогания и малого износа контактное усилие F должно быть малым, а для полу-

чения достаточной вибростойкостн контакта и малого значення $R_к$ контактное усилие F должно быть большим. Практически используемые значения F лежат в пределах $(0{,}3...1{,}2)\ 10^{-2}$ Н. В менее точиых потенциометрах подвижные контакты выполняют в виде щеток из серебра нли сплава серебра с палладнем. В этом случае контактное усилие $F = (5...10)\ 10^{-2}$ Н. Иногда для снижения износа и момента трогания подвижный контакт выполняют в форме шарика или ролика. Однако в катящемся контакте большое влияние на работу оказывают окисление и загрязнение контактных

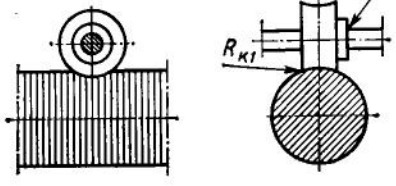


Рис. 13.20

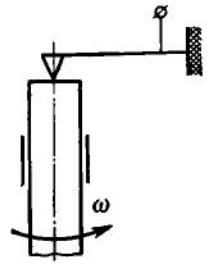


Рис. 13.21

поверхностей. Поэтому контакты приходится покрывать благородными металлами и увеличивать контактное усилие. Кроме того, в катящемся контакте возникают два последовательных контакта, так как проводникн соприкасаются друг с другом через промежуточную деталь (рис. 13.20). Это приводит к снижению надежности. В тех случаях, когда момент трения от токоподвода должен быть минимальным, используют центральные контакты (рис. 13.21).

Глава 14

МОНТАЖНЫЕ И КОНТАКТНЫЕ КОММУТАЦИОННЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

§ 14.1. Монтажные и установочные элементы

Для облегчения внутриблочного монтажа специализированные предприятия выпускают вспомогательные монтажные изделия — лепестки и кабельные наконечники. Лепестки служат для подсоединения электромонтажного провода к токонесущим деталям (рис. 14.1, *а*) или для соединения нескольких монтажных проводов в месте установкн лепестка (рис. 14.1, *б*). Формы лепестков и их размеры (нормаль НО 775000) весьма разнообразны. Подсоединение монтажных проводов к лепесткам осуществляют пайкой. Лепестки изготовляют нз латунн, бронзы и других токопроводящих металлов. Для покрытий используют никель или олово толщиной 10 ± 2 мкм. В ответственных случаях лепестки покрывают серебром или золотом. Если необходима смена элементов схемы в период

эксплуатации или при ремонте, неразъемные контакты выполняют в виде зажимов, к которым провод присоединяют через кабельные наконечники. Кабельные наконечники бывают глухими (рнс. 14.2, *а*), открытымн (рис. 14.2, *б*), крючкообразными (рис. 14.2, *в*). Наконечники делают из тех же материалов, что и лепестки. При большом колнчестве неразъемных коитактных соединений в приборном устройстве для облегчения монтажа их объединяют в одном месте с помощью так называемых соединительных изделнй. На рис. 14.3, *а* показана конструкция соединительной платы типа ПС-6, применяемой для соединення проводов с наконечниками, а на рис. 14.3, *б* — соеднннтельной платы типа ПСК-х для соединения проводов пайкой. Для монтажа раднодеталей применяют монтажные стойки, например СМ12 (рис. 14.3, *в*), н расшивочные панели, например ПМ-22 (рис. 14.3, *г*). Учитывая широкую применяемость предохраннтелей и сигнальных ламп, для их монтажа выпускают специальные установочные изделия.

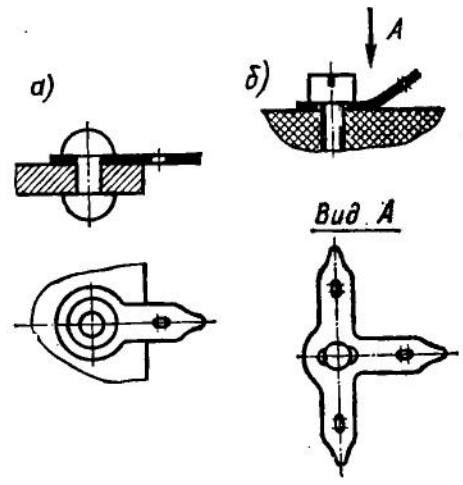


Рис. 14.1

На рис. 14.4 показана конструкция держателя типа ДКК1 для предохранителей с круглым наконечником. Контактное усилие в этом держателе создается винтовой пружиной *1* и плоской контактной пружиной *4*. Монтаж соединительных проводов осуществляется пайкой к контактному лепестку *2* н стойке *3*. Крепление держателя к плате *6* осуществляют с помощью гаек *5*. Для установки ламп выпускают резьбовые (рис. 14.5, *а*) н штифтовые (рис. 14.5, *б*) патроны. Крепление патронов к плате осуществляют с помощью винтового соединения. Подбор монтажных и установочных изделий производят по функциональным (допустимые значения токов и напряжений) и эксплуатационным (температура н относительная влажность воздуха, значения ударных нагрузок и вибраций и т. п.) характеристикам [26].

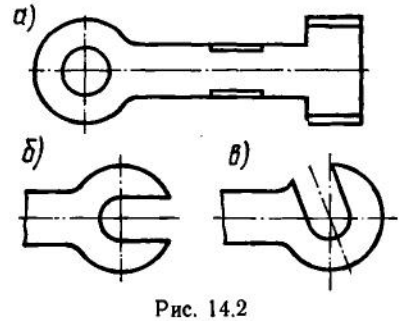


Рис. 14.2

Печатный монтаж. Проволочный монтаж электрических схем имеет ряд недостатков: невысокую надежность, сравнительно низ-

кую повторяемость параметров монтажа (значения сопротивления монтажа, емкости и т. п.), трудность автоматизации. Эти недостатки уменьшаются при применении для монтажа печатных плат, представляющих собой изоляционные основания из гетинакса, текстолита и т. п. с нанесенными на них проводниками из медной фольги

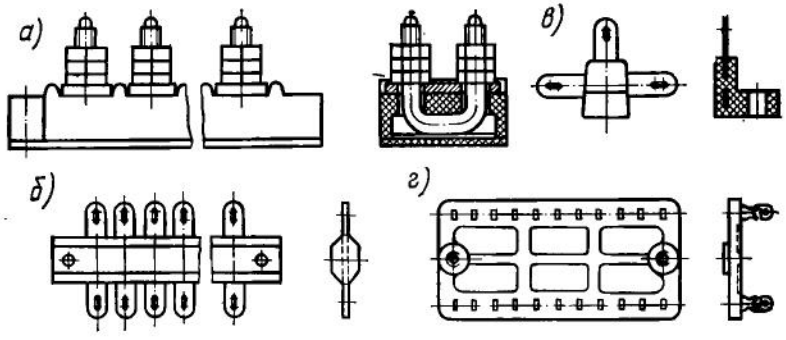


Рис. 14.3

толщиной 40...50 мкм. Проводники могут быть расположены как с одной, так и с двух сторон основания. Помимо высоких диэлектрических свойств изоляционный материал основания должен обладать удовлетворительными механической прочностью и теплопроводностью, а также выдерживать кратковременный местный нагрев

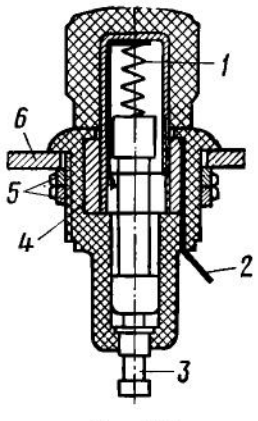


Рис. 14.4

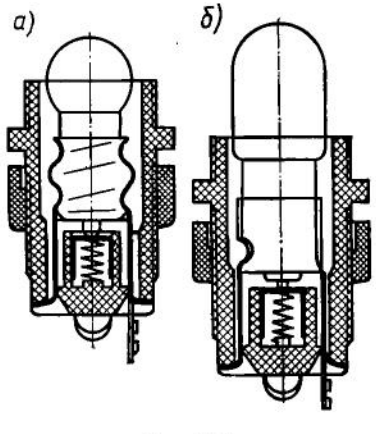


Рис. 14.5

до температур жидкого припоя, возникающих при монтаже. Формирование топологии, т. е. расположения проводящей части печатной платы, определяется принципиальной электрической схемой и размерами используемых элементов, при этом, если невозможно выполнить печатный монтаж без пересечения проводников, применяют

навесные мостиковые перемычки или двусторонний монтаж с переводом части схемы с одной стороны платы на другую с помощью металлизированных отверстий (рис. 14.6).

Применяют три способа крепления навесных деталей с осевыми проволочными выводами. На рис. 14.7, *а* резистор *1* своими выводами пропускается в пистонированные монтажные отверстия и фиксируется припоем. Проводники могут находиться и со стороны резистора, и с противоположной стороны. Если выводы деталей разгружены и свободно припаяны к фольгированным проводникам, элемент может быть прикреплен к плате либо клеем (рис. 14.7, *б*), либо механическим держателем (рис. 14.7, *в*). Оси элементов должны проходить параллельно направлению перегрузок. Не допускается через монтажные отверстия пропускать более одного вывода. Лампы сверхминиатюрной серии закрепляют с помощью упругих пружинных зажимов (рис. 14.7, *г*). Большое значение имеет относительное расположение на плате фольгированных проводников, которые могут образовывать паразитные емкостные связи. При

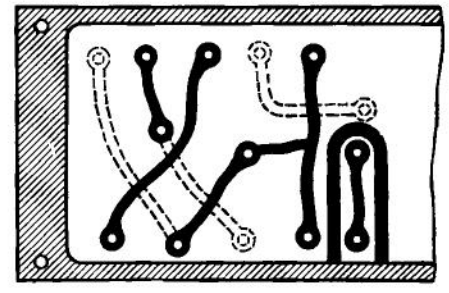


Рис. 14.6

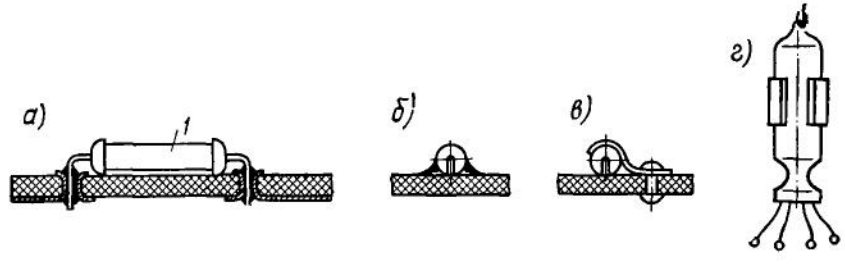


Рис. 14.7

составлении топологии можно пользоваться графиками, позволяющими определить паразитные емкости для одностороннего и двустороннего монтажа. Паразитные емкости при двустороннем монтаже будут меньше, если проводники скрещиваются под возможно большим углом. В некоторых случаях возможно экранирование отдельных участков проводов. Достоинство плоских проводов в печатных схемах, состоящее в большой поверхности охлаждения, позволяет иметь довольно большие допустимые плотности тока. В материалах с текстолитовой и гетинаксовой подложкой допускаемая плотность тока 80 А/мм², при теплостойком керамическом материале — до 200 А/мм².

Изготовление печатных плат пронзводится методом травления или, реже, гальванического наращивания меди. При методе травления в качестве заготовки используют фольгированный листовой материал. Рисунок проводов схемы наносят кислотоупорной краской в соответствии с разработанной топологией. Лишняя поверхность фольги устраняется травлением в травильном растворе, в качестве которого обычно применяют хлорное железо. Перенос топологического рисунка на фольгированный материал можно производить фотоспособом, с помощью трафаретов или типографской офсетной машины. Негатив чаще всего получают наклеиванием на стекло темных клейких лент, соответствующих проводникам. После экспонирования через негатив фотоэмульсии, нанесенной на фольгу платы, и проявления на поверхности выявляется необходимый рисунок, который затем протравливается.

§ 14.2. Типовые контактные коммутационные устройства (ТККУ)

Основные характеристики. По типу функционирования контактов ТККУ могут быть разделены на устройства с разъемными контактами — штепсельные разъемы, гнезда, штепсели и на устройства с разрывными контактами — электромагнитные реле, герконы и т. п. (см. гл. 24). В свою очередь, ТККУ с разрывными контактами по типу управления могут быть разделены на ТККУ с электромагнитным (электромагнитные реле) и механическим (микровыключатели, кнопки) управлением. В измерительных и автоматических системах распространение получили также ТККУ с управлением по теплоэнергетическим параметрам (давление, температура и т. п.). Несмотря на функциональное и конструктивное разнообразие, ТККУ имеют ряд общих характеристик — *номинальный ток и напряжение* коммутируемой цепи. Ток и напряжение, отнесенные к объему или массе ТККУ (удельные ток и напряжение), — показатели, по которым могут сравниваться не только однотипные, но и разнотипные ТККУ; *износоустойчивость* — показатель, характеризующий надежность ТККУ, численно оцениваемый количеством гарантируемых срабатываний, переключений или сочленений при заданных условиях эксплуатации. Различают механическую и электрическую износоустойчивость. В серийно выпускаемых ТККУ механическая износоустойчивость, как правило, больше электрической; *эксплуатационные характеристики* — комплекс характеристик, оценивающих устойчивость ТККУ к условиям эксплуатации: хладо- и теплоустойчивость, виброустойчивость, устойчивость к ударам, линейным ускорениям, радиации и т. д.

Штепсельные разъемы. Штепсельный разъем — это электромеханическое устройство, предназначенное для быстрого механического и электрического соединения и разъединения проводов, жгутов и кабелей сочленением и расчленением ответных частей разъема (вилки и розетки). Сочленение и расчленение может осуществляться вручную (большинство случаев) или дистанционно как в обесточенном состоянии (большинство случаев), так и под током. Штепсельные разъемы упрощают монтаж сложного, состоящего из многих блоков оборудования, позволяют осуществлять независимое производство этих блоков, заменять при эксплуатации неисправные блоки с минимальными перерывами в работе, облегчать транспортировку и размещение блоков на объекте. Все это обеспечило широкое распространение штепсельных разъемов. Конструктивно части разъема могут быть выполнены (рис. 14.8) в вариантах: *а* — в блочном (часть разъема жестко связывается с корпусом блока); *б* — в блочном с угловым патрубком; *в* — в кабельном (часть разъема соединяется с кабелем); *г* — в проходном. Выбор варианта соединения зависит от монтажных и эксплуатационных требований, предъявляемых к блоку.

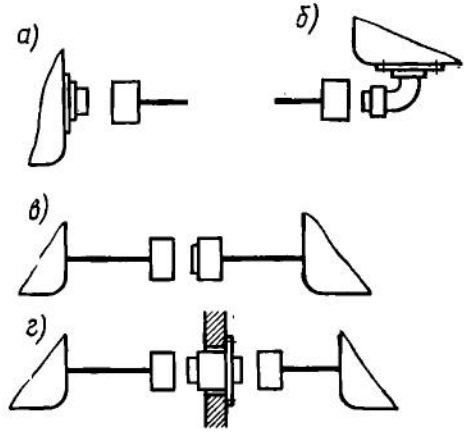


Рис. 14.8

Разъемы разделяют на низковольтные низкочастотные, высоковольтные низкочастотные, радиочастотные и комбинированные. Низковольтные низкочастотные разъемы используют для соединения цепей постоянного, переменного и импульсного тока с частотой до 3 МГц и напряжением до 1,5 кВ, а высоковольтные низкочастотные — с частотой до 3 МГц и напряжением свыше 1,5 кВ. Радиочастотные соединители применяют для частот свыше 3 МГц. Комбинированные разъемы отличаются от низкочастотных наличием нескольких высокочастотных контактов. Низковольтные низкочастотные разъемы подразделяют на приборные цилиндрические и прямоугольные, для печатного монтажа, межмашинные, аэродромного питания и специальные. Прямоугольные приборные разъемы более удобны, чем цилиндрические, для электрического монтажа при большой плотности контактов. Однако цилиндрические более надежны при воздействии внешней среды, у них более надежная заделка жгутов и при наличии нескольких типоразмеров контактов они имеют меньшие габариты. Цилиндрические приборные разъемы

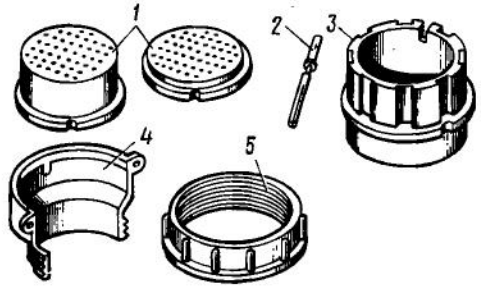


Рис. 14.9

состоят из следующих частей (рис. 14.9): изоляторов *1*, контактов *2*, корпуса *3*, патрубков *4* и кабельного зажима *5*. Конструктивное выполнение этих частей зависит от типа разъема. По габаритам приборные цилиндрические разъемы разделяются на субминиатюрные — РС, РСБ; малогабаритные — 2РМ, 2РМД, 2РМГС, 2РМГСД; нормальные — ШР, СШР, ШРН, Р, 2РТ, 4РТ. Субминиатюрные разъемы серии РС бывают негерметичными, состоящими из вилки (рис. 14.10, *а*) и розетки (рис. 14.10, *б*), и герметичными (РСГ). Разъемы РСБ для междублочного монтажа отличаются от разъемов РС отсутствием замка на вилках и розетках. Эти разъемы применяют для токов до 4 А. Малогабаритные разъемы серии 2РМ подразделяют на негерметичные с теплостойкостью 100 °С (2РМ1) и 200 °С (2РМ2), герметичные (РМГ, 2РМГ), герметичные проходные (2РМГП) и негерметичные тропикоустойчивые (2РМГ). Разъемы имеют контакты диаметром $d = 3$ мм, позволяющие пропускать токи до 40 А. На рис. 14.11 показана конструкция блочной герметичной вилки типа 2РМГ. Разъемы 2РМД предназначены для соединения длинных цепей. Они отличаются от разъемов 2РМ большим диаметром хвостовиков контактов, что позволяет подсоединять к ним провода с большой площадью поперечного сечения. Эти разъемы, так же как и серии 2РМ, бывают пяти аналогичных типов: 2РМД1, 2РМД2, 2РМГД, 2РМГЦД, 2РМДТ. Разъемы серий 2РМГС и 2РМГСД — это разъемы повышенной герметичности для соединения обычных и длинных линий, выполненные на основе конструкции разъема 2РМ. Разъемы нормальных габаритов серий ШР и Р отличаются только конструкцией изоляторов и применяемыми материалами. Эти разъемы бывают негерметичными (ШР и Р), герметичными (ШРГ и РГ) и герметичными проходными (ШРГП и РГП). Вилки и розетки этих разъемов бывают как кабельного, так и блочного исполнений. Разъемы серии ШРН негерметичные (ШРН) и герметичные (ШРНГ) позволяют после припайки проводов к хвостовикам контактов произвести изъятие любого контакта. Это обеспечивается гребенчатым конструктивным выполнением изолятора (рис. 14.12). Разъемы ШРН выпускают только в кабельном исполнении.

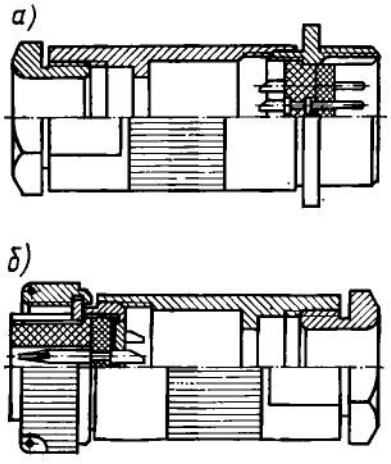


Рис. 14.10

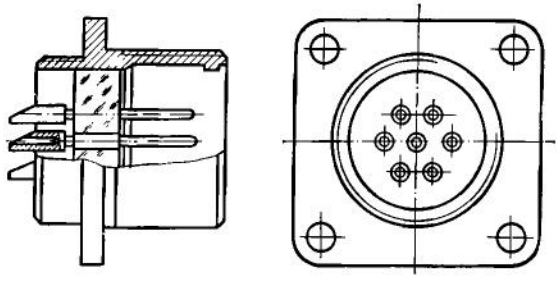


Рис. 14.11

Специальные разъемы нормальных габаритов СШР незначительно отличаются по конструкции от разъемов серии ШР. Теплостойкие 2РТ и жаростойкие 4РТ разъемы нормальных габаритов по конструкции идентичны разъемам ШР и отличаются от них только применяемыми материалами. В приборных цилиндрических разъемах контакты покрывают никелем, палладием, серебром или золотом.

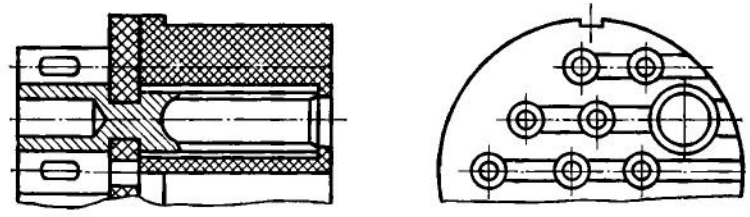


Рис. 14.12

Прямоугольные приборные низкочастотные разъемы по габаритам разделяются на нормальные, малогабаритные, субминиатюрные и микроминиатюрные. Эти разъемы различают также по характеру контактирования. Кроме обычных контактов, где контактирование при эксплуатации достигается с помощью пружиняющих элементов, в этих разъемах имеются опаиваемые и обжимаемые контакты. При использовании разъемов с такими контактами после настройки аппаратуры контакты либо дублируются паяным соединением, либо обжимаются для получения больших контактных давлений. Наибольшее распространение получили прямоугольные разъемы РША (приборные, кабельные и проходные для междублочного и внутриблочного монтажа), РП14 (для внутриблочного монтажа) и миниатюрные РПМ (для междублочного и внутриблочного монтажа). На рис. 14.13 показан разъем РП14. Каждый из указанных типов разъемов имеет по нескольку типономиналов, различающихся количеством контактов. Для печатного монтажа выпускаются разъемы РПС (четыре подтипа) и МРН. Каждый из типов имеет по нескольку типономиналов. Так же как и прямоугольные приборные, разъемы для печатного монтажа по типу контактирования подразделяются на обычные, опаиваемые и с обжатием. Разъемы для печатного монтажа предназначены для соединения печатных плат и соединения печатной платы с обычным монтажом. Части разъемов кре-

пятся к шасси винтами или заклепками, а к печатной плате — пайкой хвостовиков контактов.

Отличием разъемов МРН (рис. 14.14) являются цилиндрические направляющие, облегчающие процесс сочленения и разгружающие контакты от внешних нагрузок. Подбор разъемов производится по электрическим, механическим и эксплуатационным характеристикам. Электрические характеристики включают максимальное рабочее напряжение, сопротивление изоляции, контактное сопротивление и максимальный рабочий ток на один контакт. К механическим характеристикам относятся усилия расчленения разъема и степень его герметичности. Эксплуатационные характеристики отражают условия, в которых могут применяться разъемы: диапазон рабочих температур, влаго- и виброустойчивость, устойчивость

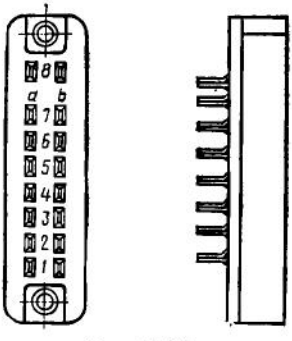


Рис. 14.13

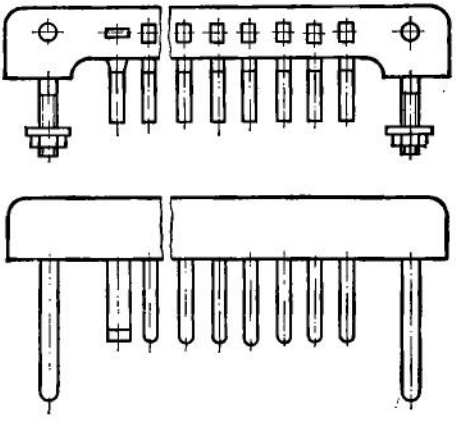


Рис. 14.14

к ударам и работоспособность при низких давлениях. Все вышеперечисленные характеристики содержатся в [7, 26], где также приводятся условные обозначения разъемов. При выборе разъема следует иметь в виду, что надежность его, отнесенная на один контакт, и удельные габариты уменьшаются с увеличением числа контактов разъема. Поэтому в целях повышения надежности при отсутствии жестких требований к размерам конструкции вместо одного разъема следует использовать несколько с меньшим числом контактов в каждом. При применении разъемов необходимо строго соблюдать рекомендации по монтажу и эксплуатации, что также позволяет повысить надежность работы этих изделий. Для уменьшения нагрева сильноточные цепи следует распределять по периферии разъема и использовать теплоотводы. Большой эффект дает облегчение режимов работы и условий эксплуатации по сравнению с допустимыми техническими условиями. Облегчение режимов может быть достигнуто, например, коммутацией одной цепи через несколько контактов, т. е. дублированием контактов.

ВЫСШЕЕ
ОБРАЗОВАНИЕ

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

1

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 5

Раздел первый

Механические элементы приборных устройств

Глава 1. **Соединения** 22
§ 1.1. Разъемные соединения 22
§ 1.2. Неразъемные соединения 36

Глава 2. **Валы и оси** 51
§ 2.1. Основные сведения. Элементы конструкции. Материалы 51
§ 2.2. Расчеты валов и осей 53

Глава 3. **Опоры** 60
§ 3.1. Подшипники скольжения 60
§ 3.2. Подшипники качения 76
§ 3.3. Опоры на ножах 89
§ 3.4. Упругие опоры 90
§ 3.5. Направляющие прямолинейного движения 92

Глава 4. **Упругие элементы** 96
§ 4.1. Основные сведения 96
§ 4.2. Плоские пружины 100
§ 4.3. Спиральные пружины 103
§ 4.4. Винтовые пружины растяжения-сжатия 105
§ 4.5. Мембраны 112
§ 4.6. Сильфоны 116
§ 4.7. Трубчатые манометрические пружины 118
§ 4.8. Термобиметаллические пружины 120

Глава 5. **Фрикционные передачи** 125
§ 5.1. Основные сведения о передачах 125
§ 5.2. Фрикционные передачи и их расчет 129
§ 5.3. Передачи гибкими связями 135

Глава 6. **Зубчатые передачи** 144
§ 6.1. Основные сведения 144
§ 6.2. Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача . . . 150
§ 6.3. Расчет на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес 171
§ 6.4. Конические зубчатые передачи 180
§ 6.5. Червячная передача и передача винтовыми колесами . . . 185
§ 6.6. Циклоидальные (часовые) зубчатые передачи 194

Глава 7. **Винтовые передачи** 197
§ 7.1. Основные сведения 197
§ 7.2. Кинематические и силовые соотношения в винтовой передаче 199

Глава 8. **Кулачковые передачи** 203
§ 8.1. Основные сведения 203
§ 8.2. Кинематика кулачковых передач 209
§ 8.3. Силы в кулачковых передачах 213
§ 8.4. Проектирование кулачковых передач 218
§ 8.5. Кулачковые передачи с ведомыми кулачками 221

Глава 9. **Рычажные механизмы** 223
§ 9.1. Основные сведения 223
§ 9.2. Кинематические соотношения рычажных передач 224

Глава 10. **Фиксирующие устройства и ограничители движения** 230
§ 10.1. Фиксирующие устройства 230
§ 10.2. Ограничители движения 237

Глава 11. **Корпуса и корпусные детали** 244
§ 11.1. Назначение, типы и характеристики корпусов 244
§ 11.2. Корпусные детали и несущие конструкции 251

Раздел второй

Электрические элементы

Глава 12. **Резисторы, конденсаторы, катушки индуктивности** 260
§ 12.1. Резисторы 260
§ 12.2. Конденсаторы 267
§ 12.3. Катушки индуктивности 273

Глава 13. **Электрические контакты** 276
§ 13.1. Назначение, классификация, принципы работы 276
§ 13.2. Выбор материала и формы контактов 289
§ 13.3. Скользящие контакты 292

Глава 14. **Монтажные и контактные коммутационные элементы** 294
§ 14.1. Монтажные и установочные элементы 294
§ 14.2. Типовые контактные коммутационные устройства (ТККУ) 298

Олег Федорович Тищенко, Лев Тимофеевич Киселев,
Анатолий Павлович Коваленко и др.

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

(ОСНОВНОЙ КУРС)

Часть 1

ДЕТАЛИ, СОЕДИНЕНИЯ И ПЕРЕДАЧИ

Заведующий редакцией К. И. Аношина. Редактор Н. Н. Ещенко. Младший редактор Н. М. Иванова. Художественный редактор Н. К. Гуторов. Технический редактор А. К. Нестерова. Корректор Г. И. Кострикова

ИБ № 3389

Изд. № ОТ—343. Сдано в набор 16.10.81. Подп. в печать 02.03.82. Т-02282. Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 19 усл. печ. л. 19 усл. кр.-отт. 18,59 уч.-изд. л. Тираж 25 000 экз. Зак. № 142. Цена 85 коп.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский просп., 15