



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ**

М.А. Омаров, В.И. Роменский, И.О. Яшков

ОСНОВЫ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ

Харьков 2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ

М.А. Омаров, В.И. Роменский, И.О. Яшков

ОСНОВЫ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ

РЕКОМЕНДОВАНО
научно-методическим
советом университета.
Протокол № 53 от 27.01.16

Харьков 2016

УДК 621.396

Омаров М.А., Роменський В.І., Яшков І.О. Основи прикладної механіки: Навч. посібник. –Харків: ХНУРЕ, 2016. – 416 с.

ISBN 978-966-659-217-3

У даному навчальному посібнику розглядаються основні модулі дисципліни «Прикладна механіка і основи конструювання». Складається посібник із чотирьох розділів – «Призначення, умови експлуатації, основні вимоги до виробів радіоелектронного приладобудування (ВРП)», «Точність виготовлення деталей, складальних одиниць і механізмів ВРП», «Особливості конструювання механізмів ВРП і їх розрахунок», «Типові несівні конструкції, механізми і їх розрахунок».

Для студентів вищих технічних навчальних закладів, що навчаються за напрямом 6.050202 «Автоматизація і комп'ютерно-інтегровані технології», а також може використовуватися інженерно-технічними працівниками, які займаються розробкою, впровадженням і експлуатацією виробів радіоелектронного приладобудування.

Іл.: 168. Табл.: 52. Бібліогр. наймен.: 48.

В данном учебном пособии рассматриваются основные модули дисциплины «Прикладная механика и основы конструирования». Состоит пособие из четырёх разделов – «Назначение, условия эксплуатации, основные требования к изделиям радиоэлектронного приборостроения (ИРП)», «Точность изготовления деталей, сборочных единиц и механизмов ИРП», «Особенности конструирования механизмов ИРП и их расчет», «Типовые несущие конструкции, механизмы и их расчет».

Для студентов высших технических учебных заведений, обучающихся по направлению 6.050202 «Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии», а также может использоваться инженерно-техническими работниками, которые занимаются разработкой, внедрением и эксплуатацией изделий радиоэлектронного приборостроения.

Ил.: 168. Табл.: 52. Библиогр. наимен.: 48.

Рецензенти:

Г.І. Костюк, д-р техн. наук, проф. (Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». Міністерство освіти і науки України);

Н.К. Резниченко, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри інтегрованих технологій у машинобудуванні (Українська інженерно-педагогічна академія. Міністерство освіти і науки України).

ISBN 978-966-659-217-3

© М.А. Омаров,
В.І. Роменський,
І.О. Яшков, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень условных обозначений, сокращений и терминов	5
Введение	7
1 Назначение, условия эксплуатации, основные требования к изделиям радиоэлектронного приборостроения (ИРП)	10
1.1 Назначение и области использования ИРП	10
1.2 Условия эксплуатации ИРП	16
1.3 Основные требования к ИРП	23
1.4 Надёжность конструкций ИРП	37
2 Точность изготовления деталей, сборочных единиц и механизмов ИРП	55
2.1 Взаимозаменяемость, допуски и посадки ИРП	55
2.2 Шероховатость поверхностей элементов ИРП	66
2.3 Точность изготовления ИРП	74
2.4 Основные средства измерения элементов ИРП	125
2.4.1 Виды средств измерения	125
2.4.2 Методы измерений	126
2.4.3 Выбор средств и методов контроля	128
2.4.4 Универсальные средства измерения	130
3 Особенности конструирования механизмов ИРП и их расчет	171
3.1 Классификация типовых механизмов ИРП, их назначение и примеры расчета	171
3.1.1 Механизмы приводов антенн	173
3.1.2 Механизмы дистанционных передач	173
3.1.3 Механизмы следящих систем	174
3.1.4 Механизмы ручной и электромеханической настройки	175
3.1.5 Отсчётные механизмы	176
3.1.6 Механизмы перемещения.....	176
3.1.7 Основные требования к типовым механизмам ИРП	177

3.2 Фрикционные передачи	178
3.2.1 Расчет фрикционных передач	180
3.3 Передачи гибкой связью	183
3.4 Цепные передачи	194
3.5 Зубчатые передачи	199
3.6 Червячные передачи	216
3.7 Планетарные, дифференциальные и волновые передачи	226
3.8 Винтовые передачи	233
3.9 Кулачковые механизмы	240
3.10 Механизмы прерывистого движения	248
4 Типовые несущие конструкции, механизмы и их расчет	255
4.1 Детали для крепления и установки элементов ИРП	255
4.2 Корпуса и корпусные детали	269
4.3 Валы, оси и направляющие (опоры)	276
4.4 Муфты, их назначение и классификация	298
4.5 Фиксаторы и ограничители	311
4.6 Упругие элементы	316
4.7 Соединения деталей и сборочных единиц ИРП	326
4.7.1 Разъемные соединения	328
4.7.2 Неразъемные соединения	342
Перечень ссылок	376
Приложение А – Список стандартов.....	381
Приложение Б – Примеры условных графических обозначений некоторых элементов схем	403
Приложение В – Примеры оформления рабочих чертежей и схем на детали и сборочные единицы ИРП	404

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СОКРАЩЕНИЙ И ТЕРМИНОВ

АКИТ – автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии;

АСУ – автоматизированная система управления;

В – высота;

Г – глубина;

ГПК – гибкий производственный комплекс;

ГС – гибкая связь;

Д – длина;

ЕС – Европейский Союз;

ЕСДП – единая система допусков и посадок;

ИК – инфракрасный;

ИРП – изделие радиоэлектронного приборостроения;

КПД – коэффициент полезного действия;

НПО – научно-производственное объединение;

НТД – нормативно-технические документы;

ОТК – отдел технического контроля;

ОЦ – обрабатывающий центр;

РЛС – радиолокационная станция;

РС – разрешающая способность;

САС – система автоматического сопровождения;

СВЧ – сверхвысокие частоты;

СПИД – станок – приспособление – инструмент – деталь;

ТЗ – техническое задание;

ТО – технологическое оборудование;

ТП – технологический процесс;

ТС – технологическая система;

ТУ – технические условия;

ТЭЗ – типовой элемент замены;

УГО – условное графическое обозначение;

УКВ – ультракороткие волны;

ФП – фрикционная передача;

ЧПУ – числовое программное управление;

Ш – ширина;

ЭВМ – электронно-вычислительная машина;

ЭРЭ – электрорадиоэлемент.

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение максимальной конкурентоспособности и эффективности отечественного производства поставлено в ранг национального приоритета.

Разработаны долгосрочные программы: стратегического устойчивого развития «Украина-2020» и «Горизонт 2020» (англ. Horizon 2020) или Восьмая рамочная программа Европейского Союза по развитию научных исследований и технологий. Они включают в себя такие направления, как: «Будущие и возникающие технологии», «Индустриальное лидерство», «Развитие приоритетных направлений промышленных технологий». Выполнение некоторых разделов этих программ невозможно без механики, в том числе и прикладной.

Базой для повышения конкурентоспособности и возрастания экспортного потенциала Украины, должно стать увеличение выпуска технологической, наукоемкой продукции, технологическое обновление производства, в том числе и технологического оборудования для производства изделий радиоэлектронного приборостроения (ИРП), которые изменяются каждые пять-шесть лет. Это обуславливает обновление производства, которое является невозможным без знаний в области прикладной механики.

Особым значением для технологического обновления производства, автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий (АКИТ) в будущем будет создание и использование в нем нового технологичного оборудования (ТО), в котором применяются современные механизмы.

Для дальнейшего экономического роста страны и обновления производства большое значение имеет использование результатов отечественных научных исследований, посвященных прикладной механике. Так, например, использование созданных в Украине новых технических решений (новые материалы, технологическое оборудование, оснастка, инструмент и др.) позволит повысить ресурс работы и долговечность технологического оборудования, качество ИРП. Под словом «изделие» в Международном проекте «Global Education in Manufacturing» следует понимать «средства радиотехники и телекоммуникаций».

Механика – теоретическая база современной техники. Она является наукой о закономерностях простейших форм движения материи, изучает общие законы механического движения и взаимодействия материальных тел. Известны следующие основные формы движения материи: механическая (пространственное перемещение), физическая (электромагнетизм, гравитация, теплота, звук и др.), химическая (преобразование атомов и молекул веществ), биологическая (обмен веществ в живых организмах) и социальная (общественные изменения, а также процессы мышления).

Механика явным образом или незримо присутствует во всех исследованиях по физике, химии, биологии, инженерных решениях и играет важную роль в развитии научно-технического прогресса. Следует отметить, что основные расчеты во время проектирования ИРП различного назначения построены на основе ее законов, которые обеспечивают необходимую для практики точность.

Прикладная механика – научная база многих областей современной техники. Развитие техники показывает, что рациональное соединение механических устройств с радиоэлектронной аппаратурой расширяет возможности человека и позволяет увеличить производительность умственного и физического труда. Развитие современной науки и техники неразрывно связано с созданием новых приборов и систем радиоэлектронной аппаратуры, автоматизированных, компьютеризированных и роботизированных систем и технологий, которые облегчают физическую работу человека путем замены ее машиной, прибором, устройством, механизмом и др. Сегодня, когда продолжительность многих рабочих процессов измеряется довольно малыми интервалами времени, а технологические процессы непрерывны, физиология человека ограничивает непосредственную реакцию исполнителя на отклонение рабочего процесса от нормального, что обусловило создание механизмов средств управления, контроля и измерения.

Поэтому перед высшими учебными заведениями стоит задача формирования специалистов широкого профиля, который объединяет

фундаментальные знания и необходимую практическую подготовку для работы в области прикладной механики. В связи с этим, в учебном процессе подготовки специалистов по направлению АКИТ значительное внимание уделено взаимозаменяемости в приборостроении, исследованию механизмов, которые используются в ИРП; проектированию механизмов и машин, допускам и посадкам. Данные вопросы освещены в разных источниках. Быстрое развитие производства ИРП требует постоянного дополнения содержания этих источников. Поэтому в этом пособии сделана попытка дополнить издания, которые уже есть в этой области, обратив особое внимание на сравнительно новые технические решения в области АКИТ.

Цель учебного пособия – систематизировать информацию из разрозненных источников в области прикладной механики и подать ее в удобном для восприятия студентов виде.

Кратко изложены назначения, условия эксплуатации, основные требования к ИРП, точность ИРП, которые используют как непосредственно в изделиях, так и в процессе их производства; расчет и особенности конструирования типовых механизмов ИРП. Имеются: контрольные вопросы для самопроверки, перечень ссылок, список стандартов.

Данное учебное пособие предназначено для студентов как справочное во время изучения учебной дисциплины «Прикладная механика и основы конструирования» по направлению АКИТ, может быть ориентиром при подготовке к экзаменам по специальным учебным дисциплинам, а также при подготовке к аттестации по образовательно-квалификационному уровню бакалавра. Кроме того, оно может быть полезно студентам, магистрантам и аспирантам других смежных специальностей и направлений, например, «Радиоэлектронные аппараты», «Системная инженерия» и др. Рисунки и таблицы пронумерованы по разделам в порядке их появления в тексте.

Для определения единых обозначений в пособии введен перечень условных обозначений, сокращений и терминов.

1 НАЗНАЧЕНИЕ, УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ИЗДЕЛИЯМ РАДИОЭЛЕКТРОННОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ (ИРП)

1.1 Назначение и области использования ИРП

Термин «изделия радиоэлектронного приборостроения» появился для общего описания изделий радиотехники, вычислительной техники, промышленной электроники [1]. ИРП используют в разных областях народного хозяйства: радиосвязи, радиовещании, телевидении, радиолокации, радионавигации, радиоастрономии, радиотелеметрии и др. При этом в каждой из областей применяют свой комплекс ИРП, отличающийся принципиальной схемой и техническим решением, характером связей между отдельными блоками, узлами и деталями, условиями работы и эксплуатации [2].

Назначение и области использования ИРП следующие:

- радио, оптическая и проводная связь – передача радиосигналов от одного абонента к другому по радио, оптическим или проводным линиям связи. Должна обеспечить многоканальность, бесперерывное вхождение в связь;
- радиовещание и телевидение – передача речевых, музыкальных и визуальных ознакомительных или развлекательных сообщений. Широко применяется для специальных целей в условиях работы промышленных, зрелищных, медицинских, оборонных и чрезвычайных ситуациях;
- радиоуправление – управление по эфиру или проводам с помощью радиосигналов промышленными, научными, военными или космическими объектами;
- радиотелеметрия – получение информации о работе и состоянии объектов и людей с помощью специальных промежуточных преобразователей и линий связи;
- радиометрология – получение информации в основном с помощью

специально оснащенных искусственных спутников земли и наземных комплексов облачности, температуры, различных образований и других факторов на поверхности Земли, в глубинах морей и океанов;

- радиолокация – определение координат и характеристик объекта активным (источник импульсивного или непрерывного излучения в составе радиолокационной станции) или пассивным (источник радио- или теплового излучения и сам объект) методом;

- радионавигация – особо точное определение координат объекта с помощью специальных источников радиоизлучения с точно известными координатами (например, береговые радиовещательные или специальные станции). Обеспечивает большую точность при больших расстояниях в сравнении с радиолокацией;

- радиоастрономия – получение информации о космических объектах с помощью приема и анализа их радиоизлучения. Исходя из того, что ширина «радиоокна» в атмосфере намного больше оптического, то и количество информации тоже намного больше;

- медицинская радиоэлектроника – использование методов и средств радиоэлектроники в биомедицинских исследованиях в качестве электронных стимуляторов деятельности отдельных органов человека, в создании протезов и диагностических систем;

- радиоизмерения – создание и использование специальных устройств для измерения или имитации разных сигналов, преимущественно электромагнитной природы (электронные часы, средства комплексного контроля и другие подобные устройства), для обеспечения точности, стабильности, высокого уровня проведения научных исследований;

- устройства обработки данных – являются частью более сложных радиосистем или систем автоматизированного управления, но они могут быть выполнены и в виде самостоятельных систем таких как электронные, цифровые, аналоговые вычислительные машины, ноутбуки, планшеты,

мобильные телефоны, банковские системы и др;

- устройства записи и воспроизведение сигналов – приспособления для записи и воспроизведения акустических, визуальных и специальных сигналов на проволочных, ленточных, дисковых, плоских ферромагнитных (магнитная запись), оптических (в том числе голографическая запись) и других по форме и физической природе носителях;

- устройства энергетического характера – приспособления для непосредственного воздействия на свойства материала или объекта управления (устройства квантовой электроники, которые используются в технологии микросхем, высокочастотная закалка, аппаратура физиотерапии, специальные выходные устройства управления).

Между входящими в ИРП устройствами, часто выполняемыми в виде отдельных блоков, имеют место механические и немеханические виды связей.

Механизмы и механические узлы, которым свойственны механические связи, являются составной частью большинства ИРП. Они входят в состав механизмов настройки и отсчета, бытовой и информационно-измерительной аппаратуры, дистанционных передач и синхронно-следающих систем, приводов антенных блоков наземных, корабельных и самолетных радиолокационных станций, а также приводов антенн и систем наблюдения за искусственными спутниками Земли и другими космическими аппаратами.

Стационарные ИРП могут быть размещены:

- на поверхности земли, под землей, в шахтах и помещениях;
- на наземных транспортных средствах (автомобилях разного класса и назначения, транспортных и гусеничных машинах, железнодорожном транспорте);
- на речных и морских судах, надводного и подводного назначения (моторные лодки, речные и морские катера, суда ближнего и дальнего плавания, суда военно-морского флота, корабли и подводные лодки);
- на человеке и животных (измерительные приборы, переносные радиостанции и телекамеры, портативные радиостанции, радиостанции УКВ, лазерные приемопередатчики);

- на самолетах, вертолетах, ракетно-космических кораблях, искусственных спутниках Земли.

Стационарные ИРП могут разделяться на аппаратуру, которая работает в закрытых отапливаемых наземных и подземных помещениях или сооружениях, и на аппаратуру, которая работает на открытом воздухе или в неотапливаемых наземных и подземных сооружениях. При размещении аппаратуры, которая работает в закрытых отапливаемых наземных и подземных помещениях или сооружениях, необходимо учитывать ряд требований при строительстве помещений:

- вид помещения (основное, вспомогательное, обслуживающее);
- объем площади на одного работника;
- температура в помещении;
- малая запыленность;
- вентиляция;
- освещение;
- резервирование питания;
- противопожарные требования к помещению.

При размещении аппаратуры, которая работает на открытом воздухе или в неотапливаемых наземных и подземных сооружениях, необходимо учитывать климатические условия территории Украины, которую можно разделить на 2 района:

- умеренная зима, толщина снежного покрова до 1 м, среднемесячные температуры -15°C зимой и $+30^{\circ}\text{C}$ летом;
- континентальный климат: относительно короткая зима с температурой -10°C , небольшой снежный покров, жаркое лето с интенсивной солнечной радиацией и температурой $+30^{\circ}\text{C}$.

Возимая ИРП размещается на объектах-носителях в качестве различных моделей и типов автомобилей, гусеничного и железнодорожного транспорта, как внутри объекта, так и снаружи. На ИРП действуют частоты колебаний подвески, резонансная частота поддрессоривания, толчки во время движения при

неровности дорог, вибрации двигателей, удары на стыках рельс, подъемах и уклонах, во время начала движения, торможений и др.

Размещение ИРП на судах зависит от водоизмещения и назначения судов. На пассажирских и грузовых судах для размещения ИРП предполагается радиорубка, агрегатная или аккумуляторная. Площадь радиорубки должна быть в два раза больше площади устанавливаемой аппаратуры. Расположение и крепление ИРП должно обеспечивать легкий и быстрый доступ для обслуживания и ремонта и отсутствие перемещений при крене и дифференте судна. На крупных судах тихоходного класса (пассажирские дизельэлектроходы, пароходы, крупно-экипажные корабли) и малые с повышенной скоростью (катера, суда на подводных крыльях) на приборы действуют вибрации в носовом отсеке от волн, а в кормовом отсеке от двигателя, винта и др., в данных зонах не целесообразно располагать ИРП. Целесообразно располагать ИРП в средней зоне корабля. Судовые ИРП имеют много общего с наземной и стационарной ИРП, отличаясь от неё устройствами водо- и брызгозащищенности, высоким уровнем типизации, наличием блочно-разборных конструкций, защищенностью от сильных высокочастотных и низкочастотных (гидроакустические станции) полей, вибростойкостью и ударостойкостью (военные корабли с артиллерийским, торпедным и ракетным оборудованием), высокой степенью ремонтпригодности в условиях эксплуатации, разнообразием конструкций. Наиболее габаритными ИРП на судах являются антенны, количество которых на кораблях может достигать до нескольких десятков. Главная антенна с помощью антенного переключателя подключается к любым видам радиоприемных и радиопередающих средств. Кроме того, устанавливаются антенные системы для радиосвязи, навигации, радиолокации и радиовещания. Антенны устанавливаются на мачтах кораблей.

Объектом размещения портативных ИРП является человек. Такие ИРП используются в условиях лабораторий и цехов, на открытом воздухе при строительных, поисковых и других работах, во время проведения больших концертных и митинговых мероприятий, контроля производственного

процесса, для связи в военных целях, в чрезвычайных ситуациях и др.

Человек как транспортное средство трудоспособен в довольно узком диапазоне рабочих температур, рельефа и высоты поверхности данной местности над уровнем моря. Портативные ИРП могут переноситься человеком на плече, на спине, в кармане или на груди, на груди с шейным ремнем, на поясе, в вытянутой руке.

Размещение ИРП на самолетах, вертолетах и космических кораблях зависит от условий их эксплуатации, влияния вибрации, ударов и линейных ускорений, пониженного давления и разгерметизации, воздействия тепла, холода, влаги, морского тумана, росы и обледенения, песка и пыли, солнечной радиации и плесневых грибов.

На самолетах разных марок пульт управления, основные радиоблоки, блоки радиолокационной станции, навигационно-пилотажное оборудование, антенна радиолокационной станции, радиокompас, антенна дальномера – это весь комплекс ИРП, который располагается в носовом отсеке. Крупногабаритная радиолокационная станция, антенна, рабочий отсек для операторов, устройство отображения расположены посередине фюзеляжа. Амортизационная рама с блоками, люк в радиоотсек расположены в хвостовой части самолета.

Большое количество навигационной, связной и контрольной ИРП на самолетах и вертолетах зависят от конструкции антенн, количество которых достигает от 20 до 30 единиц. На крыльях самолета есть две антенны для станции дальней связи. Сверху фюзеляжа установлены три антенны командной связи – две для связи с искусственным спутником Земли, одна для связи с основной станцией УКВ диапазона. В носовой части метеолокатора есть две антенны курсового маяка, две антенны глissадного. На нижней части фюзеляжа устанавливаются две антенны ответчика, два дальномера, два высотомера, два радиокompаса, системы опознавания, антенна аварийной УКВ станции и ответчика заданной высоты.

Размещение ИРП на космических кораблях, искусственных спутниках Земли, космических станциях осуществляется как внутри объекта, так и снаружи. Поэтому необходимо учитывать то, что ИРП в данном случае являются необслуживаемыми с длительным сроком автономной работы в условиях невесомости, в среде азота с малой примесью гелия, фреона или аргона и при температуре $273 - 313^{\circ}\text{K}$ или в вакууме при сильном воздействии солнечной радиации. В основном такие ИРП имеют двойное резервирование.

На искусственном спутнике Земли внутри корпуса установлены системы терморегулирования, радиаторы, солнечные батареи, антенны ретрансляции с приводом и телекамеры с автономной системой наблюдения, которые размещены вне корпуса в открытом космосе. Космические станции состоят из станций и спускаемых аппаратов. В орбитальном отсеке располагается основное ИРП, двигатель, микродвигатель, антенна и солнечная батарея находятся вне корпуса. Спускаемый аппарат имеет шаровидную форму и все системы и устройства находятся внутри корпуса.

Параметры ИРП и определяющие их дестабилизирующие факторы представлены в таблицах 3.2–3.5 [1], а расположение ИРП и сами объекты показаны на рис. 3.3–3.7, 3.9, 3.11, 3.13, 3.16, 3.17 [1] и подробно описываются в работах [1–4].

1.2 Условия эксплуатации ИРП

В зависимости от размещения ИРП на поверхности Земли, в атмосфере или в реках, морях, океанах, и размещения аппаратуры и устройств на объектах, их надежность и долговечность во многом зависят от условий эксплуатации. Данному вопросу уделяли и уделяют большое внимание многие ученые и специалисты, занимающиеся вопросами разработки, изготовления и внедрения ИРП [5–8,10]. В общем виде структура факторов, влияющих на работу ИРП, представлена на рис. 1.1.

Климат – характеристика области, где расположены ИРП на поверхности Земли, типичных изменений атмосферных процессов, обусловливаемых географическими координатами и метеорологическими факторами.

В зависимости от размеров пространства земной поверхности различают макроклимат, мезоклимат, микроклимат.

Макроклимат – глобальные географические координаты относительно океана, горных массивов и постоянных циркуляций воздуха, местные условия не учитываются.

Мезоклимат – определяется только местными влияниями рельефа поверхности, влияние гор, озер, морей, насаждений и т. п.

Микроклимат – параметры объемов поверхности, характеризующие сухой или сырой участок земли, весьма локальные. Основные климатические факторы (рис. 1.1) воздействуют на ИРП в динамике и рассматриваются как нормальные, номинальные, рабочие и предельные значения.



Рисунок 1.1 – Основные факторы, влияющие на надежность и долговечность ИРП

Номинальными называют уточненные (расчетные) при проектировании значения климатических факторов в пределах зоны расположения изделия.

Нормальными называют факторы, которые записаны в техническом задании (ТЗ), технических условиях (ТУ) или стандартах.

Рабочие значения характеризуют области сохранения номинальных параметров при экономически целесообразных сроках службы ИРП.

Предельные значения климатических факторов проявляются чрезвычайно редко, и на протяжении малого времени сохраняют только работоспособность ИРП, не сохраняя требуемые техническими условиями показатели.

Климатические условия характеризуются четырьмя видами климата: холодным, умеренным, жарким и сухим, жарким и влажным.

Климатические воздействия температуры на элементы ИРП вызывают их деформацию и напряжения. Различают эффективную температуру внешней среды: температуру для тепловых расчетов в изделиях; среднюю в зависимости от минимальной и максимальной температуры в течение длительного времени и температуры внешней среды при эксплуатации. Для изделий с естественным воздушным или водным охлаждением, температура внешней среды – это температура воздушной или водной среды, омывающей изделие. Для ИРП, которые принудительно охлаждаются, за температуру внешней среды принимают температуру газа или жидкости на входе в систему охлаждения, а при работе ИРП в почве – температуру почвы на уровне погружения изделия.

При низких температурах ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже) материалы, используемые в ИРП, имеют различные свойства. Конструкционные стали приобретают хрупкость, растрескиваются, снижают свои механические характеристики, а резина при данной температуре, теряет упругие свойства и становится хрупкой. Особенно изменение температуры влияет на вязкость смазок. Жидкие смазки при температуре ($-50 - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже) увеличивают свою вязкость, застывают и могут служить причиной отказа механизма ИРП ввиду разного момента сопротивления, а при высоких температурах густые смазки засыхают и приводят к такой же ситуации.

Влажность воздуха делится на:

- относительную влажность – отношение количества невидимых глазу водяных паров при данной температуре в объеме воздуха к их максимальному количеству;
- абсолютную влажность – количество водяных паров в граммах в 1 м^3 воздуха, не зависит от температуры;
- точка росы – температура, при которой наступает насыщение (100 % влажность).

Осадки делятся на жидкие (туман, дождь, роса) и твердые (град, снег, крупа, иней) и возникают вследствие охлаждения воздуха ниже точки росы. Если температура воздуха значительно ниже точки росы – образуются твердые осадки в виде града, снега, крупы или инея.

Влияние влаги на металлы и изоляционные материалы имеет разную природу, но одинаковый конечный результат – разрушение исходной структуры материала. В металлах это происходит за счет коррозии, в изоляционных материалах за счет влагопоглощения. Коррозия особенно интенсивно протекает при наличии в атмосфере растворов солей и кислот. На поверхности металла влага образует пленку электролита, вступающего в химическое взаимодействие с металлом. Коррозия нарушает качество поверхности и механическую прочность изделий, а также контактную прочность проводников и герметизацию изделия. Особенно сильно коррозия проявляется в местах соприкосновения различных металлов, образующих гальванические пары. Влияние влаги на изоляционные материалы определяется качеством изоляционных материалов. В высококачественных изоляционных материалах, которые используются в ИРП, определяющим фактором влагопоглощения, является диффузия.

Диффузия – поглощение изоляционным материалом паров воды до полного выравнивания давлений в окружающей среде и внутри изоляционного материала, после чего процесс поглощения влаги прекращается.

Плотность воздуха и температура изменяется от изменения высоты над уровнем моря. При постоянной высоте влияние температуры на плотность незначительное.

Ветер является одним из важнейших факторов при расчетах механизмов ИРП на прочность. Ветер имеет горизонтальное направление движения воздуха или вертикальное (восходящий ветровой поток). Термическая циркуляция характеризуется направлением, силой (в баллах или скоростью в $м/с$) и порывами. Специфическим видом климатических воздействий на элементы наземной ИРП, расположенной вне помещения, является одновременное действие ветра и гололедицы. При оледенении увеличиваются поперечные размеры и масса элементов, что приводит к росту аэродинамических и механических нагрузок.

Наличие твердых или газообразных примесей существенным образом влияет на характер воздействия воздушной среды на ИРП. Специфические газообразные отходы промышленности могут обладать заметным разрушительным действием.

Максимальная опасность от мелких взвешенных в атмосфере песчинок и пылинок, с величиной зерен от 1 до 40 $мкм$. Результаты их влияния – это уменьшение срока работы подшипников и точности механизмов; препятствия нормальной работе реле и переключателей; образование паразитной проводимости на поверхности изоляционных деталей; повышение скорости коррозии металлов. В тропических условиях пыль способствует созданию плесневых микроорганизмов. При значительной запыленности и повышенной температуре пыль взрывоопасная.

Солнечная радиация оказывает непосредственное воздействие на элементы конструкции, находящиеся на открытом воздухе.

Различают две группы воздействия солнечной радиации: фотолитическое и фотоокислительное (перегрев).

Фотолитическое – влияние фотонов, приводит к отрыву фотоэлектронов и разрыву молекулярных связей. Следствием этого является изменение цвета ряда полимерных материалов, хрупкость и потеря прочности, нарушение

целостности лакокрасочных покрытий.

Фотоокислительное воздействие солнечной радиации – приводит к разрыву химических связей при одновременном воздействии излучения. В результате воздействия кислорода, воздуха, влаги развивается усиленная коррозия (особенно в условиях тропического климата).

Радиация вызывает нагрев деталей и связанные с этим температурные деформации; в пластмассе это вызывает изменение структуры, химического состава и механических свойств материала.

Одним из факторов, влияющих на материалы ИРП, является воздействие излучения сверхвысоких частот (СВЧ). В электромагнитном поле СВЧ ряд определяющих свойств материалов существенно изменяется. За счет поверхностного эффекта уменьшается проводимость металлов и сплавов; из-за явления поляризации изменяется диэлектрическая проницаемость и увеличиваются потери в диэлектриках; гиromaгнитный эффект приводит к изменению магнитной проницаемости ферритов.

К биологическим факторам, которые влияют на работоспособность ИРП, относят плесневые грибки, насекомых и грызунов [9]. Важнейшая группа биологических факторов – плесневые грибки, которые развиваются при высокой влажности и при наличии естественных или искусственных молекулярных соединений, малой освещенности помещения. Плесневые грибки действуют на изоляционные материалы, которые ухудшают свои механические и электрические параметры.

Насекомые наиболее опасны для ИРП, работающих в тропических условиях. Они поедают в основном древесину и пластмассы с древесным наполнителем. Летающие насекомые в основном летают ночью и летят на свет и источники тепла и гибнут, оседая на открытых контактах, и при высокой влажности образуют коррозию и питательную сферу для образования плесневых грибков.

Ионизирующее излучение – любые излучения, взаимодействие которых со средой приводит к образованию электрических зарядов различных знаков.

Оно может быть электромагнитным (фотонным) в виде γ и рентгеновского излучения и корпускулярным в виде потока частиц с массой покоя отличной от нуля (α и β – излучения, нейтронное излучение).

Радиационная стойкость изделия или материала – свойство ИРП, ее комплектующих элементов, материалов выполнять свои функции и сохранять параметры в пределах установленных норм во время влияния ионизирующего излучения.

Влиянию ионизирующего излучения подвергаются материалы ИРП, например, полупроводниковые и электровакуумные приборы, резисторы, конденсаторы, полупроводниковые диоды, транзисторы, микросхемы, униполярные транзисторы и другие электрорадиоэлементы, которые входят в состав ИРП.

Защита ИРП от ионизирующего излучения – это массивные тентовые экраны. Для защиты от космического ионизирующего излучения применяют многослойные свинцовые экраны.

Механическое влияние на ИРП сводится к вибрациям, ударам, линейным перегрузкам [2].

Такое влияние может проявляться как во время эксплуатации и испытаний, так и во время транспортировки, причем уровень воздействий определяется условиями функционирования и эксплуатации ИРП (наземная, авиационная, корабельная, космическая) а также транспортировкой.

Показатели вибрации, ударных и линейных перегрузок, возникающих во время эксплуатации, для различных видов ИРП приведены в табл. 1.1.

Механическое воздействие, сводящееся к вибрациям, создает возможности увеличения амплитуды колебания деталей и возникновения дополнительных нагрузок на эти детали от вибрационных ускорений. Особо опасным является появление резонанса. Линейные перегрузки и удары вызывают появление дополнительных нагрузок от сил инерции. Величина и виды внешних механических влияний зависят от вида аппаратуры и места ее размещения на объекте.

Таблица 1.1 – Показатели вибрации, линейных и ударных перегрузок ИРП

Вид ИРП	Частота вибраций, <i>Гц</i>	Ускорение при вибрации, <i>мм/с²</i>	Линейные перегрузки, <i>G</i>	Действие удара, <i>H</i>
Передвижная на наземных транспортных средствах	2-80	до 4	до 6	до 10
Авиационная	3-500	2-10	6-9	5-10
Корабельная	5-35	до 1,5	Нет	7-12
Космическая	до 200	до 3	до 8-10	2-6
	200-2000	до 5	—	—

Для обеспечения надежности ИРП в заданных условиях эксплуатации в течение заданного срока службы необходимо во время конструирования нормировать условия ее эксплуатации, например, климатические и механические воздействия.

Нормирование осуществляется на основании ГОСТ 16962-71, ГОСТ 15150-69, ГОСТ 16019-78, ГОСТ 17676-72, ГОСТ 11478-75, которые указывают факторы, климатические категории, группы эксплуатации и способы нормирования.

1.3 Основные требования к ИРП

ИРП можно поделить на такие виды: бытовую и профессиональную. К бытовым ИРП относятся планшеты, плееры, радиоприемники, телевизоры, магнитофоны, ноутбуки и другая аппаратура. Профессиональной называют аппаратуру, используемая на наземном автомобильном и железнодорожном транспорте, на флоте, в гражданской авиации, в вооруженных силах, космосе, в научных лабораториях, на производстве, на предприятиях связи, в медицинских и других учреждениях. Профессиональные ИРП нередко представляют собой сложные комплексы, изготовленные в небольшом количестве, которые можно разделить на обслуживаемые и не обслуживаемые (радиобуи, искусственные

спутники, космические станции и т. п.).

Элементы и механизмы ИРП изготавливаются согласно нормативно-технической документации в соответствии с существующими на данные виды продукции государственными стандартами или ТУ (техническими условиями) и ОСТ (отраслевыми стандартами).

В данных нормативных документах отражены технические требования к разработке, изготовлению и эксплуатации ИРП.

Разработчики (исследователи, конструкторы) на основании требований функционального назначения и условий эксплуатации, разрабатывают схему и конструкцию ИРП.

Изготовители (технологи, производственники) на основании требований разработчиков и требований к материалам, комплектующим, оборудованию, инструменту и др. изготавливают изделие. После испытания и контроля на определенное изделие составляется паспорт и технические условия, где отображаются принципы работы и требования по эксплуатации.

Если для бытовых ИРП требования к значениям таких параметров как напряжение, мощность, частота, гарантийный срок работы и т.п. незначительны, то для ИРП, используемых в профессиональной аппаратуре, представляющей сложные комплексы, блоки, требования значительно шире. К таким параметрам необходимо отнести: обеспечение дальности действия, необходимое число каналов и высокое качество воспроизведения сигналов, точность, быстродействие, достоверность работы в условиях помех, высокую чувствительность, широкополосность системы, отрицательное влияние на организм человека, стабильность работы, простоту ввода и вывода данных, бесшумность, надежность, герметичность, простоту в исполнении, малогабаритность, надежность и другие. Все эти требования влияют на стоимость ИРП и их долговечность.

Особого внимания требуют несущие конструкции и механизмы ИРП. Все детали механизмов и механических узлов, которые относятся к несущим

конструкциям, должны быть сконструированные так, чтобы они полностью удовлетворяли техническому заданию и изготавливались при наименьших затратах. Основные требования к данным механизмам и в целом к ИРП являются: прочность, твердость, точность, износостойкость, надежность и технологичность. Разрабатываемые механизмы должны обеспечивать в ИРП теплоотвод, электропроводность и экранирование от внешних и собственных электромагнитных полей.

Под прочностью ИРП понимают его способность под действием нагрузки сопротивляться разрушению любого вида [2].

Прочность бывает объемной, поверхностной, усталостной, вибропрочностью.

Объемная – характеризуется наличием в детали или механизме точек, испытывающих напряженное состояние и находящихся на значительном расстоянии друг от друга и от места приложения внешней нагрузки.

Поверхностная (контактная) – характеризуется напряженным состоянием малого объема детали, непосредственно прилегающей к месту приложения силы (случай контакта двух тел с передачей нагрузки в точке или по линии контакта).

Усталостная (циклическая) – характеризуется наличием нагрузок в деталях переменными во времени напряжениями.

Вибропрочность – характеризуется работой деталей типа плат, панелей, шасси, каркасов, рам и др. в условиях вибрации.

Для бытовых ИРП характерными являются малые нагрузочные моменты, т.к. они преодолевают только силы трения во вращательных и поступательных парах. Для профессиональных ИРП, особенно в летательных аппаратах и морских кораблей типа катера и суда на подводных крыльях, следует учитывать перегрузки от линейных ускорений, вибраций и ударов.

Степень механической перегрузки при испытываемом аппаратурой ускорении a (табл. 3.1, [2]) может быть оценена коэффициентом инерционной перегрузки

$$j_u = a / q, \quad (1.1)$$

где q – ускорение силы тяжести.

Инерционные перегрузки возникают за счет линейных ускорений при взлете, маневрировании и посадке летательного аппарата, за счет вибраций и ударов морских судов на «крутой» волне и больших скоростях перемещения. Возникающие перегрузки передаются на места крепления аппаратуры.

Если принять характер вибрации аппаратуры синусоидальным вида $x = A_0 \sin \omega_0 t$, то получим

$$x = -A_0 \omega_0^2 \sin \omega t. \quad (1.2)$$

Наибольшее ускорение по модулю

$$a = x_{\max} = A_0 \omega_0^2, \quad (1.3)$$

где A_0 – наибольшая амплитуда колебания;

ω_0 – угловая частота собственных колебаний центра массы амортизируемого объекта.

Тогда коэффициент перегрузки можно записать

$$j = \frac{a}{q} = \frac{A_0 \omega_0^2}{q} = \frac{A_0 (2\pi f_0)^2}{q} = \frac{A_0 4\pi^2 f_0^2}{q}, \quad (1.4)$$

где f_0 – частота колебаний, Гц;

$$f_0 = \omega / 2\pi. \quad (1.5)$$

При ударе по закону смещения $x_1 = f(t)$

$$j_{уд} = x_i / q. \quad (1.6)$$

Некоторые детали работают на изгиб с кручением. В этом случае коэффициент запаса прочности определяют по формуле

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (1.7)$$

где n_σ и n_τ – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, которые определяются по формулам

$$n_\sigma = \frac{\sigma'_z \cdot N}{\sigma}, \quad (1.8)$$

$$n_\tau = \frac{\tau'_z \cdot N}{\tau}, \quad (1.9)$$

где $\sigma'_z \cdot N$; $\tau'_z \cdot N$ – предельные нормальные и касательные напряжения для расчетного сечения детали;

z – циклы нагружения (для статистического $z=+1$, для симметричного знакопеременного $z=-1$);

N – расчетное число циклов нагружения.

Выбор допустимого коэффициента запаса прочности $[n]$ представлен в табл. 4.1 [2] и, в зависимости от степени точности расчета и исходных данных, колеблется от 1,25 до 3,0.

Для цикла с $z=0$ можно приблизительно принять величину предельного напряжения $\sigma'_0 = (1,45 \dots 1,65) \sigma'_{-1}$ (σ'_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле).

При определении предельных касательных напряжений используют те же формулы с заменой σ на τ .

При исследовании детали на поверхностную контактную прочность, напряжения в месте контакта зависят от геометрии соприкасающихся тел.

На рис. 1.2 показан механизм контакта цилиндрических деталей,

поверхностную прочность которых рассчитывают по формуле Герца-Беляева, которая позволяет определить напряжение при сжатии двух цилиндров:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{F_n}{l} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)} \left(\frac{1}{\rho}\right)_{\text{пр}}} \quad (1.10)$$

где $F_n/l = q_n$ – удельная нагрузка, $H/\text{мм}$;

μ – коэффициент Пуассона;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости, МПа ;

$$E_{\text{пр}} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2); \quad (1.11)$$

$\left(\frac{1}{\rho}\right)_{\text{пр}}$ – приведенная кривизна в зоне контакта, мм^{-1} ;

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_{\text{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (1.12)$$

где $\rho_1=R_1$ и $\rho_2=R_2$ – радиусы кривизны контактирующих поверхностей цилиндров в точке контакта, мм .

Напряжения нормальные к площади контакта, изменяются по эллиптическому закону; их наибольшая величина, как показал Герц, располагается в месте наибольшей деформации цилиндра.

С определенным допущением формулу (1.8) используют для расчета зубьев передач на контактную прочность.

Расчет на вибропрочность несущих конструкций типа платы сводится к нахождению собственной частоты колебаний f , при которой плата с определенными размерами и механическими характеристиками имеет прогибы и напряжения в пределах допустимых значений.

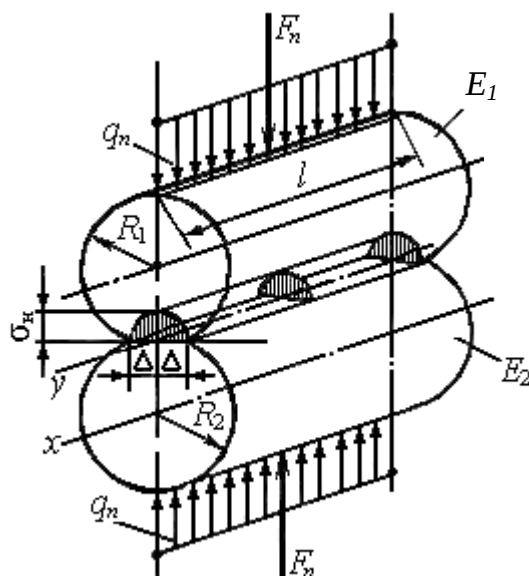


Рисунок 1.2 – Схема соприкосновения двух цилиндров для расчета
поверхностных напряжений

Если принять печатную плату типового элемента замены (ТЭЗ) с размещёнными на ней электрорадиоэлементами (ЭРЭ) за пластину с определенным типом заделки по контуру, то частота собственных колебаний [12]

$$f = \frac{10^5 \cdot K_m \cdot K_g \cdot B \cdot h}{a^2}, \quad (1.13)$$

где K_m – коэффициент, учитывающий влияние материала платы (табл. 4.2 [2]);

K_g – коэффициент, учитывающий влияние массы расположенных на плате элементов;

B – частотная постоянная (табл. 4.4 [2]);

h – толщина платы, мм;

a – длина платы, мм.

Коэффициент, учитывающий влияние массы расположенных на плате элементов, рассчитывается по формуле

$$K_{\epsilon} = \frac{1}{\sqrt{1 + M_{\epsilon}/M_n}}, \quad (1.14)$$

где M_{ϵ} – масса элементов, равномерно размещенных на плате, г;

M_n – масса платы, г.

Значения K_{ϵ} для различных соотношений M_{ϵ}/M_n даны в табл. 4.3 [2].

В несущих конструкциях типа каркасов, рам, стоек и блоков отдельные узлы ИРП могут быть представлены балочными схемами.

При их расчете на вибропрочность и виброжесткость собственная частота колебаний такого узла определяется по формуле [12]

$$f = \frac{\varphi}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (1.15)$$

где φ – коэффициент, зависящий от способа закрепления деталей;

l – длина пролёта балки, м;

E – модуль упругости материала балки, Па;

J – момент инерции сечения балки, м⁴;

m – приведенная погонная нагрузка от массы балки и массы расположенных на ней элементов, Н/м:

$$m = m_0 + \frac{1}{l} \sum_{s=1}^{s_0} K_s \cdot m_s, \quad (1.16)$$

где m_0 – равномерно распределенная погонная нагрузка от массы балки;

m_s – дополнительная сосредоточенная нагрузка;

s – номер нагрузки;

s_0 – число нагрузок;

K_s – коэффициент приведения сосредоточенной нагрузки от сосредоточенной массы к равномерно распределенной, выбираемой по табл. 4.6 [2], в зависимости от

$$a_s = x_s/l, \quad (1.17)$$

где x_s – расстояние сосредоточенной нагрузки от начала балки;

l – длина балки.

Значение φ выбираем по табл. 4.5 [2].

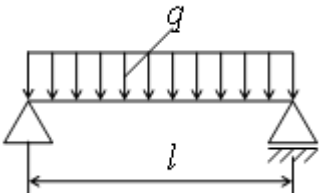
Жесткость – способность детали под действием нагрузки сопротивляться образованию деформации выше допустимых значений.

Расчет на статическую жёсткость сводится к определению линейных f и угловых θ прогибов и сравнению их с допустимыми значениями.

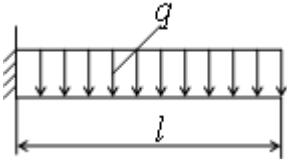
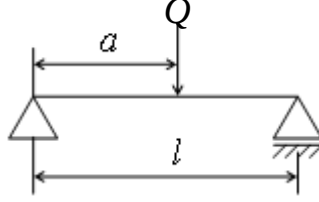
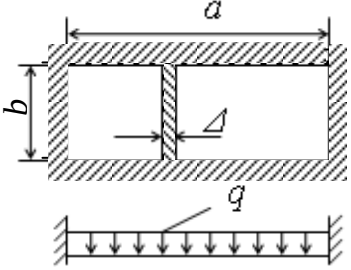
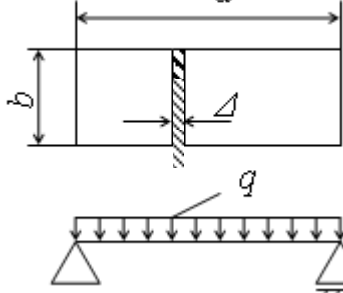
Это свойство важно для таких деталей ИРП, как валы и оси, платы, рамы, стойки, каркасы и др., а недостаточная жесткость их является причиной потери точности механизма, отказа ТЭЗ или электронного узла (блока) в системе которого он размещается. При воздействии на ИРП вибраций недостаточная жесткость платы является причиной ухудшения показателей виброжесткости конструкции.

В таблице 1.2 в качестве примера даны зависимости для расчетов наибольших прогибов и собственных частот колебаний балок и пластин в зависимости от способа их закрепления [17].

Таблица 1.2 – Зависимости для расчета прогиба и частоты вибрации балки и пластин

№	Схема закрепления конструкции	Вид крепления и нагрузка	Наибольший прогиб, $\delta_{\max}$
1	2	3	4
1		С шарнирными сопротивлениями и распределенной нагрузкой	$\delta_{\max} = \frac{5ql^4}{384EJ}$

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3	4
2		С консольным закреплением и распределенной нагрузкой	$\delta_{\max} = \frac{5ql^4}{384EJ}$
3		С шарнирными сопротивлениями и сосредоточенной нагрузкой, приложенной на расстоянии a от точки крепления	$\delta_{\max} = \frac{Qa^2(l-a)^2}{3EJl}$
4		Прямоугольная пластина жестко закреплена по контуру. Нагрузка равномерная распределенная по поверхности	$\delta_{\max} = k_2 \frac{ab^4}{E\Delta^3}$ при $a > b$
5		Прямоугольная пластина, шарнирно опертая по контуру. Нагрузка равномерная распределенная по поверхности	$\delta_{\max} = k_1 \frac{ab^4}{E\Delta^3}$

В табл. 1.2 приняты такие обозначения:

q – величина распределенной нагрузки, $H/мм^2$;

E – модуль упругости, $МПа$;

J – момент инерции сечения, $мм^4$;

Δ – толщина пластины, $мм$;

Q – нагрузка, H ;

k_1 и k_2 – коэффициенты, зависящие от отношения a/b (a – длина, b – ширина пластины, $мм$). Значения данных коэффициентов приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3 – Значение коэффициентов k_1 и k_2

a/b	k_1	k_2	a/b	k_1	k_2
1,0	0,0453	0,0138	1,5	0,084	0,024
1,1	0,0530	0,0165	1,6	0,091	0,024
1,2	0,0616	0,0190	1,7	0,096	0,024
1,3	0,0697	0,0210	1,8	0,102	0,024
1,4	0,0770	0,0230	2,0	0,110	0,024

Точность – одно из основных требований к ИРП.

Под точностью понимают свойства механизма обеспечивать в допустимых пределах погрешности положения и перемещения ведомых звеньев при определенных законах движения ведущих звеньев.

Во многих случаях точность работы ИРП, устройств и установок зависит от точности работы входящих в них элементов, механизмов, снижения погрешностей линейных размеров, взаимного расположения звеньев, а также погрешностей формы кинематических пар, снижение деформации и износа.

Вопросы исследования и оценки точности являются сложными задачами и решаются с использованием методов расчета точности кинематических цепей (ГОСТ 21098-82), математической статистики и метрологии с учетом технологии производства и условий эксплуатации.

Теплоотвод – одно из требований ИРП. В большинстве ИРП лишь небольшая часть подводимой мощности используется на полезное преобразование сигнала; другая часть выделяется в виде тепловой энергии. Перенос тепла с одной части ИРП в другую и вывод ее в окружающую среду осуществляется за счет теплопроводности, конвекции и излучения; их совокупность определяет тепловой режим ИРП [15].

Передачу тепла с помощью теплопроводности определяют по формуле

$$Q_1 = \lambda \frac{dT}{dx} S, \quad (1.18)$$

где λ – коэффициент теплопроводности тела, определяемый по таблицам физических констант, $Bm/(m \cdot K)$;

$\frac{dT}{dx}$ – градиент температуры, K/m ;

S – площадь поперечного сечения теплового потока или поверхности теплоотдачи, m^2 .

Передача тепла с помощью конвекции подчиняется закону Ньютона-Рихмана:

$$Q_2 = hS(T - T_c), \quad (1.19)$$

где h – коэффициент конвективной температуры, $Bm/(m^2 \cdot K)$;

T – температура поверхности твердого тела, K ;

T_c – температура окружающей среды, K .

Количество теплоты, отводимой от плоской поверхности 1 к параллельной ей плоской поверхности 2 с помощью излучения (лучеиспускания), рассчитывается по формуле

$$Q_3 = \varepsilon_n C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] S_1, \quad (1.20)$$

где Q_1 , Q_2 , Q_3 – количество теплоты, переданное за счет теплопроводности в единицу времени, передаваемое газом или жидкостью (конвекции) и излучением (лучеиспусканием) от одной поверхности к другой, Bm ; соответственно;

ε_n – приведенная степень черноты системы поверхностей со степенью черноты ε_1 и ε_2 каждой из них:

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}, \quad (1.21)$$

C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела,
 $C_0=5,673 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;

T_1 и T_2 – температуры поверхностей 1 и 2, К;

S_1 – площадь первой поверхности.

В зависимости от вида ИРП задача теплоотвода решается по-разному.

Например, в микроэлектронной аппаратуре с применением безкорпусных интегральных микросхем и больших гибридных схем, за счет теплопроводности, в ИРП с электрорадиоэлементами, мощными трансформаторами и дросселями с несущими элементами типа шасси, теплоотвод осуществляется принудительным движением воздушного потока с помощью вентилятора. Расчет тепловых режимов конструкции проводят по методике, описанной в работе [15].

Электропроводность – это надежный и стабильный электрический контакт между элементами ИРП. Для этой цели применяют различные заземляющие контактные устройства: надёжно соединяемые с несущей конструкцией лепестки заземления, которые с точками схемы могут соединяться гибкими перемычками; клеммы заземления; заземляющие полосы и др. [16].

Для осуществления надежного электрического монтажа и заземления при создании ИРП и несущих конструкций всех конструктивных уровней следует:

- не допускать использования крепежных узлов и деталей для присоединения заземляющих элементов, если они для этого специально не предназначены;
- создавать высокую электропроводность заземления узлов и блоков;
- иметь надежный электрический контакт выдвижных, откидных и съемных блоков с каркасами и панелями, в которых они установлены;
- обеспечить надёжный электрический контакт экранированных оболочек кабелей

с общим заземлением в местах ввода экранированных кабелей в блоки и узлы.

Экранирование – одно из требований к ИРП для защиты от внешних и внутренних помех. К внешним относят промышленные, атмосферные, космические и искусственные помехи радиостанций и помехи, представляющие собой электромагнитные поля разной интенсивности.

Внутренние помехи связаны с наличием электромагнитных, электрических и магнитных полей, создаваемых внутри радиоаппаратуры устройствами для преобразования сигнала.

Наиболее эффективным способом защиты от различных полей является экранирование.

Вопросы для самопроверки

1. Какую роль в современной технике играет дисциплина «Прикладная механика и основы конструирования»?
 2. Что изучает дисциплина «Прикладная механика и основы конструирования»?
 3. Какое основное назначение и область применения изделий радиоэлектронного приборостроения?
 4. В каких условиях работают ИРП?
 5. Какие факторы воздействуют на надежность и долговечность ИРП?
 6. Какие основные требования предъявляются к ИРП?
 7. На какие группы делятся ИРП по условиям эксплуатации?
 8. Как изменяются вибрация, линейные и ударные перегрузки ИРП в зависимости от назначения?
 9. Как влияет теплоотвод на работоспособность ИРП?
-

1.4 Надёжность конструкций ИРП

Надёжность является одним из основных предъявляемых к ИРП и механизмам требованиям.

Под надёжностью понимают свойство объекта выполнять заданные функции, сохранять во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортировки. Термины и определения основных понятий в области надёжности установлены нормативными документами.

С развитием и усложнением техники усложнялась и развивалась проблема её надёжности. Для решения её потребовалась разработка научных основ нового научного направления – науки о надёжности. Предмет её исследования – изучение причин, вызывающих отказы объектов, определение закономерностей, которым они подчиняются, разработка способов количественного измерения надёжности, методов расчета и испытаний, разработка путей и средств повышения надёжности [22].

Количественные характеристики одного или нескольких свойств ИРП является показателем его надёжности, которая определяется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью, сохраняемостью, работоспособностью, а также вероятностью безотказной работы, средней наработки на отказ, интенсивностью отказов, параметров потока отказа, средним ресурсом, средним сроком службы, средним временем восстановления, средним сроком сохраняемости и др.

Безотказность – свойство объекта непрерывно сохранять свою работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Ремонтпригодность – свойство объекта, заключающееся в приспособленности его к предупреждению и обнаружению отказов и восстановлению работоспособности объекта либо путем проведения ремонта,

либо путем замены отказавших комплектующих элементов.

Существует две самостоятельные характеристики ремонтпригодности: приспособленность к проведению ремонта и приспособленность к замене в процессе эксплуатации.

Долговечность – свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния, т. е. наступления такого состояния, когда оно должно быть направлено либо в ремонт (средний или капитальный), либо изъято из эксплуатации.

Сохраняемость – свойство объекта сохранять работоспособность в течение (и после) его сохранения или транспортировки, и зависит от условий хранения и условий транспортировки.

Работоспособность – состояние объекта в определенный момент времени, при котором он способен выполнять заданные функции, удовлетворяя требованиям нормативно-технической документации.

При исследовании надежности различают:

- аппаратную надежность, обусловленную состоянием аппаратуры;
- программную надежность объекта, обусловленную состоянием программ;
- надежность объекта, обусловленную количеством обслуживания;
- надежность функциональную.

Аппаратная надежность – надежность конструктивно-схемная и производственно-технологическая.

Программная надежность – органическое слияние технических средств (аппаратуры) и программ.

Без программного обеспечения вычислительный комплекс или тракт передачи данных, – это «мертвый» набор технических устройств, который «живет» только тогда, когда он используется как единое целое с программой.

Функциональная надежность – надежность выполнения отдельных функций, возлагаемых на определенные объекты, которые обладают свойствами выполнения ряда функций, различных по своей значимости.

В основе понятия надежности объекта лежит понятие его отказа.

Отказ объекта – событие, заключающееся в том, что объект либо полностью, либо частично теряет свойство работоспособности. Отказы делятся на полный отказ, при полной потере работоспособности объекта, и частичный отказ, при котором после ремонта (замены) объект работоспособен.

По природе возникновения отказы могут быть внезапными и постепенными.

Внезапные отказы зависят от качества выпуска современных элементов, входящих в ИРП, дефекты которых должны выявляться на стадии испытаний и приработки аппаратуры. В результате в сферу эксплуатации могут проникать следующие дефектные элементы: резистор с недостаточно прочным креплением токоотвода; полупроводниковый прибор, у которого толщина промежуточной оболочки недостаточна; токопроводящий слой печатного монтажа, у которого толщина либо чрезмерно малая, либо чрезмерно большая; интегральная схема, у которой соединение выводов с печатным монтажом недостаточно прочное и т. д. В процессе эксплуатации случайно могут создаваться условия, при которых скрытый дефект приводит к отказу изделия (типовые нагрузки, тряска и вибрации, температурный скачок, помехи и т. п.).

Постепенный отказ возникает в результате постепенного накопления повреждения, главным образом вследствие износа и старения.

Отказы ИРП целесообразно подразделять на аппаратные и программные.

Аппаратный отказ – событие, при котором изделие утрачивает работоспособность.

Программный отказ – событие, при котором объект утрачивает работоспособность по причине несовершенства программы.

Понятие надежность непосредственно связано с понятием эффективности.

Эффективностью объекта называется свойство объекта вызывать некоторые полезные результаты (эффекты) при использовании его по назначению.

Чем выше надежность объекта, тем выше его эффективность. Эффективность имеет следующие формы:

- эффективность номинальная – это эффективность объекта при безотказном его состоянии;
- эффективность реальная – эффективность реального объекта, т. е. необладающего идеальной надежностью;
- эффективность техническая – технический эффект, полученный при использовании объекта (количество переданной информации, снижение затрат, времени и т. д.);
- эффективность экономическая – степень выгоды экономических затрат при использовании объекта;
- эффективность оперативная – воздействие результатов применения объекта на выполнение некоторой операции.

Исследования надежности будут эффективными и основательными тогда, когда исследователь, разработчик, производитель имеют в своем распоряжении методы измерения надежности, способы её количественной оценки, позволяющие проводить сравнительную количественную оценку, расчеты и испытания на надежность.

Показатели надежности могут определяться математическим выражением, полученным из предварительно составленной модели (математическое определение показателя надежности), а также в результате обработки опытных данных (статистическое определение показателя надежности), в дальнейшем обозначаемые волнистой чертой сверху, например, $\tilde{P}(t)$.

Рассмотрим широко применяемые в практике количественные показатели надежности.

Вероятность безотказной работы $P(t)$.

Это вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта не возникает (наработка – продолжительность или объем работы).

Математическое определение:

$$P(t_3) = P(t \geq t_3), \quad (1.22)$$

где t – случайное время работы объекта до отказа;

t_3 – заданная наработка.

Статистическое определение:

$$\tilde{P}(t) = \tilde{N}(t) / \tilde{N}(t=0), \quad (1.23)$$

где $\tilde{N}(t)$ – число работоспособных объектов в момент времени t ;

$\tilde{N}(t=0)$ – число работоспособных объектов в начальный момент времени, т. е. при $t=0$.

Вероятность отказа $Q(t)$ – вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта возникнет.

Математическое определение:

$$Q(t_3) = 1 - P(t_3). \quad (1.24)$$

Статистическое определение:

$$\tilde{Q}(t) = \tilde{n}(t) / \tilde{N}(t=0), \quad (1.25)$$

где $\tilde{n}(t)$ – число отказавших элементов на интервале $0 - t$.

Интенсивность отказов невосстанавливаемого объекта $\lambda(t)$ – это условная плотность вероятности возникновения отказа невосстанавливаемого объекта, определяемая для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник.

Математическое определение:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}, \quad (1.26)$$

где $f(t)$ – плотность вероятности отказа в момент времени t :

$$f(t) = \frac{d}{dt} Q(t) = \frac{d}{dt} [1 - P(t)] = -\frac{d}{dt} P(t). \quad (1.27)$$

Существует связь между $\lambda(t)$ и $P(t)$:

$$\begin{aligned} \lambda(t) dt &= -\frac{1}{P(t)} \cdot \frac{dP(t)}{dt} dt = -\frac{dP(t)}{P(t)}; \\ -\int_0^t \lambda(t) dt &= \ln P(t) \Big|_0^t; \\ P(t) &= \exp \left(-\int_0^t \lambda(t) dt \right). \end{aligned} \quad (1.28)$$

В частном случае при $\lambda = \text{const}$, $P(t) = \exp(-\lambda t)$.

Статическое определение:

$$\tilde{\lambda}(t) = \frac{\tilde{n}(t + \Delta t) - \tilde{n}(t)}{N(t) \Delta t}, \quad (1.29)$$

где $\tilde{n}(t + \Delta t) - \tilde{n}$ – число отказов на интервале от t до Δt , т. е. на интервале Δt , примыкающем к t ;

$\tilde{n}(t)$ – число отказов к моменту времени t ;

$N(t)$ – число работоспособных объектов в момент времени t ;

$N(t) \Delta t$ – наработка объектов на интервале Δt .

Таким образом, $\lambda(t)$ – это число отказов в единицу времени на интервале Δt , примыкающим к t .

Средняя наработка до отказа невосстанавливаемого изделия T_1 .

Математическое определение:

$$T_1 = \int_0^{\infty} t f(t) dt = \int_0^{\infty} P(t) dt, \quad (1.30)$$

где t – время от начала работы невосстанавливаемого изделия до его отказа.

Статистическое определение:

$$\tilde{T}_1 = \frac{(\tilde{t}_1 + \tilde{t}_2 + \dots + \tilde{t}_n)}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tilde{t}_i. \quad (1.31)$$

Средняя наработка на отказ восстанавливаемого изделия

$$T_0 = \int_0^{\infty} t f(t) dt, \quad (1.32)$$

где t – время работы восстанавливаемого изделия от момента окончания $(k-1)$ -го восстановления до момента наступления k -го отказа.

Статистическое определение:

$$\tilde{T} = \frac{(t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n)}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i, \quad (1.33)$$

где t_1 – наработка восстанавливаемого изделия между отказами, т. е. от начала его работы (либо после восстановления) до момента очередного отказа.

В инженерной практике широкое применение находит коэффициент готовности K_g , который указывает вероятность того, что восстанавливаемое изделие окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени его использования по назначению:

$$K_z = \frac{t_{p\Sigma}}{t_{p\Sigma} + t_{b\Sigma}}, \quad (1.34)$$

где $t_{p\Sigma}$ – суммарное время нахождения изделия в работоспособном состоянии;

$t_{b\Sigma}$ – суммарное время восстановления изделия.

Учитывая, что:

$$t_{p\Sigma} = T_0 n, \quad t_{b\Sigma} = T_{\text{в}} n, \quad (1.35)$$

где n – число отказов на интервале времени;

$T_{\text{в}}$ – среднее время восстановления.

Формулу (1.34) можно записать в следующем виде

$$K_z = \frac{T_0}{T_0 + T_{\text{в}}}. \quad (1.36)$$

Коэффициент готовности может учитывать количественный показатель надежности комплексно, т. е., если под отказом понимать не только отказ аппаратуры, но любой отказ изделия в выполнении заданных функций.

Коэффициент оперативной готовности K_{oz} – это вероятность того, что объект в произвольный момент времени, кроме планируемых перерывов в работе, окажется работоспособным, когда требуется его применение по назначению, и с данного момента будет работать безотказно в течении заданного времени:

$$K_{oz} = K_z P(t_3), \quad (1.37)$$

где K_z – коэффициент готовности;

$P(t_3)$ – вероятность безотказной работы на интервале заданного времени.

Коэффициент сохранения эффективности – это отношение реального назначения показателя эффективности за заданный период эксплуатации к номинальному значению данного показателя, определяемому при условии, что отказы объекта в течении того же периода эксплуатации не возникают:

$$K_{эф} = \mathcal{E}_p / \mathcal{E}_{ном}, \quad (1.38)$$

где $\mathcal{E}_p$ – показатель эффективности за заданный период эксплуатации;

$\mathcal{E}_{ном}$ – номинальное значение показателя эффективности.

Анализируя количественные показатели надежности можно сделать выводы:

- чем больше число показателей надежности ИРП определяется при анализе её надежности, тем более подробным становится этот анализ; перечень используемых показателей надежности должен быть не только полным, но и целесообразным;

- среди показателей надежности ИРП целесообразно выделять главные и вспомогательные показатели, которые в отдельных случаях могут быть не актуальными и возможно не нужными, а в других случаях главными показателями надежности;

- количественный показатель надежности должен быть не ниже некоторого уровня, который обеспечивает требуемую эффективность, и в тоже время, он не должен превышать уровень, который может быть обеспечен возможностями производства;

- показатели надежности изделия должны быть четко сформулированы на понятном для пользователя языке, например, если в нормативной документации указывается требование к наработке на отказ, то должно быть дано разъяснение, что подразумевается под данным отказом.

Надежность ИРП зависит от многих факторов. При организации испытаний ИРП на надежность должны быть воспроизведены основные

факторы, влияющие на надежность испытуемого объекта.

При организации эксплуатации должны быть предусмотрены меры по снижению влияния неблагоприятных факторов.

Факторы, влияющие на надежность ИРП, можно разделить на три основные группы: технические, программные, эксплуатационные.

Технические факторы зависят от состояния изделий. К ним относятся: структура изделия и рабочие режимы; резервирование; контроль и восстановление; характеристики комплектующих элементов; защищенность от неблагоприятных воздействий; качество технологического процесса; степень приспособленности аппаратуры для ее эксплуатации.

Программные факторы. Только одновременная работоспособность ИРП и программных средств делает такие объекты работоспособными. К программным факторам можно отнести: точность математической формализации задачи на предварительном этапе разработки программы; полноту и обоснованность требований при составлении заданий на разработку программного обеспечения; степень безошибочности выполнения заданных требований; степень отлаженности программ (выявление и устранение дефектов); качество структуры общего алгоритма и степень согласованности программ.

К эксплуатационным факторам, возникающим в процессе эксплуатации ИРП и влияющим на надежность изделий, можно отнести: качество организации производства и проведение обслуживания объектов, в том числе и профилактического; своевременность и полнота восстановления работоспособности объекта при его отказах; обеспеченность запасными элементами и принадлежностями.

Обзор факторов, влияющих на надежность ИРП свидетельствует о том, что поиск путей повышения надежности изделий должен строиться на комплексном (системном) подходе и непрерывном управлении формированием показателей надежности на всех этапах проектирования, производства и эксплуатации.

Конструктивно-схемные решения по обеспечению надежности ИРП

осуществляются в следующих направлениях:

- применение рациональной структуры объекта, в том числе оптимального резервирования и встроенного контроля, а также отлаженного программного обеспечения;
- применение комплектующих элементов, материалов и др., удовлетворяющих требованиям к надежности объекта;
- герметизация аппаратуры, термостатирование и охлаждение;
- защита от электромагнитных помех за счёт установки фильтров и экранирования;
- создание в случае необходимости комплексной защиты (искусственный климат в помещениях);
- предохранение от коррозии;
- создание схем с малой чувствительностью к температурным влияниям и помехам;
- применение материалов повышенного качества;
- защита элементов ИРП от механических перегрузок, в том числе и от резонансных;
- создание оптимальных условий для эксплуатации, обслуживания и ремонта объектов;
- недопущение ошибок при разработке программ;
- своевременное выявление ошибок, и внесение исправлений в программы;
- разработка наиболее полных и удобных для пользователя инструкций по эксплуатации;
- автоматизацию процесса обслуживания;
- повышение квалификации обслуживающего персонала.

В подразделе о надежности ИРП данного учебного пособия приведены ознакомительные данные актуальной в настоящее время науки о надежности ИРП.

Наиболее подробно и в доступной форме вопросы прикладной теории надежности изложены в работах [18–23], в которых приведены: расчеты надежности и характер случайных величин и случайных событий; испытания на надежность и статистическое моделирование надежности на ЭВМ; основные вопросы эксплуатационной надежности и экономические вопросы надежности автоматизированных систем управления (АСУ); организационные вопросы обеспечения надежности.

Рассмотрим характеристики случайных величин и случайных событий.

В работах по исследованию и обеспечению надежности большое место занимают статистические методы исследования и вероятностные оценки надежности. Это вызвано тем, что события и величины, используемые в теории надежности, носят случайный характер. Отказы изделий принадлежат к категории случайных событий, которые могут проявляться или не проявляться в результате данного опыта.

Случайные события характеризуются вероятностью и частотой, в первом случае теоретические, во втором – статистические.

Случайные события, используемые в прикладной теории надежности, можно разделить на три группы:

- событие, заключающееся в том, что на интервале времени от 0 до t изделие непрерывно находится в работоспособном состоянии, а вероятность такого события обозначается $P(t)$;

- событие, заключающееся в том, что на интервале времени от 0 до t изделие может перейти в состояние отказа, а вероятность такого события обозначается $Q(t)$;

- событие, заключающегося в том, что работоспособное к моменту времени t изделие перейдет за время Δt из состояния работоспособного в состояние отказа.

Случайные события, следующие одно за другим, создают поток случайных событий.

Существуют стационарный (поток, однородный по времени) и нестационарный пуассоновский поток (поток, обладающий свойством ординарности и отсутствием последствия).

При анализе надежности большую роль играют случайные величины, которые в результате опыта могут принимать различные значения (заранее неизвестно какие именно). Данные величины могут быть дискретными (число отказов за время t , число отказавших изделий в общем объеме испытуемых и т. д.) либо непрерывными (время работы изделия до отказа, время ремонта).

Величины, определяющие характер распределения случайной величины (смещение центра группирования, рассеяние относительно центра группирования и др.), называются параметрами закона распределения и широко используются в практике расчетов надежности. Это среднее значение случайной величины, интенсивность, дисперсия, среднее квадратическое отклонение.

Математическое выражение для среднего значения случайной величины имеет вид

$$M(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} xf(x)dx. \quad (1.39)$$

Статистическое выражение среднего значения случайной величины имеет вид

$$\tilde{M}(x) = \sum_{i=1}^n x_i / n, \quad (1.40)$$

где x_i – i -е опытное значение случайной величины;

n – число измерений.

Математическое выражение и статистическое определение для дисперсии имеют вид

$$D(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} [x - M(x)]^2 f(x)dx; \quad (1.41)$$

$$\tilde{D}(x) = \frac{\sum_{i=1}^m [x_i - M(x)]^2}{n-1}. \quad (1.42)$$

В прикладной теории надежности к наиболее распространенным законам распределения случайных величин относятся: биномиальный закон распределения, закон Пуассона, экспоненциальный и нормальный законы.

Биномиальный закон распределения числа n появления события A в m независимых испытаниях. Если вероятность появления события в одном испытании равна p , а вероятность не появления события равна $q=1-p$, число независимых испытаний m , то вероятность появления n событий равна

$$P_m^n = C_m^n p^n (1-p)^{m-n}, \quad (1.43)$$

где C_m^n – число сочетаний от m до n .

Свойства биномиального распределения следующие:

- математическое ожидание числа событий mp ;
- среднеквадратическое отклонение числа событий $\sigma = \sqrt{mp(1-p)}$.

При увеличении числа испытаний биномиальное распределение приближается к нормальному.

Закон Пуассона – вероятность числа n случайных событий за время t :

$$P_n(t) = \frac{(\lambda t)^n}{n!} e^{-\lambda t}, \quad (1.44)$$

где λ – интенсивность появления случайного события;

λt – среднее число событий за время t .

Свойства распределения закона Пуассона:

- математическое ожидание числа событий за время t равно λt ;
- среднеквадратическое отклонение числа событий $\sigma = \sqrt{\lambda t}$.

Экспоненциальный закон распределения случайной величины, у которого функция распределения имеет вид

$$F(x) = 1 - \lambda e^{-\lambda x}. \quad (1.45)$$

Плотность вероятности:

$$f(x) = \lambda e^{-\lambda x}. \quad (1.46)$$

Интенсивность (среднее число событий в единицу времени):

$$\lambda = f(x)/1 - F(x) = \text{const}. \quad (1.47)$$

Когда x – время до возникновения отказа, вероятность того, что за время t возникает отказ:

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t}, \quad (1.48)$$

а плотность вероятности отказа в момент времени t :

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}. \quad (1.49)$$

Вероятность того, что за время t отказ не возникает:

$$P(t) = 1 - Q(t) = e^{-\lambda t}. \quad (1.50)$$

Дисперсия и среднеквадратическое отклонение времени работы до возникновения отказа, соответственно:

$$D(t) = \int_0^{\infty} (t - T_1)^2 f(t) dt = \frac{1}{\lambda^2}; \quad (1.51)$$

$$\sigma(t) = \sqrt{D(t)} = \frac{1}{\lambda} = T_1. \quad (1.52)$$

Равенство $\sigma(t) = T_1$ – характерный признак экспоненциального распределения.

Признаком экспоненциального закона распределения времени до отказа служит постоянство интенсивности отказов, что характерно для внезапных отказов на интервале времени, когда период приработки аппаратуры закончился, а период износа и старения еще не начался.

Нормальный закон распределения случайной величины времени до отказа изделия t – функция распределения (вероятность того, что за время t возникает отказ) – определяется формулой

$$Q(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-(t-T)^2/(2\sigma^2)} dt. \quad (1.53)$$

Плотность вероятности отказа для t :

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-(t-T)^2/(2\sigma^2)}, \quad (1.54)$$

где σ и T – параметры закона распределения (σ – среднеквадратическое отклонение t относительно T ; T – среднее значение t).

Для удобства вычисления формула (1.54) приводится к виду

$$Q(t) = 0,5 + \Phi(u), \quad (1.55)$$

где $\Phi(u)$ – функция Лапласа (числовые значения даны в табл. 3 [22]):

$$\Phi(u) = \left(\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u e^{(-u^2/2)} du \right), \quad (1.56)$$

где u – нормальное отклонение t относительно T

$$u = \frac{t - T}{\sigma}. \quad (1.57)$$

Нормальному распределению подчиняется время появления износных отказов.

Для повышения надежности механизмов, механических узлов и деталей ИРП можно рекомендовать следующие пути [2]:

- создание конструкции с наименьшим числом деталей;
- обеспечение для деталей изделия требований прочности, износостойкости, теплоотвода, электропроводности, экранизации;
- резервирование и восстановление;
- обеспечение стабильности физико-механических характеристик материалов;
- учет влияния внешних воздействий;
- разработку технологий сборки, обеспечивающих выполнение технических требований к изделию;
- тщательный контроль изделия на всех этапах изготовления и эксплуатации.

Контроль качества является существенным фактором повышения надежности изделия. К основным видам контроля механизмов, деталей и узлов ИРП относятся:

- проверка механических характеристик материалов, используемых для изготовления деталей, на соответствие техническим условиям;
- проверка точности изготовления деталей и узлов на соответствие техническим условиям;

- контроль технологического процесса изготовления и сборки;
 - выборочный контроль изготовленных изделий на соответствие техническим условиям;
 - стендовые и натурные испытания.
-

Вопросы и задания для самопроверки

1. Основные свойства надежности ИРП?
 2. Какие количественные характеристики являются показателями надежности?
 3. Какие существуют виды надежности?
 4. Какие основные отказы возникают при работе ИРП?
 5. Какие формы эффективности объекта возникают в зависимости от его надежности?
 6. Какие существуют основные методы расчета показателей надежности?
 7. Какие основные факторы влияют на надежность изделий?
 8. Какие применяются конструктивно-схемные решения для обеспечения надежности ИРП?
 9. Дайте характеристику случайных величин и случайных событий.
 10. Как повысить надежность ИРП?
-

2 ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ, СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ И МЕХАНИЗМОВ ИРП

2.1 Взаимозаменяемость, допуски и посадки ИРП

Точность сборки ИРП, а, как следствие качественная работа аппаратуры во многом зависит от взаимозаменяемости элементов, допусков и посадок изготовления деталей.

Взаимозаменяемость бывает полной или неполной.

Полная взаимозаменяемость деталей – свойство занимать свои места в узле (приборе) без дополнительной механической или ручной обработки и выполнять свои функции с соблюдением предписанных техническими условиями требований.

Неполная взаимозаменяемость характеризуется частным или групповым выбором деталей при сборке, дополнительной обработкой в процессе сборки одной из деталей, входящих в комплект соединения, и использованием конструктивных компенсаторов.

Для обеспечения взаимозаменяемости необходимо выполнять сопрягаемые размеры деталей в заранее установленных пределах, определяемых допусками на неточность изготовления. Величина допуска и расположение поля допуска связаны с характером соединения – посадкой, а также с предельными и средними значениями зазоров или натягов, определяемыми условиями работы узла или механизма.

При сборке двух деталей, входящих одна в другую, различают охватывающую и охватываемую поверхности. Детали могут быть ограничены поверхностями разной формы – плоскими (шпонка и паз), цилиндрическими, коническими, винтовыми и др. Наиболее распространёнными являются круглые и конические детали, для которых охватывающая поверхность называется отверстием, а охватываемая – вал и соответствующие им размеры – диаметр отверстия и диаметр вала. Для резьбовых изделий это – гайка и болт.

Разность между охватывающим и охватываемым размерами определяет характер соединения или посадку, т. е. свободу относительного перемещения деталей или прочность их неподвижного соединения.

Когда охватывающий размер больше охватываемого, их разность называют зазором, а когда наоборот – натягом.

Основной расчетный размер, общий для охватывающей и охватываемой поверхности, называется номинальным размером.

Действительным размером считается его значение, полученное в результате измерения с высочайшей практически достигнутой точностью.

Величина зазора или натяга определяется величинами отклонения охватывающего и охватываемого размеров от номинального.

Допустимые для наблюдаемых в процессе измерения размеров наибольшее и наименьшее их значения называют соответственно наибольшими и наименьшими предельными размерами, а разность между ними называется допуском размера.

Предельные размеры задаются величинами отклонения от номинального размера. Разность между наибольшим предельным размером и номинальным размером называют верхним отклонением, а разность между наименьшим и номинальным размером – нижним отклонением. Неточность выполнения размеров отверстия и вала вызывает колебание заданных величин зазоров и натягов, которые определяются величинами допусков размеров сопрягаемых деталей и относительным расположением полей и допусков.

Различают наибольший и наименьший зазор и натяг, а также средний зазор и средний натяг, которые равняются их полусумме или разности средних отклонений вала и отверстия. Допуском посадки (соответственно допуском зазора или натяга), называется разность наибольшего и наименьшего зазора или натяга. Она равняется сумме допусков, охватывающего и охватываемого размеров.

Посадки делятся на три группы.

К первой относятся посадки с зазором (рис. 2.1), которые характеризуются наличием между сопрягаемыми поверхностями гарантированного (наименьшего)

зазора, который обеспечивает возможность относительного перемещения последних, и скользящие посадки, при которых наименьший зазор равняется нулю.

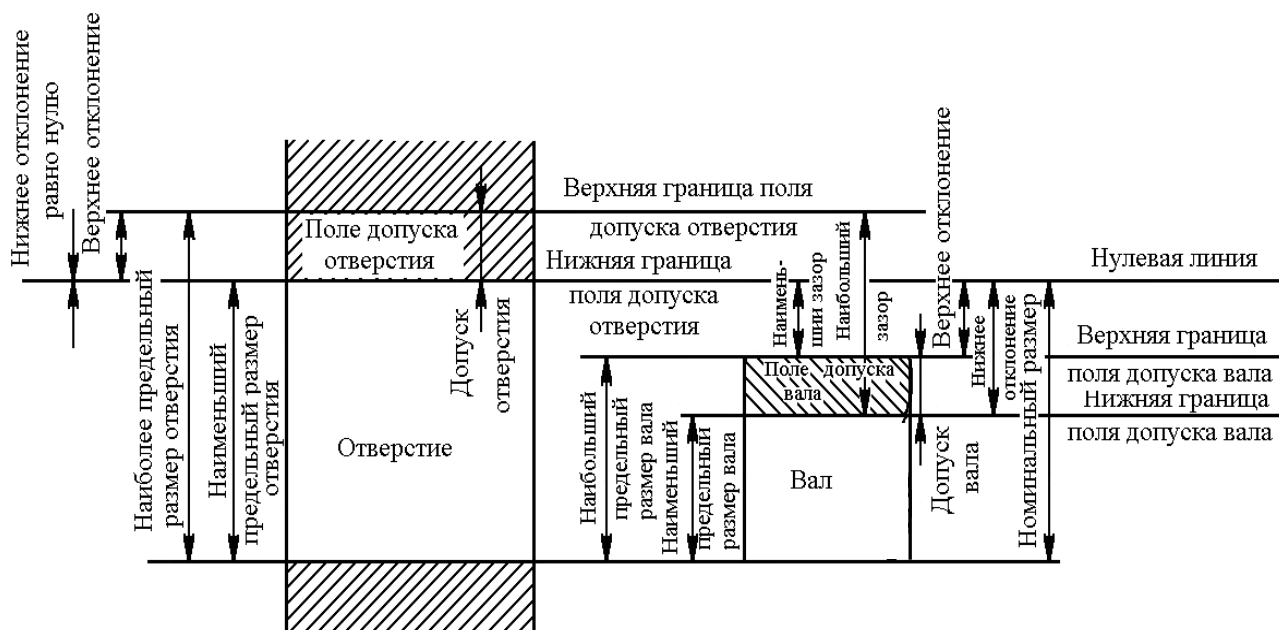


Рисунок 2.1 – Схема посадки с зазором

Ко второй группе относятся посадки с натягом (рис. 2.2), которые характеризуются наличием между сопрягаемыми поверхностями до сборки гарантированного (наименьшего) натяжения, которое препятствует относительному перемещению деталей после их сборки.

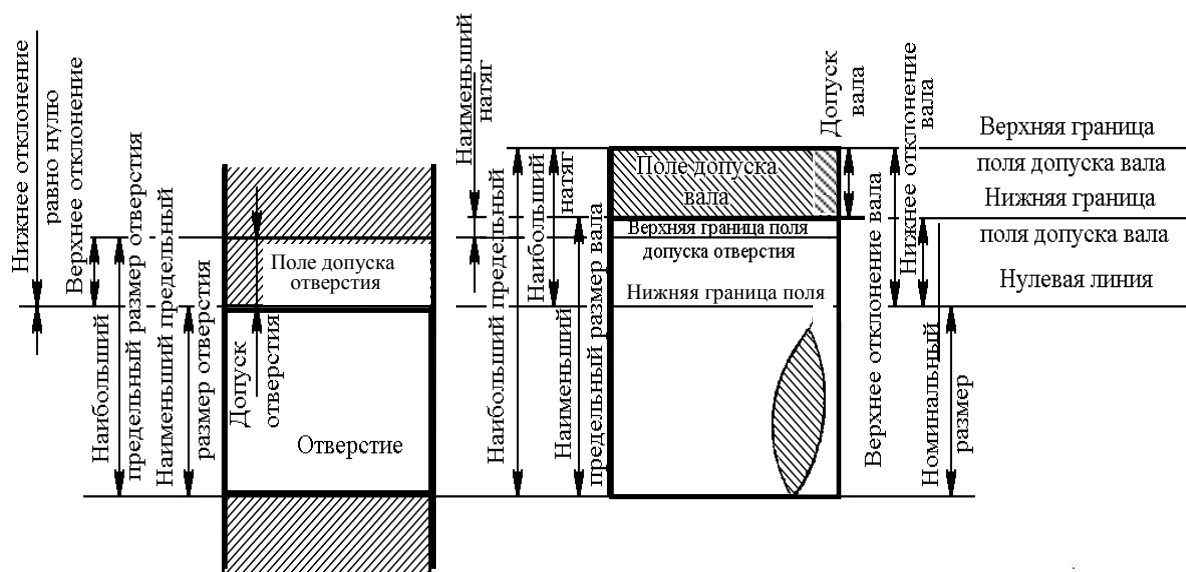


Рисунок 2.2 – Схема посадки с натягом

К третьей группе относятся переходные посадки, в которых получаются как зазоры, так и натяги.

Во время графического изображения допусков и посадок вал должен располагаться в отверстии таким образом, чтобы нижние образующие совпадали, и на чертеж наносятся только верхние образующие.

Для сокращения номенклатуры режущего и измерительного инструмента, системы допусков и посадок по основным видам сопряжений стандартизированы.

Основными стандартами Единой системы допусков и посадок (ЕСДП) для гладких соединений являются ДСТУ 2500-94 (ГОСТ 25346-82) и ДСТУ ISO 286-1:2002 (ГОСТ 25347-82), которые отвечают международной системе допусков и посадок ISO.

Точность изготовления гладких элементов деталей и соединений определенного номинального размера, т. е. допуск IT на изготовление в ЕСДП, зависит от выбранного качества.

Квалитет – это совокупность допусков, которые отвечают одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Допуск в квалитете одинаковый для отверстий и валов, которые имеют один номинальный размер.

В ЕСДП предусмотрено 19 квалитетов (01; 0; 1; 2; 3; 4.....16; 17). Самый точный – 01-й, а самый грубый – 17-й. Значение допусков для этих квалитетов приведены в табл. 1 [24], которые изменяются от 0,3 мкм до 6,3 мм, для номинальных размеров от 1 до 500 мм. В практике приборостроения наибольшее использование нашли квалитеты от 4 до 12.

Поля допусков валов и отверстий, а также посадки в ЕСДП не имеют наименований, а имеют буквенные обозначения, которые определяют значение основного отклонения (предельного), ближайшего к нулевой линии. Предусмотрено 28 основных отклонений для отверстий ($A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, Js, J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, Z, ZA, ZB, ZC$) и 28 отклонений для валов ($a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, j, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc$).

В таблицах и тексте предельные отклонения отверстий в ЕСДП обозначаются прописными латинскими буквами ES и EI (ES – верхнее и EI – нижнее). Предельные отклонения валов обозначают строчными буквами es – верхнее и ei – нижнее. Для любого поля допуска в ДСТУ 2500-94 (ГОСТ 25346-82) задано только одно из предельных отклонений – основное, а другое, незаданное отклонение, необходимо подсчитать, прибавляя или вычитая допуск IT

$$ei = es - IT \text{ или } es = ei + IT, \quad (2.1)$$

$$EI = ES - IT \text{ или } ES = EI + IT, \quad (2.2)$$

который для данного номинального размера зависит от выбранного квалитета.

Одинаковые посадки в ЕСДП можно получить и в системе отверстий, и в системе вала. Поле допуска основного отверстия обозначают буквой H , а основного вала – h , с обозначением номера выбранного квалитета, например, $H5$ или $h6$.

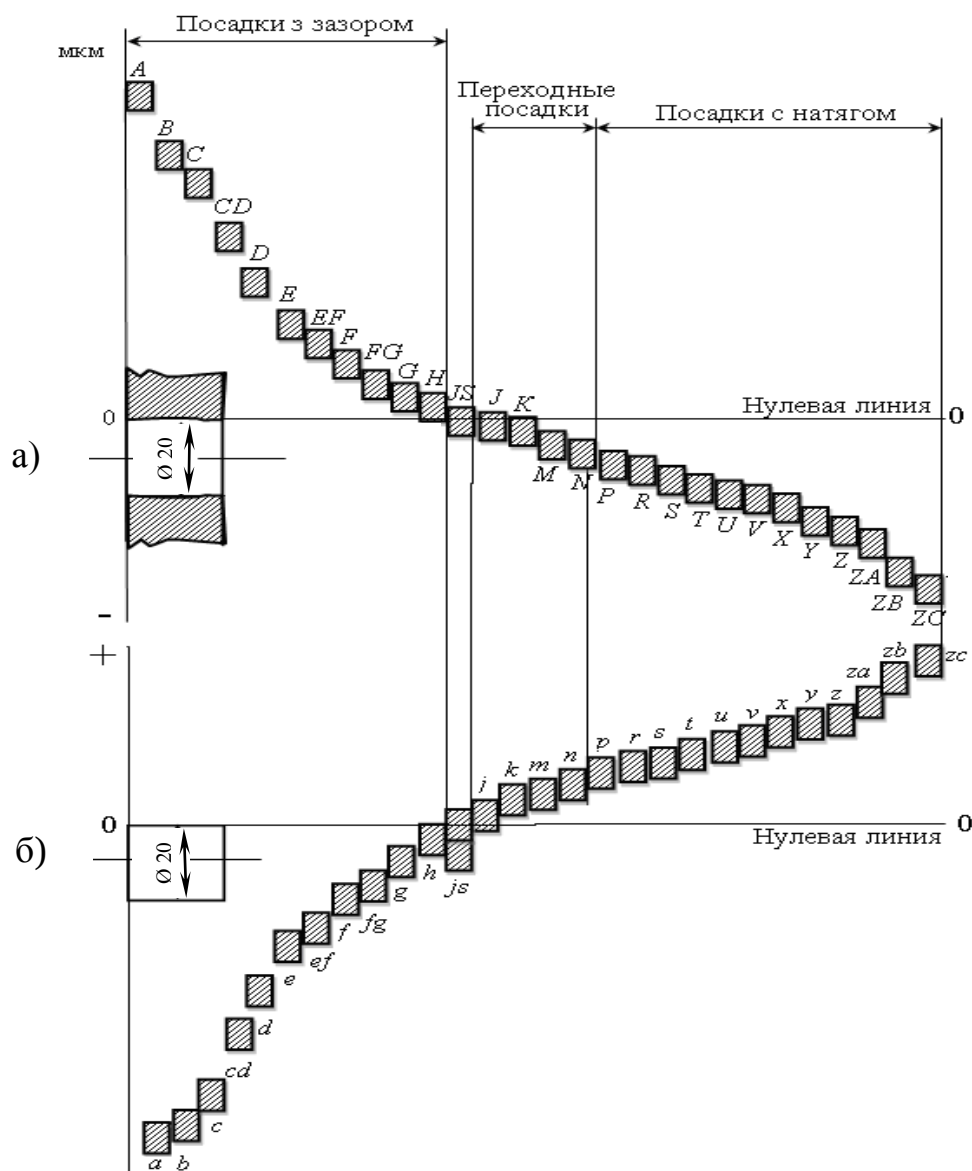
Посадки в системе отверстий – это посадки, при которых для данного номинального размера деталей и определенного квалитета предельные размеры и предельные отклонения основного отверстия H остаются неизменными, а различные посадки получают за счет изменений предельных размеров и предельных отклонений валов, которые соединяются с этим отверстием.

Посадки в системе вала – это посадки, в которых для данного номинального размера и определенного квалитета и предельные отклонения основного вала h остаются неизменными, а разные посадки получают за счет изменений предельных размеров и предельных отклонений отверстий.

Первая из них имеет преобладающее использование, т. к. она нуждается в меньшей номенклатуре режущего и измерительного инструмента для обработки отверстий – более дорогого, чем инструмент для обработки валов. Кроме того, контроль отверстий более сложный и имеет меньшую точность.

Соединение вала $a...zc$ с основными отверстиями H , получают посадки в системе отверстия. При этом различают посадки с зазором, переходные и посадки с натягом.

На рис. 2.3 показано расположение полей допусков и основных отклонений отверстия и вала с диаметром 20 мм.



	Основные отклонения диаметров отверстия и вала, мкм													
Отверстие Ø 20	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS	J	K
	+300	+16	+110	–	+65	+40	–	+20	–	+7	–	–	+8	+2
	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC
	-8	-15	-22	-28	-35	–	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188
Вал Ø 20	a	b	c	Cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js	j	k
	-300	-16	-110	–	-65	-40	–	-20	–	-7	–	–	-8	-2
	m	n	p	R	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	+8	+15	+22	+28	+35	–	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188

Рисунок 2.3 – Расположение полей допусков и основные отклонения диаметров отверстия и вала

Обозначения на рис. 2.3: a – отверстие $\varnothing 20$; b – вал $\varnothing 20$.

Посадка с зазором – это подвижное соединение деталей, к которым необходимо относить посадки движения, скользящие, ходовые, легкоходовые, широкоходовые. При этом следует использовать поля допусков вала от a до h для посадки в системе отверстий, и поля допусков отверстий от A до H для посадки в системе вала.

Переходные посадки предназначены для создания неподвижных соединений, которые подлежат периодической разборке и сборке. К данной группе посадок можно отнести напряженные, глухие, тугие и плотные посадки. Они могут быть созданы при использовании полей допусков валов от j до n при выполнении соединений в системе отверстий, и полей допусков отверстий от J до N , если соединения осуществляются в системе вала. В таких соединениях для избегания относительного движения деталей нужно предусмотреть фиксирующие детали – штифты, шпонки, шпильки и т. д.

Посадки с натягом используют для получения неподвижных неразъемных соединений деталей. К ним относятся горячие посадки, легкопрессовые и прессовые посадки. Их создают с помощью полей допусков валов от p до zc при выполнении соединений в системе отверстий, и полей допусков от P до ZC при выполнении соединений в системе вала. За счет натяжения дополнительные крепления не нужны.

В качестве примера приведем расчет по определению отклонений для деталей соединений $\varnothing 15 (H8/a8)$ и $\varnothing 15 (K6/h6)$:

– отверстие $\varnothing 15 H8$.

Основное (нижнее предельное) отклонение EI отверстия $\varnothing 15 H8$ равно нулю (табл. 6, [24]), т. к. $H8$ – поле допуска основного отверстия. Другое (верхнее предельное) отклонение ES , согласно формуле (2.2), равно допуску $IT8$, который для интервала номинальных размеров свыше 10 до 18 составляет 27 мкм (табл. 1, [24]);

– вал $\varnothing 15 a8$.

Основное (верхнее предельное) отклонение для поля допуска a в интервале свыше 10 до 15 мм (табл. 5 [24]) $es=-290$ мкм. Чтобы определить другое (нижнее предельное) отклонение, вначале находим допуск $IT8$ (табл. 1 [24]) равный 27 мкм. Тогда по формуле (2.1) $ei=es-IT=-290-27$ мкм $=-317$ мкм;

– отверстие $\varnothing 15$ K6.

Основное (верхнее предельное) отклонение ES для шестого квалитета составляет $(-1+\Delta)$ мкм (табл. 6, [24]). Из дополнительных граф таблицы находим значение Δ для 6 квалитета, которое равно 3 мкм. Тогда $ES=(-1+3)=2$ мкм.

Для определения другого (нижнего предельного) отклонения EI в начале находим допуск $IT6$ по (табл. 1, [24]) допусков, равное 11 мкм.

По формуле (2.2): $EI=ES-IT=(2-11)=-9$ мкм;

– вал $\varnothing 15$ h6.

Основное (верхнее предельное) отклонение вала $es=0$, так как h – поле допуска основного вала. Другое (нижнее предельное) отклонение, согласно формуле (2.1) и (табл. 1, [24]) $ei=-IT6=11$ мкм.

На чертежах данные значения можно записать таким образом: для соединения $\varnothing 15$ (H8/a8):

– отверстие $\varnothing 15$ H8 $\left(\begin{smallmatrix} +0,027 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$;

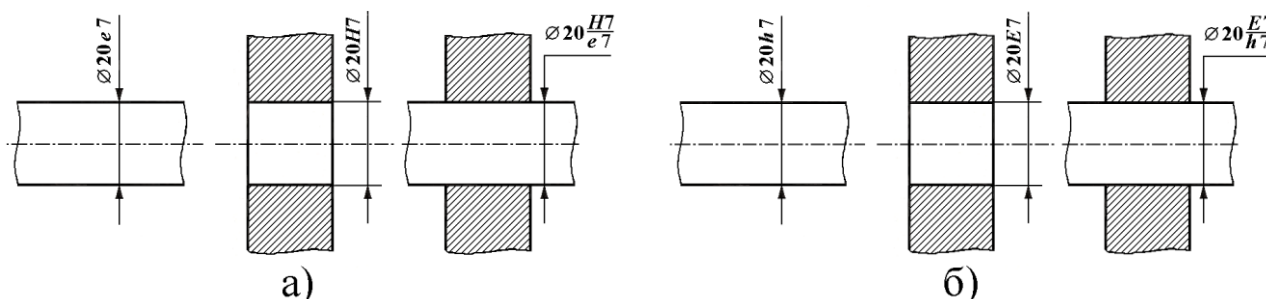
– вал $\varnothing 15$ a8 $\left(\begin{smallmatrix} -0,290 \\ -0,317 \end{smallmatrix}\right)$;

– для соединения $\varnothing 15$ (K6/h6);

– для отверстия $\varnothing 15$ K6 $\left(\begin{smallmatrix} +0,020 \\ -0,007 \end{smallmatrix}\right)$;

– для вала $\varnothing 15$ h6 $\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,011 \end{smallmatrix}\right)$.

Наиболее распространенный вариант указания полей допусков на чертежах деталей и посадок на сборочных чертежах показан на рис. 2.4.



а – система отверстия; б – система вала

Рисунок 2.4 – Указание полей допусков в ЕСДП на детальных и сборочных чертежах в системе отверстия (а) и в системе вала (б)

В соответствии с ДСТУ ISO 286-1:2002 (ГОСТ 25347-82) имеются ограничения по применению полей допусков и посадок. В диапазоне размерного ряда от 1 до 500 мм установлены предпочтительные, рекомендуемые и дополнительные поля допусков, предпочтительные и рекомендуемые посадки.

Из экономических соображений в первую очередь следует применять предпочтительные поля допусков и посадок.

Кроме допусков и посадок для гладких соединений существуют стандарты на допуски формы и расположения поверхностей.

Отклонения или погрешности формы и расположения поверхностей существенно влияют на многие параметры работы механизма, важнейшими из которых являются точность и долговечность.

Основные причины, вызывающие отклонения формы и расположения поверхностей деталей при механической обработке, таковы:

- неточности и деформации узлов и деталей металлорежущих станков, инструментов и приспособлений, а также деформации самой обрабатываемой детали;
- неравномерность припуска на обрабатываемой детали;
- неоднородность химического состава и прочностных характеристик деталей в различных сечениях и др.

Термины и определения, которые относятся к допускам формы и расположения поверхностей, установлены по ГОСТ 24642-81.

Под отклонением или погрешностью формы понимают несоответствие между формой реальной поверхности или профиля, полученной при механической обработке, штамповке, прессовании и др., и теоретической формой поверхности или профиля, которая задана на чертеже.

Условные знаки для обозначения допуска показаны в табл. 2.1.

Указания допусков форм и расположения поверхности на чертеже заносятся в определенную рамку, состоящую из трех или двух частей:

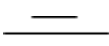
--	--	--

 или

--	--

 .

Таблица 2.1 – Условные обозначения допусков форм и расположение поверхностей

Группа допусков	Вид допуска (по ГОСТ 24642-81)	Условное обозначение (по ГОСТ 3.308-79)
Допуски формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Допуск параллельности	
	Допуск перпендикулярности	
	Допуск наклона	
	Допуск соосности	
	Допуск симметричности	
	Позиционный допуск	
	Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	
	Допуск торцевого биения	
	Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального и полного торцевого биения	
	Допуск формы заданного профиля	
	Допуск формы заданной поверхности	

В первую часть рамки заносят условное обозначение допуска согласно ГОСТ 2.308-79; во вторую часть заносят теоретические числовые значения допуска в миллиметрах согласно ГОСТ 24643-81, а в третью часть (если она необходима) заносят буквенное обозначение базы. На рис. 2.5 показаны примеры записи обозначений допусков на чертежах.

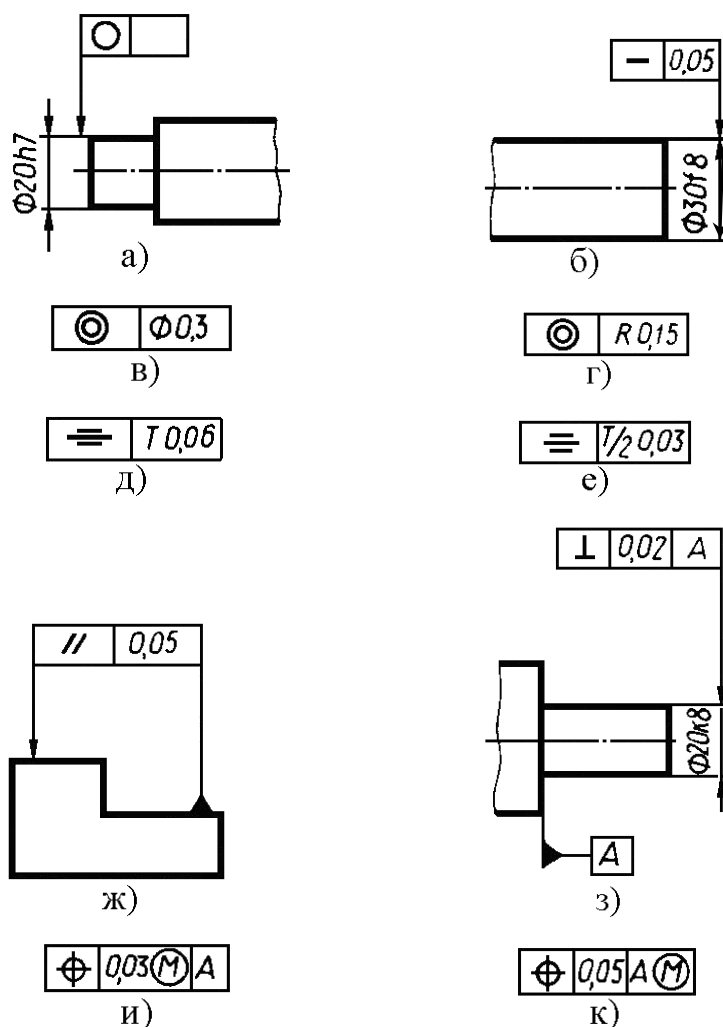


Рисунок 2.5 – Примеры записи обозначений допусков

Соединительная линия между рамкой и контролируемой поверхностью может быть прямой или ломаной и должна заканчиваться стрелкой, показывающей направление измерения при контроле. Если допуск формы или расположения относится к поверхности или её профилю, то стрелка не должна быть продолжением размерной линии (рис. 2.5, а). Если допуск относится к оси или плоскости симметрии поверхности, то стрелка должна быть продолжением

размерной линии (рис. 2.5, б). Круговое или цилиндрическое поле допуска может быть задано во второй части рамки в диаметральной (рис. 2.5, в) или радиальном (рис. 2.5, г) выражении. Так же буквой может быть указана полная ширина поля допуска, ограниченного плоскостями или прямыми линиями (рис. 2.5, д), или его половина (рис. 2.5, е).

Базовую поверхность можно обозначать треугольником непосредственно на ней (рис. 2.5, ж) или прописной буквой в рамке (рис. 2.5, з).

Зависимый допуск, относящийся к координируемой поверхности, помещают во второй части рамки (рис. 2.5, з), а относящийся к базовой поверхности – в третьей части (рис. 2.5, и; рис. 2.5, к).

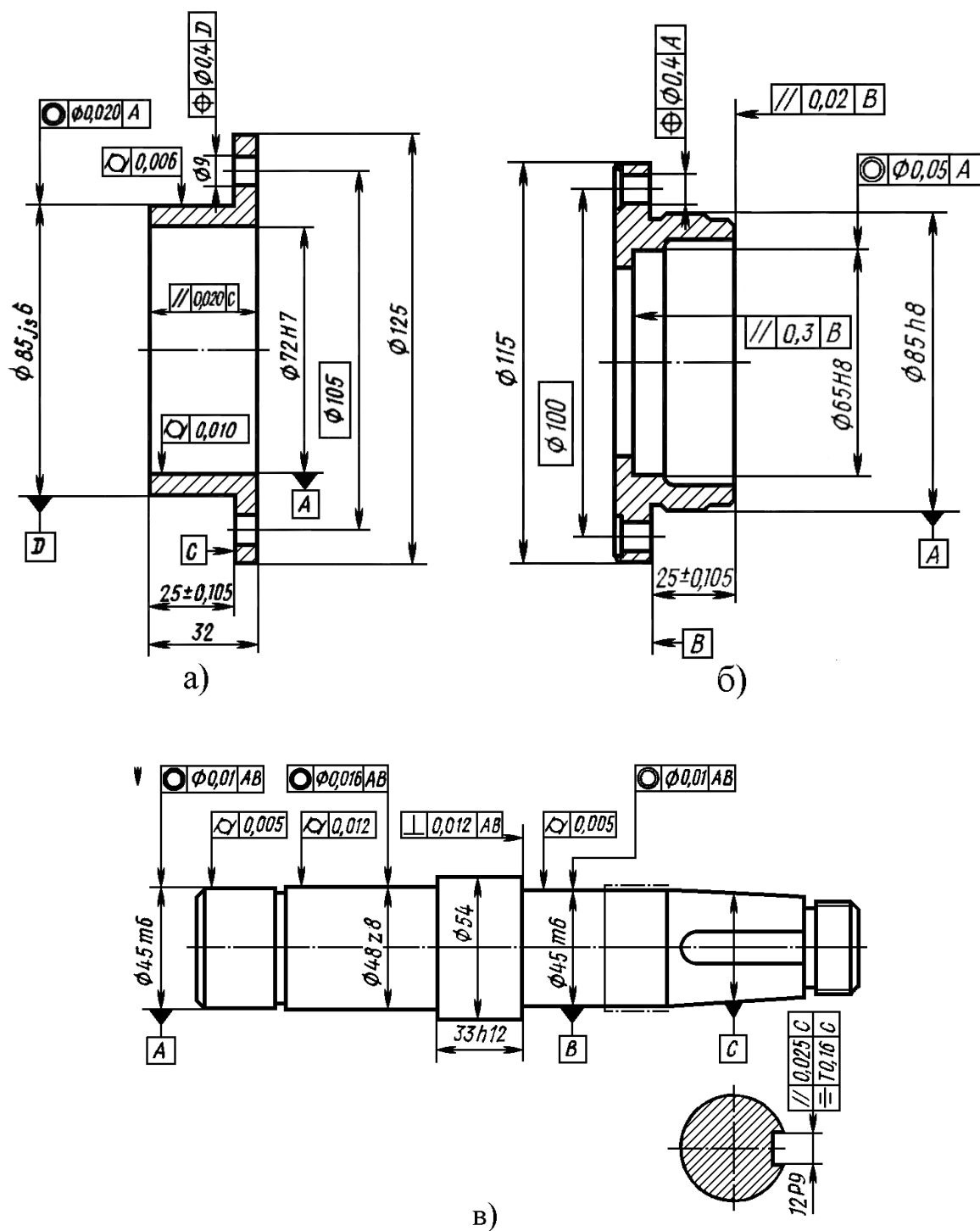
На рис. 2.6 приведены эскизы стакана, крышки, вала редуктора с указанием баз и допусков формы и расположения поверхностей.

Правила нанесения размеров и предельных отклонений на чертежах и других технических документах изделия установлены стандартом 2.307-68 «Нанесение размеров и предельных отклонений».

Правила указания допусков формы и расположения поверхностей на чертежах изделий установлены стандартом 2.308-79 «Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей».

2.2 Шероховатость поверхностей элементов ИРП

В процессе обработки деталей ИРП не удастся получить идеальную поверхность, очерчивающую контур обрабатываемой детали. Вследствие особенностей обработки поверхности принимают вид не прямой линии (в сечении) с наложением на нее пилообразного неравномерного профиля, называемого шероховатостью поверхности. В лучшем случае точность формирования поверхности при обработке обусловлена этой шероховатостью. Чем меньше шероховатость, тем выше точность обработки и идеальнее созданная поверхность детали [25–27].



а – стакан, б – крышка, в – вал

Рисунок 2.6 – Эскиз деталей:

Точность обработки поверхности деталей зависит от множества факторов, таких как:

– вид обработки: точение, фрезерование, сверление, шлифование, хонингование, электроискровая обработка, полирование, литье, штамповка,

прессование, пескоструйная и дробеструйная обработка и др.;

– применяемый инструмент: резцы, сверла, зенкера, развертки, протяжки, метчики, плашки, фрезы, шлифовальные круги и др.;

– материалы: стали, чугуны, алюминиевые и титановые сплавы, медные сплавы и др.;

– оборудование: станки, штампы, пресс-автоматы;

– режимы резания при механической обработке, режимы холодной и горячей штамповки, режимы прессования, режимы электрохимической обработки деталей и др.

В настоящее время основные характеристики шероховатости и их математическое описание приведены в действующей нормативно-технической документации, где также выявлены физические связи между параметрами шероховатости поверхности и эксплуатационными характеристиками деталей механизмов. Это позволяет правильно устанавливать требуемую шероховатость обработки в зависимости от условий, в которых будет работать данная обработанная поверхность. Шероховатость поверхности принято определять по ее профилю. Профиль рассматривается на базовой длине линии, относительно которой определяются и оцениваются параметры шероховатости поверхности. Профиль показан на рис. 2.7.

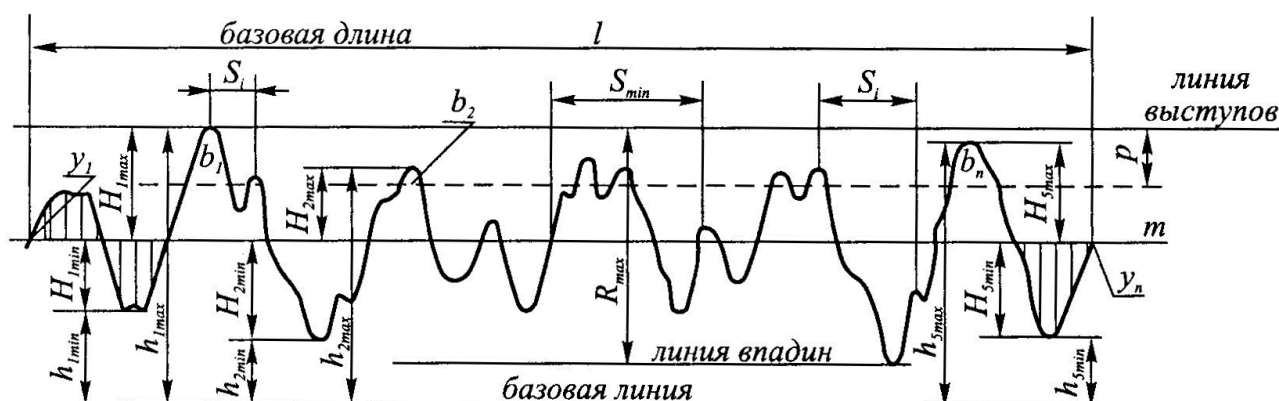


Рисунок 2.7 – Профиль шероховатости и его параметры

Для нормирования и оценки шероховатости поверхности известно около 30 параметров. Основные из них, принятые в большинстве национальных стандартов на шероховатость поверхности промышленно развитых стран, следующие:

- расстояние между линией выступов и линией впадин профиля в пределах базовой длины – наибольшая высота неровности профиля $R_{\max}$;
- расстояние от средней линии профиля до высшей точки выступа профиля – высота выступа $H_{\max}$;
- расстояние от средней линии профиля до низшей точки впадины – глубина впадины профиля $H_{\min}$.

В приборостроении и машиностроении значительное распространение при оценке шероховатости получили такие параметры как высота неровностей профиля по десяти точкам R_z , среднее арифметическое R_a и среднее квадратичное R_q отклонения профиля.

По ДСТУ 2413-94 (ГОСТ 2789-73) для количественной оценки шероховатости поверхности на базовой длине l предусмотрено шесть параметров:

- высота неровностей профиля по десяти точкам R_z определяется как среднее расстояние между находящимися в пределах базовой длины высотами пяти наибольших выступов $H_{i\max}$ и глубин пяти наибольших впадин профиля $H_{i\min}$:

$$R_z = \frac{1}{5} \left[\sum_{i=1}^5 |H_{i\max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i\min}| \right], \quad (2.3)$$

где $H_{i\max}$ – высота i -го наибольшего выступа профиля;

$H_{i\min}$ – глубина i -й наибольшей впадины профиля;

- среднее арифметическое отклонение профиля R_a – это среднее арифметическое отклонение абсолютных значений профиля в пределах базовой длины l :

$$R_a = \frac{1}{l_0} \int_0^1 |y(x)| dx, \quad (2.4)$$

или приближенно

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (2.5)$$

где y – отклонение профиля, определяющее расстояние между точкой реального профиля и средней линией профиля;

n – число выбранных точек на базовой длине;

– среднее квадратичное отклонение профиля R_q – это среднее квадратичное значение отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_0} \int_0^1 y^2(x) dx}, \quad (2.6)$$

или приближенно

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y^2(x_i)}. \quad (2.7)$$

Длина отрезка средней линии, пересекающего профиль в трех соседних точках и ограниченного двумя крайними точками, называется шагом неровности профиля;

– средний шаг неровностей профиля S_m – это среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

$$S_m = \sum_{i=1}^n S_{m_i}, \quad (2.8)$$

где n – число шагов в пределах базовой длины;

– средний шаг неровностей профиля по вершинам S – это среднее

арифметическое шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (2.9)$$

где n – число шагов неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины.

Длина профиля L_0 – это длина, которая получается, если все выступы и впадины профиля, находящиеся в пределах базовой длины, вытянуть в прямую линию;

– относительная длина профиля l_0 – это отношение длины профиля L_0 к базовой длине l :

$$l_0 = \frac{L_0}{l}. \quad (2.10)$$

Опорная длина профиля l_p определяется суммой длин отрезков, отсекаемых на уровне p выступов профиля, линией, эквидистантной средней линии, в пределах базовой длины:

$$l_p = \sum_{i=1}^n b_i, \quad (2.11)$$

где b_i – длина отрезка, отсекаемого на выступе профиля.

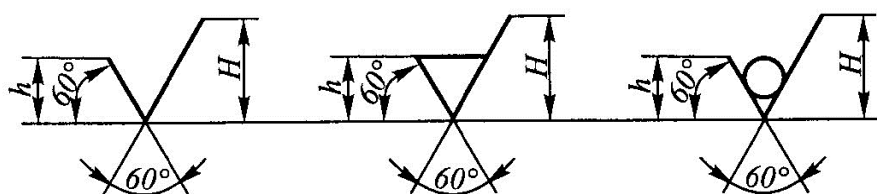
Чистые поверхности с малой шероховатостью повышают прочность и коррозионную стойкость деталей, уменьшают трение и износ в сопряженных движущихся деталях. Одновременно при этом в значительной мере увеличивается стоимость механической и других видов обработки деталей. В связи с этим выборы параметров шероховатости поверхности детали должны быть экономически обоснованы.

Непосредственной связи между качествами точности размеров и параметрами шероховатости поверхности не существует. Но не допускается высокая точность размеров со значительной шероховатостью поверхности, поскольку высота неровностей может быть одноразмерной с допуском на размер. Для поверхностей, которые предназначены для соединения на посадках, рекомендуют параметры шероховатости R_a в пределах 3,20 – 0,20 мкм [28].

Шероховатость поверхностей обозначают на чертежах для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обговорена требованиями конструкции.

Обозначения шероховатости поверхностей выполняют на основании ГОСТ 2.309-73.

Структура обозначения шероховатости приведена на рис. 2.8.



h – высота должна быть равна высоте размерных чисел на чертеже;

H – равна $(1,5...3) h$

Рисунок 2.8 – Обозначение шероховатости поверхности

Толщина линий знаков приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии, применяемой на чертеже.

При выполнении чертежей применяются следующие обозначения:



– вид механической обработки конструктором не устанавливается;



– поверхность, созданная удалением слоя материала (точением,

фрезерованием, шлифованием и др.);



– необработанная поверхность или обработанная без удаления слоя материала (поковка, штамповка, прокатывание, прессование и др.).

Значение параметра шероховатости изображают так:

- для параметра R_a – без символа, $\sqrt{1,6}$;
- для параметра R_z – с символом, $\sqrt{R_z 1,6}$.

Правила нанесения обозначений шероховатости поверхностей на чертежах приведены в ГОСТ 2.309-73.

Выбирая параметры шероховатости поверхностей, требующих механической обработки, необходимо учитывать технологические возможности различных методик обработки.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение понятию «взаимозаменяемость» и назовите свойства взаимозаменяемости?
2. Дайте характеристику охватывающей и охватываемой поверхностей?
3. Что характеризует номинальный размер?
4. Что называют допуском посадки, и на какие группы делятся посадки?
5. Что означает квалитет и какое их количество предусмотрено в ЕСДП?
6. Какое количество основных отклонений допусков предусмотрено для отверстий и валов, и чем они отличаются?
7. Какие условные знаки устанавливаются стандартом для обозначения форм и расположения поверхности?
8. От каких основных факторов зависит точность обработки поверхности и ее шероховатость?
9. Какие основные параметры, определяющие оценку шероховатостей

поверхностей, получили применение в приборостроении?

10. Какие условные знаки устанавливаются стандартом для обозначения шероховатости поверхностей на чертеже?

2.3 Точность изготовления ИРП

Изучение структуры, кинематики и динамики механизмов ИРП осуществляется с предположениями, что размеры и форма звеньев механизма являются абсолютно точными. В действительности на работу механизмов ИРП влияют погрешности изготовления его звеньев и сборка механизмов. Для механизмов, которые используются во время автоматизации производственных процессов, а также механизмов измерительных приборов, точность является основным показателем их качества.

Основные положения и методы расчета точности производства ИРП сводятся к теоретическому и статистическому анализу точности производства [29].

Теоретический анализ точности производства ИРП базируется на теории вероятностей, с помощью которой изучаются объективно существующие закономерности случайных явлений (величин), выявляющиеся при массовом воспроизведении рассмотренных процессов.

Случайной величиной называют величину, которая в результате исследования может принять то или другое значение, но неизвестно заранее какое именно. Случайные величины могут быть дискретными и непрерывными.

Дискретной называют случайную величину, принимающую отличные одно от другого значения, которые можно пронумеровать. В приборо- и машиностроении чаще всего встречаются простейшие из дискретных величин, которые могут принимать лишь изолированные, большей частью неотрицательные значения. В качестве примера можно привести количество бракованных деталей в партии (0, 1, 2, ...), процент недостатка в партии 300 шт. (0; 1/3; 2/3; 1 %, ...).

Непрерывной называют случайную величину, возможные значения которой непрерывно заполняют некоторый промежуток. Примеры непрерывных случайных величин: отклонение размера изготовленной детали от номинала; погрешность измерений; величина отклонения формы детали, высота микропрофиля в данной точке поверхности и др.

Рассмотрим законы распределения случайных величин.

Законом распределения случайной величины называют такое соотношение, которое устанавливает связь между возможными значениями случайной величины и соответствующими им вероятностями.

Закон распределения может быть задан в различной форме. Простейшая форма задачи закона распределения – таблица, в которой в порядке роста перечислены все возможные значения случайной величины и соответствующие им вероятности:

$$\begin{array}{ccccccc} x_i & x_1 & x_2 & \dots & x_n \\ P_i & P_1 & P_2 & \dots & P_n \end{array}$$

Такую таблицу называют рядом распределения.

Графическое изображение ряда распределения называют многоугольником или полиномом распределения вероятностей случайной величины (рис. 2.9).

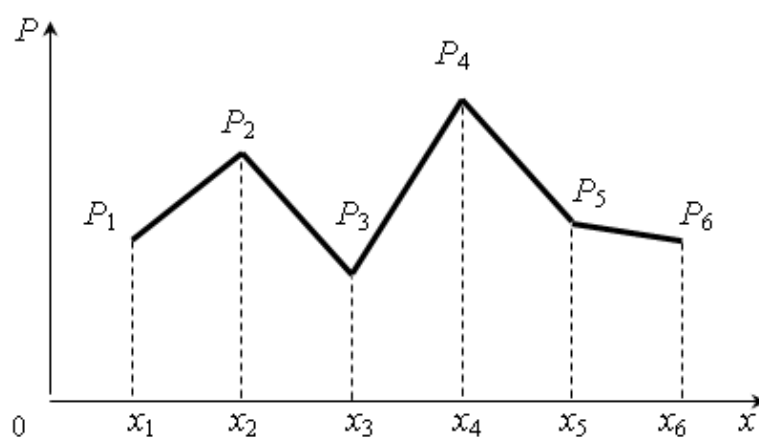


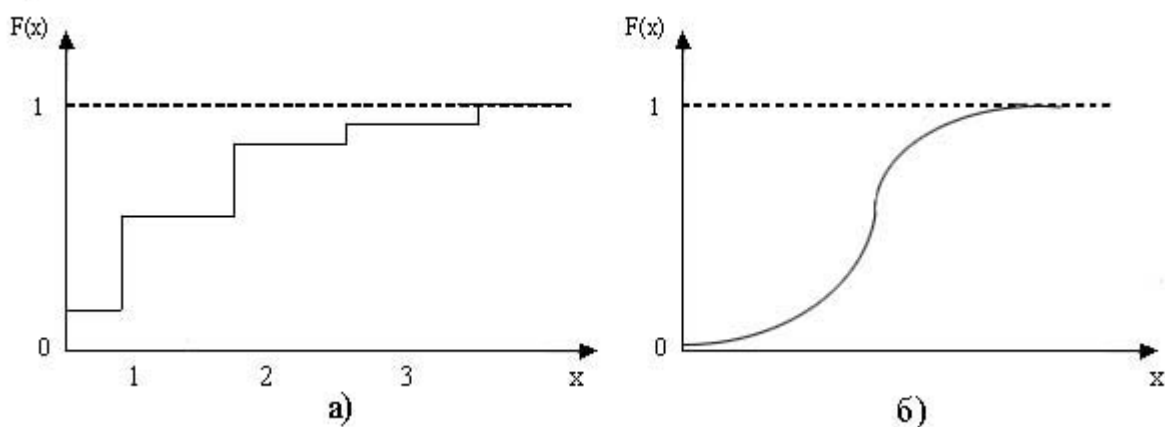
Рисунок 2.9 – График распределения вероятностей дискретной случайной величины

Общая форма закона распределения, пригодная как для дискретных, так и для непрерывных случайных величин, – задача функции распределения. Функцию распределения задают в виде интегрального (функция распределения) и дифференциального (плотность вероятности) законов распределения.

Интегральным законом распределения случайной величины называют функцию $F(x)$, которая выражает вероятность того, что X примет значение, меньшее данного значения x :

$$F(x) = P(X < x). \quad (2.12)$$

Укажем основные свойства интегрального закона распределения. Значение функции распределения находится в интервале $0 \leq F(x) \leq 1$. Функция $F(x)$ не нисходящая, $F(-\infty) = 0$; $F(+\infty) = 1$. График функции распределений для дискретной случайной величины показан на рис. 2.10, а, График функции распределения для непрерывной случайной величины – на рис. 2.10, б.



а – график функции дискретной случайной величины; б – график функции непрерывной случайной величины

Рисунок 2.10 – Интегральный закон распределения дискретной и непрерывной случайных величин

Дифференциальным законом распределения $f(x)$ называют первую производную от функции распределения

$$f(x) = F'(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \{ [F(x + \Delta x) - F(x)] / \Delta x \}. \quad (2.13)$$

Приведем основные свойства плотности вероятности. Плотность вероятности является неотрицательной функцией x . Интеграл от дифференциального закона распределения, взятый в пределах от $-\infty$ до $+\infty$, равняется единице, т. е.

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(x) dx = 1. \quad (2.14)$$

График плотности вероятности $f(x)$ называется кривой распределения (рис. 2.11).

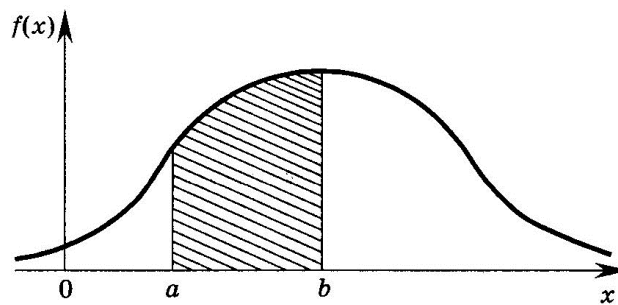


Рисунок 2.11 – Дифференциальный закон распределения непрерывной случайной величины

Через плотность вероятности $f(x)$ выражается функция распределения

$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x) dx. \quad (2.15)$$

Укажем, что функция распределения $F(x)$ как вероятность является величиной безразмерной, а плотность вероятности $f(x)$ имеет размерность, которая равна обратной размерности случайной величины X .

Вероятность попадания непрерывной случайной величины X в заданный интервал (a, b)

$$P(a < X < b) = F(b) - F(a) = \int_a^b f(x) dx. \quad (2.16)$$

Геометрически эта вероятность равняется площади криволинейной трапеции, ограниченной кривой распределения, осью абсцисс и прямыми $x = a$ и $x = b$ (рис. 2.11).

Числовые характеристики случайных величин. При решении многих задач нет необходимости иметь исчерпывающую характеристику случайной величины – ее закон распределения. Часто бывает достаточно указать отдельные числовые характеристики случайной величины, которые отображают некоторые ее определяющие свойства, например, среднее значение, вокруг которого группируются возможные значения случайной величины; число, которое характеризует степень рассеяния возможных значений вокруг среднего и т. п.

Среди числовых характеристик случайных величин нужно, прежде всего, отметить те, которые характеризуют положение случайной величины на числовой оси, т. е. указывают некоторое среднее, ориентировочное значение, возле которого группируются все возможные значения случайной величины. К характеристикам положения относятся математическое ожидание, мода, медиана. Из этих характеристик в теории вероятностей важнейшую роль играет математическое ожидание случайной величины, которое иногда просто называют средним значением случайной величины.

Математическим ожиданием случайной величины X называют ее среднее значение, которое вычисляется по формулам

$$M\{X\} = \begin{cases} \sum_{i=1}^n x_i p_i, & \text{если } X \text{ дискретная;} \\ \int_{-\infty}^{+\infty} x f(x) dx, & \text{если } X \text{ непрерывная.} \end{cases} \quad (2.17)$$

Рядом с обозначением $M\{X\}$ для математического ожидания можно применять и обозначение $M\{X\} = m_x$.

Модой $M_0\{X\}$ называют значение случайной величины, которая имеет у дискретной величины наибольшую вероятность, а у непрерывной – наибольшую плотность вероятности.

Если кривая распределения имеет один максимум, то значение величины, которое отвечает этому максимуму, и является модой. Такую кривую называют одномодальной или унимодальной (рис. 2.12).

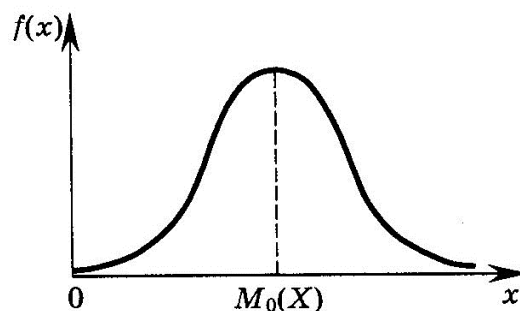


Рисунок 2.12 – Одномодальная кривая распределения

Если кривая распределения имеет два или несколько одинаковых максимумов, то ее называют двухмодальной или многомодальной.

Медианой случайной величины A' называют такое ее значение $Me\{X\}$, для которого

$$\int_{-\infty}^{Me\{x\}} f(x) dx = \int_{Me\{x\}}^{+\infty} f(x) dx = \frac{1}{2}, \quad (2.18)$$

т. е. одинаково вероятно, окажется ли случайная величина меньшей или большей $Me\{X\}$.

Геометрическая медиана – это абсцисса точки, в которой площадь, ограниченная кривой распределения, делится пополам (рис. 2.13).

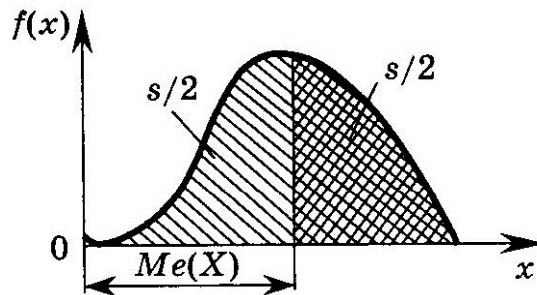


Рисунок 2.13 – К определению понятия медианы $Me\{X\}$ случайной величины

В случае симметричного модального распределения медиана совпадает с математическим ожиданием и модой.

Рядом с характеристиками положения вводят другие числовые характеристики, по которым можно судить о рассеивании случайной величины. К ним принадлежат дисперсия и среднее квадратичное отклонение.

Дисперсией случайной величины X называют математическое ожидание квадрата отклонения случайной величины от ее математического ожидания:

$$D\{X\} = M[(x - m_x)^2] = \begin{cases} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2 p_i, & \text{если } x \text{ дискретная;} \\ \int_{-\infty}^{+\infty} (x - m_x)^2 f(x) dx, & \text{если } x \text{ непрерывная.} \end{cases} \quad (2.19)$$

Средним квадратичным отклонением случайной величины называют корень квадратный из дисперсии:

$$\sigma\{X\} = \sigma_x = \sqrt{D\{X\}} . \quad (2.20)$$

Удобство использования среднего квадратичного отклонения как меры рассеяния вместо дисперсии $D\{X\}$ заключается в том, что оно выражается в тех же единицах измерения, что и самая величина X и ее среднее значение $M\{X\}$, тогда как дисперсия выражается в квадратах соответствующей единицы измерения.

Моменты случайных величин. Асимметрия и эксцесс. Кроме рассмотренных характеристик положения и рассеивания случайной величины используется еще ряд вероятностных характеристик, каждая из которых описывает то или иное свойство распределения. В качестве таких характеристик применяют моменты, введенные П.Л. Чебышевым. Чаще всего применяются на практике начальные и центральные моменты.

Начальным моментом k -го порядка случайной величины называют математическое ожидание k -й степени этой случайной величины:

$$\alpha_k\{X\} = \alpha_k = M\{X^k\} = \begin{cases} \sum_{i=1}^n x_i^k p, & \text{если } x \text{ дискретная;} \\ \int_{-\infty}^{+\infty} x^k f(x) dx, & \text{если } x \text{ непрерывная.} \end{cases} \quad (2.21)$$

Центральным моментом k -го порядка случайной величины X называют математическое ожидание k -го порядка отклонения случайной величины от ее математического ожидания:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^k p_i, & \text{если } x \text{ дискретная;} \\ \int_{-\infty}^{+\infty} (x - m_x)^k f(x) dx, & \text{если } x \text{ непрерывная.} \end{cases} \quad (2.22)$$

Математическое ожидание случайной величины – это ее первый, начальный момент, а дисперсия – второй, центральный, т. е.

$$\left. \begin{aligned} M\{X\} &= m_x = \alpha_1; \\ D\{X\} &= \sigma_x^2 = \mu_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Между начальными и центральными моментами существует простая связь, а именно – для первых четырех моментов имеем

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= 0; \\ \mu_2 &= \alpha_2 - \alpha_1^2; \\ \mu_3 &= \alpha_3 - 3\alpha_2\alpha_1 + 2\alpha_1^3; \\ \mu_4 &= \alpha_4 - 4\alpha_3\alpha_1 + 6\alpha_2\alpha_1^2 - 3\alpha_1^4 \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

Для более полной оценки характера и вида законов распределения случайной величины используют центральные моменты выше второго порядка.

Третий центральный момент μ_3 характеризует степень асимметрии (скошенности) кривой распределения относительно математического ожидания. Для удобства за характеристику асимметрии принимают безразмерную величину, которую называют коэффициентом асимметрии:

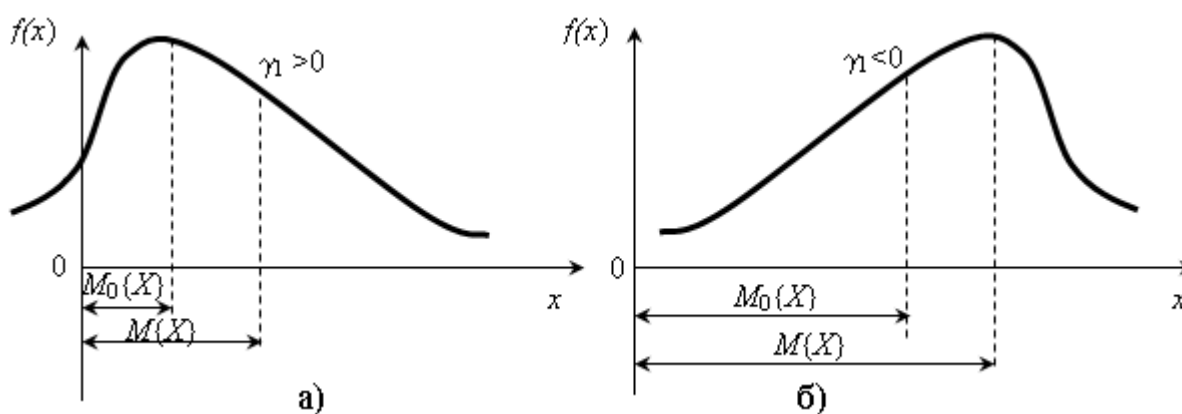
$$\gamma_1\{X\} = \gamma_1 = \frac{\mu_3}{\mu_2^{3/2}} = \frac{\{M(x - m_x)^3\}}{\sigma_x^3} \quad (2.25)$$

При одномодальном распределении асимметрия положительная ($\gamma_i > 0$), если мода $M_0\{X\}$ находится левее от среднего значения m_x , и отрицательная ($\gamma_i < 0$), если мода $M_0\{X\}$ находится правее от среднего значения m_x (рис. 2.14).

При симметричном распределении $\gamma_i = 0$. Четвертый центральный

момент μ_4 характеризует свойство островершинности или плосковершинности кривой распределения. За характеристику этого свойства принимают безразмерную величину γ_2 , которую называют коэффициентом эксцесса:

$$\gamma_2\{X\} = \gamma_2 = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} - 3 = M \frac{(x - m_x)^4}{\sigma_x^4} - 3. \quad (2.26)$$



а – с положительными ($\gamma_i > 0$) коэффициентами асимметрии;
б – с отрицательными ($\gamma_i < 0$) коэффициентами асимметрии

Рисунок 2.14 – Кривые плотности вероятности

При симметричном одномодальном распределении эксцесс положительный ($\gamma_2 > 0$), если кривая распределения островершинная, и отрицательный ($\gamma_2 < 0$), если кривая распределения плосковершинная. График эксцесса $\gamma_2 = 0$ при нормальном распределении приведен на рис. 2.15.

Относительные характеристики асимметрии и рассеивания. Коэффициент относительной асимметрии. Для характеристики несимметричности распределения отклонений случайной величины относительно заданного поля (например, относительно широты распределения, относительно поля допуска размеров детали и др.) применяется коэффициент относительной асимметрии

$$\alpha = \frac{M\{X\} - \Delta_0}{0,5\delta}, \quad (2.27)$$

где δ – величина заданного поля;

Δ_0 – координата середины заданного поля;

$M\{X\}$ – среднее значение (центр группирования) случайной величины X .

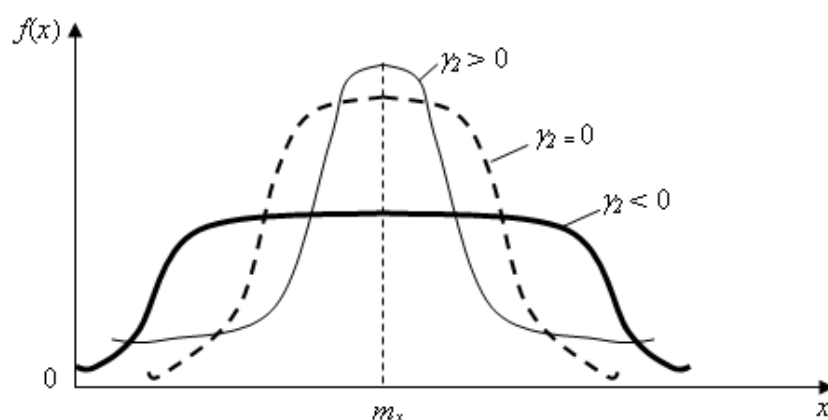


Рисунок 2.15 – Кривые плотности вероятности с отрицательными ($\gamma_2 < 0$), нулевыми ($\gamma_2 = 0$) и положительными ($\gamma_2 > 0$) коэффициентами эксцесса

Коэффициент относительной асимметрии может отличаться от нуля и в том случае, если исходное распределение (рассмотренный вне зависимости от поля допуска) симметричный, но ось симметрии его смещена в поле допуска относительно координаты середины поля допуска Δ_0 . Таким образом, коэффициент относительной асимметрии отображает и несимметричность исходного распределения, и несимметричность расположения исходного распределения в поле допуска. В частном случае возможная и взаимная компенсация этих двух несимметричностей (в случае противоположной их направленности), что приводит к значению коэффициента относительной асимметрии $\alpha = 0$.

Относительное среднее квадратичное отклонение и коэффициент относительного рассеивания. Для характеристики относительного рассеивания отклонений случайной величины X в пределах заданного поля (например, относительно половины ширины распределения, относительно половины поля допуска размера детали и т. д.) применяются величина относительного среднего квадратичного отклонения и коэффициент относительного рассеивания k .
Относительное среднее квадратичное отклонение

$$\lambda = \sigma / (L / 2), \text{ или } \lambda = \sigma / \delta, \quad (2.28)$$

где L – ширина распределения;

δ – половина величины заданного поля допуска.

В некоторых случаях относительное среднее квадратичное отклонение λ определяют относительно практически предельного отклонения Δ_n .

В случаях симметричных распределений значения отсчитывают от среднего значения $M\{X\}$.

В случае несимметричных распределений, значения Δ_n отсчитывают от Δ_0 , или же при отсчете их от $M\{X\}$ в знаменателе выражения λ берут полусумму $(\Delta_{n_1} + \Delta_{n_2}) / 2$, т. е.

$$\lambda = \sigma / \Delta_n = 2\sigma / (\Delta_{n_1} + \Delta_{n_2}). \quad (2.29)$$

Коэффициент относительного рассеивания k служит для сравнения характера рассеивания при рассмотренном законе распределения с характером рассеивания при каком-либо другом законе. Он равняется отношению величин для рассмотренного закона распределения и λ_e , для «эталонного» закона распределения, относительно которого осуществляется сравнение:

$$k = \lambda_i / \lambda_e. \quad (2.30)$$

Большей частью λ_e принимают равными $1/3$, что отвечает закону распределения Гаусса при практически предельном отклонении $\lambda_{n_1} = 3\sigma$, т. е. при 0,27 % вероятности выхода за границы поля.

Тогда

$$k = 3\lambda_i = 3\sigma_i / (0,5\delta). \quad (2.31)$$

Для распределения по закону Гаусса коэффициент относительного рассеивания $k=1$ (при $\lambda_3 = 1/3$); для одномодальных распределений, более островершинных, чем гауссовы, значение $k < 1$; для одномодальных распределений, более плосковершинных, чем гауссовы, значение $k > 1$; для распределений антимодальных значений $k \approx 2$, в предельном случае дискретного распределения с вероятностями $p=0,5$ на краях заданного поля значения k равняется 3 (при $\lambda = 1/3$).

Примеры законов распределения случайных величин. Нормальный закон распределения. Закон нормального распределения находит широкое применение в приборо- и машиностроении. При устойчивом процессе обработки деталей на настроенных станках и при отсутствии систематических погрешностей, которые изменяются во времени, размеры деталей часто подчиняются закону нормального распределения, так как общая погрешность обработки представляет собой сумму большого количества ошибок, которые зависят от станка, приспособление, заготовки и др.

Если непрерывная случайная величина X имеет гауссовое распределение, то ее плотность вероятности

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2} \right], \quad (-\infty < x < +\infty), \quad (2.32)$$

где m_x и σ_x – параметры распределения ($\sigma_x > 0$, $-\infty < m_x < +\infty$) соответственно представляют математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение случайной величины X .

Кривая плотности унимодальная, симметричная относительно вертикали, которая проходит через точку m_x оси абсцисс, и достигает в этой точке максимума, который равняется

$$f_{\max}(x) = f(m_x) = 1/(\sqrt{2\pi}\sigma_x) = 0,3989/\sigma_x. \quad (2.33)$$

График плотности вероятности (2.32) показано на рис.2.16, а; функции распределения – на рис. 2.16, б.

Во время изменения параметра m_x кривая, сохраняя свою форму, смещается вдоль оси абсцисс (рис. 2.17).

С ростом параметра σ_x кривая становится более полой, т. е. сжимается к оси и растягивается вдоль нее. Наоборот, при уменьшении параметра σ_x кривая распределения вытягивается вверх, одновременно сжимаясь по бокам, становится более игловидной (рис. 2.18).

В силу симметричности распределения медиана и мода совпадают с математическим ожиданием, а асимметрия и эксцесс равняются нулю. Укажем, что первый начальный и второй центральный моменты, т. е. m_x и σ_x^2 , являются исчерпывающими характеристиками распределения Гаусса.

Чаще всего гауссовое распределение применяют в нормированном виде

$$f(z) = e^{-z^2/2} / \sqrt{2\pi}, \quad (2.34)$$

где $z = \frac{x - m_x}{\sigma_x}$ – нормированная случайная величина, для которой $m_x = 0$

и $\sigma_x = 1$.

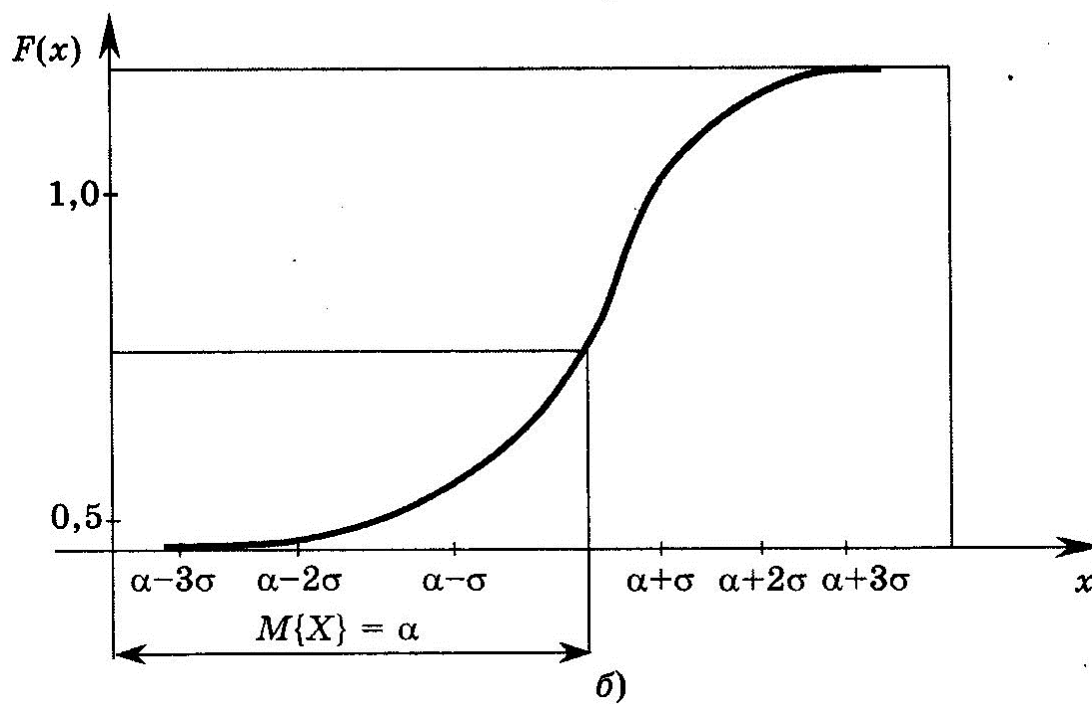
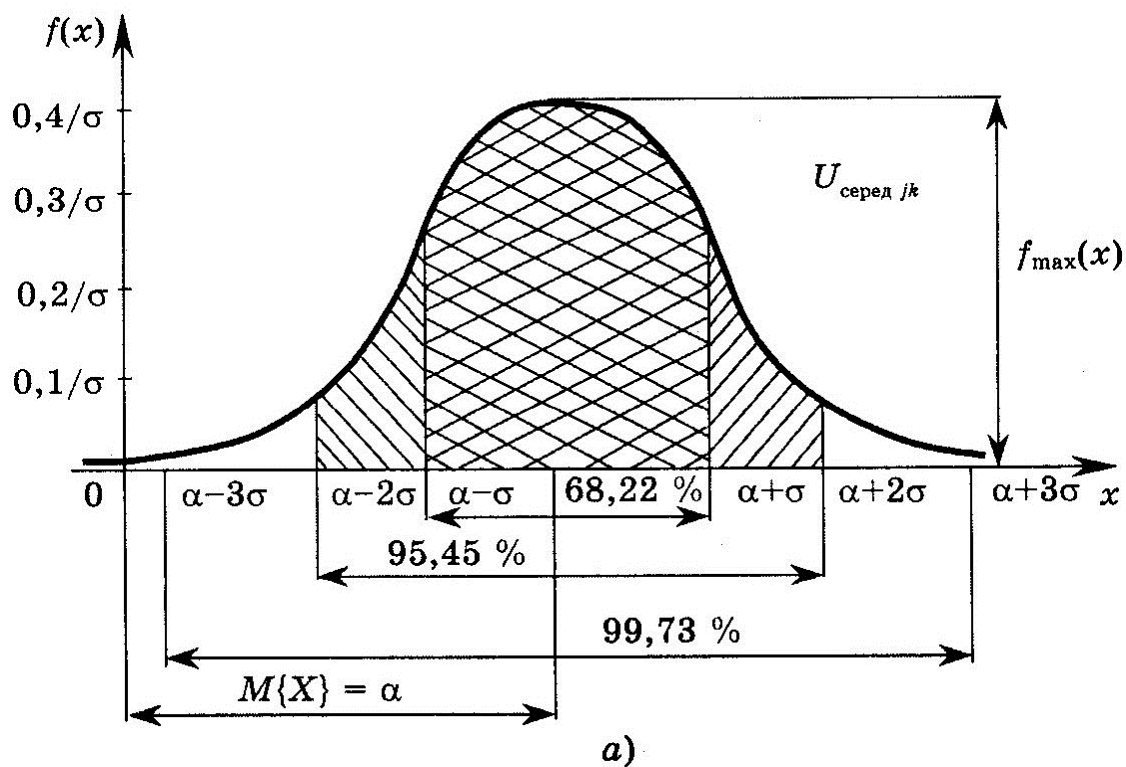


Рисунок 2.16 – График плотности вероятности и функции распределения

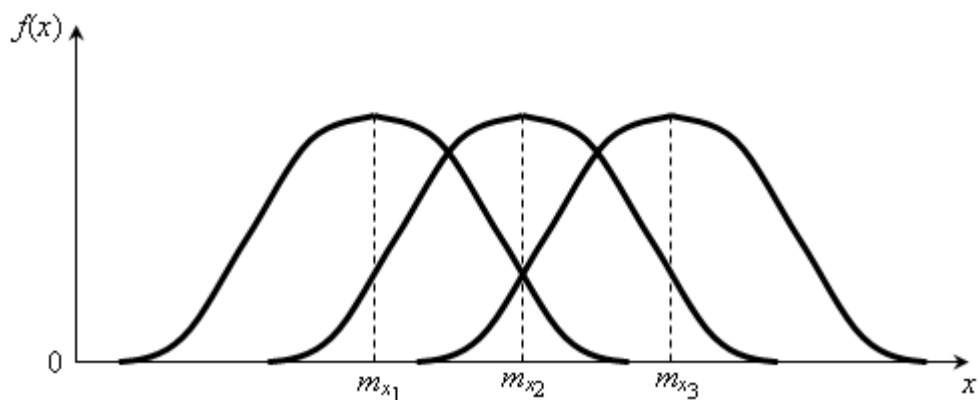


Рисунок 2.17 – Кривые плотности вероятности гауссова распределения при разных значениях параметра m_x и постоянном σ_x

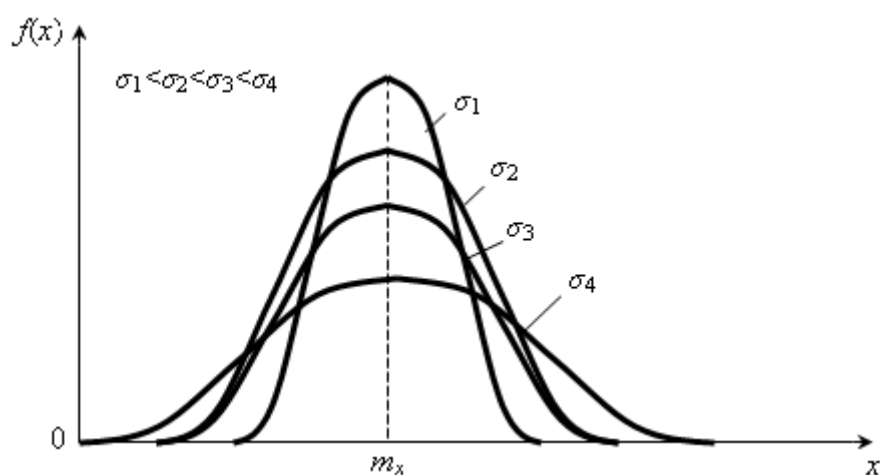


Рисунок 2.18 – Кривые плотности вероятности гауссова распределения при разных значениях параметра σ_x и постоянном m_x

Значение плотности, заданные формулой (2.34) являются табулированными.

Плотность вероятности $f(x)$, обусловленную формулой (2.32), можно выразить через нормированную плотность вероятности (2.34) таким образом:

$$f_x(x) = \frac{f_z(z)}{\sigma_x} = \frac{f_z\left(\frac{x-m_x}{\sigma_x}\right)}{\sigma_x}. \quad (2.35)$$

Функция распределения случайной величины X , подчиняющейся закону Гаусса,

$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x) dx = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left[-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right] dx. \quad (2.36)$$

Или, переходя к новой переменной $z = (x-m_x)/\sigma_x$, получим

$$F(z) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{z\sigma_x+m_x} e^{-z^2/2} dz. \quad (2.37)$$

Интеграл (2.37) не выражается через известные элементарные функции, а вычисляется при помощи табулированной функции

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-z^2/2} dz, \quad (2.38)$$

которую называют функцией Лапласа.

Используя формулы (2.37) и (2.38), интегральный закон распределения можно записать в виде

$$F(x) = 0,5 + \Phi(z). \quad (2.39)$$

График функции распределения показан на рис. 2.16, б. Вероятность попадания нормально распределенной случайной величины X в заданный интервал (a, b) будет

$$P(a < x < b) = F(b) - F(a) = \Phi\left[\frac{b - m_x}{\sigma_x}\right] - \Phi\left[\frac{a - m_x}{\sigma_x}\right]. \quad (2.40)$$

Пользуясь таблицей значений функции Лапласа, устанавливаем, что вероятность пребывания нормально распределенной случайной величины в интервале $(m_x - 3\sigma_x, m_x + 3\sigma_x)$ близка к единице, т. к. $2\Phi(3) = 0,9973$.

Поэтому считается, что практически предельное отклонение случайной величины X , которая подчиняется закону Гаусса, равняется $\pm 3\sigma$.

Равномерное распределение. Равномерным распределением называют такое распределение случайной величины, при котором она с одинаковой вероятностью может принимать любое значение в заданных границах. Такому закону распределения подчиняется, например, суммарная погрешность обработки, вызванная линейным изменением во времени доминирующего фактора (работа режущего инструмента, температурные деформации и др.); погрешности, которые возникают за счет округления величины и отсчетов, полученных при измерении на приборах и др.

Дифференциальный равномерный закон распределения имеет вид

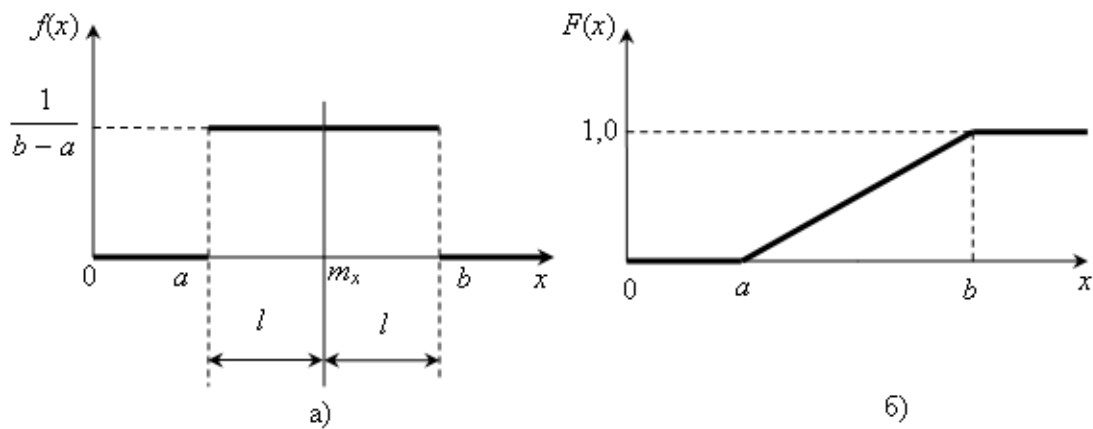
$$f(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < a; \\ 1/(b-a) & \text{при } a < x < b; \\ 0 & \text{при } x > b, \end{cases} \quad (2.41)$$

где a и b – параметры закона, которые определяют границы изменения случайной величины X .

Интегральный равномерный закон распределения определяют по формуле

$$f(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x \leq a; \\ (x-a)/(b-a) & \text{при } a \leq x \leq b; \\ 0 & \text{при } x \geq b. \end{cases} \quad (2.42)$$

Равномерный закон распределения относительно симметричен. График плотности вероятности (2.41) и функции распределения (2.42) приведен на рис. 2.19.



а – дифференциальный закон; б – интегральный закон

Рисунок 2.19 – Дифференциальный и интегральный законы равномерного распределения

Как параметры равномерного распределения часто применяют также половину длины l изменения интервала случайной величины X и середину интервала m_x . Обе системы параметров связаны зависимостями

$$l = \frac{(b-a)}{2}; \quad m_x = \frac{(b+a)}{2}. \quad (2.43)$$

Математическое ожидание, дисперсия и среднее квадратичное отклонение случайной величины, которая подчиняется равномерному распределению, будут соответственно:

$$\left. \begin{aligned} M\{X\} &= (a+b)/2 = m_x; \\ D\{X\} &= (b-a)^2/12 = l^2/3; \\ \sigma\{X\} &= (b-a)/(2\sqrt{3}) = l/\sqrt{3}. \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

Распределение Релея часто встречается на практике. Ему подчиняются отклонение формы (овальность, огранка, конусообразность, бочкообразность) и погрешности взаимного распределения поверхностей (эксцентриситет, непараллельность, перпендикулярность и др.).

Закон Релея применяют для описания неотъемлемых случайных величин, являющимися радиус-вектором при двумерном гауссовском распределении, т.е., если случайная величина Y является геометрической суммой случайных величин X_1 и X_2 , то

$$Y = \sqrt{X_1^2 + X_2^2}, \quad (2.45)$$

подчиняется закону Гаусса с параметрами

$$m_{x_1} = m_{x_2} = 0 \text{ и } \sigma_{x_1} = \sigma_{x_2} = \sigma_0.$$

Плотность вероятности распределения Релея имеет вид

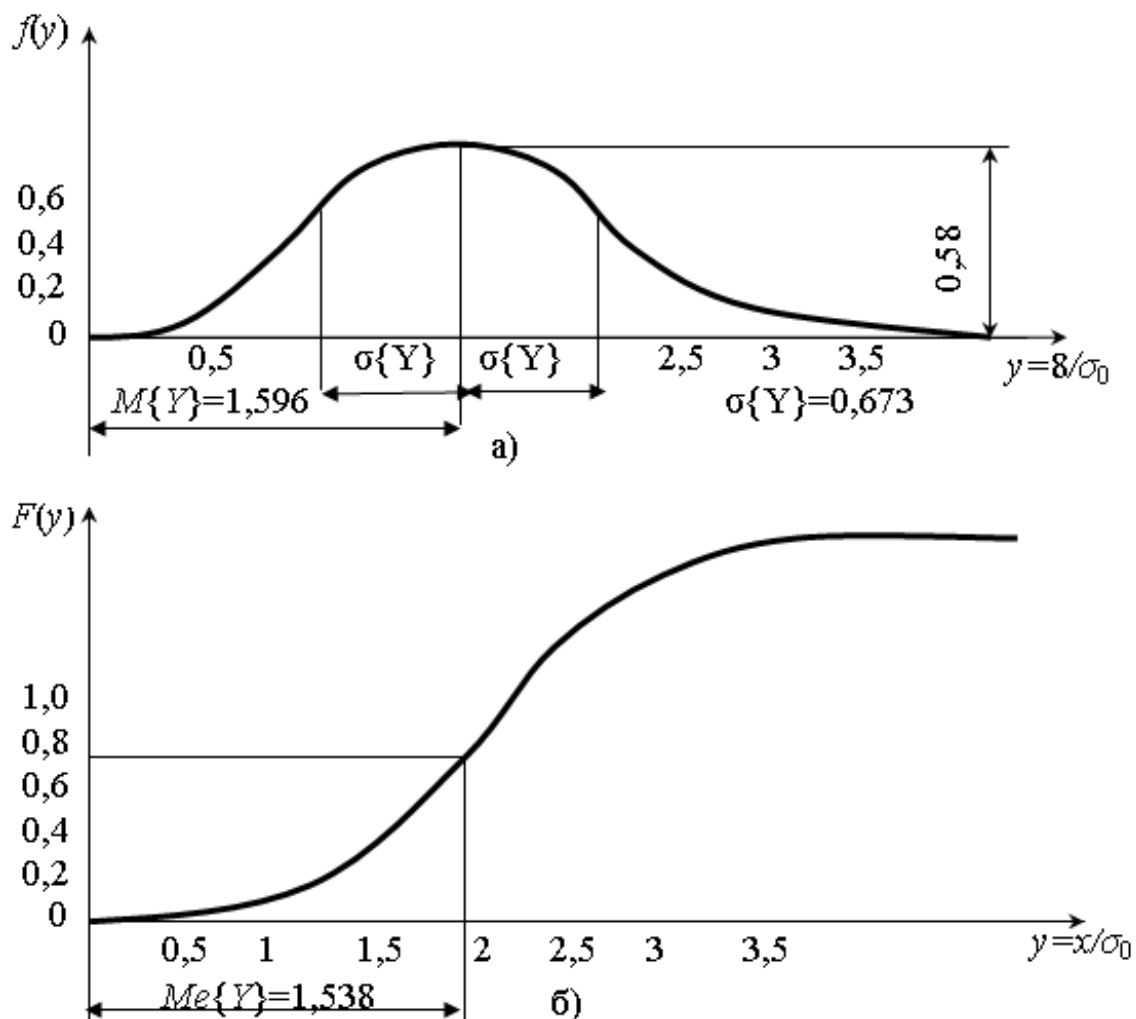
$$f(y) = \begin{cases} 0 & \text{при } y < 0; \\ \frac{ye^{-y^2/(2\sigma_0^2)}}{\sigma_0^2} & \text{при } y \geq 0, \end{cases} \quad (2.46)$$

где σ_0 – параметр закона.

Функция распределения выражается формулой

$$F(y) = \begin{cases} 0 & \text{при } y < 0; \\ 1 - \frac{e^{-y^2/(2\sigma_0^2)}}{\sigma_0^2} & \text{при } y \geq 0. \end{cases} \quad (2.47)$$

График нормированной плотности (2.46), изображен на рис. 2.20, а, имеет положительную асимметрию и более острую вершину, чем закон Гаусса. Функция распределения приведена на рис. 2.20, б.



а – плотность вероятности; б – функция распределения

Рисунок 2.20 – Плотность вероятности и функция распределения закона Релея

Математическое ожидание, дисперсия и среднее квадратическое отклонение случайной величины распределения по закону Релея, будут равны

$$\left. \begin{aligned} M\{Y\} &= \sigma_0 \sqrt{\pi/2} = 1,253\sigma_0; \\ D\{X\} &= \sigma_0^2 (2 - \pi/2) = 0,429\sigma_0^2; \\ \sigma\{X\} &= \sigma_0 \sqrt{2 - \pi/2} = 0,655\sigma_0. \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

Кроме рассмотренных законов распределения, при теоретическом и экспериментальном изучении точности производства ИРП, применяют распределения других видов. Часто приходится иметь дело с распределением модуля разности, законом Симпсона, трапецеидальным распределением, распределением с функциями $a(t)$ и $b(t)$ и др.

Статистический анализ точности производства ИРП базируется на объективно существующих закономерностях явлений, с которыми связаны случайные величины и случайные функции, возникающие при массовом воспроизведении процессов, в которых эти явления протекают. Поэтому во многих случаях вероятные характеристики рассмотренных случайных величин и случайных функций определяют по экспериментальным данным.

Характеристики случайных величин и случайных функций, определенные по данным экспериментов, носят случайный характер и отличаются от истинных значений соответствующих им вероятностных характеристик. В отличие от истинных значений вероятностных характеристик, аналогичные им характеристики, полученные по данным эксперимента, называются статистическими (эмпирическими). Статистические характеристики часто называют оценками соответствующих вероятностных характеристик.

В основе методов определения статистических характеристик случайных величин и случайных функций лежит закон больших чисел. Согласно этому закону при большом количестве экспериментов возможные отклонения среднего значения результатов экспериментов от соответствующего математического ожидания малы.

Выборочный метод и задачи математической статистики. Математическая статистика использует выборочный метод, который в общей форме выглядит таким образом. Существует некоторая большая совокупность

объектов, называемая генеральной совокупностью, из которой выбирают n объектов. Число n называют объёмом выборки. Эти n объектов, которые образуют выборку, подвергают исследованию, и по его результатам описывают всю генеральную совокупность или какие-нибудь её свойства, характеристики.

Выборку заданного объема n из бесконечной генеральной совокупности можно осуществлять большим количеством способов. Любая выборка при этом станет случайным событием. Из случайности выборки вытекает, что все числовые характеристики выборки при неизменном объеме будут случайными величинами со своими распределениями. Эти распределения можно находить, зная распределения основной величины X .

По величине выборки могут быть очень малыми ($n < 10$), для которых определяются лишь числовые характеристики; малыми ($10 < n < 30$), распределения для которых определяют непараметрическим методом; большими ($n > 30$), обработку которых осуществляют после разбивки на разряды. Если большая выборка имеет $n \geq 250$, тогда ее называют представительной (репрезентативной).

Укажем наиболее типичные задачи математической статистики:

– оценка неизвестных законов распределения. Задача такова: в результате независимых испытаний над случайной величиной X получены ее значения $x_1, x_2, \dots, x_n$. Нужно оценить, хотя бы приблизительно, неизвестные функции $f(x)$ и $F(x)$ величины X ;

– оценка неизвестных параметров распределения. Задача формулируется таким образом: случайная величина X имеет функцию распределения определенного вида, который зависит от n параметров, значение которых неизвестны. На основании имеющихся наблюдений нужно оценить значение этих параметров;

– проверка статистических гипотез. При этом создают методику проверки по данным выборки справедливости той или другой гипотезы о законе распределения или его параметрах при заранее установленных значениях

вероятностей ошибок, которые возникают за счет ограничения выборки;

– выбраковка продукции массового производства, контроль качества выпускаемой продукции, планирование испытаний, оценка характеристик случайных функций и др;

– эмпирическое распределение случайной величины и его графическое изображение.

Исходными данными статистического исследования любой случайной величины X является совокупность из n наблюдений, в результате которых величина X принимает значение $x_1, x_2, \dots, x_n$. Такую совокупность называют простым статистическим рядом, который является первичной формой записи статистического материала. Вариационным рядом называют последовательность значений исследуемой величины, расположенных в возрастающем порядке: $x_1 \leq x_2 \leq \dots \leq x_n$.

Статистической (эмпирической) функцией распределения называют функцию, обусловленную равенством

$$F(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x \leq x_1; \\ i/(b-a)n & \text{при } x_i \leq x \leq x_{i+1}; \quad i=1, 2, \dots, n-1. \\ 1 & \text{при } x > x_n. \end{cases} \quad (2.49)$$

Функцию $F(x)$ представляют в виде ступенчатой кривой, называемой полигоном накопленных частот f , который возрастает от 0 до 1 и имеет «прыжки» величиной c в точках $x_1, x_2, \dots, x_n$ (рис. 2.21).

Все элементы выборки имеют одинаковую вероятность $1/n$. Функция распределения в каждой точке равняется количеству элементов выборки, меньших x , разделенной на объем выборки n .

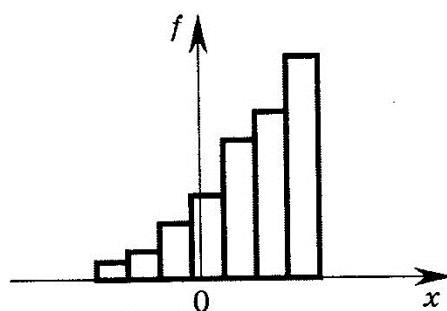


Рисунок 2.21 – Полигон накопленных частот

При большом количестве наблюдений (порядка сотен) простая статистическая совокупность становится громоздкой и неудобной для дальнейшей обработки.

Поэтому для придания компактности строят статистический ряд.

При этом весь интервал изменения данных выборки (размах выборки) разбивают на разряды. Количество разрядов зависит от величины выборки и приблизительно колеблется от 10 до 20.

При предвиденном нормальном распределении принимают количество интервалов, равное 12.

Величины разрядов могут быть как одинаковыми, так и разными. Для оформления статистического ряда строят гистограмму (рис. 2.22).

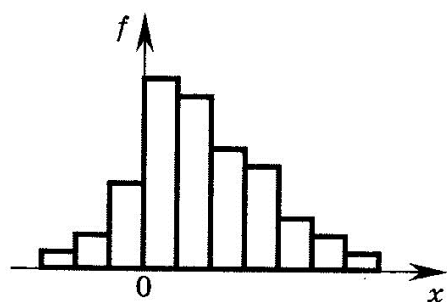


Рисунок 2.22 – Гистограмма

При этом по оси абсцисс откладывают разряды и на каждом из них, как на основании, строят прямоугольник, площадь которого равняется частоте данного разряда:

$$p_i = m_i / n, \quad (2.50)$$

где m_i – количество значений X , которые приходятся на i -й разряд;

n – общее количество наблюдений.

За величину разряда c принимают удобное число, ближайшее к числу, определенному по формуле

$$c \approx (x_{\max} - x_{\min}) / k, \quad (2.51)$$

где $x_{\max}$ – наибольшее значение исследуемой величины;

$x_{\min}$ – наименьшее значение;

k – количество разрядов.

При одинаковых разрядах высоты прямоугольников пропорциональны их частотам. Полная площадь гистограммы равна единице.

При увеличении количества наблюдений можно выбирать все более мелкие разряды; при этом гистограмма будет приближаться к некоторой кривой, которая ограничивает площадь равную единице.

Эта кривая представляет эмпирическую плотность распределения или дифференциальную функцию распределения.

Эмпирическое распределение представляется также полигоном.

Полигон строят таким образом: на оси абсцисс откладывают интервалы значений величины X , в серединах интервалов строят ординаты, пропорциональные частотам, концы ординат соединяют отрезками прямой (рис. 2.23).

Гистограммам отдают большее предпочтение, чем полигонам частот, так как площадь, ограниченная полигоном, не имеет простой частотной интерпретации.

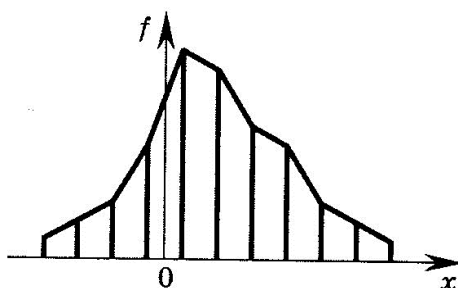


Рисунок 2.23 – Полигон частот

Оценка числовых случайных величин. Числовые характеристики, полученные из выборки, являются случайными величинами и могут быть лишь оценками числовых характеристик случайной величины, которая образует генеральную совокупность.

Оценки могут быть точечными и интервальными. Точечная оценка представляет собой некоторую функцию результатов наблюдения. Интервальная оценка – некоторый числовой интервал, который включает в себе значение искомого параметра генеральной совокупности с некоторой доверительной вероятностью. Наиболее достоверные точечные оценки: статистическое, математическое ожидание, дисперсия, среднее квадратичное отклонение, начальный и центральный моменты.

Математическое ожидание случайной величины оценивается ее средним арифметическим

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^n x_i / n. \quad (2.52)$$

Оценку дисперсии определяют по формуле

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}{n-1} = \frac{n}{n-1} \left[\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n} - \bar{X}^2 \right]. \quad (2.53)$$

Статистические начальные и центральные моменты k -го порядка выражают равенствами

$$\left. \begin{aligned} \alpha_k &= \sum_{i=1}^n x_i^k / n \\ p_k &= \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^k / n \end{aligned} \right\}. \quad (2.54)$$

Любая статистическая оценка – величина случайная. Поэтому оценка должна быть самостоятельной, несмещенной и эффективной.

Статистическая проверка гипотез о законе распределения. Наиболее простое (качественное) представление о большей или меньшей близости теоретического и эмпирического распределения дает графическое сравнение полигонов и гистограмм с кривой распределения. Для количественной оценки соответствия эмпирического распределения теоретическому, пользуются рядом критериев. Наибольшее практическое применение имеет критерий χ^2 .

Критерий

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^m [(n - n')^2 / n], \quad (2.55)$$

где m – количество сравниваемых частот;

n – теоретическая частота i -го интервала;

n' – эмпирическая частота i -го интервала.

Очевидно, χ^2 – случайная величина. Закон распределения этой величины зависит от «степени свободы» распределения

$$k = m - f - 1, \quad (2.56)$$

где f – количество параметров закона распределения;

k – количество степеней свободы.

По значениям k и χ^2 определяют вероятность $P(\chi^2)$. Если эта вероятность довольно мала ($P < 0,05$), то гипотеза о соответствии законов

распределения отбрасывается; если же $P > 0,05$, то гипотезу необходимо признать не противоречащей результатам исследования. При использовании критерия χ^2 количество данных в выборке должно быть больше 30, но не больше 300 – 500. При очень большом количестве данных незначительные отклонения по частоте в разделах приводят к большим величинам χ^2 . В каждом разделе рекомендуется иметь не меньше 5-10 данных.

Расчеты точности при производстве ИРП.

Под точностью производства понимают степень соответствия изготовленного изделия заданным размерам, форме, механическим, физическим свойствам и другим характеристикам, следующих из служебного назначения ИРП. Точность ИРП – один из основных критериев его качества и надежности.

Высокие требования к техническим параметрам и технико-эксплуатационным характеристикам современных приборов и систем управления обуславливают значимость вопросов теории и расчета точности производства.

Обеспечение точности – комплексная проблема. Её успешное решение возможно лишь тогда, когда вопрос точности, производительности и экономичности рассматривают взаимосвязано. Решение этой проблемы проводят на всех этапах создания изделия: при выборе принципиальных схем ИРП и расчетно-конструкторских работах, при проектировании и осуществлении технологических процессов на всех стадиях производства, при проектировании и создании средств измерения и контроля.

Причины несоответствия реального изделия чертежу и техническим условиям – неминуемые погрешности рабочих процессов производства. Отклонение выполняемого технологического процесса от расчетного является причиной производственных погрешностей. Поэтому важнейшее условие для успешного исследования и расчета точности конкретных технологических процессов – глубокое изучение их физической сущности, выявление важнейших закономерностей хода технологического процесса, а затем математическое выражение этих закономерностей.

При исследовании и расчете составляющих суммарной погрешности изготовления деталей по всей «технологической цепочке» производства деталей, а также изделия в целом, всегда следует учитывать специфические особенности, присущие каждому процессу. Например, для механической обработки первичные погрешности можно свести к следующим четырем основным группам: теоретической, технологической (системы СПИД: станок – приспособление – инструмент – деталь), установка заготовок, форма заготовок.

Производственные погрешности обычно разделяют на два вида: систематические, которые в свою очередь делятся на постоянные, повторяемые без изменения при обработке каждой следующей детали, и сменные, изменяющиеся от одной детали к другой по определенному закону, и случайные изменения, которые в пределах партии от одной детали к другой не подчиняются функциональной зависимости.

Однако такая классификация погрешностей условная, т.к. производственная погрешность в зависимости от условий обработки может быть отнесена или к детерминированным, или к случайным погрешностям.

Например, погрешность изготовления конкретного экземпляра приспособления при обработке на нем отдельной партии деталей представляет собой постоянные систематические погрешности. При обработке однотипных деталей на разных экземплярах приспособления одного вида эти погрешности приобретают случайный характер.

Отклонение выполняемого технологического процесса от расчетного вызывает первичные погрешности, которые являются источниками производственных погрешностей.

Первичные погрешности довольно разнообразны, поэтому с целью анализа и расчета точности обработки большое значение имеет классификация первичных погрешностей, их взаимосвязь с производственными погрешностями, представляющими собой исходные параметры качества деталей, точности, размеров, формы и др.

Группирование первичных погрешностей имеет важное значение для анализа и расчета суммарной погрешности. Учитывая это, все многообразие первичных погрешностей можно поделить на следующие четыре группы: теоретические, настройки, установки, обработки.

Рассмотрим каждую из этих групп на примере анализа процессов механической обработки.

Теоретические погрешности. Эти погрешности появляются вследствие сознательного применения приближенной схемы обработки вместо точной, или использования инструмента с приближенным профилем.

В ряде случаев основная кинематическая схема лишь приблизительно обеспечивает получение необходимой поверхности. Например, при нарезании конических зубчатых колес модульной фрезой получить точный профиль зуба невозможно. При нарезании резьбы с шагом, который выражается десятичной дробью с большим количеством знаков, приходится заменить эту дробь целым, и уже тогда осуществлять подбор зубчатых колес; шаг винта получится лишь приблизительно верным.

Приближенную схему обработки используют для упрощения технологического процесса при обеспечении заданной точности.

Погрешности настройки. Неточности устройств, применяемых при отладке технологического оборудования, погрешности, которые зависят от регулировщика, и другие не разрешают провести настройки с абсолютной точностью.

Погрешности настройки довольно существенным образом влияют на точность обработки, особенно это чувствительно в условиях приборостроительного производства, где значительна удельная величина погрешности настройки в суммарной погрешности.

Характер погрешностей настройки разный. В одних условиях погрешности настройки следует рассматривать как постоянные систематические погрешности, в других – как случайные. В зависимости от этого выбирают методы их определения при расчете точности обработки.

При расчете точности в условиях обработки одной настраиваемой партии погрешности настройки принимают постоянными систематическими.

Для совокупности ряда партий деталей погрешности настройки необходимо принимать как случайные.

В общих случаях расчета точности обработки погрешности настройки можно рассматривать как случайные погрешности, величину которых находят по соответствующим теоретико-вероятностным зависимостям.

Погрешности установки Δ_y могут определяться суммарным значением погрешности базирования Δ_b и погрешности закрепления Δ_z .

Погрешности базирования имеют место в том случае, когда технологическая (исходная) база не совпадает с конструкторской.

Погрешности обработки. Погрешности обработки можно разделить на две подгруппы: независимые и зависимые от нагрузки. Такие зависимости будут показаны ниже, и они имеют определённое значение для построения более строгих методик расчета точности обработки.

Погрешности, которые не зависят от нагрузки.

Неточность оборудования. Геометрическая точность станков, которые находятся в эксплуатации, вследствие износа постоянно снижается. Однако величина износа и неточности изготовления оборудования еще не дает полного представления о точности обрабатываемой детали. Для ее определения в каждом конкретном случае необходим расчет.

На точность обработки деталей влияют также геометрические параметры станков, такие как радиальное и торцевое (осевое) битие шпинделей токарных, фрезерных, сверлильных, круглошлифовальных станков; непрямолинейность и непараллельность направляющих токарных, круглошлифовальных, фрезерных станков в вертикальной и горизонтальной плоскости; непараллельность осей шпинделей токарных и круглошлифовальных станков к направлению движения кареток в вертикальной и горизонтальной плоскостях; неуравновешенность быстровращающихся частей станков, вызывающих вибрации, и другие

параметры.

Указанные погрешности относятся к станку, а не к обрабатываемой на нем детали. Поэтому для определения погрешностей деталей, являющихся следствием погрешностей станков, следует производить необходимые расчеты.

Например, износ направляющих обуславливает сдвиг суппорта в горизонтальной плоскости, и, при неравномерном износе передней и задней направляющих, – наклон суппорта, который вызывает увеличение диаметра обрабатываемой детали.

Неточности режущего инструмента и устройства. При работе мерным режущим инструментом его неточности непосредственно определяют погрешности обработки. К таким инструментам относятся сверла, развертки, метчики, канавочные резцы, шпоночные фрезы и др.

Погрешности немерного профильного (фасонного) инструмента на точность обработки влияют косвенно. Например, при неправильной заточке зубьев фрезы, они будут снимать стружку неодинаковой толщины, которая приведет к изменению размеров и искажению формы обрабатываемой поверхности. Кроме того, это обуславливает износ выступающих зубьев фрезы.

В некоторых случаях режущий инструмент является одновременно мерным и фасонным, например, ступенчатый и фасонный инструменты: зенкеры, развертки, зенковки и протяжки. Здесь инструмент определяет как форму, так и размеры обрабатываемой поверхности детали.

Погрешности изготовления приспособлений влияют на точность обработки. Учитывают погрешности в нерабочем состоянии. В рабочем состоянии появляются дополнительные погрешности.

К подгруппе погрешностей, которые не зависят от нагрузки, следует отнести погрешности измерения. Они могут иметь значительный удельный вес в суммарной погрешности в зависимости от выбираемых средств измерения. Так, например, при измерении внешнего диаметра валика будем иметь следующие погрешности: при использовании оптиметра – 0,001 мм;

микрометра – 0,01 мм и штангенциркуля – 0,10 – 0,15 мм.

Поэтому при расчете точности обработки необходимо учитывать погрешности измерений, обращая внимание на то, что неточность измерений требует сужения допуска на другие составляющие суммарной погрешности.

Рассмотрим наиболее определяющие погрешности, зависящие от нагрузки при обработке на металлорежущих станках.

Упругие деформации технологической системы станок – приспособление – инструмент – деталь. Под действием усилия резания и других сил, приложенных к системе СПИД, она деформируется, вследствие чего изменяется положение лезвия инструмента относительно поверхности обрабатываемой детали.

Результатом такого сдвига лезвия является возникновение погрешностей формы, размеров и взаимного расположения поверхностей. Таким образом, упругие деформации системы СПИД влияют на точность обработки. Жесткость технологической системы – одно из основных условий обеспечения заданной точности обработки. Высокая жесткость системы дает возможность повысить режимы резания, что приводит к повышению производительности.

Жесткость упругой системы зависит от жесткости всех ее звеньев. Жесткость обрабатываемой детали во многих случаях можно определить по формулам сопротивления материалов. Например, жесткость валика, обрабатываемого в центре, можно определить по формуле для изгиба балки, которая свободно лежит на двух опорах.

Температурные деформации технологической системы. В процессе работы температурный режим системы СПИД изменяется. Нагревание происходит главным образом от тепла, которое образуется в зоне резания, а также в узлах станка в результате трения, и тепла внешних источников. Характер нагревания и тепловые деформации отдельных элементов технологической системы отличаются друг от друга. При расчете влияния температурных деформаций на точность обработки необходимо учитывать особенности схем технологических систем и конкретные условия процесса. Изменение теплосодержания станка

обуславливает возникновение температурных деформаций его частей. В отличие от температурных деформаций режущих инструментов деформации станков протекают относительно медленно, причем их части нагреваются до относительно невысоких температур.

Например, при работе токарного станка нагревается главным образом его передняя бабка, причина нагревания – теплота трения в подшипниках и зубчатых передачах. Станина, суппорт, задняя бабка нагреваются незначительно и обычно их температурными деформациями можно пренебречь; шпиндель при нагревании бабки поднимается и может смещаться в горизонтальном направлении, тем самым порождая погрешности обработки детали.

Размерный износ режущего инструмента. Износ режущего инструмента происходит в результате трения его контактных поверхностей об стружку и обрабатываемую поверхность. Размерный износ систематически (во времени) изменяет положение кромки режущего инструмента относительно образующей базы обрабатываемой детали.

Погрешность, связанная с размерным износом режущего инструмента, относится к сменным систематическим погрешностям.

В условиях обработки деталей, настроенных на автоматическое получение размеров, погрешность, вызываемая размерным износом, имеет важное значение.

Размерный износ режущего инструмента выражают как функцию пути, пройденного инструментом в металле заготовки. Величина и характер износа зависят от материала и геометрии инструмента, обрабатываемого материала, режима резания и др.

Внутренними напряжениями обрабатываемой детали называют такие напряжения в материале детали, которые существуют при отсутствии каких-либо внешних нагрузок. Внутренние напряжения взаимно уравниваются. Деталь (например, отливка) может быть в напряжённом состоянии, но по внешнему виду она не отличается от детали, свободной от внутренних напряжений.

К внутренним относятся напряжения, которые возникают вследствие

литейной усадки, неравномерной пластической деформации, термической обработки (закалке) и других факторов.

Характерной особенностью внутренних напряжений является то, что даже при отсутствии каких-нибудь внешних влияний они постепенно исчезают, при этом деталь деформируется.

Вопрос о внутренних напряжениях тесно связан с вопросом о точности обработки при последовательном снятии напряженных пластов металла, происходящих уже после окончания обработки в процессе восстановления и даже во время следующей работы детали в изделии.

Влияние внутренних напряжений можно уменьшить, улучшая конструкцию детали, совершенствуя методы обработки, вводя в технологический процесс специальные операции (например, старение).

Методы расчета точности. Точность технологических процессов может быть определена двумя методами: теоретическим (расчетным), т. е. предыдущим, проведенным ранее, и экспериментальным, проведенным после того, как процесс уже осуществлен в производственных условиях. В свою очередь, теоретический подход к изучению точности производства может быть осуществлен в виде расчётно-аналитического и вероятностного методов.

Расчётно-аналитический метод допускает полную детерминированность процесса. Решая системы уравнений, которые описывают закономерности переноса погрешностей технологического процесса, однозначно определяют искомую точность. Для детерминированного процесса при неизменном комплексе исходных условий, на каждом следующем этапе расчете будут получены одни и те же результаты.

Однако реальные процессы не могут быть правильно отображены детерминированными моделями, и правомерность применения этих моделей зависит от степени изучения исследуемого процесса. Математическое описание процессов в этом случае заключается в последовательном определении начальных (исходных) погрешностей заготовок. Дальше устанавливают в

аналитическом виде их влияние на окончательную точность готовой детали и, в конце концов, решают полученную систему уравнений.

При реализации такого метода пришлось бы столкнуться с трудностями. Во-первых, невозможно учесть все факторы, которые влияют на точность технологического процесса. Во-вторых, решить систему большого количества уравнений затруднительно. И, кроме того, по точности изготовления одного изделия нельзя судить о точности технологического процесса в целом.

Расчётно-аналитический метод анализа точности технологических процессов применяют для оценки влияния тех или иных факторов в определенных условиях производства. Однако комплексную оценку всего множества факторов, вызывающих погрешности обработки, этим методом получить сложно.

Если расчётно-аналитический метод применяют для расчета погрешностей единичной детали, то вероятностный метод может быть использован для анализа точности партии деталей или процесса в целом, т. е. охватывая все практически возможные и важные комбинации условий хода технологического процесса.

Вероятностная модель содержит законы распределения характеристики систематического изменения размеров и характеристики рассеяния погрешностей обработки как для отдельных партий, так и для процесса в целом. Для построения вероятностной модели может быть применен метод статистического моделирования, например, метод Монте-Карло.

Для построения статистической модели необходимо использовать экспериментальные данные о точности отдельных операций и отдельных параметров процесса. Эта информация может быть получена в результате измерений параметров технологического процесса. Сбор массовой технологической информации в производственных условиях затруднителен, а уменьшение объема информации нежелательно, т. к. это приведет к уменьшению надежности результатов. Собрать статистическую информацию сложно и трудоемко, а обработка ее на ЭВМ занимает несколько минут. Поэтому необходимо создать устройства, которые регистрируют и

накапливают результаты измерений, а потом передают соответствующие данные в память машины в форме, удобной для восприятия.

Можно указать на следующие статистические методы, которыми пользуются в настоящее время в теории точности производства: кривые распределения, точностные диаграммы, корреляционные и регрессионные. К перспективным методам, которые еще не получили широкое распространение, следует отнести, кроме перечисленных, дисперсионный анализ, теорию планирования эксперимента и др.

Двухмерные случайные величины. При решении разных задач теории точности производства кроме одномерных случайных величин рассматривают еще двухмерные, трехмерные и вообще многомерные величины, которые представляют собой системы соответственно из двух, трех и многих величин. Примером двухмерной случайной величины может служить отклонение центра детали, обрабатываемой на станке, от центра базовой цилиндрической поверхности. Трехмерной величиной является, например, пространственная ошибка механизма. Если нас интересует одновременно несколько размеров детали, которая обрабатывается на станке, то мы имеем дело с многомерной случайной величиной, количество измерений равняется количеству контролируемых размеров. Во многих практических задачах можно ограничиться рассмотрением двух- или трехмерной случайной величины.

Оценка точности технологической системы методом квалитетов.

Оценка точности технологической системы (ТС) методом квалитетов осуществляется на этапе технологической подготовки производства при наличии справочной или нормативно-технической документации (базовой документации), регламентирующей возможные значения параметров качества изготовленной продукции в зависимости от квалитетов (классов точности) применяемых средств технологического оснащения и предметов производства.

Оценка точности технологических систем технологической операции считается удовлетворительной при выполнении следующих условий:

– необходимые значения параметров точности изготовленной продукции должны принадлежать области их возможных значений, установленных (регламентированных) в базовой документации (например, отвечать допустимым отклонениям аналогичных параметров образца-изделия при проверке точности средств технологического оснащения в работе);

– условия функционирования ТС (температура, влажность, уровень вибраций и др.), техническое состояние применяемых средств технологического оснащения (биение шпинделя, жесткость и др.) и параметры используемых предметов производства (твердость материала, шероховатость поверхности и др.) должны отвечать требованиям, установленным в базовой документации (в части условий получения регламентированных значений параметров точности изготовленной продукции).

Допускается применять метод квалитетов при отдельных нарушениях требований, если эти нарушения не влияют на точность обработки, а также, если известна максимальная величина отклонения рассмотренного параметра вследствие указанных нарушений и скорректирована на эту величину область возможных значений параметра удовлетворяют требованиям нормативно-технических документов (НТД).

Расчетные методы определения показателей точности ТС.

Метод элементарных погрешностей. Оценка показателей точности ТС технологической операции методом элементарных погрешностей выполняется на основе расчета суммарной погрешности контролируемого параметра. При этом исходными данными являются значения величин элементарных погрешностей (погрешность установки детали в приспособлении, геометрическая погрешность технологического оборудования, погрешности, которые вызваны тепловыми деформациями и др.).

Данный метод следует применять на этапе технологической подготовки производства, когда нецелесообразно проводить выборочное обследование технологического процесса.

Если элементарные погрешности являются взаимонезависимыми, суммарную погрешность δ_{Σ} контролируемого параметра определяют по формуле

$$\delta_{\Sigma} = K \sqrt{\lambda_1 \Delta_1^2 + \lambda_2 \Delta_2^2 + \lambda_1 \Delta_1^2 + \dots + \lambda_n \Delta_n^2}, \quad (2.57)$$

где $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$ – предельные значения элементарных погрешностей;

K – коэффициент риска;

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ – коэффициенты, учитывающие закон распределения элементарных погрешностей.

Коэффициент риска K выбирают в зависимости от принятого риска P .

При нормальном законе распределения элементарных погрешностей и равновероятностном их выходе за границы поля допуска принятый риск P , связанный со значением функции Лапласа $\Phi(K)$, определяют по формуле

$$P = 100[1 - 2\Phi(K)] \%. \quad (2.58)$$

Ряд значений коэффициента K приведен в табл. 2.2.

Таблица 2.2 – Значение коэффициента K

$P, \%$	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
K	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Коэффициенты $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ рассчитывают при наличии фактических данных о законе распределения элементарных погрешностей.

Для обеспечения надежности ТС технологической операции по точности необходимо, чтобы выполнялось неравенство

$$\delta_{\Sigma} < T. \quad (2.59)$$

Коэффициент точности ТС технологической операции вычисляют по формуле, приведенной в [29], причем за величину ω принимают суммарную погрешность δ_{Σ} .

Экспериментально-статистические методы оценки точности технологических систем.

Метод точечных диаграмм. Контроль точности по альтернативному признаку для ТС технологической операции по методу точечных диаграмм осуществляют путем построения графиков (точечных диаграмм), на которые по оси абсцисс откладывают условные номера обрабатываемых заготовок в последовательности их обработки (или время окончания их обработки), по оси ординат – измеренные значения контролируемого параметра и сравнение их с заданными предельными значениями $X_{\text{г}}$ и $X_{\text{н}}$.

Графики строятся по данным протоколов измерений.

В зависимости от цели исследования и вида технологического процесса на один график наносят заданные предельные значения контролируемого параметра и результаты измерений деталей выборок.

Выборки делают из нескольких партий деталей, полученных в результате обработки деталей на одной единице технологического оборудования при разных ее настройках или заменах инструмента.

В этом случае на график наносят несколько реализаций случайного процесса изменения значений контролируемого параметра $x(t)$, полученных на одной единице технологического оборудования, схематическое изображение которых приведено на рис. 2.24.

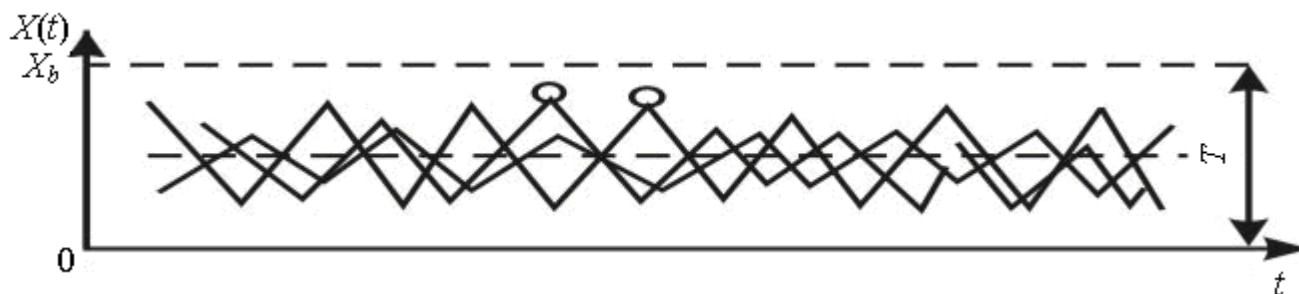


Рисунок 2.24 – Реализация случайного процесса

По графику проводится контроль точности ТС технологической операции.

Выборки делают из нескольких партий деталей, полученных в результате

разной обработки одноименных деталей при разных настройках на нескольких единицах технологического оборудования, которые выполняют одинаковую операцию.

В данном случае на график наносят несколько реализаций случайного процесса изменения значений контролируемого параметра $x(t)$, полученных на нескольких единицах технологического оборудования.

По графику можно проводить контроль точности относительно всей совокупности единиц технологического оборудования, которые выполняют данную операцию.

При построении графиков за одну реализацию следует принимать значение контролируемого параметра, который получен при постоянных условиях обработки (одна партия, одна настройка, один инструмент).

Метод мгновенных выборок. Определение показателей точности ТС выполняют путем осуществления мгновенных выборок из потока продукции.

Определение показателей точности ТС технологической операции, в общем случае, проводится по данным объединенной выборки, которая состоит из серии мгновенных выборок, взятых через определенные интервалы времени изготовления партии установленного объема при разных уровнях факторов, которые влияют на точностные характеристики ТС.

При этом в зависимости от цели проверки, за партию установленного объема принимают:

- партию деталей, обработанных при одной настройке на одной единице технологического оборудования;
- партию деталей, обработанных при нескольких настройках на одной единице технологического оборудования;
- партию деталей, обработанных при нескольких настройках на нескольких единицах технологического оборудования, которые выполняют одинаковую операцию.

Коэффициент точности ТС определяют из соотношения

$$K_T = \frac{\omega}{T}, \quad (2.60)$$

где ω – поле рассеяния или разность максимального и минимального значений контролируемого параметра в объединенной выборке.

При этом величину ω вычисляют по формуле

$$\omega = x_{\max} - x_{\min}, \quad (2.61)$$

где $x_{\max}$, $x_{\min}$ – максимальное и минимальное значения контролируемого параметра.

Метод приведенных отклонений. Контроль точности ТС по альтернативному признаку методом приведенных отклонений проводится путем расчета приведенных отклонений (под которыми понимают отклонение контролируемого параметра от его номинального значения, выраженное в относительных единицах) и проверкой соответствия необходимым значениям.

Данный метод применяют в условиях единичного и мелкосерийного производства, когда количество обрабатываемых одноименных деталей меньше объема, необходимого для определения показателя точности ТС расчетными методами.

Расчет приведенных отклонений осуществляется по выборкам. В одну выборку должны включаться детали, которые характеризуются конструктивным подобием, общностью технологического процесса обработки (методы обработки, применяемое технологическое оборудование и оснащение, материал заготовок и т. д.) и отличаются номинальными значениями контролируемого параметра (размера).

Измеренные отклонения размеров деталей, объединенных в одну выборку, приводят к единому масштабу вычислением приведенных отклонений.

Сведенные отклонения ($\Delta_{св}$) вычисляют по формулам:

– при расчете относительно нижнего предельного отклонения Δ_{Hi} (рис. 2.25), которое отвечает данному номинальному размеру

$$\Delta_{CBi} = \frac{\Delta_{Di} - \Delta_{Hi}}{T_i}, \quad (2.62)$$

где Δ_{CBi} – сведенное отклонение размера i -й детали;

Δ_{Di} – действительное отклонение размера i -й детали;

Δ_{Hi} – нижнее предельное отклонение размера i -й детали;

T_i – допуск на размер i -й детали;

– при расчете относительно верхнего предельного отклонения Δ_{Bi} , которое отвечает данному номинальному размеру

$$\Delta_{CBi} = \frac{\Delta_{Bi} - \Delta_{Hi}}{T_i}; \quad (2.63)$$

– при расчете относительно координаты середины поля допуска Δ_{0i} , которое отвечает данному номинальному размеру

$$\Delta_{CBi} = \frac{2(\Delta_{Di} - \Delta_{0i})}{T_i}. \quad (2.63)$$

Приведенные отклонения для параметров формы и расположение поверхностей деталей, объединенных в одну выборку, вычисляют по формуле

$$\Delta_{CBi} = \frac{\Delta_{Di}}{T_{\Phi i}}, \quad (2.64)$$

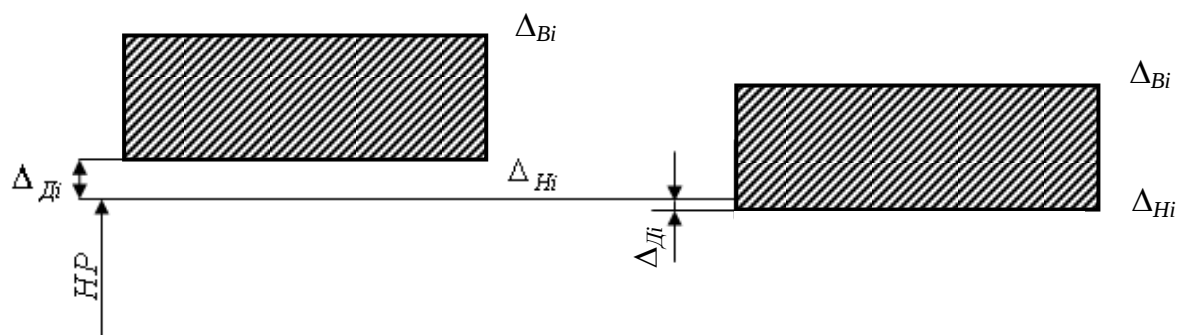
где $T_{\Phi i}$ – допуск на параметр формы или расположение поверхностей i -й детали.

Точность ТС технологической операции считается удовлетворительной

при выполнении одного из следующих условий:

– если приведенное отклонение рассчитано по формулам (2.63), то $0 \leq \Delta_{CBi} \leq 1$;

б) если приведенное отклонение рассчитано по формуле (2.64), то $-1 \leq \Delta_{CBi} \leq 1$.



HP – номинальный размер

Рисунок 2.25 – Схема определения предельных отклонений размеров

Регистрационные методы определения показателей выполнения задач по параметрам качества изготовленной продукции. В общем случае оценку вероятности выполнения задачи по одному или несколькими параметрам качества изготовленной продукции регистрационными методами следует определять по формуле

$$P = \frac{\sum_{j=1}^N n_j P_j}{\sum_{j=1}^N n_j}, \quad (2.65)$$

где P_j – оценка искомого показателя P по информации, которая содержится в событии A_j ;

n_j – объем изготовленной продукции, который отвечает событию A_j ;

N – количество событий A_j .

Если известная плотность априорного распределения искомого показателя $f_p(x)$ (полученная, например, расчетным методом), то величину P_j следует определять по формуле

$$P_j = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} x f_p(x) P(A_j / x) dx}{\int_{-\infty}^{\infty} f(x) P(A_j / x) dx}, \quad (2.66)$$

где $P(A_j / x)$ – условная вероятность появления события A_j при условии, что $P = x$.

Если состоялось событие A_j и известна зависимость вероятности его появления как функции от искомого показателя P , $L(P)$ (функция правдоподобия), то величину P_j следует определять по методу максимального правдоподобия из уравнения

$$\frac{d \ln L(P)}{dP} = 0. \quad (2.67)$$

Если событие A_j представляет собой брак m из n изготовленных изделий, а искомым показателем P является вероятность выполнения задачи по качеству, функция правдоподобия имеет вид

$$L(P) = C_n^m \cdot P^{n-m} \cdot (1 - P)^m. \quad (2.68)$$

При этом P_j следует определять согласно выражению (2.68) по формуле

$$P_j = 1 - \frac{m}{n}. \quad (2.69)$$

Если событие A_j представляет собой прием партий готовой продукции из общего количества M партий, причем каждая партия подвергалась статистическому контролю и принималась при отсутствии дефектных единиц в выборке, а искомым показателем P является вероятность выполнения задачи по качеству, функция правдоподобия имеет вид

$$L(P) = C_M^r \cdot (P^n)^{M-r} \cdot (1 - P^n)^r, \quad (2.70)$$

где n – объем контрольной выборки.

При этом величину P следует определять согласно выражению (2.68) по формуле

$$P_j = \sqrt[n]{\frac{M - r}{M}}. \quad (2.71)$$

Если событие A , которое регистрируется, представляет собой результат статистического приемочного контроля, вероятность выполнения задачи по j -м (одним) или по n (одновременно несколькими) параметрами качества изготовленной продукции следует определять по формуле

$$P = 1 - \frac{\sum_{i=1}^s \hat{D}_i}{\sum_{i=1}^s N_i}, \quad (2.72)$$

где $\hat{D}_i$ – оценка количества дефектных (соответственно, только по j -м или по каждому из параметров) единиц продукции в i -й партии;

N_i – объем i -й партии продукции;

s – количество партий, которые поступили на контроль за рассмотренный промежуток времени.

При этом дисперсия оценки искомого показателя имеет вид

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^s \hat{V} \hat{D}_i}{(\sum_{i=1}^s N_i)^2}, \quad (2.73)$$

где $\hat{V} \hat{D}_i$ – дисперсия оценки количества дефектных единиц продукции в партии.

Значение $\hat{D}_i$ и $\hat{V} \hat{D}_i$ определяют в зависимости от плана приемочного контроля и его результатов.

При одноступенчатом контроле без следующего разбраковывания его план $\Pi(n, c)$ характеризуется объемом выборки и приемочным числом c ($c < n$), а по результатам контроля выборки партия объемом N принимается, если количество дефектных изделий в выборке $y < c$, и бракуется, если $y > c$. Результатом контроля партии является выявленное в партии количество дефектных изделий $Y = y$ и количество пригодных изделий $x = n - y$.

В этом случае оценки для количества предъявленных дефектных изделий $\hat{D}_i$ и дисперсии $\hat{V} \hat{D}_i$ равняется

$$\hat{D}_i = N \cdot \frac{y}{n}; \quad (2.74)$$

$$\hat{V} \hat{D}_i = \frac{N(N-n)y(n-y)}{n^2(n-1)}. \quad (2.75)$$

При одноступенчатом контроле с разбраковыванием его план $\Pi(n, c)$ характеризуется объемом выборки n и приемочным числом c , а по результатам контроля выборки партия объемом N принимается, если количество дефектных изделий в выборке $y \leq c$, и подвергается сплошному контролю, если $y > c$. Результатом контроля партии является выявленное в партии количество

дефектных изделий Y и количество пригодных изделий X , причем

$$Y = \begin{cases} y, & \text{если } y \leq c; \\ D, & \text{если } y > c. \end{cases} \quad X = \begin{cases} n - y, & \text{если } y \leq c; \\ N - D, & \text{если } y > c, \end{cases} \quad (2.76)$$

где D – количество дефектных изделий в партии, выявленных при сплошном контроле.

В этом случае оценки $\hat{D}_i$ и $\hat{V} \hat{D}_i$ принимают вид

$$\hat{D}_i = \begin{cases} N \cdot \frac{\sum_{y=e+1}^n \frac{y}{n} h_{N,D}^{n,y}}{\sum_{y=e+1}^n h_{N,D}^{n,y}}, & \text{если } Y \leq D, \\ N \cdot \frac{y}{n}, & \text{если } Y > y; \end{cases} \quad (2.77)$$

$$\hat{V} \hat{D}_i = \begin{cases} \left(\hat{D}_i \right)^2 - N(N-1) \cdot \frac{\sum_{y=e+1}^n \frac{y(y-1)}{n(n-1)} h_{N,D}^{n,y}}{\sum_{y=e+1}^n h_{N,D}^{n,y}}, & \text{если } Y = D, \\ N \cdot \frac{N(N-n)y(n-y)}{n^2(n-1)}, & \text{если } Y = y. \end{cases} \quad (2.78)$$

где $h_{N,D}^{n,y}$ – гипергеометрическая вероятность, которая вычисляется по формуле

$$h_{N,D}^{n,y} = \frac{\binom{D}{y} \binom{N-D}{n-y}}{\binom{N}{n}}. \quad (2.79)$$

При одноступенчатом контроле со следующим сплошным контролем план

контроля $P(n, c)$ характеризуется объемом выборки n и приемочным числом c , а по результатам контроля выборки партия объемом N подвергается сплошному контролю, если количество дефектных изделий в выборке $y \leq c$, и бракуется, если $y > c$. Результатом контроля партии является выявленное в партии количество дефектных изделий Y и количество пригодных изделий X , причем

$$Y = \begin{cases} D, & \text{если } y \leq c; \\ y, & \text{если } y > c. \end{cases} \quad X = \begin{cases} N - D, & \text{если } y \leq c; \\ n - y, & \text{если } y > c, \end{cases} \quad (2.80)$$

где D – количество дефектных изделий в контролируемой партии.

В этом случае оценки $\hat{D}_i$ и $\hat{V} \hat{D}_i$ могут быть вычисленные по формулам

$$\hat{D}_i = \begin{cases} N \cdot \frac{y}{n}, & \text{если } Y = y, \\ N \cdot \frac{\sum_{y=0}^n \frac{y}{n} h_{N,D}^{n,y}}{H_{N,D}^{n,y}}, & \text{если } Y = D. \end{cases} \quad (2.81)$$

$$\hat{V} \hat{D}_i = \begin{cases} N \cdot \frac{N(N-n)y(n-y)}{n^2(n-1)}, & \text{если } Y = y, \\ \left(\hat{D}_i \right)^2 - N(N-1) \cdot \frac{\sum_{y=0}^n \frac{y(y-1)}{n(n-1)} h_{N,D}^{n,y}}{H_{N,D}^{n,y}}, & \text{если } Y = y. \end{cases} \quad (2.82)$$

где $H_{N,D}^{n,c} = \sum_{y=0}^c h_{N,D}^{n,c}$.

При одноступенчатом контроле с условным разбраковыванием план контроля $P(n, c, c_j)$ характеризуется объемом случайной выборки n , приемочным и браковочным числами c, c_j ($c < c_j < n$), а по результатам контроля выборки партия объемом N принимается, если количество

дефектных изделий в выборке $y \leq c$, подвергается сплошному контролю, если $c < y < c_1$, и бракуется, если в партии количество дефектных изделий $y \leq c_1$. Результатом контроля партии является выявленное в партии количество дефектных деталей Y и количество пригодных изделий X , причем

$$Y = \begin{cases} y_1, & \text{если } y \leq c \text{ или } y \geq c_1; \\ D, & \text{если } c < y < c_1. \end{cases} \quad X = \begin{cases} n - y, & \text{если } y \leq c \text{ или } y \geq c_1; \\ N - D, & \text{если } c < y < c_1. \end{cases} \quad (2.83)$$

В этом случае оценки $\hat{D}_i$ и $\hat{V} \hat{D}_i$ имеют вид

$$\hat{D}_i = \begin{cases} N \cdot \frac{y}{n}, & \text{если } Y = y, \\ N \cdot \frac{\sum_{y=c+1}^{c_1-1} y h_{N,D}^{n,y}}{\sum_{y=c+1}^{c_1-1} h_{N,D}^{n,y}}, & \text{если } Y = D; \end{cases} \quad (2.84)$$

$$\hat{V} \hat{D}_i = \begin{cases} \frac{N(N-n)y(n-y)}{n^2(n-1)}, & \text{если } Y = D, \\ \left(D^2\right) - \frac{N(N-1)}{n(n-1)} \cdot \frac{\sum_{y=c+1}^n y(y-1) h_{N,D}^{n,y}}{\sum_{y=c+1}^n H_{N,D}^{n,y}} - \hat{D}, & \text{если } Y = D. \end{cases} \quad (2.85)$$

Вопросы для самопроверки

1. Что такое случайная величина?
2. Назовите числовые характеристики случайных величин.
3. Объясните понятие случайных величин, «асимметрия», «эксцесс».
4. Как определяются значения среднеквадратического отклонения и

коэффициента относительного рассеивания?

5. Каковы особенности нормального закона распределения?
 6. Перечислите типичные задачи математической статистики.
 7. Как классифицируются выборки по величине?
 8. Что такое статистическая функция распределения?
 9. Что такое статистический ряд, гистограмма и полигон?
 10. Какие существуют критерии согласования?
 11. Перечислите производственные погрешности?
 12. Какие методы анализа точности ТП Вы знаете? Объясните суть каждого.
 13. Что такое точностная диаграмма, как она строится?
 14. Какие причины возникновения производственных погрешностей Вы знаете?
 15. Как классифицируются производственные погрешности?
 16. Какие особенности теоретического анализа точности производства ИРП?
 17. В чем суть выборочного метода?
 18. Какими могут быть оценки случайных величин?
 19. Какими методами и как осуществляется статистическая проверка гипотез о законе распределения?
 20. Как оценивается точность ТП с помощью точностных диаграмм?
-

2.4 Основные средства измерения элементов ИРП

2.4.1 Виды средств измерения

При производстве элементов ИРП финишной операцией является контроль габаритных размеров, точности, шероховатости поверхности и других параметров, которая осуществляется работниками отдела технического

контроля (ОТК).

Для проведения данных операций существуют следующие меры измерения:

- меры с постоянным значением воспроизводят единицу измерения либо одно из её кратных или дробных значений: неразделённые меры, концевые меры длины, угловые меры;

- меры с переменным значением воспроизводят ряд кратных или дробных значений единицы измерения в определенных пределах: разделенные штриховые меры длины (образцовые штриховые метры, метры-компараторы, рулетки, масштабные линейки) и разделенные угловые меры (лимбы);

- калибры – бесшкальные измерительные инструменты, предназначенные для ограничения отклонений размеров, форм и взаимного расположения частей изделий. Для обеспечения взаимозаменяемости проходной калибр должен быть прототипом сопрягаемой детали и, таким образом, ограничивать все элементы, а непроходными калибрами должен проверяться каждый из элементов отдельно;

- универсальные измерительные средства – шкальные инструменты и приборы, обеспечивающие определенные ряды значений измеряемой величины в определенных пределах её изменения. Независимо от назначения измерительные приборы по конструктивным признакам подразделяются на следующие основные группы: штриховые с конусом (штангенинструмент), микрометрические, механические шкальные, рычажно-оптические, проекционные, интерференционные, пневматические, электрические, радиоизотопные и др. В зависимости от рода контролируемых объектов универсальные измерительные приборы могут оснащаться специальными наконечниками, базирующими элементами и дополнительными передачами.

2.4.2 Методы измерений

Метод измерения определяется совокупностью используемых измерительных средств и условий измерения. В производственной практике различают:

- абсолютный метод измерения, связанный с оценкой значения всей измеряемой величины;
- относительный (сравнительный) метод измерения, связанный с оценкой отклонения измеряемой величины от установленной меры или образца другой формы;
- прямой метод измерения, характеризующийся непосредственной оценкой значения искомой величины или отклонений от нее по показателям прибора;
- косвенный метод измерения, характеризующийся оценкой значения искомой величины или отклонений от нее по результатам измерений другой величины, связанной с искомой определенной зависимостью;
- комплексный метод измерения в соответствии с техническими требованиями, предъявляемыми к продукции, направленный на определение того или иного значения суммы погрешностей отдельных элементов. Данный метод основывается на ограничении предельных контуров проверяемых объектов, определяемых величинами и расположением полей допусков отдельных элементов этих объектов. Отклонения всех составляющих элементов ограничиваются полем суммарного допуска;
- дифференциальный (или элементный) метод измерения сводится к независимой проверке каждого элемента отдельно. Результаты измерений каждого отдельного элемента должны быть суммированы и сопоставлены с нормированными предельными размерами проверяемого объекта. Так, например, при проверке отдельно среднего диаметра, шага и половины угла профиля резьбы необходимо путем суммирования результатов измерения этих элементов убедиться в том, что приведенный средний диаметр резьбы, включающий отклонения шага и половины угла профиля, лежит в заданных пределах;
- контактный метод измерения основан на непосредственном соприкосновении измерительных поверхностей прибора или инструмента с поверхностью контролируемого объекта;
- бесконтактный метод измерения осуществляется с помощью

проекторных и емкостных приборов. При этих методах измерения отпадает вопрос о влиянии измерительного усилия на результаты проверки.

2.4.3 Выбор средств и методов контроля

При выборе и назначении измерительных средств необходимо стремиться:

- к возможно более строгому ограничению действительных размеров контролируемых объектов предельными размерами, предписанными стандартами;
- к возможно большему расширению производственных допусков, остающихся за вычетом погрешностей измерений;
- к наибольшему снижению затрат на измерительные средства и на содержание органов технического контроля.

Прежде всего, устанавливаются значения допускаемых погрешностей средств и методов измерений гладких изделий, которые зависят от интервалов размеров (в приборостроении – от 1 до 500 мм), квалитетов, класса точности и посадки, и к какой системе относится объект замера (отверстие, вал).

Приемлемое соотношение между этими погрешностями и допусками контролируемых объектов даст возможность выбрать необходимые средства измерения. Общая характеристика роли и места отдельных, наиболее распространенных в приборостроении и машиностроении категорий производственных измерительных средств, сводиться к следующему.

Приборы с отсчетом по шкале, в том числе рычажно-механические приборы (миниметры, индикаторы, рычажные скобы, микрокаторы и др.), имеют в сравнении калибрами много преимуществ. Стабильное и низкое измерительное усилие этих приборов, устраняет погрешности, связанные с разбивкой скоб и деформированию тонкостенных деталей. Рычажно-механическими приборами оснащается целый ряд измерительных приспособлений, без которых трудно было бы осуществлять контроль сложных изделий. Данные приборы необходимы, когда необходимо знать числовые значения отклонений.

Сопоставляя области применения шкальных приборов и калибров, не

следует также забывать, что калибры являются прототипами сопряженных деталей, и контроль с их помощью наиболее надежен с точки зрения требований взаимозаменяемости. Особое значение этот вопрос имеет для изделий сложной формы (резьбовых, шлицевых, конических и др.), для которых применение комплексных калибров является одним из основных условий обеспечения взаимозаменяемости.

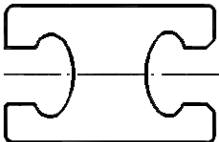
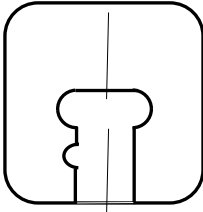
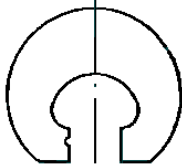
В настоящем учебном пособии будут приведены основные, наиболее распространённые инструменты, применяемые при определении основных размеров и форм деталей после их механической обработки, штамповки, прокатки, литья.

Калибры – распространённый тип инструмента для замера размеров валов и отверстий.

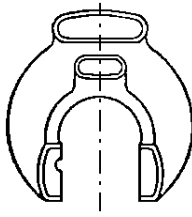
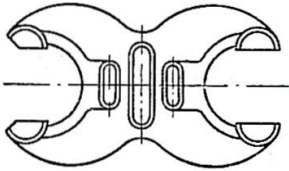
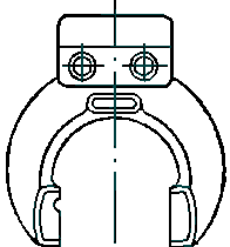
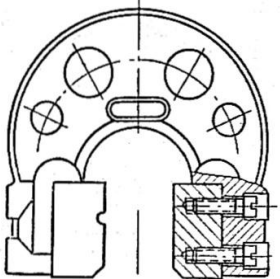
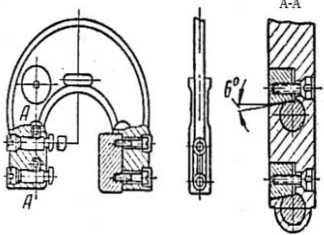
Калибры могут иметь с деталью точечный, линейный или поверхностный контакт. В таблице 2.3 приведены типы калибров для валов.

В таблице 2.4 приведены типы калибров для отверстий.

Таблица 2.3 – Типы калибров для валов

Эскиз калибра	Название и технические данные
1	2
	скобы листовые двухсторонние от 1 до 50 мм
	скобы листовые прямоугольные односторонние от 1 до 70 мм
	скобы листовые круглые односторонние от 1 до 180 мм

Продолжение таблицы 2.3

1	2
	скобы штампованные односторонние от 3 до 50 мм
	скобы штампованные двухсторонние от 3 до 100 мм
	скобы с ручками штампованные односторонние от 50 до 170 мм
	скобы литые со вставными губками односторонние от 100 до 325 мм
	скобы регулируемые от 0 до 330 мм

2.4.4 Универсальные средства измерения

Универсальные средства измерения объектов являются наиболее распространённым типом, а базой являются плоскопараллельные концевые меры длины (плитки), которые в настоящее время являются основным

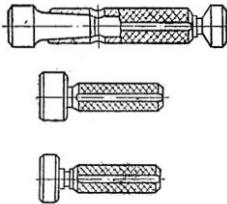
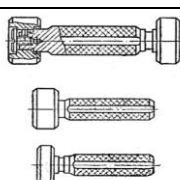
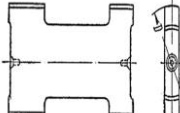
средством передачи размера.

С помощью концевых мер воспроизводятся и хранятся единицы длины, проверяются и градуируются меры, измерительные приборы и инструменты, проверяются контркалибры и калибры, устанавливаются правильные размеры при изготовлении инструментов, приспособлений и изделий, а также производятся особо точные разметочные работы, наладка станков и т. п.

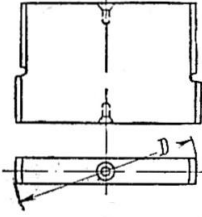
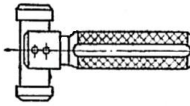
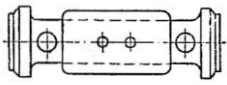
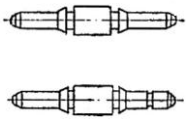
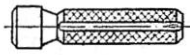
Меры имеют форму плитки или стержня с двумя взаимно-параллельными измерительными плоскостями (рис. 2.26).

Важнейшее свойство плиток – притираемость, т. е. способность их измерительных плоскостей прочно сцепляться между собой; это позволяет составлять из плиток блоки, размеры которых практически равны сумме размеров входящих в блок плиток (рис. 2.27).

Таблица 2.4 – Типы калибров для отверстий

Эскиз калибра	Название и технические данные
1	2
	Пробки двухсторонние с цилиндрическими вставками (проволочками) от 1 до 3 мм.
	Пробки со вставками с коническим хвостовиком от 1 до 50 мм – двухсторонние; проходные; непроходные
	Пробки односторонние со вставками с коническим хвостовиком от 6 до 50 мм
	Пробки с насадками от 30 до 100 мм : двухсторонние; проходные; непроходные
	Пробки листовые двухсторонние от 18 до 100 мм

Продолжение таблицы 2.4

1	2
	Пробки листовые односторонние от 50 до 300 мм
	Пробки неполные с ручками от 50 до 150 мм
	Пробки неполные с накладками от 150 до 360 мм
	Штихмасы и нутромеры сферические проходные от 250 до 1000 мм, непроходные от 75 до 1000 мм
	Пробки контрольные со вставками с коническим хвостовиком от 1 до 18 мм

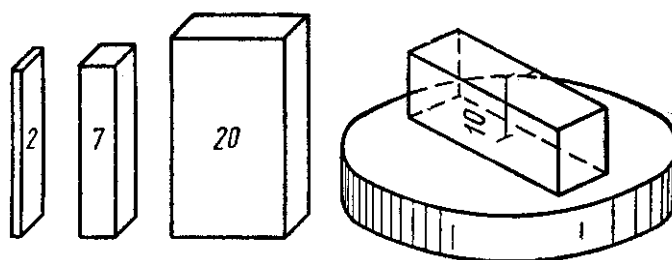


Рисунок 2.26 – Плоскопараллельные концевые меры длины (плиты)

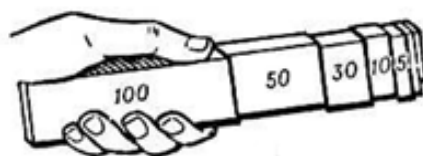


Рисунок 2.27 – Блок плиток

Размеры сечения плитки: 30×9 мм для плиток с номинальным размером до 10 мм; 35×9 мм для плиток с номинальным размером свыше 10 мм. Материал плиток легированные хромистые, хромисто-марганцовистые стали, твердость не ниже HRC 62.

Штриховые меры – имеют образцовые штриховые метры 1-го и 2-го разряда, у которых имеются штрихи 0,2, 0,5 мм (метр 1-го разряда) и штрихи через 1мм и конус с отсчетом 0,1 мм (метр 2-го разряда). Внешний вид метр-компаратор 2-го разряда приведен на рис. 2.28.

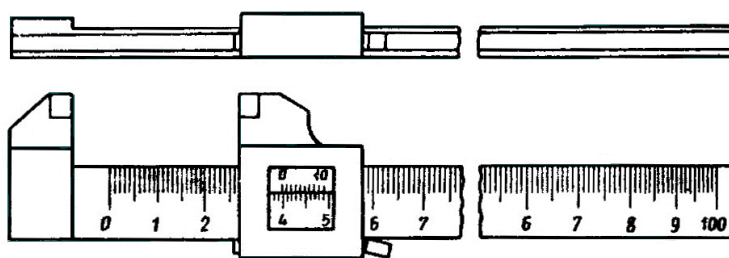


Рисунок 2.28 – Метр-компаратор 2-го разряда

Образцовые и рабочие меры длины – ленточные рулетки всех разрядов (рис. 2.29), имеют деления через 1 мм и длину: рулетки 1-го разряда – 20, 250 м, рулетки 2-го и 3-го разрядов – 10, 20, 25, 30 и 50 м, рабочие рулетки – 1, 2, 5, 10, 15 и 20 м.

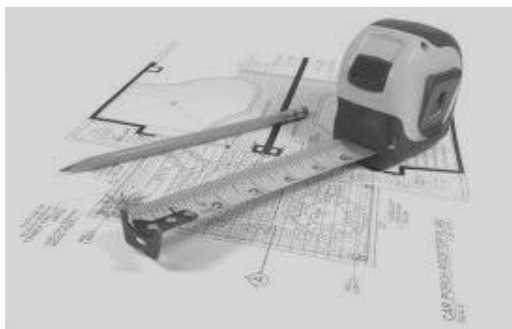


Рисунок 2.29 – Металлическая рулетка

Руководство по эксплуатации металлических измерительных рулеток изложено в ДСТУ 4179-2003 – Рулетки измерительные металлические. Технические условия. Руководство по эксплуатации.

Линейки металлические (рис. 2.30) имеют деления через 1 мм и длину 150, 200, 300, 500 и 1000 мм.

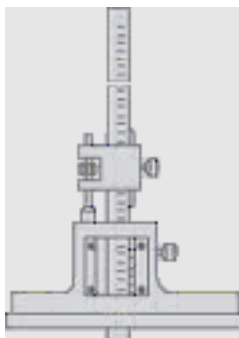


Рисунок 2.30 – Металлическая линейка

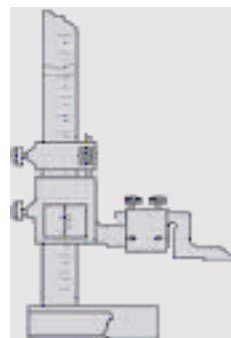
Штангенинструмент (рис. 2.31) имеет три типа инструмента: штангенциркуль, штангенглубиномер и штангенрейсмус. Штангенциркуль имеет три модификации и является одним из самых распространенных измерительных инструментов. Служит для наружных и внутренних измерений, для разметки, для измерения глубины и высоты.



а)



б)



в)

а – штангенциркуль; б – штангенглубиномер; в – штангенрейсмус

Рисунок 2.31 – Штангенинструменты

Основные характеристики штангенциркулей и погрешности при наружных измерениях в пределах 0–500 мм представлены в табл. 2.5 и 2.6.

Таблица 2.5 – Основные характеристики штангенциркулей

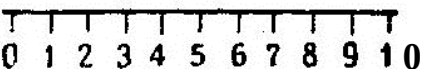
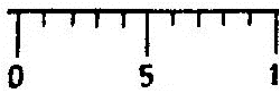
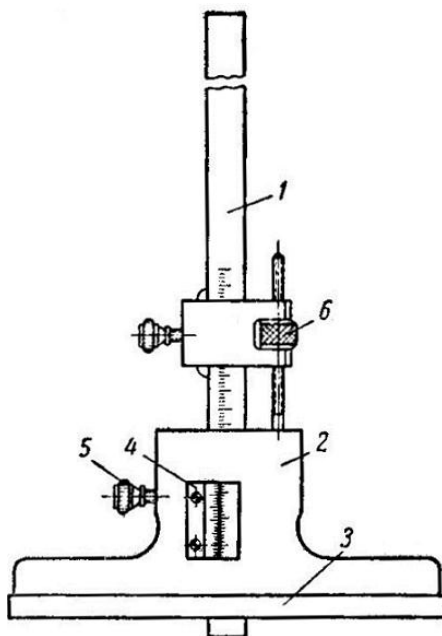
Пределы измерения, мм	Величины отсчета по нониусу, мм			Вылет H , мм, не менее	Длина l , мм, не менее
0-125	–	–	0,1	35	
0-150	0,02	0,05	0,1	35	
0-200	0,02	0,05	0,1	45	
0-300	0,02	0,05	0,1	60	
0-500	–	0,05	0,1	60	

Таблица 2.6 – Погрешности штангенциркулей при наружных измерениях

Измеряемые размеры, мм	Величина отсчета по контуру, мм		
	0,02	0,05	0,10
	Погрешность не более, мм		
до 300	$\pm 0,02$	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$
от 300 до 500	–	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$

Штангенглубиномеры (рис. 2.32) предназначены для измерения глубины отверстий и уступов. Основные данные и погрешности штангенглубиномеров приведены в табл. 2.7.



1 – штанга; 2 – рамка; 3 – основание; 4 – нониус; 5 – зажим рамки;
6 – микроподача рамки

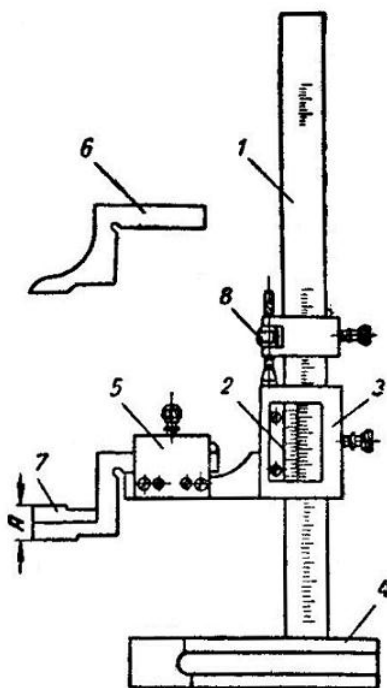
Рисунок 2.32 – Штангенглубиномер

Таблица 2.7 – Основные данные и погрешности штангенглубиномера

Верхний предел измерения, мм	Величина отсчета по нониусу, мм		
	0,02	0,05	0,10
	Погрешность, мм, не более		
до 200	$\pm 0,02$	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$
250-300	—	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$
400 и 500	—	—	$\pm 0,15$

Штангенрейсмасы служат для разметки и измерения высот (рис. 2.33). Основные данные и погрешности штангенрейсмасов приведены в табл. 2.8.

Для разметки в рамку вставляется разметочная ножка, а для измерения – плоская ножка или державка с индикатором. Для большего удобства при разметке и измерениях применяются конструкции штангенрейсмасов с передвигающей шкалой.



1 – штанга; 2 – нониус; 3 – рамка; 4 – основание; 5 – кронштейн;
6 – разметочная ножка; 7 – измерительная ножка микроподачи рамки

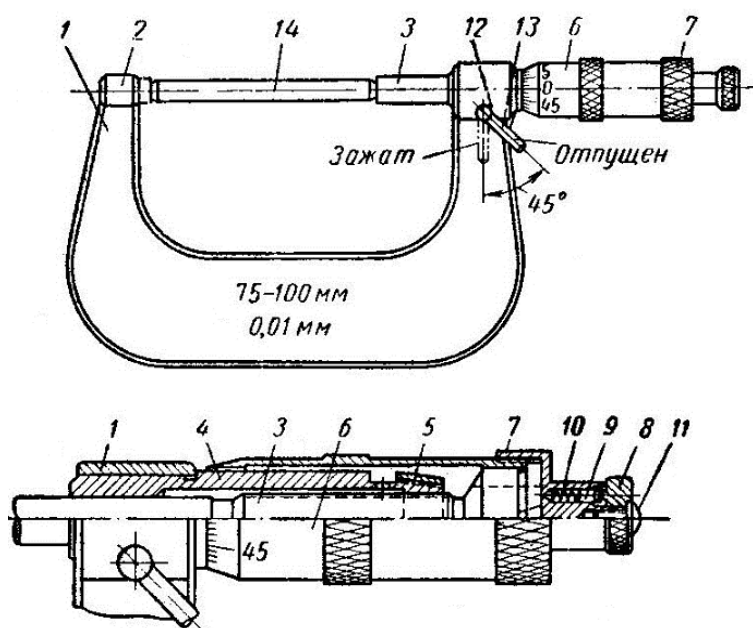
Рисунок 2.33 – Штангенрейсмас

Таблица 2.8 – Основные данные и погрешности штангенрейсмасов

Пределы измерения, мм		Вылет измерительной ножки, мм	Вес основания, кг, не менее	Величина отсчета по нониусу, мм		
нижний	верхний			0,02	0,05	0,10
				Погрешность, мм, не более		
0	200	35	0,2	±0,02	±0,05	–
не более 30	300	70	1,5	±0,03	±0,05	±0,01
40	500	70	3,0	±0,04	±0,05	±0,01

Микрометрические инструменты нашли широкое применение при механической обработке деталей, требующих высокую точность изготовления. К данной группе инструмента относятся микрометры для наружных измерений, микрометрические глубиномеры и микрометрические нутромеры для измерения отверстий.

Микрометры гладкие (рис 2.34) для измерения размеров свыше 25 мм снабжаются мерами, предназначенными для установки микрометров в начальные положения.



- 1 – скоба; 2 – щетка; 3 – микровинт; 4 – стебель; 5 – контргайка;
 6 – барабан; 7 – корпус трещотки; 8 – трещотка; 9 – штифт; 10 – пружина;
 11 – винт; 12 – стопор; 13 – штифт стопора; 14 – установочная мера

Рисунок 2.34 – Микрометр с пределами измерения 75–100 мм

Цена деления микрометрических инструментов равна 0,01 мм, шаг винта 0,5 мм. Твердость измеряемых поверхностей HRC 58-64, плоскостность поверхностей 0,9 мкм. Гладкие микрометры изготавливают под различные верхние пределы измерения: от 5 мм до 1600 мм (5, 10–25, 50, 75–100, 125–150, 175–200, 225, 250, 275, 300, 400, 500, ..., 1600 мм). Допускаемая погрешность микрометра зависит от предельного измерения и колеблется от ± 4 мкм до ± 32 мкм.

Внешний вид циферблатного микрометра приведен на рис. 2.35.

Циферблатные микрометры служат для контроля толщины листового материала. Пределы измерения 0–5, 0–10, 0–25 мм. Циферблат микрометра неподвижен, стрелка вращается. Измерительные поверхности сферические.

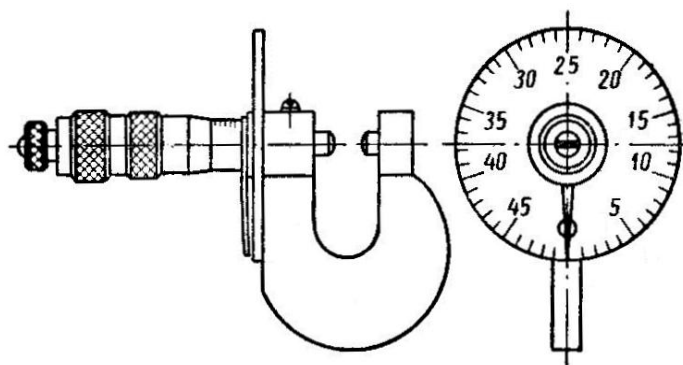
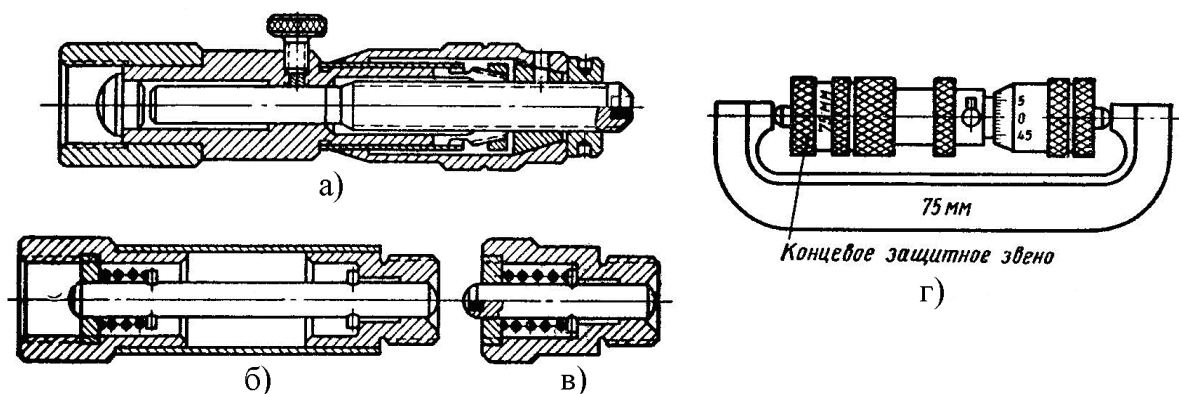


Рисунок 2.35 – Циферблатный микрометр

Нутромеры микрометрические приведены на рис 2.36.



а – измерительная головка, б – удлинитель, в – защитный наконечник,
г – установка нутромера в исходное положение

Рисунок 2.36 – Микрометрический нутромер

Микрометрические нутромеры предназначены для измерения отверстий со следующими пределами измерения 75–175, 75–575, 150–1200 и 150–4000 мм.

Головки имеют наименьшие размеры (длину) 75 и 150 мм.

Рабочий ход микровинта 13 и 25 мм. Стопор позволяет проводить отсчет после извлечения нутромера из отверстия. Допускаемая погрешность нутромеров колеблется от 8 до 70 мкм. Установочная головка в исходное положение производится по установочной мере.

Глубиномер микрометрический (рис. 2.37) выпускается с пределами измерения 0 – 100 мм. Установочные меры 25 и 75 мм (или одна мера 50 мм).

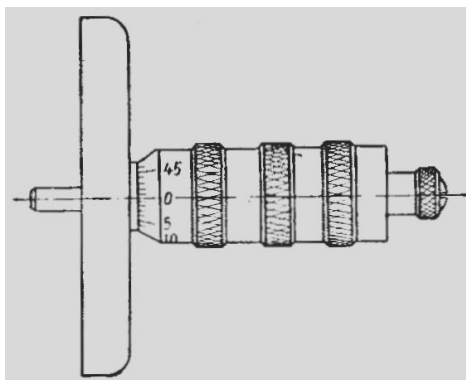


Рисунок 2.37 – Микрометрический глубиномер

Суммарные погрешности глубиномера в интервале перемещения винта, равном 25 мм, не превышают ± 5 мкм.

Механические стрелочные приборы. Предназначены для сравнительных измерений путем определения отклонений от заданного размера. В сочетании с приспособлениями эти приборы могут применяться для непосредственных измерений. Основные приборы данной группы представлены в табл. 2.9.

Оптико-механические приборы это: оптиметры, ультраоптиметры, пружинно-оптические приборы, длинномеры. В этих приборах отсчет перемещения измерительного стержня производится с помощью оптической системы, что позволяет совместить в одной плоскости шкалу и указатель и

вследствие этого повысить точность отсчета. Рассмотрим один из самих распространённых приборов данной группы.

Таблица 2.9 – Примеры механических стрелочных приборов

	Индикатор часового типа (нормальный) с ценой деления 0,01 мм
	Индикатор часового типа малогабаритный с ценой деления 0,01 мм
	Индикатор часового типа малогабаритный, торцевой с ценой деления 0,01 мм
	Индикатор часового типа с ценой деления 0,002 мм
	Индикатор с ценой деления 0,001 мм

Оптиметр служит для относительных измерений с помощью концевых мер, по которым устанавливают этот прибор. Изображение трубки оптиметра приведено на рис. 2.38.

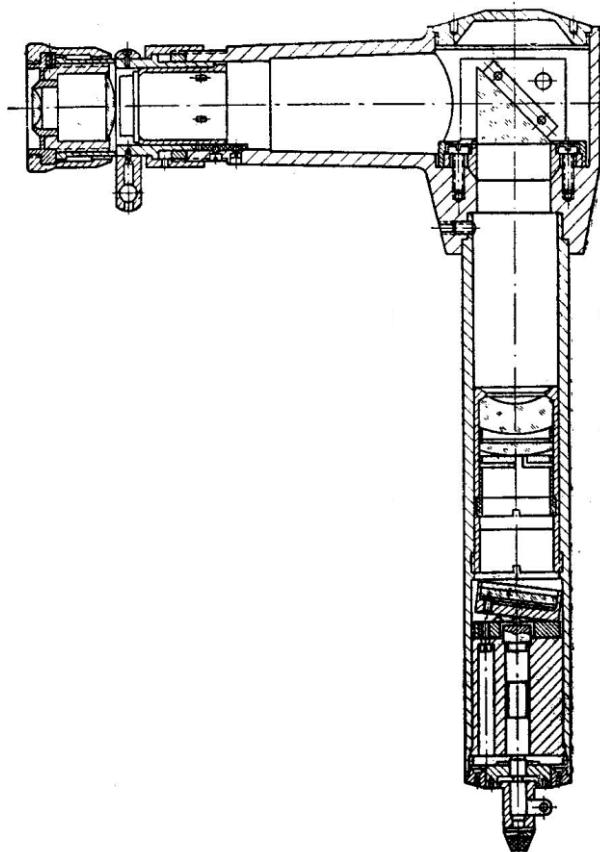


Рисунок 2.38 – Трубка оптиметра

Разница между установленными и измеряемыми размерами отсчитывается по шкале прибора. Оптиметры снабжены сферическими, плоскими и ножевидными измерительными наконечниками.

Оптиметр построен по автоколлимационной схеме. Освещение через призму.

Шкала и расположенный рядом с ней указатель лежат в фокальной плоскости объектива. Изображение шкалы, отраженное от зеркала, накладывается на указатель и рассматривается через окуляр.

При перемещении измерительного стержня зеркало, опирающееся на его конец и еще на две неподвижные опоры, поворачивается, и изображение шкалы смещается относительно указателя.

Цена деления 0,001 мм, рабочая часть шкалы $\pm 0,1$ мм.

Для наружных измерений до 180 мм трубка оптиметра устанавливается на вертикальный стойке (рис. 2.39).

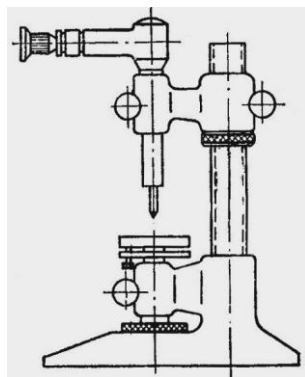
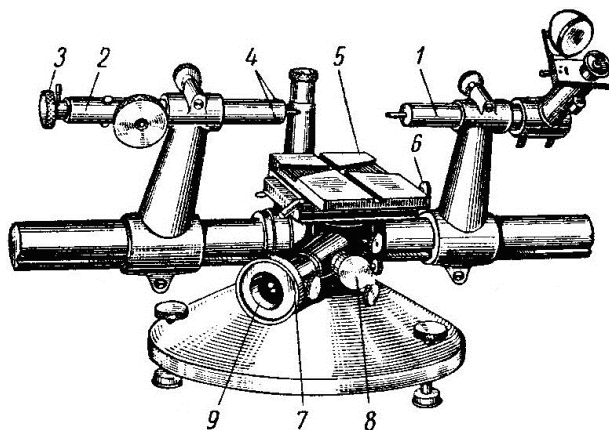


Рисунок 2.39 – Вертикальный оптиметр

Стойка имеет столик с микроподачей.

Трубка оптиметра устанавливается также в горизонтальной стойке (рис. 2.40), для наружных измерений до 350 мм и внутренних до 150 мм.



1– трубка; 2 –пиноль; 3 – микроподача; 4 – винты настройки наконечника;

5 – столики; 6 – винт подачи столика; 7 – ручка поворота столика;

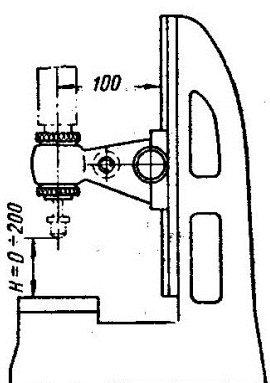
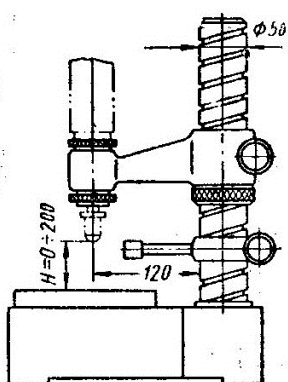
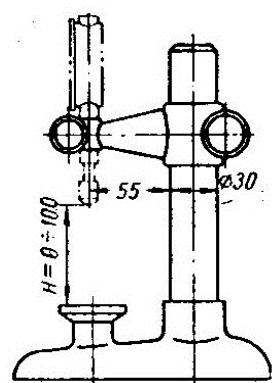
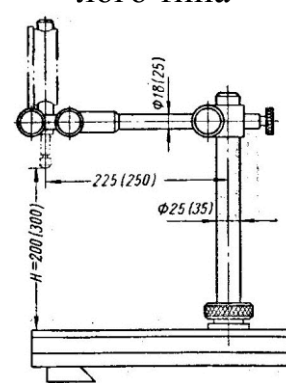
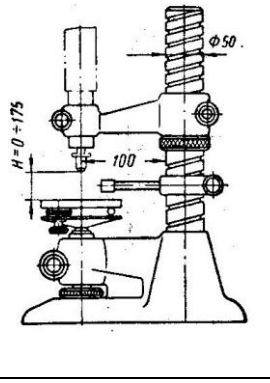
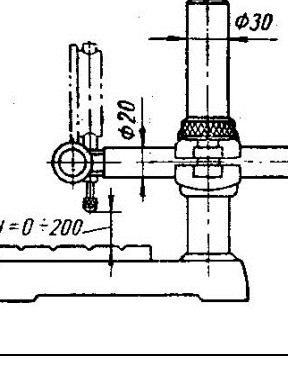
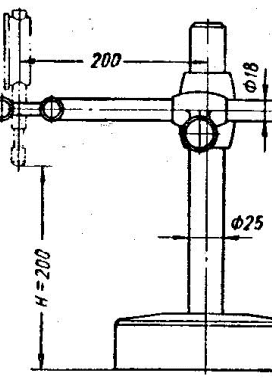
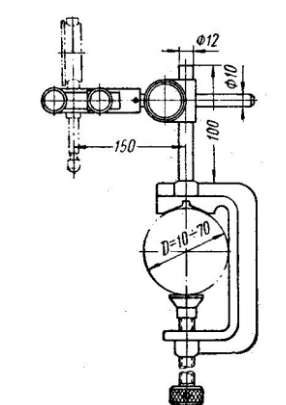
8 – винт покачивания столика; 9 – маховик подъёма столика

Рисунок 2.40 – Горизонтальный оптиметр

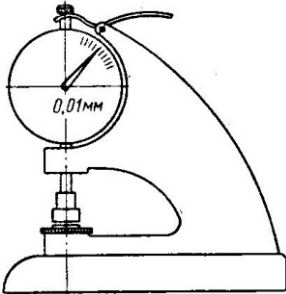
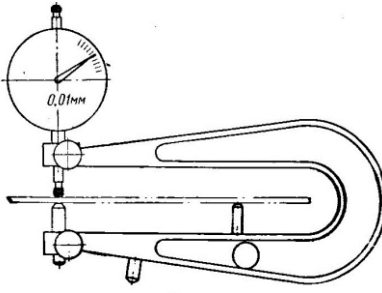
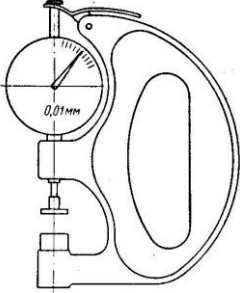
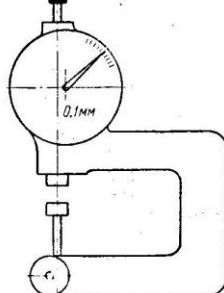
Для внутренних измерений служат скобы с серьгами, надеваемые на трубку и пиноль. Предельная погрешность показаний оптиметра на любом участке длиной до 0,06 мм не превышает $\pm 0,2$ мкм, а свыше 0,06 мм не превышает $\pm 0,3$ мкм.

При контроле наружных цилиндрических и плоских поверхностей изделий для установки и крепления измерительных приборов применяют стойки, и другие приспособления, основные из которых приведены в табл. 2.10.

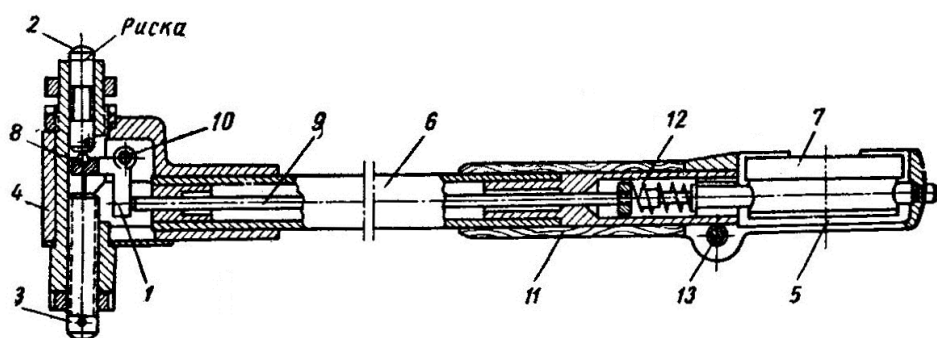
Таблица 2.10 – Стойки и другие приспособления для установки и применения приборов

Стойка повышенной жесткости 	Стойка тяжелого типа с неподвижным столом 	Стойка легкого типа с круглым столом 	Штативы универсальные легкого и тяжелого типа 
Стойка тяжелого типа с регулируемым столом 	Стойка легкого типа с прямоугольным столом 	Штатив с неподвижной колонкой 	Струбцина 

Продолжение таблица 2.10

Толщиномер настольного типа. Пределы измерения 6–10 мм 	Толщиномер переносной. Пределы измерения 0–25 мм 	Толщиномер ручного типа. Пределы измерения 0–10 мм 	Толщиномер ручного типа. Пределы измерений 0–25 мм 
---	---	--	---

При контроле отверстий кроме штангенциркулей, микрометрических нутромеров широкое применение нашли индикаторные нутромеры, общий вид которых приведен на рис. 2.41.



- 1 – рычаг, 2 – подвижный стержень; 3 – неподвижный стержень; 4 – корпус;
 5 – кожух; 6 – трубка; 7 – индикатор; 8 – шарик; 9 – шток; 10 – ось;
 11 – термоизолятор; 12 – пружина; 13 – винт крепления индикатора

Рисунок 2.41 – Индикаторный нутромер

Кроме плоских и круглых цилиндрических поверхностей в приборостроении применяют изделия, который имеют угловую и коническую форму.

Существуют ряд методов измерения данных поверхностей.

Измерение узлов сравнением их с одномерными угловыми мерами, к которым относятся угловые плитки, угольники, угловые шаблоны, конические калибры. Метод заключается в установлении величины наибольшего просвета между сторонами измеряемого угла изделия и угловой меры либо в констатации отсутствия просвета между ними.

Для измерения наружных узлов применяется также метод сравнения с помощью отсчетного прибора (рис. 2.42).

Образцовая мера 1 устанавливается на угловую плиту 2 и с помощью отсчетного прибора 3 (индикатора) определяется отклонение параллельности верхней стороны угла или фиксируется отсчет по неподвижно установленному индикатору. В последнем случае вершина измеряемого угла должна быть строго координирована. После этого образцовую меру убирают и на ее место устанавливают контролируемое изделие и проводят такие же измерения.

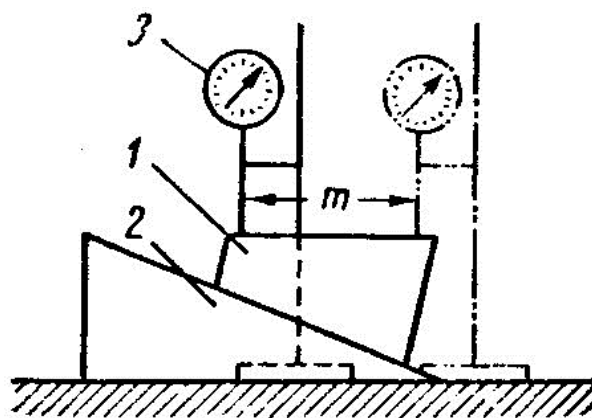


Рисунок 2.42 – Прибор для измерения наклонной поверхности

Результаты измерения сравнивают с данными, полученными по образцовой мере. Точность измерения данным методом зависит от точности образцовых мер и индикатора, правильности установки и проведения замера, от расстояния m между контактными точками.

Для выполнения данного метода измерения применяют угловые плитки, угольники с рабочим углом 90° . Существующие угловые шаблоны, в основном, применяются в подгоночных операциях как метод оценки просвета.

Кроме вышеуказанных методов применяют тригонометрические методы измерения углов.

Данный метод основан на измерении линейных отрезков. Применяются две схемы измерения: синусная и тангенсная. Синусная схема воспроизводится с помощью синусных линеек (рис. 2.43).

Основная расчетная формула установки синусной линейки

$$\sin \alpha = \frac{h}{L}, \quad (2.86)$$

где h – размер блока плоскопараллельных концевых мер;

L – расстояние между осями роликов синусной линейки. В стандартных синусных линейках этот размер 100 или 200 мм.

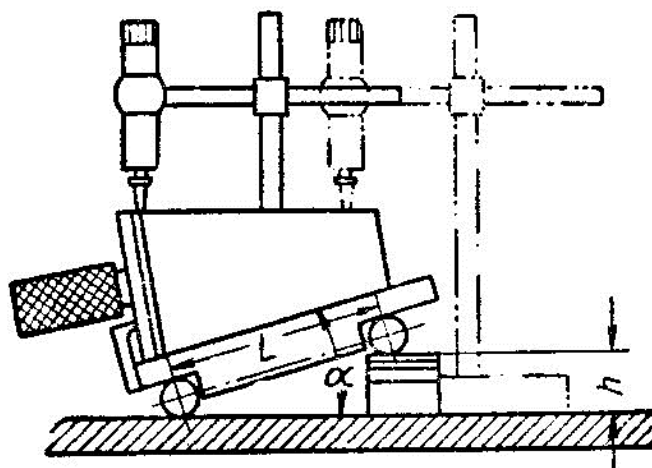


Рисунок 2.43 – Измерение угла по синусной схеме

Измерения угла изделия данным методом сводится к определению параллельности верхней стороны измеряемого угла к рабочей поверхности

поверочной плиты.

Тангенсная схема состоит в определении конусности путем измерения двух диаметров конусов и расстояния между ними.

Эти измерения производят, пользуясь в большинстве случаев универсальным микроскопом и измерительными ножами.

Схема измерения представлена на рис. 2.44.

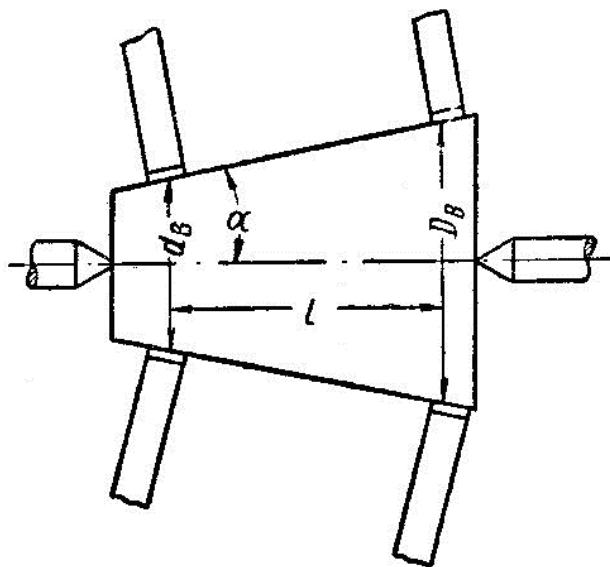


Рисунок 2.44 – Измерение угла по тангенсной схеме

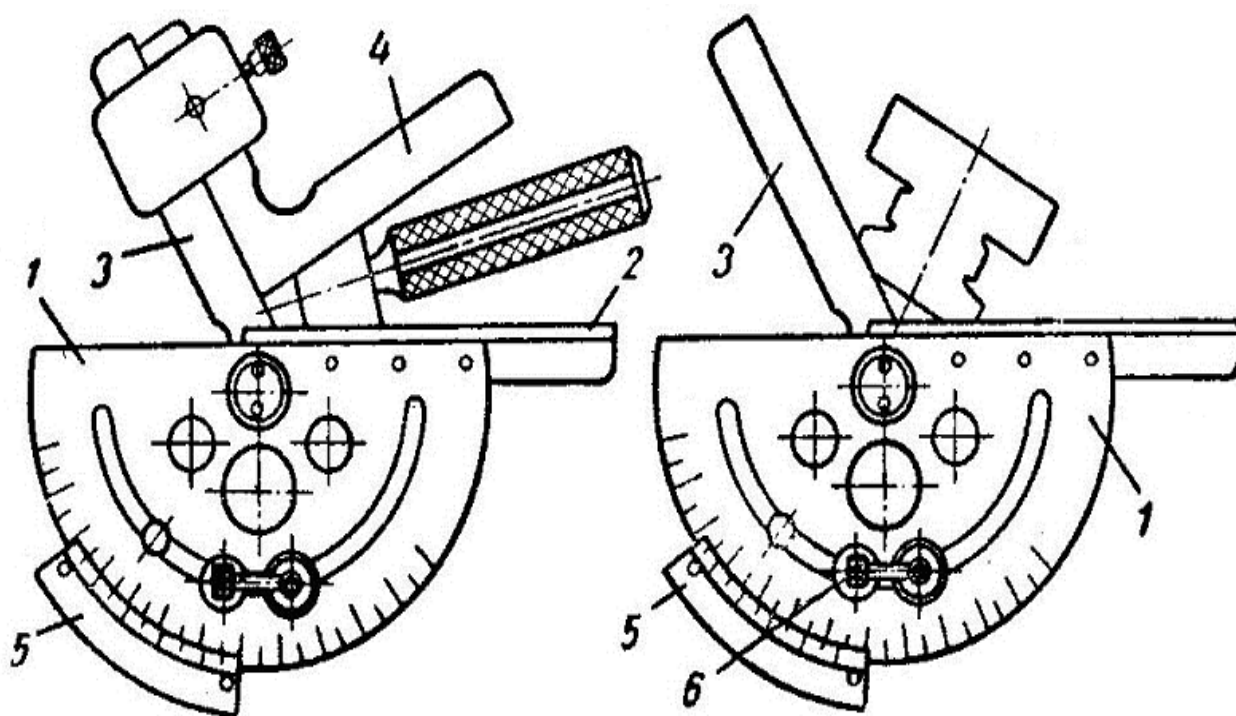
Конусность

$$k = 2 \operatorname{tg} \alpha = \frac{D_B - d_B}{l}. \quad (2.87)$$

Погрешность измерения этим методом на микроскопе обусловлена неточностью отсчета микроскопа, неточностью наводки на штрих ножа, погрешностью контакта лезвий ножа и образующий конуса.

В приборостроении при изготовлении деталей на гибочных станках широко применяют приборы, оснащенные угломерными шкалами.

Угломеры с конусами ГОСТ 5378-50 типа УТ (рис. 2.45) предназначены для измерения углов от 0 до 180° .



- 1 – полудиск; 2 – неподвижная линейка;
 3 – подвижная линейка;
 4 – угольник; 5 – конус;
 6 – микрометрический винт

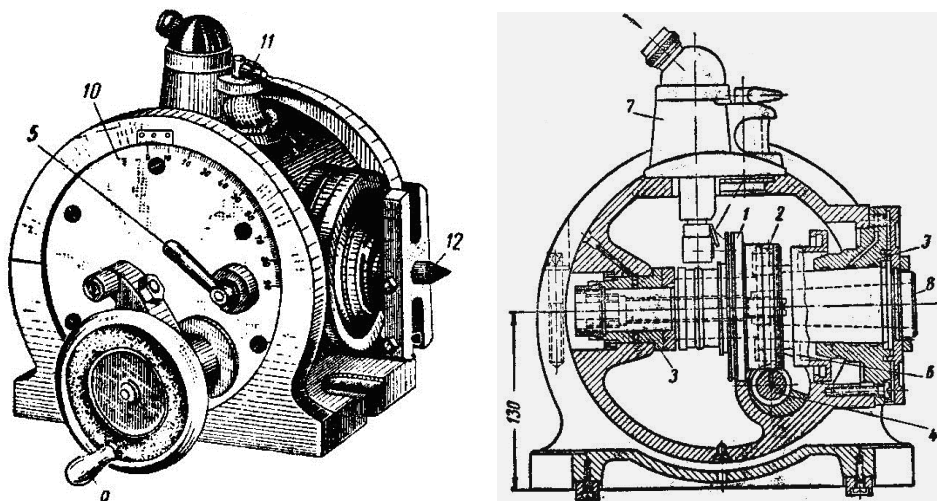
Рисунок 2.45 – Угломер с конусом

Имеются угломеры типа УН, позволяющие измерять угол от 0 до 320°.

Оптические делительные головки (рис. 2.46) предназначены как для угловых делений деталей при их обработке, так и для проверки углов различных изделий, вершины которых могут быть совмещены с осью вращения шпинделя головки.

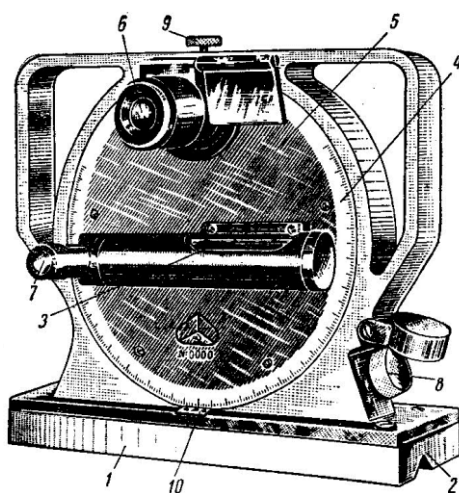
Оптический квадрат (рис. 2.47) предназначен для измерения наклона плоских и цилиндрических поверхностей относительно горизонта.

С помощью этого прибора измеряют углы между поверхностями, как угодно расположенными относительно горизонта, определяя наклоны каждой из этих поверхностей к горизонту.



1 – стеклянный лимб; 2 – червячное колесо; 3 – подшипник; 4 – червяк;
 5 – стопор; 6 – прижимная шайба; 7 – отсчетный микроскоп; 8 – шпиндель;
 9 – ручка; 10 – специальная шкала; 11 – осветительное устройство; 12 – центр

Рисунок 2.46 – Оптическая делительная головка



1 – основание; 2 – призматический паз; 3 – уровень; 4 – ориентировочная
 шкала; 5 – диск; 6 – микроскоп; 7 – поперечный уровень;
 8 – микрометрический винт; 9 – сторонний винт; 10 – указатель

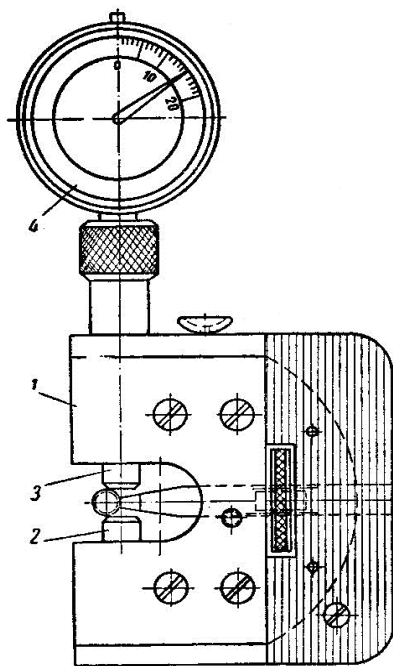
Рисунок 2.47 – Оптический квадрат

Контроль цилиндрической резьбы. В производственной практике соблюдение предельных контуров цилиндрической резьбы сопрягаемых деталей обеспечиваются комплексным методом контроля, базирующимся главным образом на применение предельных калибров.

При комплексном методе обязательна проверка приведенного среднего диаметра, включающего диаметральные компенсации отклонений шага и половины угла профиля. Существуют комплекс резьбовых пробок для внутренней резьбы (гаек); рабочие калибры для наружной резьбы (болтиков); контрольные калибры к резьбовым кольцам и способам.

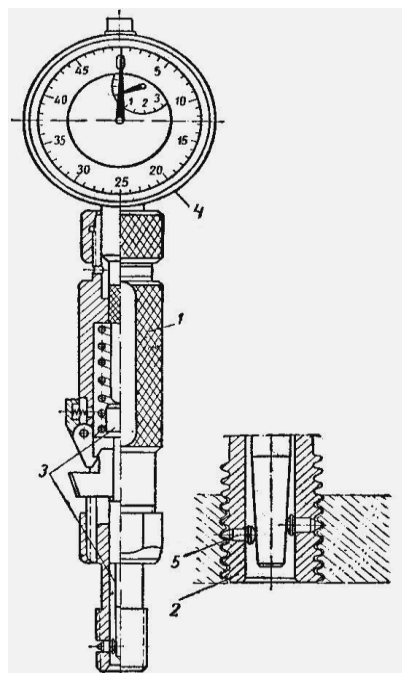
Стремление повысить производительность контроля резьбовых изделий привело к созданию ряда специальных приспособлений.

Для контроля и сортировки наружной резьбы применяют индикаторный прибор, показанный на рис. 2.48, а для внутренних резьб – прибор, показанный на рис. 2.49.



1 – скоба; 2 – неподвижная гребенка; 3 – подвижная гребенка; 4 – индикатор

Рисунок 2.48 – Индикаторный прибор для комплексной проверки
резьбовых изделий



1 – корпус; 2 – резьбовая пробка; 3 – коническая игла; 4 – индикатор;
5 – сферические вставки

Рисунок 2.49 – Индикаторный резьбовой прибор

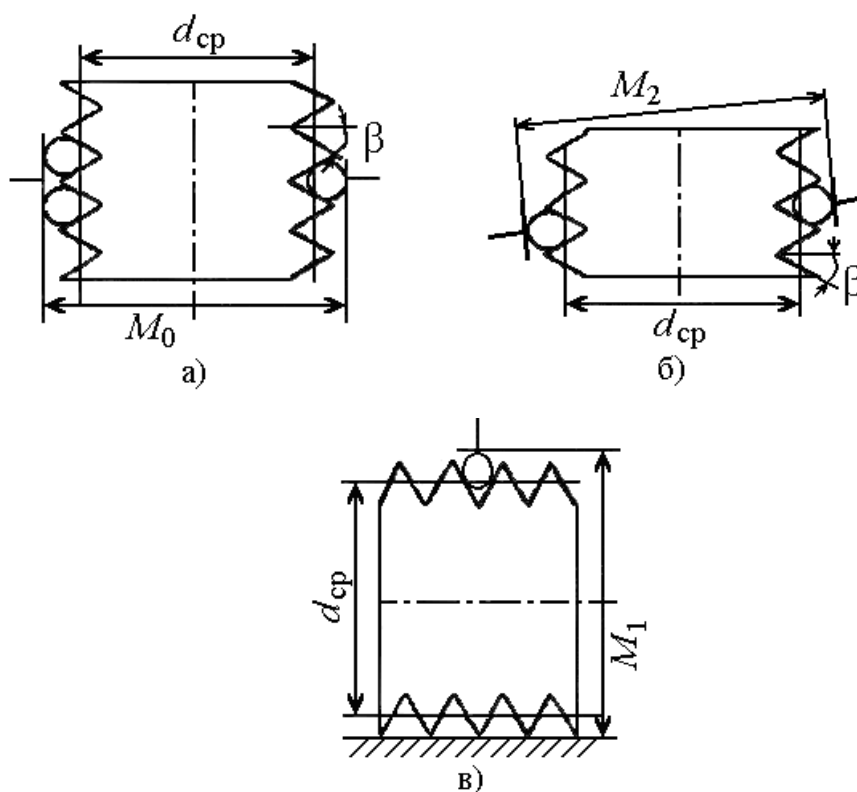
Выбор метода контроля основных элементов резьбы.

Дифференциальный (поэлементный) контроль резьбы применяется при проверке резьбовых калибров, резьбообразующего инструмента, ходовых винтов, а также резьбовых изделий высокой точности. Наибольшее значение имеет проверка трех основных элементов резьбы: среднего диаметра, половины угла профиля резьбы и шага резьбы.

Измерение среднего диаметра производят с помощью: проволок, резьбовых вставок, ножей или шаровых наконечников – проекционным методом.

При измерении среднего диаметра с помощью проволок, последние закладывают во впадины резьбы и при помощи контактного прибора, (микрометр, оптиметр и др.) определяют размер M .

Схемы метода измерения наведены на рис. 2.50.



а – метод трех проволок; б – метод двух проволок;
 в – метод одной проволоки

Рисунок 2.50 – Схемы измерения резьбы методом проволок

По известным значениям шага, половины угла профиля резьбы и диаметра проволок вычисляют действительный размер среднего диаметра резьбы. В целях повышения точности измерений диаметр проволок следует выбрать в соответствии с действующими стандартами на проволоки и ролики для измерения среднего диаметра резьбы.

Измерения с помощью резьбовых вставок применяют в основном в производственных условиях в сочетании с микрометрами и индикаторными приборами. При измерении среднего диаметра резьбы конусная вставка входит во впадину резьбы, а противолежащий этой впадине виток входит в призматическую вставку. Размеры и допускаемые отклонения резьбовых вставок нормированы. Соответствующий нормативный документ регламентирует суммарную погрешность показаний резьбовых микрометров

при проверке их установочными мерами.

Для определения среднего диаметра резьбы с шагом более 0,5 мм широко применяют проекционный метод измерения с помощью ножей и микроскопов.

Проекционный метод широко используется для измерений положений угла профиля резьбы, для которого используются проекторы, инструментальные и универсальные микроскопы. Контролируемый объект устанавливают на предметном столике прибора в центрах или призмах.

Проекционное изображение профиля резьбы не является точным изображением осевого сечения, т. к. угол подъёма искажает изображение. Для устранения этих искажений предусмотрены специальные приспособления позволяющие проектору или микроскопу направлять пучок света параллельно направлению винтовой линии резьбы. Результат измерений в дальнейшем необходимо разделить на косинус угла подъёма резьбы.

Для измерения половины угла профиля крупных резьб (диаметром более 100 мм) применяются наклонные микроскопы или индикаторных приборов, построенных на принципе синусной линейки, или угломером с ценой деления 2 при базировании по наружному диаметру резьбы.

Измерение шага резьбы осуществляют с помощью проекционного метода и шарового наконечника.

При проекционном методе измерений используются проекторы, инструментальные и универсальные микроскопы, при этом измерение шага практически сводится к измерению расстояния между одноимёнными (правыми и левыми) образующими резьбами.

При измерении без ножей на микроскопе или (проекторе) центральную пунктирную линию окулярной сетки микроскопа совмещают с изображением образующей профиля резьбы.

При измерении на микроскопе с ножами, изображение риски ножа совмещают с соответствующей пунктирной линией окулярной сетки микроскопа, как и при измерении среднего диаметра и половины угла профиля резьбы.

Наряду с проекционными методами для измерений шага применяются стационарные и накладные шагомеры с шаровыми наконечниками. Накладные шагомеры с одним неподвижным и одним подвижным наконечником служат для измерений шага по нормам направлению винтовой линий резьбы.

В накладных шагомерах обеспечивается контакт шарового наконечника с резьбой. Установка шагомера производится по образцовому резьбовому изделию или блоку концевых мер со специальными боковичками.

Средства измерения зубчатых и червячных передач.

Контроль зубчатых колёс делится на 2 вида: окончательный и технологический.

Целью окончательного контроля является оценка соответствия точности изделия требованиям, определяемым его назначением. Результаты измерения должны характеризовать эксплуатационные показатели точности колеса: кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев и величины боковых зазоров между зубьями в собранной передаче.

Технологический контроль имеет целью выявление погрешностей процесса изготовления по результатам измерения зубчатых колёс и производится для наладки технологического процесса.

Для измерения зубчатых колёс, и червячных колёс применяют зубоизмерительные приборы и лишь в отдельных случаях используют универсальные средства измерения.

Зубоизмерительные приборы выполняются двух типов:

- станковые, на которые устанавливается проверяемое колесо, центрируемое на оправке прибора по отверстию колеса или в центрах;
- накладные, устанавливаемые на измеряемое колесо по зубьям или впадинам и базирующееся иногда по окружности выступов или торцевого колеса.

Контроль цилиндрических зубчатых колёс производится измерительными средствами, показанными в табл. 2.11. Основным методом измерения кинематической точности зубчатого колеса является однопрофильная обкатка

его с точной зубчатой рейкой или с зубчатым колесом, которые являются измерительными элементами. Этот метод проверки служит для непрерывного измерения погрешностей углов поворотов при зацеплении колеса с измерительными элементами. Метод состоит в определении разности действительных и номинальных перемещений измерительного элемента при одинаковых перемещениях ведущего элемента.

Таблица 2.11 – Средства измерения цилиндрических зубчатых колёс

Измерительный элемент	Средства измерения	
	специальные	универсальные
Кинематическая и цилиндрическая погрешность	Приборы для комплексного однопрофильного контроля; волномеры	—
Профиль зубьев	Шаблоны; эвольвентомеры	Проекторы; большая модель инструментального микроскопа
Основной шаг	Шагомеры для основного шага	Штангенциркуль; микрометр со специальными губками
Окружной шаг	Шагомеры для окружного шага	Штангенцикуль и ролики
Накопленная погрешность окружного шага	Многошаговые шагомеры; угловые шагомеры; приборы для контроля на полуокружности	Теодолиты; лимбы; делительные диски; делительные головки – все с применением рычажно-чувствительного прибора
Направление зубьев и контактная линия	Контактомеры универсальные, прямолинейности, направления; приборы для проверки среднего направления зубьев	Плита с центрами, ролик и рычажно-чувствительный прибор на стойке
Толщина зубьев, смещение исходного контура, длина общей нормали	Штангензубомеры; тангенциальные зубомеры; модульные седла; предельные шаблоны; нормалемеры	Два ролика и микрометр; штангенцикуль; микрометр со специальными губками; жесткие предельные скобы
Биение зубчатого венца	Биениемеры	Плита с центрами; ролики и рычажно-чувствительный прибор
Измерительное межцентровое расстояние	Межцентромеры; приборы для проверки колебания относительного смещения реек	Штихмасы

Проверка профиля зубьев цилиндрических зубчатых колёс производится путём составления действительного профиля зуба с теоретической формой профиля, очерченной по эвольвенте. Проверка производится:

- сопоставлением действительного профиля зуба с контуром шаблона (проверка на просвет);
- сличением проекции контура зуба, увеличенного в « N » раз с теоретическим контуром, вычерченным с тем же увеличением.

Проверка основного шага цилиндрических зубчатых колёс осуществляется специальным зубоизмерительным прибором – шагомером для основного шага, предназначенным для определения отклонений действительного расстояния между смежными одноимёнными профилями от номинального размера основного шага по колесу.

Проверка окружного шага цилиндрических зубчатых колёс осуществляется шагомерами, предназначенными для проверки равномерности расстояний между одноимёнными профилями зубчатого колеса по хордам дуг какой-либо окружности измерения.

Для выявления возможных боковых зазоров в передаче проверяется радиальное положение исходного контура относительно оси колеса, которое характеризует дуговую толщину зубьев. Для проверки применяются: тангенциальные зубомеры и модульные сёдла, предназначенные для определения радиального положения исходного контура относительно оси колеса; предельные шаблоны, проверяющие радиальное смещение исходного контура относительно заданных пределов, индикаторные способы, проверяющие длину общей нормали, при обхвате нескольких зубьев; штангензубомер, для измерения длины хорды зуба на заданной высоте от окружности выступов.

Биение зубчатого венца определяется изменением радиального положения измерительного наконечника относительно оси зубчатого колеса. Для этих измерений применяют прибор биениемер.

Средства измерения конических зубчатых колёс несут определённые

сложности в связи с геометрической формой, особенно косозубые и с криволинейной образующей зубьев. Это вынуждает в производственных условиях ограничиваться комплексной их проверкой в зацеплениях с измерительной шестерней или поверкой зацепления в паре, а в некоторых случаях дополнительно проверить биение зубчатого венца.

Поэлементная проверка зубчатых колёс производится очень редко, в основном – с целью выявления по изделию погрешностей технологического процесса. Для контроля зубчатых колёс применяются измерительные средства, указанные в табл. 2.12.

Таблица 2.12 – Средства измерения конических зубчатых колёс

Измеряемый элемент	Средства измерения	
	специальные	универсальные
Кинематическая и циклическая погрешности	Приборы для комплексного однопрофильного контроля	—
Окружной шаг	Шагомеры для окружного шага	—
Накопленная погрешность окружного шага	Угловые шагомеры	Теодолиты, лимбы, делительные диски, делительные головки – все с применением рычажно-чувствительного прибора
Пятно контакта и направление зуба	Контрольные обкатные станки, специальные шпильки	—
Толщина зуба	Штангензубомеры, предельные шаблоны, зубоизмерительная машина	—
Биение зубчатого венца	Биение меры	Плита с центрами, ролик и рычажно-чувствительный прибор
Комплексная проверка при плотном зацеплении с измерительной шестерней	Приборы для проверки смещения оси или измерения межосевого угла	—

Контроль элементов червячных колёс производится измерительными средствами, указанными в табл. 2.13.

Средства измерения чистоты поверхности. Методы контроля чистоты поверхности условно разделяют на количественные и качественные.

Таблица 2.13 – Средства измерения червяков и червячных колес

Измеряемый элемент	Средства измерения	
	специальные	универсальные
Осевой шаг червяка	Приборы для проверки осевого шага червяка	Универсальный микроскоп, инструментальный микроскоп, проекторы
Профиль червяка	Профилемеры для червяков	Плита с центрами и угловые плитки и рычажно-чувствительный прибор, проекторы, универсальный микроскоп
Биение витков червяка	Плита с центрами и направляющей для стойки с индикатором	Универсальный и инструментальный микроскопы, проекторы
Винтовая линия червяка и винтовая поверхность	Приборы для проверки винтовой линии червяка	—
Толщина витка червяка	Штангензубомеры, тангенциальные зубомеры, модульные седла, предельные шаблоны	Три ролика и миниметр, ролик и миниметр
Окружной шаг колеса	Шагомеры для окружного шага	—
Профиль колеса	Эвольвентомеры	—
Накопленная погрешность окружного шага колеса	Угловые шагомеры и многошаговые шагомеры	Теодолиты, лимбы, делительные диски, делительные головки, все с применением рычажно-чувствительного прибора
Толщина зуба колеса	Специальные скобы с шаровыми измерительными наконечниками	—
Радиальное биение зубчатого венца	Приборы для радиальных измерений колеса	—
Комплексная проверка передачи	Приборы для проверки кинематической и циклической погрешностей передачи. Приборы для проверки колебания межосевого расстояния	—

Количественными методами осуществляются контроль микронеровностей в сечении и оценка микронеровностей на участке поверхности.

Данный метод располагает рядом средств контроля:

- определение неровности в сечении: профилограф, двойной микроскоп, интерференционный микроскоп;
- интегральные: пневматический прибор для контроля чистоты поверхности;
- образцы чистоты поверхности;
- сравнительный микроскоп.

Профилометры предназначены для цехового контроля чистоты поверхности 5–12 классов; определяемый показатель чистоты – среднее квадратичное отклонение: $H_{ск}$, неровностей поверхностей от средней линии. Наибольшее применение нашли контактные электродинамические профилометры КВ-4 и КВ-7. Основным узлом профилометра (рис. 2.51) является датчик показаний, который состоит из подвижной катушки 4, находящийся в магнитном поле магнита 3 и жестко скрепленной иглой 2, перемещающейся по контролируемой поверхности 1.

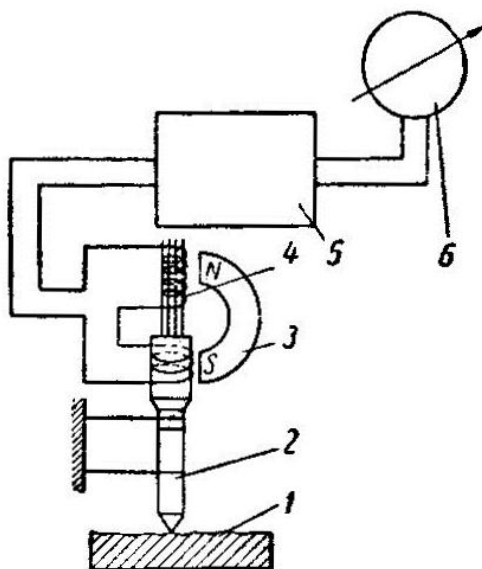


Рисунок 2.51 – Схема датчика профилографа

Игла с катушкой совершают колебания из-за неровностей, при этом в обмотке катушки возбуждается электродвижущая сила, пропорциональная скорости колебания иглы. Так как ЭДС очень мала, в приборе имеется усилитель 5. Усиленное напряжение интегрируется по времени специальным интегрирующим звеном. После интегрирования напряжения на выходе усилителя которое пропорционально мгновенному значению положения иглы (высота иглы на профиле), измеряется прибором 6, показывающим среднее квадратичное значение напряжения, а, следовательно, и $H_{ск}$ микроповерхностей профиля.

Профилометр укомплектован двумя датчиками типов Б и М и механическим приводом (для лабораторных измерений). Датчик типа Б служит для измерения чистоты плоских и наружных цилиндрических поверхностей, датчик типа М – для чистоты поверхностей отверстий диаметром от 6-ти мм и выше.

Привод служит для механизированного перемещения датчика с равномерной скоростью (обычно 5–6 мм/с).

Погрешности метода измерения лежат в пределах $(+/-)15\%$ для любого из классов чистоты.

Собственная погрешность прибора не превышает $(+/-)5\%$.

Профилографы предназначены для лабораторного исследования чистоты поверхностей. Они дают увеличенную запись микропрофиля поверхности в виде профилограммы. Из профилограммы определяется $H_{сп}$ или $H_{ср}$ (среднее арифметическое) высота неровности.

Наибольшее применение имеют оптико-механические профилографы.

Устройство и принцип работы профилографа заключается в перемещении иглы по поверхности и поворотами зеркала, непосредственно связанного с иглой. На зеркало падает пучок лучей, который отражается и идёт к объективу, через который попадает на барабан с фотобумагой. Барабан равномерно вращается и на бумаге записывается профилограмма, изображающая микронеровности поверхностей в увеличенном виде, с различными

вертикальными и горизонтальными масштабами.

Двойной микроскоп МИС-11 предназначен для лабораторного контроля чистоты поверхностей деталей III-IX классов. Определяемый показатель чистоты: $H_{\text{ср}}$. Метод измерения основан на принципе светового сечения, заключающемся в том, что на поверхность контролируемой детали 1 (рис. 2.52) проектируется под углом (обычно 45°) через осветительный тубус световая щель 2, рассматриваемая под углом через микроскоп наблюдательного тубуса 3.

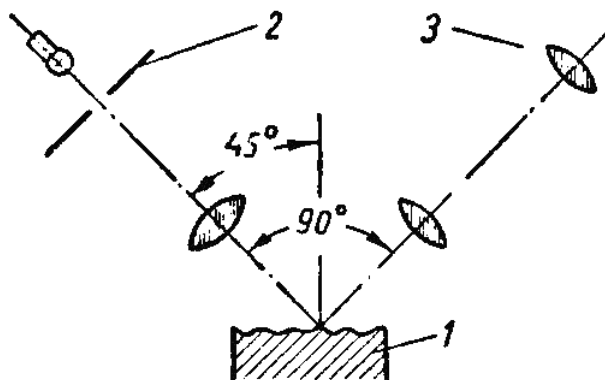


Рисунок 2.52 – Схема двойного микроскопа

Так как на контролируемой поверхности имеются микронеровности, то линия пересечения световой проекции щели и поверхности является кривой, контролирующей неровности в данном сечении.

В окуляре наблюдается искошенный контур поверхности. Измерение высот микронеровностей производится с помощью окулярного микрометра.

Так как на контролируемой поверхности имеются микронеровности, то линия пересечения световой проекции щели и поверхности является кривой, контролирующей неровности в данном сечении.

В окуляре наблюдается искошенный контур поверхности. Измерение высот микронеровностей производится с помощью окулярного микрометра.

Высота неровностей $H_{\text{ср}}$ определяется произведением разности отсчётов по барабану окуляр – микрометра на цену деления барабана окуляр – микрометра.

Предельные погрешности измерения при отсчете окуляр – микрометра для поверхностей от III по VIII класс составляет 10–35 %, это требует многократного повторения замеров на различных участках поверхности.

Интерференционный микроскоп предназначен для лабораторного контроля чистоты обработанных поверхностей. Определяемый показатель чистоты: H_{cp} . Метод измерения основан на использовании явления интерференции. На контролируемой поверхности детали оптическая система прибора образует интерференционные полосы. Из-за неровностей поверхности интерференционные полосы искривляются соответственно профилю микронеровностей на рассматриваемом участке. Изображение поверхности вместе с интерференционными полосами рассматривается через окуляр и измеряется окулярным микроскопом.

Для оценки высот неровностей на глаз, определяют на какую величину изменяется интервал между полосами или на сколько интервалов искривляется полоса, показанная на рис. 2.53.

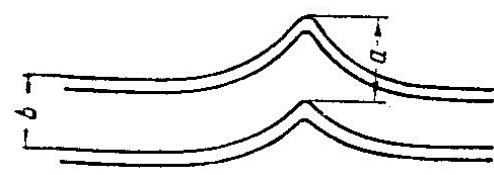


Рисунок 2.53 – Интерференционная полоса

Если искривление определено в долях интервала, то высота неровности:

$$H_{cp} = 0,27 \frac{a}{b} \text{ мкм}, \quad (2.87)$$

где 0,27 мкм – половина длины волны белого света.

Измерение неровности H_{cp} при помощи окулярного микрометра производится в следующей последовательности: сначала измеряют величину интервала « b », а затем высоту неровности « a ».

Пневматический прибор для контроля поверхностей 6–9 классов.

Настройка производится по аттестованным технологическим образцам чистоты поверхности или по образцовым деталям. Метод измерения основан на определении расхода воздуха, изменяющегося в зависимости от размеров впадин микронеровностей под торцом сопла измерительной головки (рис. 2.54).

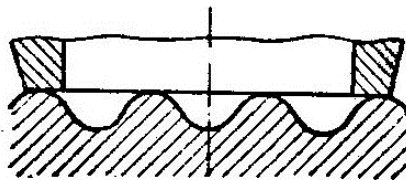


Рисунок 2.54 – Схема соприкосновения сопла иголки прибора с поверхностью

Прибор состоит из набора пневматических измерительных головок и поплавкового микрометра. Головки подобраны для различных классов чистоты и формы поверхностей плоской и цилиндрической. Поплавковый микрометр определяет суммарный расход воздуха через впадины микронеровностей, даёт показание, зависящее от формы и размеров профиля микронеровностей.

Образцы чистоты поверхности.

Определение чистоты поверхностей детали методом сравнения с образцами, широко применяется в цехах, а также при назначении чистоты поверхностей вновь проектируемых деталей. Также образцы служат для настраивания приборов, построенных на использовании сравнительных методов оценки чистоты поверхности.

Образцы комплектуются обычно в наборы по материалам и видам обработки. На практике такие наборы выдаются рабочему на рабочее место технологической операции. Методом сравнения, рабочий подгоняет чистоту обрабатываемой поверхности под образец. Большую роль в данном процессе имеет опыт рабочего и контролёра. Контроль чистоты поверхности деталей сравнением с образцами даёт надёжные результаты для деталей для 6 класса включительно.

Сравнительный микроскоп является прибором, повышающим контроль чистоты поверхностей деталей сравнением с образцом. Для улучшения

контроля чистоты поверхностей сравнением с образцами применяется сравнительный микроскоп. Оптическая система микроскопа ЛИТМО позволяет наблюдать одновременно увеличенное изображение поверхности образца и контролируемой детали. Схема прибора приведена на рис. 2.55.

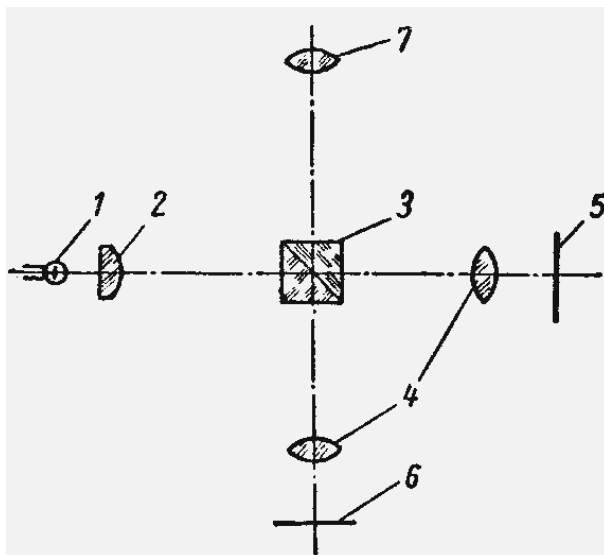


Рисунок 2.55 – Схема сравнительного микроскопа

Луч от источника света 1 попадает через конденсор 2 на разделяющую призму 3. Часть лучей через призму 4 попадают на образец чистоты 5, и, отразившись от плоскости призмы, лучи дают изображение в окуляре 7, занимая половину поля зрения. Вторая часть лучей, отразившись от плоскости стыка призмы, идёт через объектив 4 на поверхность контролируемой детали 6. После отражения лучи проходят призму и дают изображение поверхности контролируемой детали на второй половине поля зрения окуляра 7.

Приведенные в данном подразделе типы инструмента, виды приборов и методы измерения параметрических характеристик, класса точности изготовления и чистоты поверхности, твёрдости материала и толщины наносимых покрытий нашли широкое применение в разных отраслях промышленности. Они отвечают требованиям, предъявляемым к ИРП.

Современные технические задачи выдвигают повышенные требования к механизмам, приборам, деталям, материалам, к процессу их получения и

обработки. Для контроля их параметров используется оборудование, позволяющее осуществлять измерения микро- и наномасштаба.

Примеры подобного оборудования приведены в таблице 2.14.

Таблица 2.14 – Примеры оборудования

Общий вид	Технические особенности
1	2
Аппаратно-промышленный комплекс для активного контроля обработки отверстий БВ - 4320	
	Предназначен для оснащения внутришлифовальных станков с ЧПУ при серийном производстве прецизионных деталей в условиях предприятия
Система для бесконтактных измерений по двум осям (X,Y) Kestrel. Elite	
	Максимальный размер стандартной платформы 150 мм x 100 мм; максимальное увеличение 50х; обработка данных через двух-осевой индикатор, многофункциональный микропроцессор; возможность подключения цифровой и видео камер. Kestrel – это первая бесконтактная измерительная система, объединяющая точность качественного лабораторного контроля, повторяемость и оптическое качество с поточной скоростью и легкостью использования, в одной системе. Оптика с высоким разрешением дает четкие изображения нечетких, темных и сложных поверхностей.

Стационарный твердомер HVS -1000



Используется в производственных условиях и лабораториях, в лабораториях исследовательских институтах при работе со сплавами, незакаленными сталями, чугунами и деталями, изготовленными из металла, например, подшипников скольжения. Приборы показывают точные результаты, что позволяет делать правильные выводы о качестве подвергаемого проверке материала.

В приборе применен нагружающий механизм с пониженным трением, что обеспечило стабильное приложение усилия и повышение точности испытаний.

Портативный статический твердомер для металла Equostat-3



Применяется для выполнения точных, быстрых и воспроизводимых измерений твердости материала.

Точное измерение твердости металла как у очень мягких (алюминий), так и у очень твердых (закаленная сталь) материалах толщиной 0,2 мм (в зависимости от величины твердости).

Измерение твердости чувствительных к царапинам или полированных поверхностей.

Измерение твердости металла в зоне термического влияния сварных швов.

Ультразвуковой дефектоскоп А 1214 EXPERT



Используется для контроля сварных швов, поиска мест коррозии, трещин, внутренних расслоений и других дефектов контролируемого материала.

Позволяет определять толщину и размеры изделия, оценивать параметры дефектов типа нарушений сплошности и однородности материала в изделиях из металлов и пластмасс.

Система бесконтактных видеоизмерений по двум осям MERLIN 300



Используется для быстрых и точных двухмерных измерений прецизионных компонентов. Система пригодна для использования, как для контроля качества готовых изделий, так и в задачах контроля производственных процессов.

Сочетание современного видеомикропроцессора с сенсорным экраном гарантирует высокую точность и повторяемость измерений не зависимо от числа операторов работающих с системой.

Цифровой портативный измеритель шероховатости TIME Group Inc. модель TR-200



Используется для расчёта параметров шероховатости в соответствии с выбранной методикой и чётко отображает на жидкокристаллическом экране график профиля образца и все измеренные параметры.

Удобное в работе программное меню управления прибором.

Большой и четкий графический жидкокристаллический экран.

Микроскопы для металлографии Carl Zeiss AxioScope



Новая серия микроскопов, ориентированная на соответствие основным задачам научной и производственной практики. При необходимости всегда можно провести усовершенствование микроскопа до более высокого уровня производительности. Модель в различных комплектациях позволяет решать как простые повседневные задачи, так и проводить исследовательские проекты высокой сложности от задач контроля качества до анализа и разработки новых материалов, в том числе и для ИРП.

Ультразвуковой толщиномер 45MG



Применяется для измерения толщины металлических изделий, покрытых изнутри слоем коррозии.

Оснащен программным обеспечением для измерения толщины.

Этот уникальный прибор совместим со всеми двух- и одноэлементными преобразователями производства Olympus, тем самым являясь комплексным решением практически во всех случаях контроля.

Аппаратно-программный комплекс для автоматизированного измерения червячных фрез для нарезания зубчатых колес внешнего зацепления БВ-5139



Предназначен для метрологического обеспечения производства зубообрабатывающего инструмента, в том числе червячных фрез, в условиях предприятий различных отраслей машиностроения, производящих зубообрабатывающий инструмент, а также зубчатые колеса (для входного контроля инструмента).

Прибор прецизионных для измерений малых отверстий БВ-2021



Предназначен для измерения внутренних размеров прецизионных деталей, в том числе для аттестации образцовых колец.

Применяется специальный электронный индикатор контакта для оценки момента касания измерительного наконечника с деталью при нулевом измерительном усилии контакта.

Прибор ультрапрецизионный для измерения отклонений от круглости, цилиндричности, плоскостности и шероховатости поверхностей осеботочных деталей БВ-2047



Предназначен для измерения контроля размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей осеботочных деталей типа "тело вращения" в условиях метрологических лабораторий машиностроительных предприятий.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Какие методы измерений существуют в производственной практике?
 2. Какие названия и технические данные калибров для замера размеров валов и отверстий Вы знаете?
 3. В каких случаях применяют плоскопараллельные концевые меры?
 4. Какие типы мерительного инструмента относятся к штриховым?
 5. Какие измерительные приборы относятся к стрелочным?
 6. Назовите область применения оптико-механических приборов.
 7. Какие типы мерительного инструмента применяют при замерах конусных деталей и выполненных под углом?
 8. Какие методы и типы приборов применяют при контроле цилиндрических резьб?
 9. Какие существуют средства измерения цилиндрических и конических зубчатых колес?
 10. Какие существуют методы и приборы для контроля шероховатости поверхности?
-

3 ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ ИЗДЕЛИЙ РАДИОЭЛЕКТРОННОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ И ИХ РАСЧЁТ

3.1 Классификация типовых механизмов изделий радиоэлектронного приборостроения, их назначение и примеры расчета

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел [30].

Между входящими в изделия радиоэлектронного приборостроения устройствами, имеют место механические и кинематические виды связи.

Механизмы и механические узлы, которым свойственны механические связи, являются составной частью большинства изделий радиоэлектронного приборостроения.

Они входят в состав механизмов настройки и отсчета бытовой и измерительной аппаратуры, дистанционных передач и синхронно-следающих систем, а также приводов антенных блоков наземных, корабельных и авиационных радиолокационных систем, а также приводов антенн и систем слежения за искусственными спутниками Земли и другими космическими аппаратами.

Классификация основных типовых механизмов и их связь с типовыми передачами, сборочными единицами и отдельными деталями изделий радиоэлектронного приборостроения приведены на рис. 3.1.

Механизмы изделий радиоэлектронного приборостроения работают в различных режимах нагружения; они имеют различные показатели по точности, прочности, массе, габаритам, что определяется их местом в изделии и назначением. Исходя из функциональных особенностей работы, механизмы ИРП, которые имеют определенную связь через типовые детали, сборочные единицы, передачи, можно объединить в определенные группы.

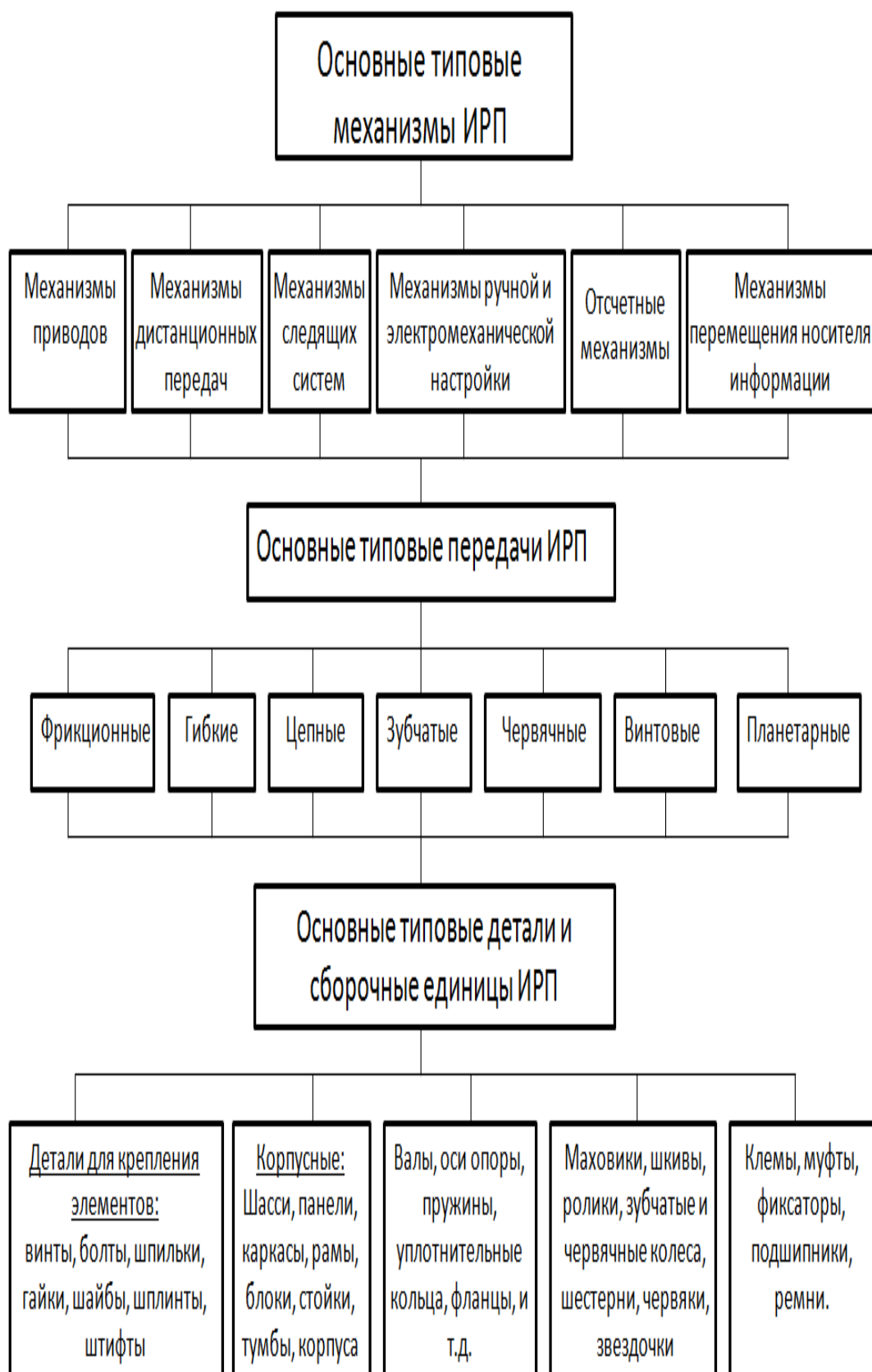


Рисунок 3.1 – Классификация типовых механизмов изделий радиоэлектронного приборостроения

3.1.1 Механизмы приводов антенн

Данная группа составляет самый широкий класс механизмов приводов радиолокационных, связных, пеленгационных и других видов антенн, обеспечивая антенне определенный режим движения. Так, в некоторых специализированных радиолокационных станциях (РЛС) зеркало и излучатель могут перемещаться по азимуту и углу места с одновременной стабилизацией по крену.

Движение по азимуту и углу места свойственно также зеркалам наземных и корабельных РЛС, радиоастрономических и радиосвязных систем и космических аппаратов. Корабельные антенны дальней космической связи размещены на верхней палубе, а связные антенны на мачтах. Наибольший размер зеркала на земных и корабельных РЛС составляет несколько метров, а мощность привода – несколько киловатт. Антенные блоки этих станций размещаются на специальных башнях, кабинах и платформах, палубах или мачтах. Зеркала радиоастрономических систем (радиотелескопы), радиосвязных и подобных им систем имеют многометровые габариты зеркал и более мощные, чем у наземных РЛС, привод.

Механизмы приводов различного вида антенн как силовые должны удовлетворять требованиям прочности, долговечности и надежности; кроме того для снижения погрешности определения положения объекта при наведении и опознавании к ним предъявляют повышенные требования по точности изготовления сборочных единиц и сборке.

3.1.2 Механизмы дистанционных передач

Данные механизмы осуществляют перемещение элемента настройки на определенную величину с определенной точностью за счет наличия редуктора с необходимым передаточным отношением.

Механизмы дистанционного управления предназначены для того, чтобы сигнал, соответствующий какой-либо физической величине (перемещению, частоте вращения и т. п.), передавать на расстояние.

Применение в ИРП дистанционного управления расширяет возможности управления различными механизмами, позволяя осуществлять эту функцию на расстоянии, размещать аппаратуру на объекте в любом месте, централизовать управление несколькими видами аппаратуры с одного места.

К механизму дистанционных передач можно отнести систему, состоящую из редуктора, антенного блока с передаточным числом $u=1$ и вращающихся трансформаторов, электрически связанных с блоками развёртки индикаторных устройств пилота и штурмана. Эта связь обеспечивает дистанционную передачу угла поворота зеркала антенны блока РЛС по азимуту на экран индикаторного устройства.

При передаче сигнала механизмы дистанционных передач должны устанавливать однозначное соотношение этих величин на входе и выходе; их применяют для переключения каналов на требуемую частоту, для индикации углового положения и в других случаях.

Существуют ряд механизмов с дистанционными передачами: электромеханические дистанционные передачи, дистанционные передачи с шаговым электродвигателем, передачи с электромагнитным искателем, сельсинные и потенциометрические дистанционные передачи и другие.

Кинематические схемы и принцип их работы представлены в работе [31].

3.1.3 Механизмы следящих систем

Данная группа механизмов обеспечивает передачу в одном случае синхронного движения сигналами с пульта управления на механизмы настройки; в другом – слежение за объектом с помощью перемещения в пространстве различного типа антенных устройств. Они также в определенной части

содержат механизмы, способствующие выполнению этими устройствами заданных функций.

В механизмы следящих систем входят приводы систем автоматического сопровождения (САС), рулевые приводы, приводы устройств гиросtabilизации, приборные приводы различного типа компенсационных устройств, программных механизмов и др. Приводами САС являются приводы широкого класса систем, предназначенных для слежения за объектами, перемещающимися в пространстве. Рулевые приводы могут входить как в контур управления, так и в контур стабилизации летательного аппарата. Приводы устройств гиросtabilизации используют для стабилизации положения объекта в случае возможных колебаний его основания. Основные требования к следящему приводу – обеспечение устойчивости и точности его работы.

Синхронно-следящие приводы входят в системы автоматической подстройки частоты РЛС, системы настройки приёмно-передающих радиостанций и другие устройства. Синхронно-следящие системы бывают непрерывного и релейного действия. В системе непрерывного действия управление двигателем осуществляют непрерывно по определенному закону; в системе релейного действия – дискретно, за счёт срабатывания реле, входящего в цепь управления двигателем, в моменты, когда ошибка угла достигает определенного значения. Синхронно-следящие системы могут работать по двум принципиально различным циклам: разомкнутому и замкнутому [31].

3.1.4 Механизмы ручной и электромеханической настройки

Механизмы ручной настройки являются составной частью измерительной, связной и радиовещательной аппаратуры, осуществляя с помощью оператора её настройку. Настройку производят путём перемещения с помощью передаточного механизма элемента настройки: ротора конденсатора переменной ёмкости, катушки вариометра, поршня в резонансной камере объемного резонатора, грубой и точной настройки зубчатого зацепления и т. п.

Такие механизмы используют для дистанционной настройки ИРП.

Механизмы электромеханической настройки используют для дистанционной настройки радиоэлектронного аппарата.

Они состоят из механизма настройки и следящей системы, датчик которой связан с ручкой настройки и находится на пульте управления, а приёмник входит в конструкцию радиоаппарата, обеспечивая с помощью механизма дистанционной настройки перестройку исполнительного устройства. Это устройство может иметь плавную, фиксированную и смешанную настройку. Ввиду незначительной величины момента сил сопротивления перемещения элемента настройки передаточные механизмы этой группы можно отнести к кинематическим. К таким механизмам предъявляются высокие требования по точности перемещения элемента настройки.

3.1.5 Отсчётные механизмы

Отсчётные механизмы обеспечивают отсчет величины переменного параметра с заданной точностью, создавая определенную кинематическую связь между перемещающимся элементом настройки и указателем. В отсчётном устройстве в настоящее время широко используются цифровые индикаторы. Примером этого типа механизма может также служить конструкция отсчетного устройства, состоящего из шкал точного и грубого отсчета, а также передачи между ними, образованной зубчатыми колесами. Такая конструкция не является силовой, т. к. при перемещении шкал преодолевается только момент от сил трения в кинематических парах, что ужесточает требования к точности.

3.1.6 Механизмы перемещения

Данный класс механизмов широко применяется в устройствах магнитной записи и воспроизведения. Они осуществляют протягивание носителя записи. Механизмы для протягивания носителя записи имеют привод от

электродвигателя и передачи с фрикционным или зубчатым зацеплением или гибкой связью.

Данные механизмы находят широкое применение в печати.

Передаточные механизмы этих устройств являются силовыми, т. к. преодолевают момент сопротивления, возникающий от протягивания и ускоренной перемотки.

Для получения требуемого качества воспроизведения записи эти механизмы должны обеспечивать стабильность скорости перемещения носителя, что требует их изготовления с достаточно высокой точностью.

3.1.7 Основные требования к типовым механизмам ИРП

Основными требованиями для большинства вышеуказанных механизмов являются: точность выполнения заданных функций; надежность и безопасность работы; удобство, простота и безопасность обслуживания; простота схемы – минимальное число звеньев и кинематических пар; плавность и бесшумность работы; уравнированность и виброустойчивость; прочность; долговечность; износоустойчивость; высокий коэффициент полезного действия, экономичность изготовления и эксплуатации; простота сборки и ремонта; минимальные затраты на материалы; малые масса и габариты; широкое применение стандартных и нормализованных узлов; взаимозаменяемость деталей; высокая технологичность конструкции; минимальная трудоемкость и стоимость изготовления в конкретных условиях единичного или серийного производства при использовании прогрессивных технологических процессов; современное эстетическое оформление и отделка.

При конструировании механизмов и для удовлетворения вышеуказанных требований, необходимо правильно выбрать материал, форму, размеры, допуск и качество поверхностей деталей.

Выбор материалов определяется их механическими и физическими свойствами, износо- и влагоустойчивостью, технологичностью изготовления и др.

Геометрическая форма и размеры сборочной единицы и детали определяются: назначением и взаимодействием с другими деталями; взаимным расположением, величиной и местами приложения действующих на сборочную единицу или деталь сил и моментов; видами деформации; условиями эксплуатации; свойствами материала; технологией изготовления; сборкой и ремонтом и другими факторами.

При проектировании механизмов изделий радиоэлектронного приборостроения различного назначения в их составе используются различные классы типовых передач: фрикционные, гибкие, цепные, зубчатые, червячные, винтовые, планетарные, пружинные, и др. и типовые сборочные единицы и детали различного назначения.

В настоящем учебном пособии приведены характеристики, краткое описание и типовые расчеты применяемых в ИРП передач.

3.2 Фрикционные передачи

Фрикционные передачи (ФП) отличаются от других тем, что движение в них передается или преобразовывается с помощью сил трения.

Фрикционные передачи выполняются с жесткими рабочими телами и гибкой связью (ГС).

Рассмотрим фрикционные передачи с жесткими рабочими телами (рис. 3.2).

Форма рабочих тел фрикционных передач может быть цилиндрической, конической, сферической, плоской (диски). В связи с этим передачи подразделяют на цилиндрические, конические, лобовые, грибовидные и т. п.; в зависимости от назначения различают силовые и кинематические передачи. Данные передачи передают движение между валами с параллельными и пересекающимися осями.

Передачи роликами – это ФП с непосредственным контактом рабочих тел.

К их достоинствам относятся: простота конструкции; плавность и бесшумность хода при высоких скоростях; возможность бесступенчатого регулиро-вания частоты вращения, легкость выполнения и переключения; возможность при небольших частотах вращения и нагрузках самозащиты от перегрузок и поломок вследствие пробуксовки (проскальзывания).

К недостаткам роликовых передач необходимо отнести: большие нагрузки на валы и опоры; проскальзывание при колебании нагрузки; сравнительно быстрый и неравномерный износ деталей; большие габариты и масса при передаче значительных крутящих моментов с малой скоростью; невозможность получения точных значений передаточных отношений из-за проскальзывания, потери на трение.

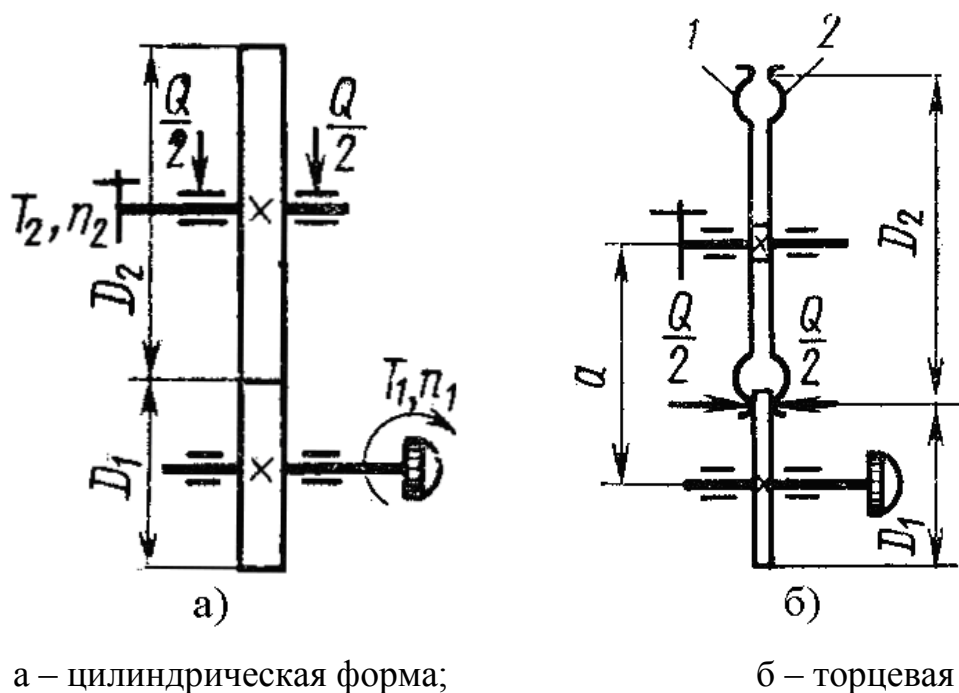


Рисунок 3.2 – Схемы фрикционных передач с жесткими рабочими телами

Эти передачи применяют в механизмах настройки различных контуров радиовещательной, приемно-передающей и измерительной аппаратуры, в приводах записывающей аппаратуры, в механизмах, входящих в состав ИРП.

В быстроходных передачах для уменьшения износа и нагрева металлических роликов применяется смазка. При этом коэффициент трения f уменьшается и необходимая сила прижатия Q должна быть увеличена.

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 регулирования безступенчатых ФП $\omega_{2\max}/\omega_{2\min}=4 - 9$. Передаточное отношение передачи с учетом упругого скольжения $i=n_1/n_2=\xi D_2/D_1$, где $\xi=1,01 - 1,03$ – коэффициент, учитывающий скольжение и зависящий от модуля упругости материала, шероховатости поверхности, смазки, условий эксплуатации. При качественном изготовлении ФП они могут работать со скоростью до 25 м/с.

3.2.1 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 Q прижаты друг к другу (рис. 3.3). Прижатие производится с помощью пружин, сил веса, центробежных сил и т. п. Возникающая при этом сила трения F должна быть не меньше полезной окружной силы P , действующей на ведущий ролик 1:

$$F = Q \cdot f, \quad (3.1)$$

где f – коэффициент трения.

Окружная сила P в этом случае равна

$$P = \frac{C \cdot M}{R_2}, \quad (3.2)$$

где C – коэффициент надежности передачи (для силовых передач равен 1,2 – 1,5, для приборных – 2 – 3);

M_2 – момент полезного сопротивления на ведомом звене, $H \cdot м$;

R_2 – радиус ведомого звена, $м$.

Необходимая сила прижатия роликов

$$Q \geq \frac{C \cdot M_2}{f \cdot R_2}. \quad (3.3)$$

При торцевом касании эта сила в два раза меньше.

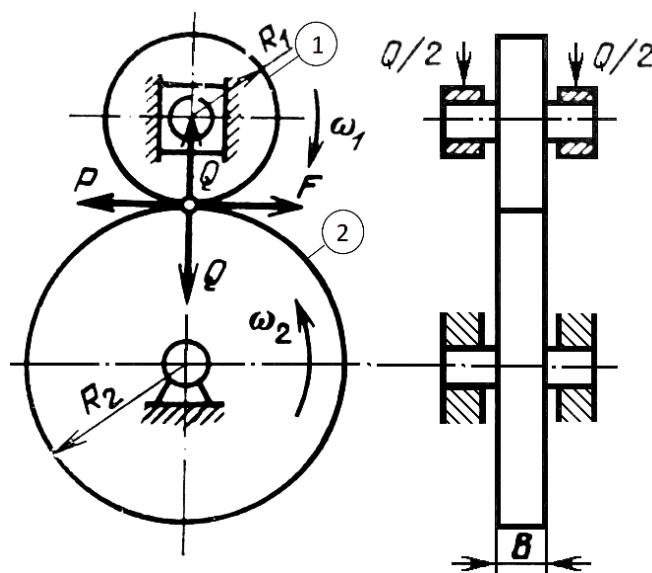


Рисунок 3.3 – Схема фрикционной передачи с роликами

Коэффициент трения скольжения f зависит от материала, шероховатости поверхности и условий смазки. В случае контакта без смазки при стальном и бронзовом роликах $f=0,10 - 0,18$; при стальных роликах $f=0,15 - 0,20$; при стальном и текстолитовом роликах $f=0,20 - 0,25$.

Ширину роликов B для параллельных осей (рис. 3.3) можно определить из выражения

$$B \geq \frac{0,175 \cdot Q \cdot E}{\rho \cdot [\sigma]_k^2}, \quad (3.4)$$

где E – приведенный модуль упругости, $МПа$:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}, \quad (3.5)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов роликов, $МПа$;

ρ – приведенные радиусы кривизны роликов в зоне контакта, $мм$:

$$\rho = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}, \quad (3.6)$$

$[\sigma]_k$ – допустимое контактное напряжение смятия для более слабого из контактирующих материалов, $МПа$; (для закаленной стали $[\sigma]_k=800 МПа$, для незакаленной стали $[\sigma]_k=500 МПа$, для текстолита $[\sigma]_k=110 МПа$).

При передаче движения между пересекающимися осями (конические ролики) (рис. 3.4) сила нормального давления Q_n создается осевой силой поджатия на один из роликов. На ролике 1 для передачи крутящего момента M_1 :

$$Q = Q \frac{D_{cp1}}{2L_{cp}} = Q_n \frac{1}{\sqrt{i^2 + 1}} = \frac{2CM_1}{D_{cp} f \sqrt{i^2 + 1}}. \quad (3.7)$$

Силы Q_1 , Q_2 , Q_n образуют силовой треугольник и являются исходными для расчета пружин и роликов. Расчет роликов на прочность выполняют по допускаемой удельной нагрузке q

$$Q = \frac{Q_n}{B} \leq [q], \quad (3.8)$$

где B – ширина ролика, мм;

$[q]$ – допустимая удельная нагрузка, зависит от материала роликов и условий эксплуатации (выбирают из справочных данных).

Точность работы фрикционной передачи роликами зависит от значений погрешностей размеров роликов и величины зазора в опорах.

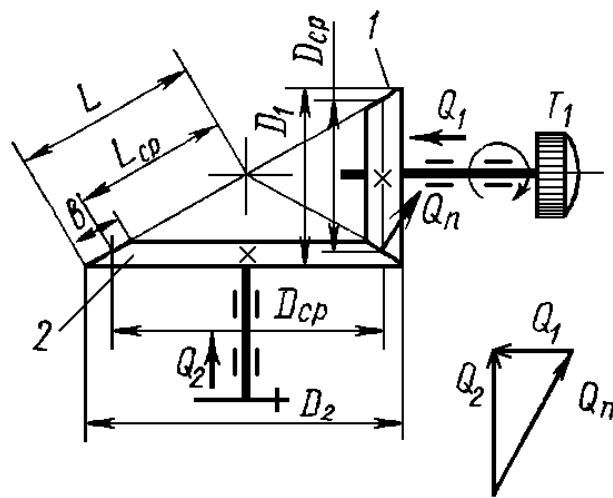


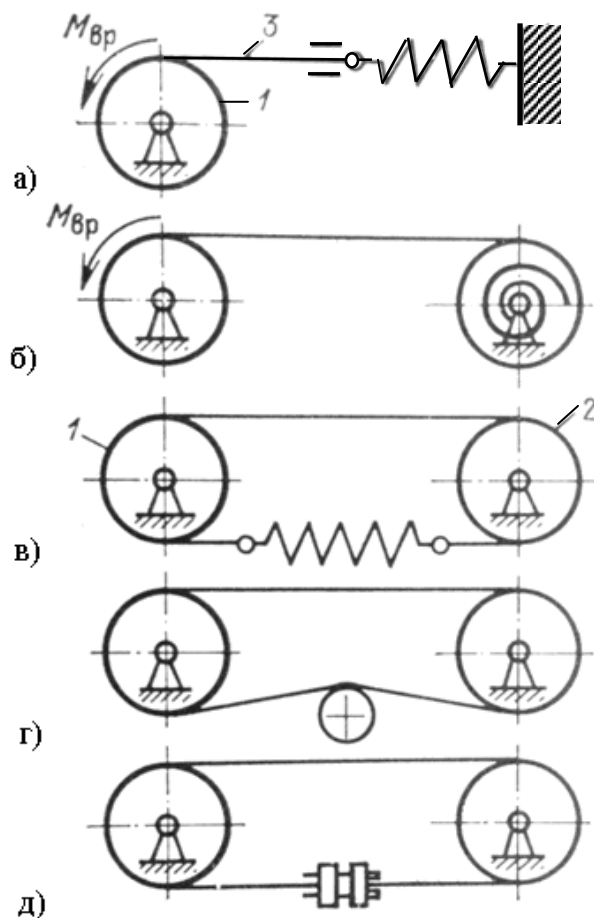
Рисунок 3.4 – Схема фрикционной передачи роликами

Целесообразно рабочие поверхности ведомых роликов изготавливать из более износостойкого материала. В тихоходных и малонагруженных фрикционных передачах один из роликов футеруют резиной или кожей. Фрикционные передачи широко используются в лентопротяжных и шкально-верньерных механизмах (ШВМ).

3.3 Передачи гибкой связью

Передачи гибкой связью (ГС) применяются для передачи вращения между валами при относительно больших межосевых расстояниях и для

преобразования вращательного движения в прямолинейное и наоборот. Типовые схемы гибкой связью применительно к ИРП показаны на рис. 3.5.



- a* – преобразование линейного перемещения ГС 3 во вращение ролика 1;
б – силовое замыкание ГС с одной ветвью с помощью плоских пружин;
в – натяжение ГС с помощью цилиндрических пружин (1 и 2 – ролики);
г – натяжение ГС с помощью ролика; *д* – натяжение ГС с помощью винтовых стяжек

Рисунок 3.5 – Схемы передач гибкой связью

Принцип действия и теория работы передач гибкими связями разработаны И. Эйлером и Н. Е. Жуковским применительно к ременным

передачам, которые допустимо использовать на пасики, тросики и другие гибкие связи.

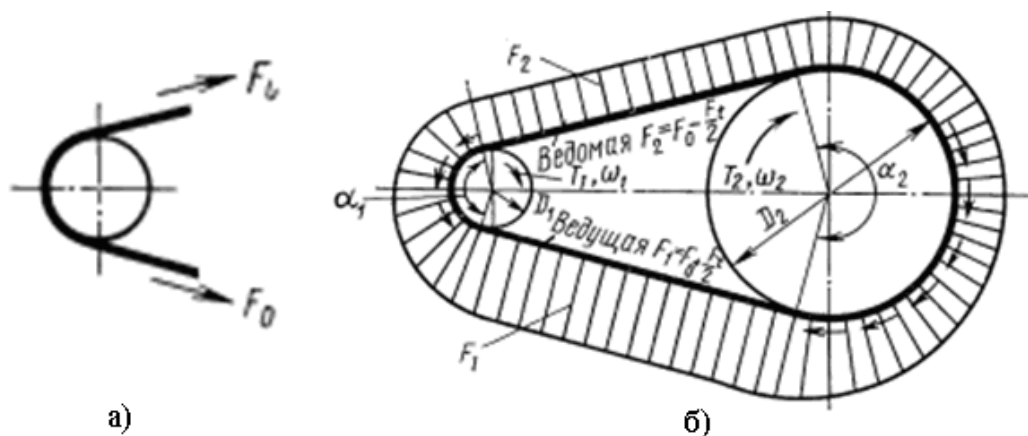
Основными достоинствами передач гибкими связями являются: простота конструкции и дешевизна; возможность передачи движения на большие расстояния с различными преобразованиями; работоспособность, плавность работы; возможность как плавного, так и дискретного изменения передаточного отношения; способность работать при малых, средних и больших линейных скоростях в достаточно широком диапазоне передаваемых мощностей; способностью смягчать ударные воздействия и перезагрузки за счет проскальзывания.

Недостатки – ограниченный диапазон перемещения рабочих органов, невысокая нагрузочная способность и чувствительность к резким колебаниям нагрузки, сравнительно малая долговечность многих видов ГС, относительно низкая точность передачи перемещений, ограничивающая их применения в высокоточных устройствах.

Передачи ГС состоят из ведущего и ведомого шкивов и гибкой связи. Различают передачи трением (ременные передачи), передачи с креплением концов гибкой связи к шкивам (ленточные передачи) и передачи зубчатым ремнем. Работа ременной передачи при использовании сил трения (рис. 3.6) связана с упругим скольжением ремня по шкивам, причиной которого является изменение усилия по дуге обхвата от значения F_1 до F_2 на ведущем и от F_2 до F_1 на ведомом шкивах. С учетом скольжения ремня по шкивам передаточное отношение определяют по формуле $i=n_1/n_2$. Оно составляет для обычных передач $i \leq 8$, а для механизмов с малым передаваемым моментом, i может достигать до 16.

В качестве гибкой связи используют шнуры из шелка, капрона, резины, пластмасс, стальные тросики и ленту, а также плоский или клиновой ремень. Для силовых передач ГС получили распространение комбинированные

конструкции ремня, состоящие из тканей и шнуровой основой (в том числе металлической), специальной пропитки и покрытия, вулканизированной резины.



а – сила натяжения F_0 при $n_1=0$; б – сила натяжения при $F_2>0$

Рисунок 3.6 – Силовая схема передачи гибкой связью

Шкивы изготовляют из стали, легких сплавов и пластмасс. При изготовлении автоматизированных электронных аппаратов наименьший размер шкива $D_{\min}=6 - 8$ мм. Угол обхвата ведущего шкива $\alpha_1=100 - 150^\circ$; для увеличения угла обхвата применяют натяжные ролики.

Начальная сила натяжения гибкой связи

$$F_0 = \sigma_0 \cdot S, \quad (3.9)$$

где σ_0 – напряжение предварительного натяжения, МПа;

S – площадь сечения гибкой связи, см².

Для силовых передач гибкой связью ремнем толщиной 1 мм из синтетических волокон с полиамидным покрытием $\sigma_0=12 - 15$ МПа, а для механизмов настройки ввиду меньшей упругости применяемых материалов и малой величины передаваемого окружного усилия $\sigma_0=0,5 - 1,0$ МПа. Передача

окружного усилия $F_t = F_1 - F_2$ вызывает перераспределение начальной силы натяжения F_0 при $n_1 = 0$ (рис. 3.6, а) до значения $F_1 > F_0$ в ведущей ветви и $F_2 < F_0$ в ведомой при $n_1 > 0$. Для создания сил трения необходимо, чтобы $F_2 > 0$ (рис. 3.6, б). Из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/D_1 = F_1 - F_2 \\ 2F_0 &= F_1 + F_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

получим

$$F_1 = F_0 + T_1/D_1; \quad F_2 = F_0 - T_1/D_1. \quad (3.11)$$

Предельное соотношение между силами F_1 и F_2 определяется формулой Эйлера

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}, \quad (3.12)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

α – угол обхвата шкива.

Из (3.11) и (3.12) начальная сила натяжения

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (3.13)$$

Угол обхвата гибкой связью меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3 \frac{D_2 - D_1}{a}, \quad (3.14)$$

где a – межцентровое расстояние между шкивами, м.

Для открытых передач (без роликов) рекомендуется

$$a \geq a_{\min} = 2(D_2 + D_1) \quad (3.15)$$

или, если известна ширина ремня B в m , то

$$a = 2 + 5B + 1,25(D_2 + D_m), \quad (3.16)$$

где D_m – диаметр меньшего шкива.

Для перекрестных и полуперекрестных передач

$$a \geq a_{\min} = 10\sqrt{BD_2}, \text{ м.} \quad (3.17)$$

Зная межцентровое расстояние, можно определить геометрическую длину ремня (без учета натяга, провисания ремня).

$$L = 2a + \pi m + \frac{\Delta}{a}, \quad (3.18)$$

где

$$m = \frac{D_2 + D_1}{2}; \quad (3.19)$$

$$\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}. \quad (3.20)$$

Рассчитав длину ремня и выбрав, согласно стандарту его длину, находим межцентровое расстояние под выбранный ремень

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta}}{4}, \quad (3.21)$$

где

$$\lambda = L - \pi \frac{D_2 + D_1}{2}. \quad (3.22)$$

Зависимость между окружными скоростями v_1 – ведущего и v_2 – ведомого шкива

$$v_2 = (1 - \varepsilon) v_1; \quad v_2 \approx v_1, \quad (3.23)$$

где ε – коэффициент скольжения, который при нормальной нагрузке ременной передачи колеблется от 1 до 2 %.

Связь между количеством оборотов в минуту шкивов n_1 и n_2 – аналогичная.

Передаточные отношения

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) D_1} \approx \frac{D_2}{D_1}. \quad (3.24)$$

Связь между мощностями на ведомом N_2 и на ведущем N_1 валах при рабочем ходе передачи

$$N_2 = \eta \cdot N_1, \quad (3.25)$$

где η – КПД ременной передачи ($\eta = 0,92 - 0,98$), в среднем принимают 0,95.

Связь между крутящими моментами

$$T_2 = \eta \cdot i \cdot T_1. \quad (3.26)$$

Если мощность N в $кВт$, то $T = 975N/n$.

Рабочее окружное усилие на шкивах, если мощность N в $кВт$

$$P = \frac{102N}{v}, \quad (3.27)$$

где v – окружная скорость или скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.28)$$

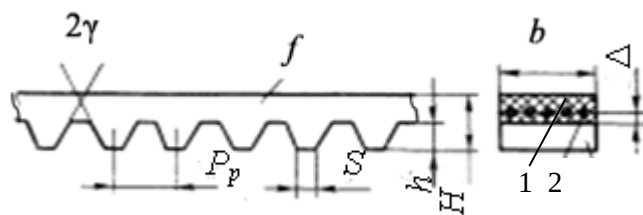
где n – число оборотов шкива в минуту.

Предварительное натяжение ГС осуществляется с помощью натяжных устройств или предварительным растяжением ремня при установке на шкив и прикреплением его конца к шкиву через пружину.

В настоящее время широкое применение нашли передачи гибкой связью, использующие зубчатые ремни. Форма ремня и основные размеры представлены на рис. 3.7.

Основным материалом ремня, является резиновая масса 1 внутри которой располагается жесткая кольцевая основа, состоящая из металлических тросиков 2.

На внутренней поверхности ремня имеются выступы или зубья, расположенные с шагом P_p .



1 – резиновая масса; 2 – металлические тросики

Рисунок 3.7 – Схема зубчатого ремня

Ремень характеризуется общей толщиной H , высотой зуба h , шириной b , углом профиля зуба $2\gamma=50^\circ$, толщиной вершины зуба S , модулем $m=P_p/\pi$, диаметром стальных тросиков $d=0,30 - 0,75$ мм, шагом между тросиками от 1,0

до 1,2 мм, расстоянием расположения тросиков от основания ремня Δ . Основные размеры приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Основные размеры зубчатых ремней

$m, \text{мм}$	$h, \text{мм}$	$S, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	$H, \text{мм}$	Δ
2	1,2	2	8; 10; 12,5; 16	3	0,6
3	1,8	3	12,5; 16; 20; 40	4	0,6
4	2,4	4	20; 25; 32; 40	5	0,6
5	3,0	5	25; 32; 40; 50	6	1,3

Обычно зубчатые ремни небольшого диаметра и имеют определенный ряд числа зубьев: 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160.

В зависимости от требуемой мощности механизма подбирают соответствующий модуль, так для двигателей мощностью $W \leq 0,4 \text{ кВт}$ $m=2-3 \text{ мм}$, для $W=0,4-3,0 \text{ кВт}$ $m=3-4 \text{ мм}$; для $W=3-5,5 \text{ кВт}$ $m=4-5 \text{ мм}$.

При расчете размеров зубчатого шкива (рис. 3.8) определяют диаметр начальной окружности D_0 , соответствующей положению стальных тросиков в зубчатом ремне, когда ремень находится на шкиве $D_0=mz$.

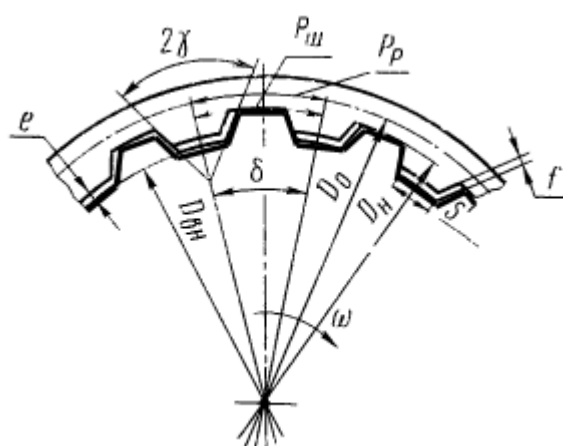


Рисунок 3.8 – Основные размеры зубчатого шкива

Рекомендуется при $m=2-4 \text{ мм}$ минимальное число зубьев $z_{\min}=16$; при $m=5 \text{ мм}$ $z_{\min}=18$.

Основные размеры зубчатого шкива находят из следующих выражений:

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{н}} &= D_0 - 2\Delta \\ D_{\text{вн}} &= D_{\text{н}} - 2(h + e) \\ P_{\text{ш}} &= \frac{\pi D_{\text{н}}}{z} = P_p + \frac{2\pi\Delta}{z} \\ \delta &= \frac{360^\circ}{z} \end{aligned} \right\}, \quad (3.29)$$

где δ – угловой шаг впадин шкива;

e – радиальный зазор, $e \geq 0,3m$.

Радиус скруглений зубьев у головки и ножки шкива $R=0,25m$.

Ширину основания впадины S' определяем из выражения

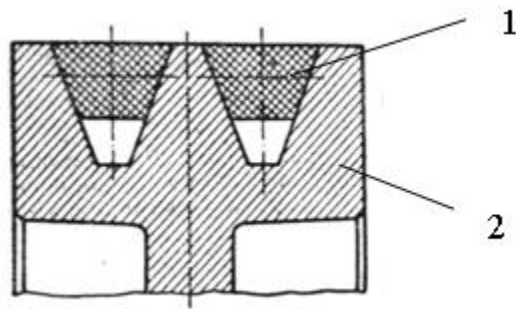
$$S' = S - 2etg\gamma + f/\cos\gamma, \quad (3.30)$$

где f – боковой зазор; $f=0,35m$.

С целью улучшения работы ременных передач при небольших межцентровых расстояниях, больших передаточных отношениях (до $i=10$), и малых диаметрах шкивов, применяют натяжные ролики (рис. 3.5, г). Преимущества ГС с натяжными роликами: автоматичность натяжения; компактность механизма; лучшая тяговая способность передачи; меньшее усилие, действующие на валы и опоры; постоянство межцентрового расстояния. Недостатки: меньшая долговечность ремня, так как он соприкасается обратной стороной; нереверсивность передачи; большая стоимость.

При применении силовых ГС с малыми межцентровыми расстояниями при больших передаточных числах и больших мощностях используют клиноременные передачи.

В клиноременной передаче ремни трапецеидального сечения (рис. 3.9) и работают на шкивах с канавками (желобками) того же профиля.



1 – ремень; 2 – шкив

Рисунок 3.9 – Расположение клинового ремня в канавке шкива

Благодаря клиновой форме ремня сила его сцепления со шкивом при том же натяжении значительно выше, чем плоского ремня. Это позволяет в клиноременной передаче снизить натяжение ремня, уменьшить давления на валы и опоры. Возможность работы при малых углах обхвата шкивов позволяет осуществлять клиноременные передачи с приводом одновременно на несколько ведомых валов (рис. 3.10).

Недостатки клиноременных передач по сравнению с плоскоременными – меньшая долговечность ремня, более низкий КПД передачи и большая стоимость шкивов.

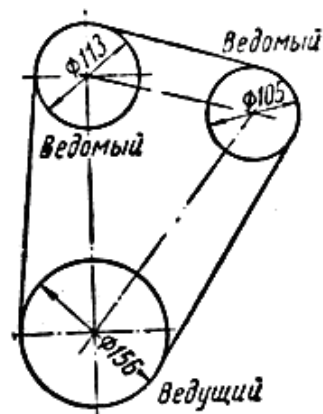


Рисунок 3.10 – Клиноременная передача с приводом одновременно на нескольких ведомых валов

Клиновые ремни изготавливаются согласно ГОСТ 1284-89, имеют семь стандартных сечений с шириной ремня от 8,5 до 42 мм и высотой от 6 до 30 мм.

3.4 Цепные передачи

Цепные передачи в приборостроении применяются редко, широкое применение они нашли в машиностроении, особенно сельскохозяйственного и транспортного назначений.

Для общего развития студентов, специализирующихся на разработке автоматизированных комплексов и технологий, в данном разделе будет представлено краткое описание цепных передач.

В работающей цепной передаче (рис. 3.11) одна из ветвей цепи является ведущей, нагруженной полезным усилием, и поэтому натянутой, а другая ветвь – ведомой, свободно провисающей.

В практике встречаются случаи, когда одна цепь охватывает несколько звездочек, приводя, таким образом, в движение несколько групп передач.

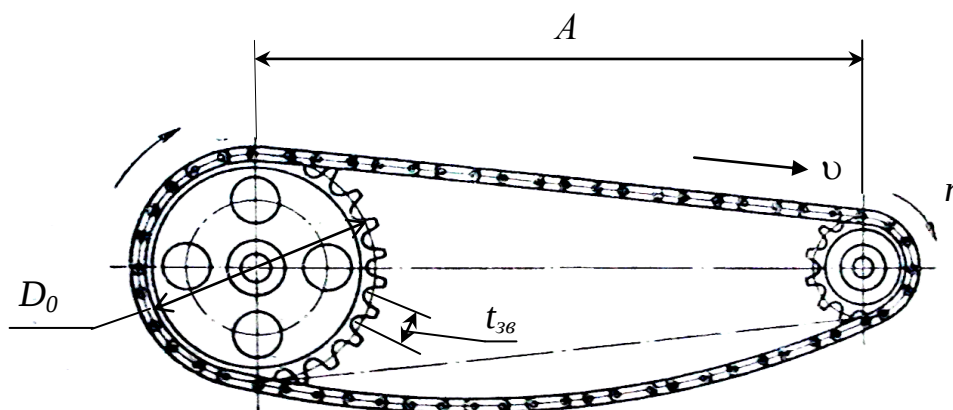


Рисунок 3.11 – Схема цепной передачи

Преимущества: малые габариты по сравнению с передачами гибкой связью; широкий диапазон расстояний между осями; малые нагрузки на валы и опоры; значительные диапазоны мощностей (от долей до нескольких тысяч кВт) и угловых скоростей (до 4000 об/мин).

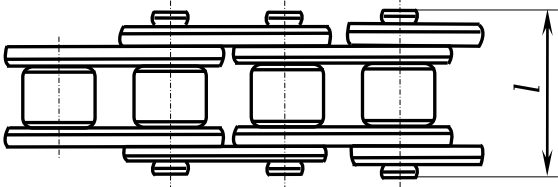
Недостатки: вытягивание цепи из-за износа её шарниров и необходимость применения натяжного устройства; разрушение элементов цепи, вызываемое действием ударных повторно-переменных нагрузок; неравномерность вращения ведомой звездочки за время её поворота на один угловой шаг; шум во время работы; необходимость внимательного ухода и сравнительно частых осмотров; наличие смазки.

В цепных передачах применяющий ряд приводных цепей представленный в табл. 3.2.

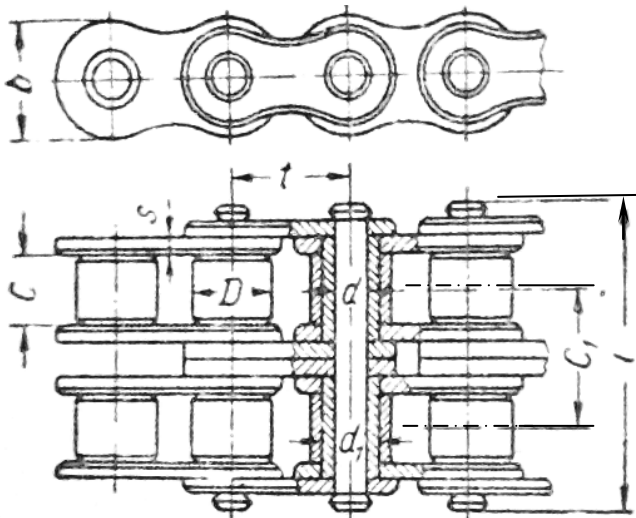
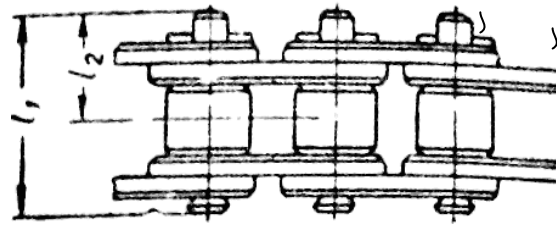
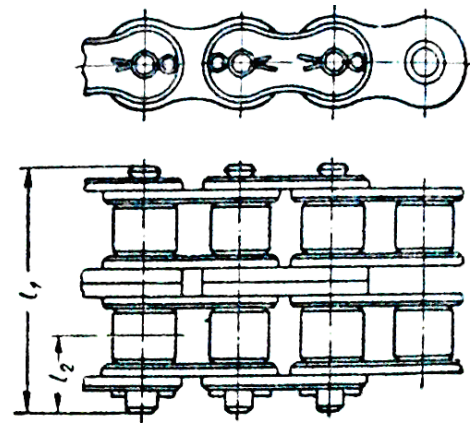
На работоспособность цепного привода влияют материал и термическая обработка звездочек, их изготовление и чистота изготовления поверхностей зубьев. Ведущие звездочки, работающие в условиях ударных нагрузок и высоких скоростей, следует выполнять из легированной стали 40Х, 40ХН с последующей термической обработкой, обеспечивающей твердость $HRC=50 - 58$.

Диаметр делительной окружности звездочки для приводных цепей D_0 , мм:

Таблица 3.2 – Примеры приводных цепей

Эскиз приводной цепи	Характеристика приводной цепи
1	2
	Однорядная цепь неразборная (клепанная)

Продолжение таблицы 3.2

1	2
	Многорядная (двухрядная) цепь неразборная (клепанная)
	Однородная цепь разборная (шплитнованная)
	Многорядная (двухрядная) цепь разборная (шплитнованная)

$$D_0 = \frac{t}{\sin 180^\circ / z}, \quad (3.31)$$

где z – число зубьев звездочки;

t – номинальный шаг цепи.

Шаг зубьев звездочек для цепей всех типов должен удовлетворять основному условию зацепления

$$t_{зв} \leq t_{ц}, \quad (3.32)$$

где $t_{зв}$ – шаг звездочки;

$t_{ц}$ – шаг цепи.

Передаточное число

$$u = \frac{Z_б}{Z_м}, \quad (3.33)$$

где $Z_б$ – число зубьев большой звёздочки;

$Z_м$ – число зубьев маленькой звёздочки.

Максимальное рекомендуемое значение передаточного числа $u=7$.

Наименьшее допустимое межцентровое расстояние $A_{\min}$ определяется в зависимости от передаточного числа u и диаметров звездочек.

При $u \leq 4$

$$A_{\min} = 1,2 \frac{D_б + D_м}{2} + (30 \dots 50) \text{ мм}, \quad (3.34)$$

где $D_б$ – наружный диаметр большой звёздочки, мм;

$D_м$ – наружный диаметр малой звёздочки, мм.

Скорость набегания цепи на звездочку или её средняя скорость

$$g = \frac{z \cdot n \cdot t}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}, \quad (3.35)$$

где z – число зубьев;

t – шаг цепи, мм;

n – число оборотов звёздочки, об/мин.

Удельное давление в шарнире звена является основным фактором, определяющим наибольшую нагрузку T , передаваемую цепью

$$T = \frac{pK}{\kappa_3}, \text{ кг}, \quad (3.36)$$

где P – допустимое удельное давление в шарнире звена цепи; кг/мм²;

K – характеристика цепи, мм² (проекция опорной поверхности шарнира);

κ_3 – коэффициент эксплуатации.

Полезное усилие, передаваемое цепью

$$P = \frac{2M_{\text{кр}}}{D_0} = \frac{102N_3}{9}, \text{ кг}, \quad (3.37)$$

где M_3 – крутящий момент на звёздочке, кг·мм;

N_3 – предельная мощность, кВт.

Нагрузка на вал F_v зависит главным образом от полезного (рабочего) усилия, в меньшей степени от предварительного натяжения и равняется

$$F_v \approx 1,2P, \text{ кг}. \quad (3.38)$$

Коэффициент полезного действия цепных передач, работающих в условиях периодической смазки, можно принимать равным $\eta=0,97$.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Назовите основные типовые механизмы ИРП.
2. Назовите основные передачи, используемые при производстве ИРП.

3. Какие типовые детали и сборочные единицы входят в механизмы ИРП?
 4. В чем заключается принцип действия фрикционных передач?
 5. Какие фрикционные передачи нашли применение в ИРП?
 6. Начертите схему фрикционной передачи с роликами и проведите расчет основных характеристик данной передачи.
 7. В чем заключается принцип действия фрикционной передачи гибкой связью?
 8. Какие схемы передач гибкой связью Вы знаете?
 9. В чем состоит преимущество передач гибкой связью с зубчатыми ремнями?
 10. В чем заключается принцип действия цепной передачи?
-

3.5 Зубчатые передачи

Зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом передач; их применяют в широком диапазоне передаваемых мощностей и окружных скоростей. В механизмах ИРП зубчатые передачи используют в качестве кинематических для передачи небольших крутящих моментов. Отдельные виды механизмов, например, механизмы сканирования радиолокационных антенн летательных аппаратов, механизмы наземных антенн различного назначения, механизмы передающие, вращательное или поступательное движение изделий в процессе автоматизации линий по изготовлению ИРП, имеют зубчатые передачи, работающие в условиях значительной нагруженности.

Достоинствами зубчатых передач – малые размеры при передаче значительной мощности, высокий КПД, постоянство передаточного отношения, компактность, удобство эксплуатации, высокая долговечность и надежность в работе.

К недостаткам можно отнести повышенные требования к точности изготовления и сборки, появление шума при больших окружных скоростях.

Основным элементом зубчатых передач является её зубчатое колесо, это звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого звена (ГОСТ 16530-83). Зубчатые колеса предназначены 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 колеса и взаимного расположения осей валов (параллельное, пересекающееся) зубчатые передачи делят на:

- цилиндрические (оси параллельные) с прямым зубом с внешним и внутренним зацеплением (рис. 3.12, *а*);
- с косым зубом и внешним зацеплением (рис. 3.12, *б*);
- конические (с пересекающимися осями) с прямым зубом (рис. 3.12, *в*)
- конические с косым зубом (рис. 3.12, *г*)
- червячные (с пересекающимися осями) (рис. 3.12, *д*)
- планетарные зубчатые передачи, у которых оси колес перемещаются в пространстве (рис. 3.12, *е*).

Существуют зубчатые колеса шевронные, которые изготавливаются с канавкой двумя полушевронами (рис. 3.13, *а*) и без канавок (рис. 3.13, *б*).

По профилю зубьев такие передачи делятся на эвольвентные, циклоидальные, цевочные, часового профиля и др. Наибольшее распространение получили эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи.

Зубчатые передачи, в которых происходит уменьшение угловых скоростей при передаче от ведущего звена, называют редукторами, а зубчатые передачи, в которых увеличиваются угловые скорости, называются мультипликаторами. Меньшее зубчатое колесо Z_1 называют шестерней, а большее Z_2 – колесом. Редукторы позволяют осуществлять малые и точные

перемещения элементов настройки, мультипликаторы «расширяют шкалы», что позволяет производить измерения с высокой точностью.

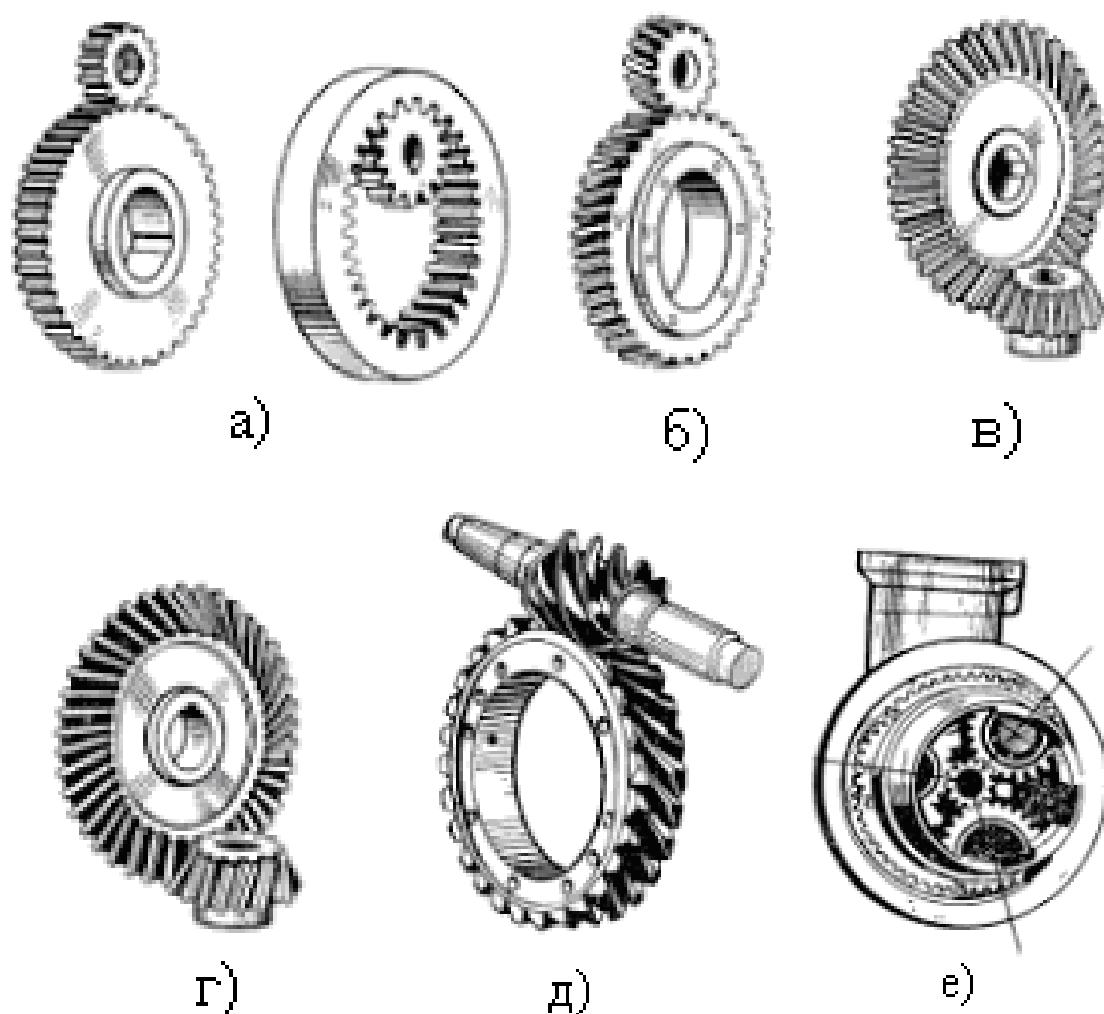


Рисунок 3.12 – Виды зубчатых передач

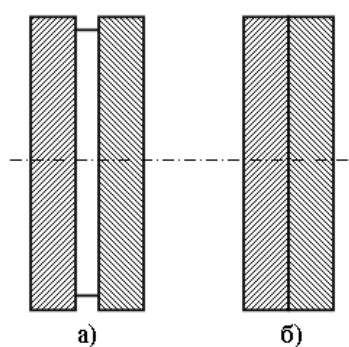


Рисунок 3.13 – Цилиндрические зубчатые колёса шевронные

На рис. 3.14 показаны находящиеся в зацеплении цилиндрические зубчатые колеса Z_1 и Z_2 . При рассмотрении параметров зубчатых колес индекс w относится к начальной поверхности (окружности), индекс a – к поверхности (окружности) вершин и к головке зуба, индекс f – к поверхности (окружности) впадин и к ножке зуба, индекс b – к основной окружности.

Окружности d_{w1} и d_{w2} , являющиеся центроидами зубчатых колес в относительном движении, называются начальными окружностями. Окружности d_{a1} и d_{a2} называют окружностями выступов, а d_{f1} и d_{f2} – окружностями впадин.

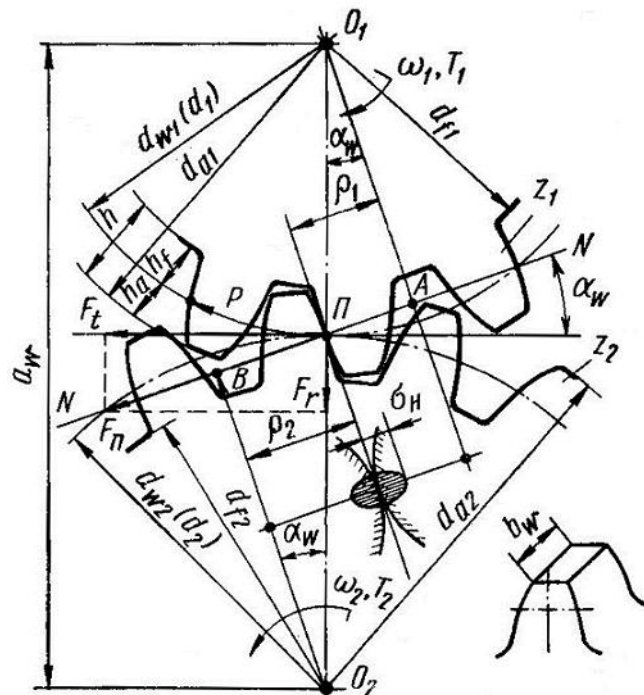


Рисунок 3.14 – Схема зацепления двух зубчатых колес

Зацепления зубчатых колес Z_1 и Z_2 кинематически можно представить как качение без скольжения двух окружностей d_{w1} и d_{w2} , называемых начальными.

Основной кинематической характеристикой зубчатого зацепления (рис. 3.14) является постоянство передаточного отношения i при непрерывном контакте зубьев.

Отношение угловой скорости ω_1 ; числа оборотов n_1 или диаметра зубчатого колеса d_{w2} к угловой скорости ω_2 , числу оборотов n_2 или диаметра

шестерни d_{w1} называют передаточным отношением i , а отношение числа зубьев колеса Z_2 к числу зубьев шестерни Z_1 называют передаточным числом u

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w1}}{d_{w2}} \\ u &= \frac{Z_2}{Z_1} \end{aligned} \right\}. \quad (3.39)$$

Для замедленных передач (редукторов) $i=u$. При этом общая нормаль (линия зацепления) к профилям зубчатых колес в любой точке их касания должна проходить через полюс зацепления (П). В цилиндрических зубчатых зацеплениях полюсом зацепления является точка касания начальных окружностей зубчатых колес. Угол α_w между линией зацепления и перпендикуляром к линии межосевого расстояния, называется углом зацепления, обычно $\alpha_w=20^\circ$. При этом начальные окружности определяют выражением

$$\begin{aligned} d_{w1} &= \frac{2a}{1+i}; \\ d_{w2} &= \frac{2a_w i}{1+i} = d_{wi} i. \end{aligned} \quad (3.40)$$

Указанному условию удовлетворяют многие кривые, в частности, эвольвенты, которые наиболее выгодны для профилирования зубьев с точки зрения сочетания эксплуатационных и технологических свойств.

Окружность зубчатого колеса, делящуюся при его нарезании на равное число частей длиной p , называемых шагами, и имеющую стандартный модуль, называют делительной. Величина p связана с количеством зубьев z и диаметром d зависимостью $zp=\pi d$. Отсюда

$$d = \left(\frac{p}{\pi} \right) z = mz, \quad (3.41)$$

где m – модуль зацепления:

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi}, \text{ мм.} \quad (3.42)$$

Величина m для силовых передач определяется расчётом, а для других – по конструктивным соображениям. Для снижения номенклатуры и унификации режущего и мерительного инструментов модули стандартизированы и приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 – Значение ряда модуля

Ряд	Значение ряда модуля
Первый	0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0 и т. д.
Второй	0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5 и т. д.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Для цилиндрических косозубых и шевронных колёс и значения модуля относится к нормальному сечению.

Для конических колёс значение модуля относится к делительной окружности по торцу.

Для червячных передач модуль определяют в осевом сечении червяка.

Зубчатые колёса с модулем $0,1 \leq m < 1$ мм называют мелкомодульными.

В механизмах ИРП наиболее распространены следующие значения m : 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0 мм.

У передачи, которая состоит из зубчатых колёс z_1 и z_2 , изготовленных без смещения, начальные d_w и делительные d окружности зубчатого колеса совпадают, т. е. $d_{w1}=d_1$, $d_{w2}=d_2$.

Форму и размеры зубчатых колёс определяют в зависимости от числа зубьев, модуля, диаметра посадочного вала, материала, технологии изготовления, вида передачи (кинематическая или силовая) и др.

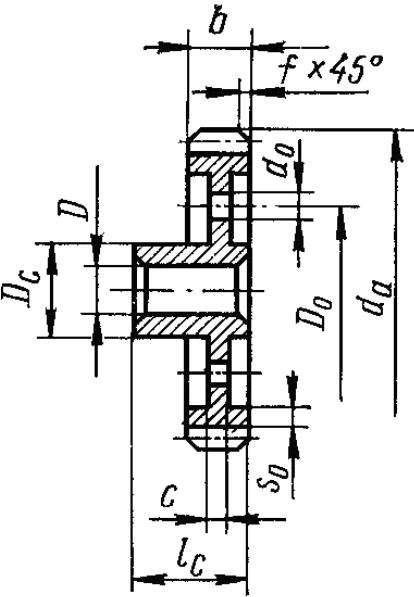
Размеры колёс рекомендуется выбирать в соответствии с указаниями ГОСТ 13733-77.

В табл. 3.4 представлен пример конструкции зубчатого колеса.

Зубчатые колёса можно изготавливать без ступиц, со ступицами и сборные конструкции. Пример данных конструкций приведен на рис. 3.15.

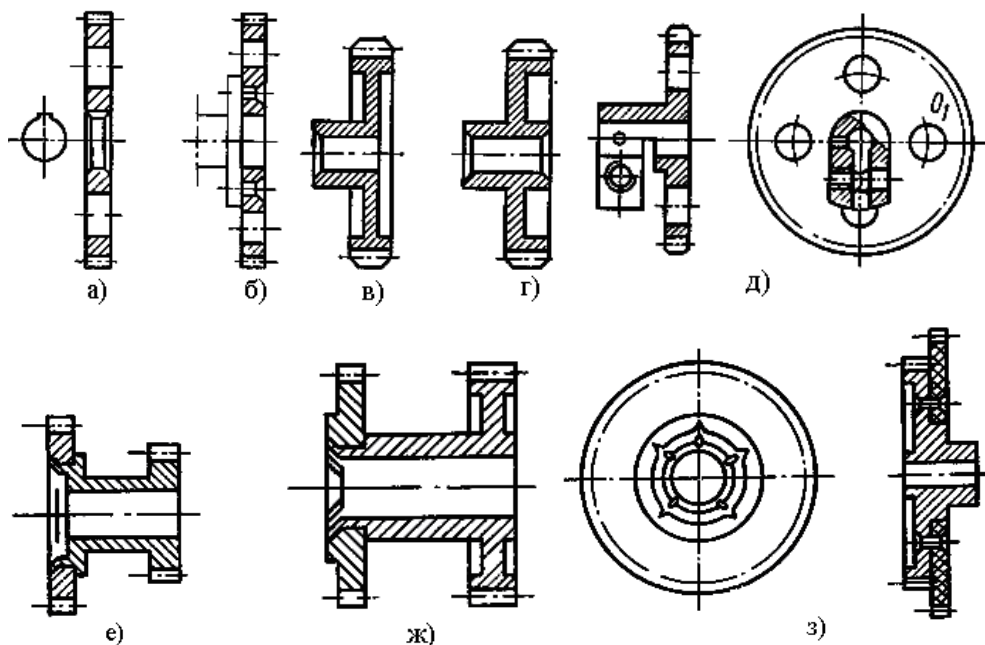
При диаметре делительной окружности $d < (2 - 3)D$, где D – диаметр отверстия в ступице под вал, зубчатые колёса выполняются в виде вала – шестерни.

Таблица 3.4 – Конструкция и расчёт размеров зубчатого колеса

Эскиз зубчатого колеса	Ориентировочные размеры
	$D_c = (1,4 - 1,6)D;$ $l_c = (0,8 - 2)D;$ $c = (0,2 - 0,5)b;$ $S_0 = (2,5 - 3,5)m;$ $D_0 = (d_a + D_c)/2;$ $d_0 = (d_a - D_c)/5;$ $f = 0,5m.$

Погрешности при изготовлении зубчатых колёс приводят к отклонению основного шага, погрешностям профиля и направления зуба, наличию бокового зазора и др. Для устранения бокового зазора применяют люфтовывирающие зубчатые колёса, состоящие из двух тонких колёс, одно из которых жестко связано с валом, а другое надето на него свободно.

Между собой зубчатые колёса связываются пружинами, которые поворачивают подвижное колесо относительно неподвижного и тем самым выбирают боковой зазор (мёртвый ход) в зацеплении. Подробно данный вопрос рассмотрен в работе [2].



а – соединение с валом с помощью шпонки; б – соединение с помощью винтов;
в – соединение с помощью шлица; г – со ступицей и симметричной
податливостью обода; д – несимметричной податливостью обода;
е – конструктивное соединение развальцовкой; ж – кернением;
з – контричной податливостью обода;

а,б – без ступицы; в,г,д – со ступицей; е,ж,з – сборные конструкции

Рисунок 3.15 – Конструктивные схемы зубчатых колёс

Большую роль в долговечности и надёжности зубчатых зацеплений играет выбор материала для шестерни и зубчатого колеса. Для повышения стойкости зубьев против износа рекомендуется применять различные материалы для колеса и шестерни [33]. Так как шестерня всегда делает больше

оборотов, её зубья больше контактируют с зубьями колеса, они должны быть твёрже.

Для силовых передач механизмов ИРП широко применяют конструкционные углеродистые или легированные стали с соответственной термообработкой.

Кинематические и слабонагруженные передачи изготавливают из конструкционных углеродистых сталей без термической обработки, дюралюминия (Д16Т), бронзы, латуни, пластмасс (текстолита, полиамидов).

Основные материалы, применяемые для изготовления зубчатых колёс и шестерень, представлены в табл. 3.5.

Нарезание зубчатых колёс может производиться методом деления или копирования. Каждая впадина между зубьями фрезеруется с помощью дисковых (рис. 3.16, а) или пальцевых (рис. 3.16, б) фрез, профиль которых соответствует профилю впадин.

По причине низкой производительности и сравнительно невысокой точности метод копирования имеет ограниченное применение, и подавляющее большинство зубчатых колёс изготавливают способом обкатки или огибания.

При нарезании с помощью обкатки инструмент и изделие имеют вполне определённое относительное движение, обеспечиваемое соответствующими механизмами станка.

Инструментом для нарезания методом обкатки являются гребёнки (рис. 3.16, в), червячные фрезы (рис. 3.16, г). Гребёнки и червячные фрезы служат для нарезки колёс с нарезными зубьями. Долбяками (рис. 3.16, д), кроме нарезания наружных зубьев, можно также нарезать колёса с внутренними зубьями для передач с внутренним зацеплением. Нарезание зубьев гребёнкой происходит при её возвратно-поступательном движении в направлении, параллельном оси нарезанного колеса (заготовки). Нарезание зубьев червячной фрезой – непрерывный процесс.

Таблица 3.5 – Марки сталей, применяемых для изготовления зубчатых колёс

Марка стали	Механические характеристики, МПа		Твёрдость, НВ	Термическая обработка	Примечание
	σ_B	σ_T			
30	490	294	179	–	шестерни
35	530	315	207	–	шестерни
40	569	334	217	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
45	598	354	229	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
50	628	373	241	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
15X	687	590	200	Нормализация	зубчатые колёса
15XA	687	590	≥ 500	Цементация	зубчатые колёса
20XH	784	637	200	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
40X, 40XA	981	784	290	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
12XH3A	932	687	280	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
12X2H4A	1128	–	340	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
30XH3A	981	784	325	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
			500	Цементация	зубчатые колёса
38X2Ю	950	500	210	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
			≥ 500	Азотирование	зубчатые колёса
38X2МЮА	1100	870	260	Закалка с отпуском	зубчатые колёса
			≥ 500	Азотирование	зубчатые колёса

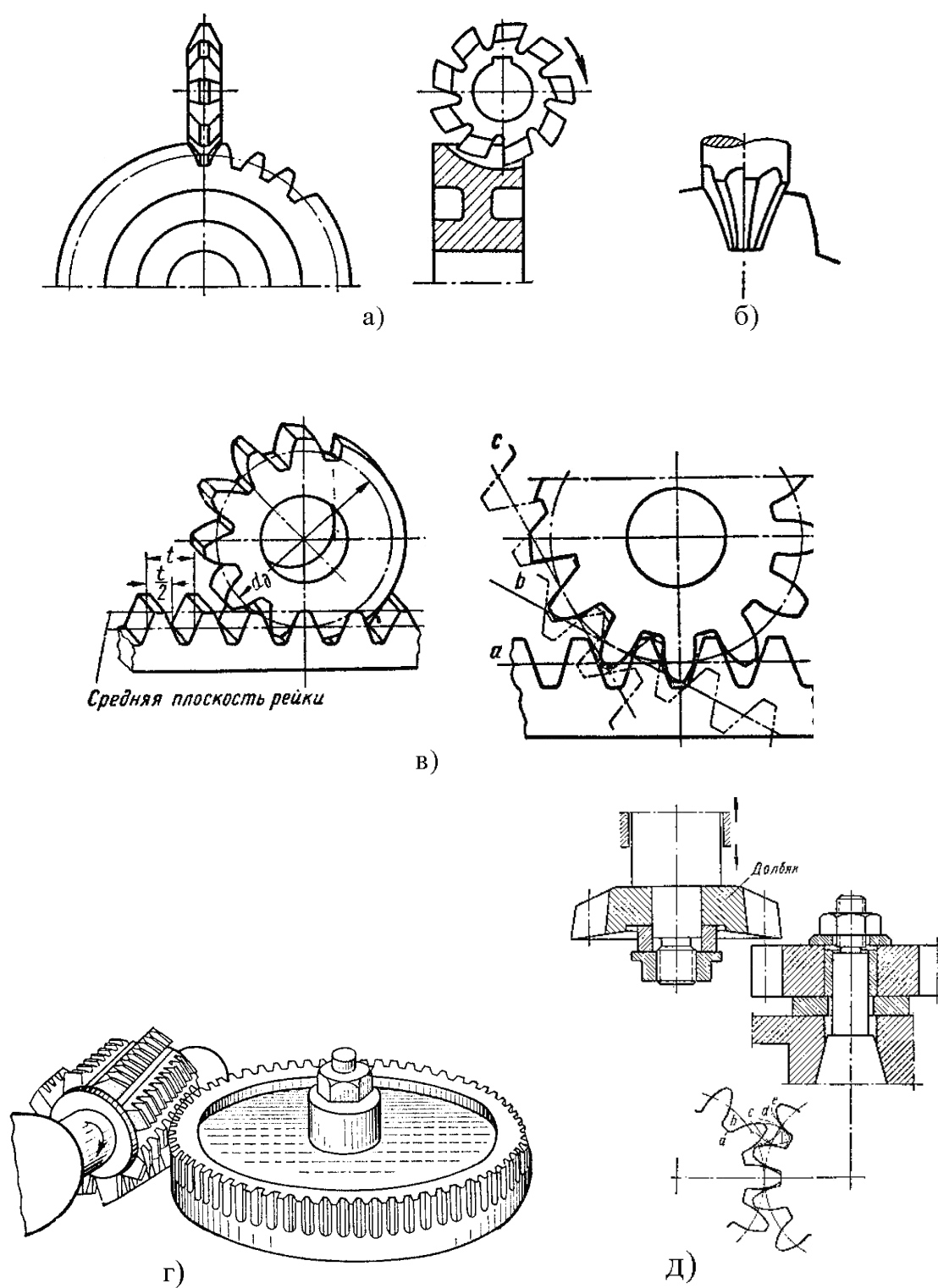


Рисунок 3.16 – Нарезание зубчатых колес

Геометрически фреза представляет собой винт с продольными канавками для выхода стружки. Профили зубьев червячной фрезы в плоскости, перпендикулярной направлению витков фрезы образует рейку. В основе

нарезания зубьев как перпендикулярной гребёнкой, так и червячной фрезой лежит процесс обкатки, т.е. качение делительной окружности нарезаемого колеса по делительной прямой рейки.

Зуборезный долбяк – инструмент для нарезания зубьев цилиндрических колёс методом огибания с центроидой в виде окружности, имеющий прямолинейное или винтовое возвратно-поступательное движение резания и, в качестве подачи, – относительное вращение долбяка и нарезаемого колеса вокруг их осей. Долбяки являются наиболее универсальными инструментами для нарезания цилиндрических зубчатых колёс.

Зубчатые цилиндрические передачи с прямозубым и косозубым зацеплением обычно применяют при скорости вращения $V \leq 6$ м/с, передаточных отношениях i равных 0,2 – 6,0 и коэффициентом полезного действия КПД $\eta = 0,92 – 0,98$. Зубчатые передачи с косозубыми зубчатыми колёсами работают более плавно, с меньшим шумом, и нагрузка в них распределяется на большее число зубьев, чем у прямозубых, однако вместе с тем в данных передачах возникают осевые усилия. У косозубых зубчатых колёс зубья располагаются под углом $\beta = 8 – 15^\circ$ к образующей цилиндра колеса, поэтому основные параметры элементов зацепления косозубых колёс выражаются в нормальном и торцевом сечениях. В косозубых зубчатых колёсах различают нормальный модуль m_n , который измеряют в сечении, перпендикулярном направлению косого зуба. Этот модуль соответствует стандартному модулю инструмента $m_n = m$. Торцевой модуль m_t измеряются в плоскости вращения зубчатого колеса. Геометрический расчёт зубчатых передач приведен в табл. 3.6.

Зубья зубчатых колёс рассчитывают на контактную прочность и на изгиб (предотвращения излома зубьев) [1]. Расчётные напряжения изгиба в зубьях σ_u не должны превышать допустимых $[\sigma]_H$:

– для прямозубых колёс

$$\sigma_H = \frac{0,68 M_K K_K K_d}{m^2 \epsilon z_2 y} \leq [\sigma]_H; \quad (3.43)$$

– для косозубых колёс

$$\sigma_H = \frac{0,44M_K K_K K_D}{m_n^2 z_2 u} \leq [\sigma]_H, \quad (3.44)$$

где M_K – крутящий момент, $H \cdot мм$;

K_K – коэффициент концентрации нагрузки, выбирается в пределах 1,0 – 1,35 и зависит от твёрдости материала и несимметричности расположения колёс относительно опор;

K_D – коэффициент динамичности нагрузки в зависимости от скорости вращения колёс. Для ручного привода при $V < 1$ м/с, $K_D = 1$; при $V = 1,0 – 1,3$ м/с, $K_D = 1,20 – 1,35$; при $V = 3 – 8$ м/с, $K_D = 1,3 – 1,55$;

u – коэффициент формы зуба, зависит от количества зубьев, выбирается из таблиц и колеблется от 0,107 до 0,163 при количестве зубьев 13 – 100.

Таблица 3.6 – Расчёт цилиндрических прямо- и косозубых передач с внешним зацеплением $\alpha = 20^\circ$

Элементы передачи	Формулы
Шаг нормальный	$P_n = \pi m_n$
Модуль торцевой	$M_t = m_n / \cos \beta$
Угол наклона зубьев (для косозубых зубчатых колес)	$\beta = 8-15$
Диаметр длительных окружностей	$d_1 = m_t z_1; d_2 = m_t z_2$
Высота длительной головки зуба	$h_a = h_a^* m$
Высота длительной ножки зуба	$h_f = (h_a^* + c^*) m$
Зазор радиальный	$c = c^* m$
Высота зуба	$h = h_a + h_f$
Длина зуба	$b = (3-15)m$
Диаметр окружности выступов	$d_a = d + 2h_a$
Диаметр окружности впадин	$d_f = d - 2h_f$
Межосевое расстояние	$a = 0,5(d_1 + d_2)$

Задаваясь коэффициентом $\psi_m = v/m$ и данными $[\sigma]_и$, определяем m , мм:

– для прямозубых колёс

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,68 M_k K_k K_d}{\psi_m z_2 y [\sigma]_и}}; \quad (3.45)$$

– для косозубых колёс

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{0,44 M_k K_k K_d \cdot \cos \beta}{\psi_m z_2 y [\sigma]_и}}. \quad (3.46)$$

Развиваемый электродвигателем крутящий момент при мощности W_1 и угловой скорости вращения ω_1

$$M_k = \frac{10^3 W_1}{\omega}, \quad (3.47)$$

или

$$M_k = \frac{9550 W_1}{n_1}, \quad (3.48)$$

где W_1 – мощность электродвигателя, Вт;

ω_1 – угловая скорость, c^{-1} ;

n_1 – скорость вращения, $мин^{-1}$.

В процессе работы цилиндрических зубчатых зацеплений возникают определённые усилия, действующие в зацеплении. В прямозубых и шевронных передачах действует окружное P , радиальное P_r и нормальное P_n , а в косозубых дополнительно осевое P_0 . Схема действующих усилий показана на рис. 3.17, а формулы для их определения приведены в табл. 3.7.

В прямозубых передачах с угловой коррекцией (при использовании схемы сил, показанной на рис. 3.17), вместо P_d надо взять окружное усилие P , отнесенное к начальной окружности, т. е. $P = 2M/d$. Радиальное усилие в этом случае $P_r = P \tan \alpha_s$.

Для передачи вращения пересекающимся осям или валам применяют конические зубчатые колеса. Обычно угол пересечения составляет 90° , в редких случаях встречается угол не равный 90° .

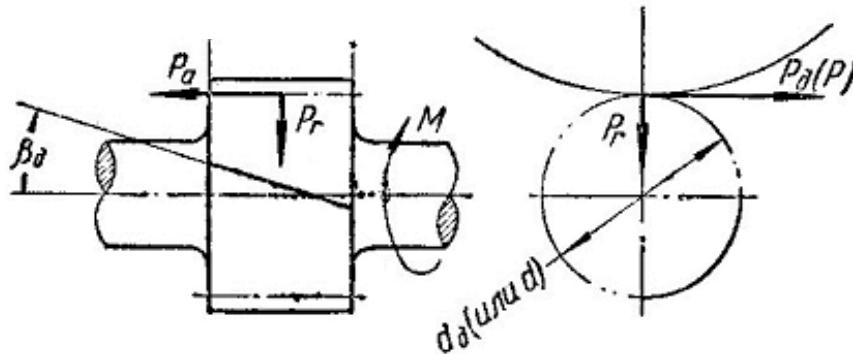


Рисунок 3.17 – Усилия, действующие в зацеплении

Таблица 3.7 – Усилия в зацеплении цилиндрических зубчатых колес

Усилие	Зубчатые колеса		
	прямозубые	косозубые	шевронные
Окружное, P_d	$P_d = 2M/d_d$	$P_d = 2M/d_d$	$P_d = 2M/d_d$
Радиальное, P_r	$P_r = P_d \operatorname{tg} \alpha_d$	$P_r = P_d (\operatorname{tg} \alpha_d / \cos \beta_d)$	$P_r = P_d (\operatorname{tg} \alpha_d / \cos \beta_d)$
Осевое, P_a	0	$P_a = P_d \operatorname{tg} \beta_d$	0
Нормальное, P_n	$P_n = P_d / \cos \alpha_d$	$P_n = P_d / \cos \beta_d \cos \alpha_d$	

По сравнению с цилиндрическими, конические передачи дороже в изготовлении и сложнее в монтаже. Поэтому их применяют лишь в том случае, когда для осуществления требуемых движений сборных единиц или элементов механизмов ИРП необходима зубчатая передача между пересекающимися валами.

На рис. 3.18 приведена схема конической зубчатой передачи с пересекающимися под 90° осями.

В конических передачах начальные конусы колес 1 и 2 соприкасаются по образующим и перекатываются друг по другу без скольжения. Вершины этих конусов находятся в точке пресечения осей колес. Окружность, получаемую в результате пресечения делительного и наружного дополнительного конусов, называют делительной (начальной) окружностью конического колеса.

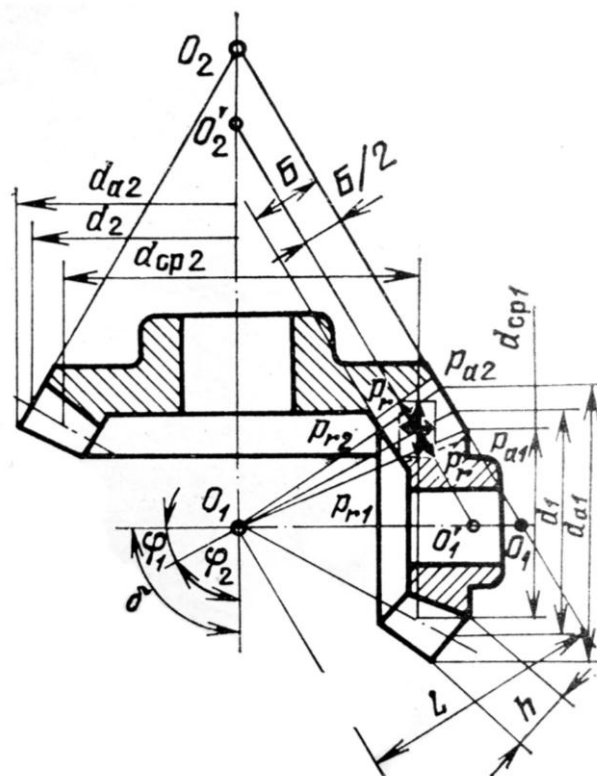


Рисунок 3.18 – Схема конической зубчатой передачи

Передаточное отношение в данном случае

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (3.49)$$

Углы начальных (делительных) конусов

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{z_2}{z_1} = i. \quad (3.50)$$

Диаметры начальных (делительных) окружностей

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2. \quad (3.51)$$

Диаметры начальных окружностей в среднем сечении зубьев

$$d_{cp1} = d_1 - b \sin \varphi_1; \quad d_{cp2} = d_2 - b \sin \varphi_2. \quad (3.52)$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a1} = m(z_1 + 2 \cos \varphi_1); \quad d_{a2} = m(z_2 + 2 \cos \varphi_2). \quad (3.53)$$

Длина образующей начального конуса

$$L = 0,5m\sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (3.54)$$

При конструировании конических зубчатых колес модуль m и шаг p необходимо выбрать из числа стандартных размеров.

При расчете зубьев конических колес на необходимую прочность и на изгиб можно использовать формулы для эквивалентных цилиндрических колес.

Материалы зубчатых конических колес соответствуют материалам цилиндрических зубчатых колес.

Конические зубчатые колеса могут обрабатываться как методом копирования, так и методом обкатки. Различают следующие способы образования профиля конических зубьев:

- фрезерование дисковой фасонной (модульной) фрезой;
- фрезерование кольцевой фасонной (модульной) фрезой;
- круговое протягивание дисковой резцовой головкой;
- строгание одним или двумя резцами по шаблону;

- строгание одним или двумя резцами методом обкатки;
- фрезерование двумя дисковыми фрезами методом обкатки;
- фрезерование при помощи торцевой резцовой головки методом врезания или обкатки.

3.6 Червячные передачи

С помощью червячной передачи осуществляется передача вращательного движения между валами, оси которых пересекаются в пространстве и образуют прямой угол. Червячная передача (рис. 3.19) состоит из червяка 1, имеющего форму винта, и червячного колеса 2 – подобного зубчатому колесу с косыми зубьями выгнутой формы.

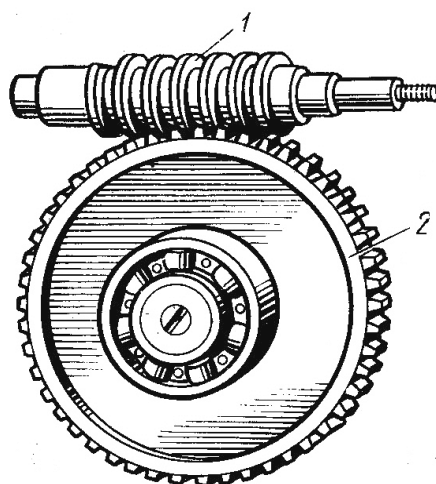


Рисунок 3.19 – Червячная передача

Передача вращательного движения в червячной передаче осуществляется по принципу винтовой пары, где винтом является червяк, а гайкой является колесо-сектор, вырезанный из длинной гайки и согнутый по окружности.

В большинстве случаев ведущим является червяк и передача работает на уменьшение частоты вращения ведомого вала, хотя возможно передача вращающего движения и от червячного колеса к червяку. С помощью червячной передачи можно реализовать большое передаточное число: $u=7-100$ и больше.

В сравнении с другими механическими передачами червячные имеют такие преимущества:

- плавность и бесшумность работы при больших скоростях;
- достаточно высокая надежность, простота и удобство в обслуживании и эксплуатации;
- компактность, т.е. малые габаритные размеры при большом передаточном числе;
- возможность выполнения самотормозящей передачи (невозможна передача обратного движения от червячного колеса к червяку).

К недостаткам червячных передач относится:

- относительно небольшой КПД, который не превышает в некоторых случаях 0,70 – 0,85;
- необходимость использования для червячного колеса дорогих, антифрикционных материалов;
- низкая несущая способность в сравнении с зубчатыми передачами.

Малое значение КПД червячных передач не позволяет их использовать для передачи больших нагрузок, а лучше применять их в приводах периодического действия.

Червячные передачи и их элементы классифицируют по таким признакам:

- по форме верхушки червяка – цилиндрической или глобоидной;
- по форме профиля витков червяка в торцевой плоскости – конволютные (червяк ZN), эвольвентные (червяк ZI), архимедовы (червяк ZA) и другие;
- по расположению червяка относительно колеса – нижним, верхним и боковым размещением червяка; следуя за конструктивным оформлением – открытые или закрытые, которые работают в закрытом корпусе.

Цилиндрические червяки представлены на рис. 3.20. Они содержат цилиндрическое тело, на поверхности которого имеются витки по форме винтовой линии. Если в торцевой плоскости витки червяка имеют профиль

архимедовой спирали, то такие червяки называют архимедовыми (рис. 3.20), а если профиль нормальной эвольвенты, то эвольвентными.

Сечение витков цилиндрических червяков осевой представляет собой рейку с прямоугольными (рис. 3.20) боковыми сторонами. Измеренное параллельно оси расстояние между соответствующими боковыми сторонами двух смежных выступов (витков) называется шагом и обозначается t_s .

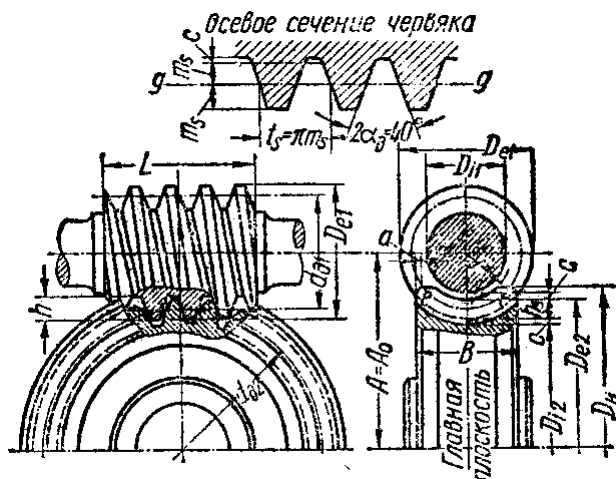


Рисунок 3.20 – Схема червячной передачи

В настоящее время широко применяют червячные передачи с глобоидным червяком (рис. 3.21), позволяющие по сравнению с предыдущими передавать большие нагрузки.

Отношение $t_s/\pi = m_s$ называется торцевым модулем.

Ход винтовой линии равен расстоянию между соответствующими точками одноименных профилей одного и того же витка, измеренному параллельно оси червяка.

Величина хода определяется по формуле

$$t_s z_q = \pi m t, \quad (3.55)$$

где z – число заходов червяка.

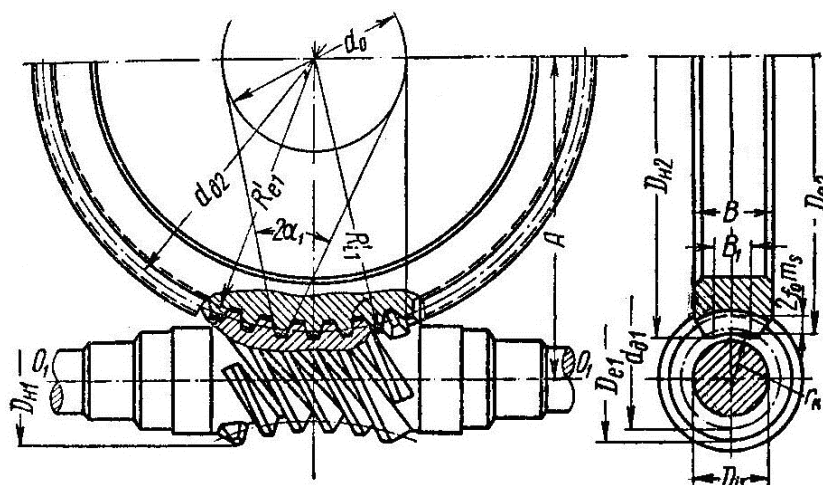


Рисунок 3.21 – Схема червячной передачи

Большое распространение в приборостроении имеют передачи с архимедовыми червяками. В осевом сечении архимедов червяк представляет собой прямобочную рейку с углом между боковыми сторонами $2\alpha_0=40^\circ$.

Торцовый модуль $m_s=t_s/\pi$ назначается из стандартного ряда.

Плоскость, проходящая через ось червяка и перпендикулярная к оси червячного колеса, называется главной плоскостью. Максимальная линейная величина, на которую в главной плоскости витки червяка заходят во впадины червячного колеса, называют глубиной захода $h_3=2m_s$. Радиальный зазор между вершиной червяка и впадиной колеса $c=0,2m_s$.

Для ограничения произвола в выборе стандартного инструмента предусмотрены для каждого значения торцевого модуля m_s вполне определенные величины отношений

$$q = \frac{d_{д1}}{m_s}. \quad (3.56)$$

Согласно ГОСТ 2144-76 $q=6,3; 8; 10; 12,5; 20$.

Угол подъёма на цилиндре диаметра $d_{д1}$ обозначается λ_d и определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \lambda_d = \frac{m_s z_1}{d_{д1}} = \frac{z_1}{q}, \quad (3.57)$$

где z – число заходов червяка; обычно, имеет такие значения 1; 2; 3; 4.

Основные размеры червячных передач с архимедовым червяком определяются по формулам, представленным в табл. 3.8.

Таблица 3.8 – Основные формулы расчёта червячной передачи

Элементы червячной передачи	Формулы
1	2
Червяк	
Диаметр делительной окружности, мм	$d_{д1} = m_s q$
Шаг, мм	$t_s = \pi m_s$
Модуль торцевой, мм	$m_s = t_s / \pi$
Угол подъема	$\lambda_d = \arctg \frac{z_1}{q}$
Диаметр выступов, мм	$D_d = d_{д1} + 2m_s$
Диаметр впадин, мм	$D_{л1} = d_{д1} - 2,4m_s$
Высота витка, мм	$h = 2,2m_s$
Длина нарезаемой части червяка, мм	при $z_1=1; 2$ для: $\xi=0; L \geq (11+0,06z_2)m_s$; $\xi=-0,5; L \geq (8+0,06z_2)m_s$; $\xi=-1; L \geq (10,5+z_1)m_s$; $\xi=0,5; L \geq (11+0,1z_2)m_s$; $\xi=1; L \geq (12+0,1z_2)m_s$; при $z_1=3; 4$ $\xi=0; L \geq (12,5+0,09z_2)m_s$; $\xi=-0,5; L \geq (9,5+0,09z_2)m_s$; $\xi=-1; L \geq (10,5+z_1)m_s$; $\xi=0,5; L \geq (12,5+0,1z_2)m_s$; $\xi=1; L \geq (13+0,1z_2)m_s$.
Червячное колесо	
Передаточное число (отношение)	$u = z_2 / z_1; i = n_1 / n_2$
Диаметр делительной окружности	$d_{д2} = m_s z_2; z_2 = iz_1$
Диаметр цилиндра выступов, мм	$D_{л2} = d_{д2} + 2m_s$
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	при $z_1=1$ $D_H \leq D_{л2} + 2m_s$; при $z_1=2; 3$ $D_H \leq D_{л2} + 1,5m_s$; при $z_1=4$ $D_H \leq D_{л2} + m_s$.

Продолжение таблицы 3.8

1	2
Ширина червячного колеса, мм	при $z_1 \leq 3$ $B \leq 0,75D_{f1}$; при $z_1 = 4$ $B \leq 0,67D_{f1}$.
Диаметр делительного цилиндра, мм	$d_{d2} = \frac{2Ai}{i + \operatorname{ctg} \lambda_g}$
Межцентровое расстояние для некорригированной передачи ($\xi=0$), мм	$A_0 = 0,5(d_{d1} + d_{d2}) = 0,5m_s(q + z_2)$
Межцентровое расстояние для корригированной передачи ($\xi \neq 0$), мм	$A_0 = 0,5(d_{d1} + d_{d2}) + m_s \xi = 0,5m_s(q + z_2 + 2\xi)$
Скорость скольжения червяка, м/с	$v_{\text{ск}} = \frac{v_1}{\cos \lambda_g} = \frac{\pi d_{d1} n_1}{6000 \cos \lambda_g} = \frac{d_{d1} n_1}{1900 \cos \lambda_g}$

Червяки обычно выполняют как одно целое с валом из качественных термически обработанных углеродистых или легированных сталей; для повышения качества его поверхность шлифуют и полируют.

Червячные колеса чаще делают составными. Бронзовый венец устанавливается на стальную ступицу. Лучшим антифрикционным материалом для зубьев колеса являются бронзы марок БРОФ 10-1, БРОНФ. В механизмах ИРП используют также колеса из тексиболита, полиамидов и т. п.

Расчёт червячной передачи на изгиб зубьев при стальном червяке и бронзовом зубчатом колесе выполняют по формулам

$$\sigma_H = \frac{0,68 \cdot M_{\text{кр}2} \cdot K_K \cdot K_d \cos \lambda}{m_s \cdot d_{d1} \cdot d_{d2} \cdot y} \leq [\sigma_1]_{\text{н}}; \quad (3.58)$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,68 \cdot M_{\text{кр}2} \cdot K_K \cdot K_d}{z_2 \cdot q \cdot y[\sigma]_{\text{н}}}}, \quad (3.59)$$

где y – коэффициент, выбирается по эквивалентному числу зубьев $Z_3 = Z_2 / \cos^3 \lambda$.

$K_k = 1$, $K_d = 1 - 1,1$ при $v_2 < 3$ м/с; $K_d = 1,1 - 1,2$ при $v_2 > 3$ м/с.

Число зубьев Z_2 рекомендуется выбрать не менее 22 при $Z_1 = 1$ и не менее 26 при $Z_1 > 1$.

Контактную прочность рассчитывают по формуле

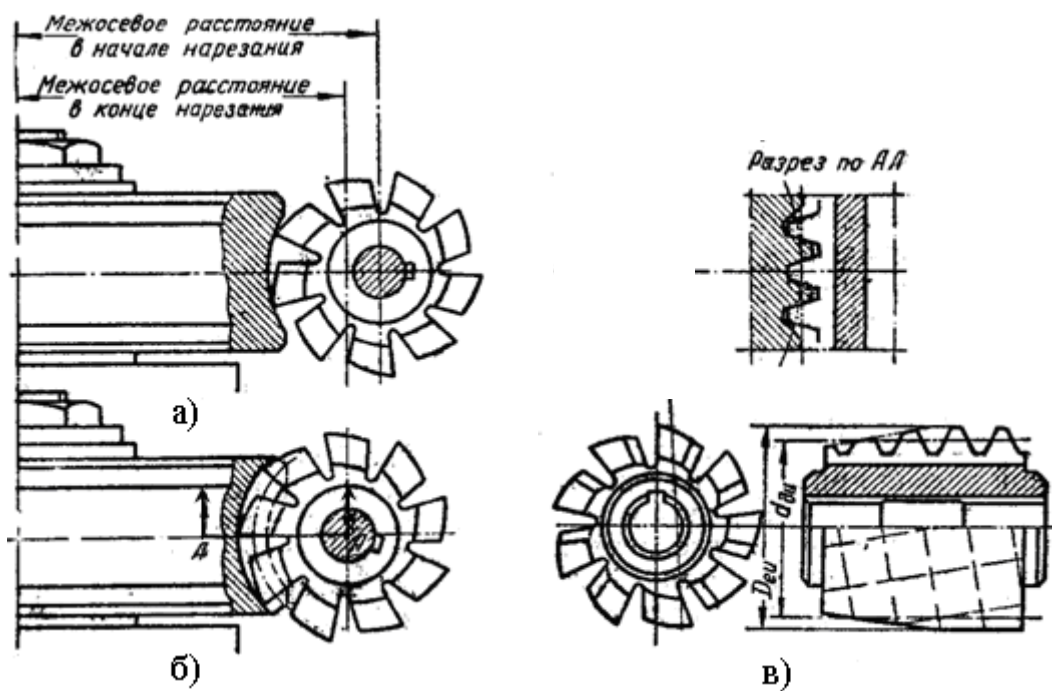
$$\sigma_k = \frac{1500}{d_{d1}} \sqrt{\frac{M_{kp2} \cdot K_k \cdot K_d}{d_{d1}}} \leq [\sigma]_k. \quad (3.60)$$

Нарезание цилиндрических червяков в основном осуществляется резцами на токарных станках, с помощью дисковых фрез на резьбофрезерных или на зубофрезерных станках, нарезание с помощью долбяков, аналогично применяемых для нарезания цилиндрических зубчатых колес. Окончательной операцией обработки червяков является шлифование и полирование поверхности витков с применением тонких абразивных паст.

Червячные колеса нарезают червячными фрезами, размеры и профиль которых соответствуют червяку, в зацеплении с которым будет работать нарезаемое червячное колесо. Нарезание колес проводится способом радиальной и тангенциальной подачи, схема которых приведена на рис. 3.22.

При радиальной подаче рис 3.22, а, б фреза касается наружной поверхности заготовки, затем ей сообщается движение обката и одновременно производится радиальная подача. Расстояние между осями фрезы и заготовки уменьшается и в конце обработки оно равно заданному межцентровому расстоянию. При нарезании методом тангенциальной подачи используются червячные фрезы с конической заборной частью рис 3.22, в.

Расстояние между осями фрезы и заготовки остаются постоянными, но, помимо вращения вокруг своей оси, фрезе сообщается еще перемещение вдоль этой оси.



а, б – радиальная подача, в – тангенциальная подача

Рисунок 3.22 – Нарезание зубьев червячных колес

Червячные редукторы могут иметь различные формы и размеры. В качестве примера на рис. 3.23, 3.24, 3.25 представлены различные типы червячных редукторов.

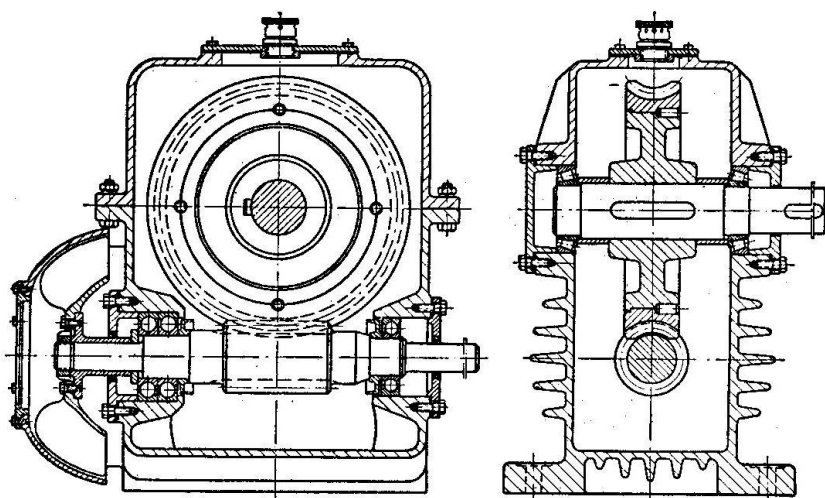


Рисунок 3.23 – Червячный редуктор с горизонтальной осью червячного колеса

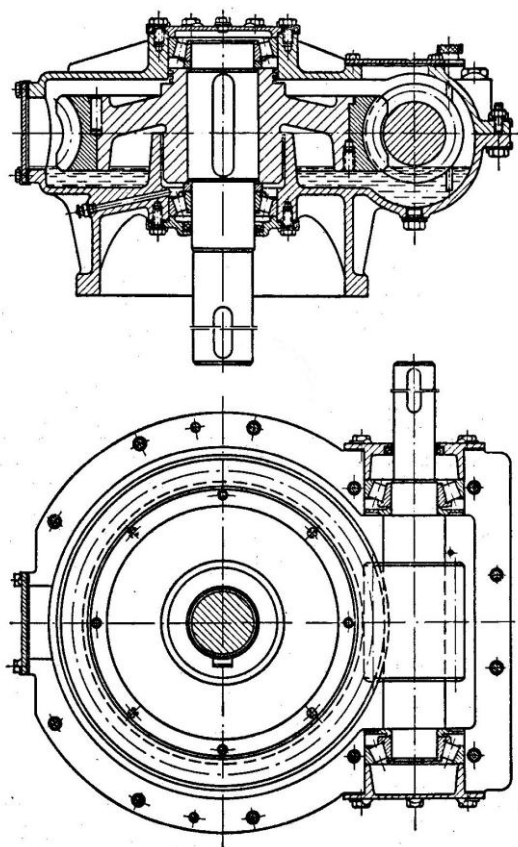
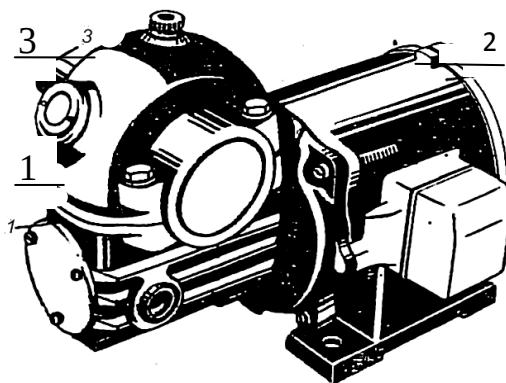


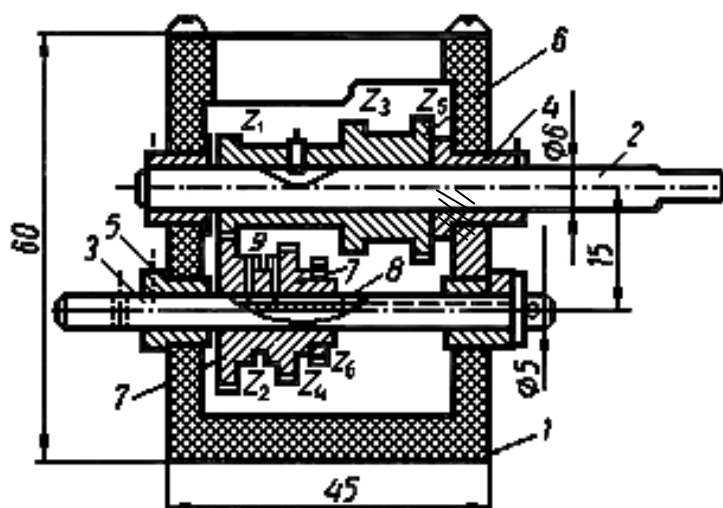
Рисунок 3.24 – Червячный редуктор с вертикальной осью червячного колеса



1 – редуктор, 2 – электродвигатель, 3 – выходной вал редуктора

Рисунок 3.25 – Общий вид встроенного червячного редуктора в литом чугунном корпусе совместно с электродвигателем

В приборостроении широкое применение нашли одноступенчатые редукторы с различными способами вращения ведомого вала. На рис. 3.26 представлен приборный одноступенчатый редуктор, который смонтирован в литом пластмассовом корпусе 1, а сверху закрыт крышкой.



1 – корпус; 2 – вал; 3 – вал ведущий; 4 – втулка; 5 – втулка; 6 – блок из трех зубчатых колес; 7 – подвижная каретка; 8 – паз; 9 – штифты

Рисунок 3.26 – Редуктор приборный одноступенчатый

Редуктор имеет два вала – ведущий 3 и ведомый 2 с межцентровым расстоянием 15 мм. Данные валы вращаются в подшипниках скольжения (втулки) 4 и 5, укрепленных в корпусе. На ведомом валу 2 установлен блок 6, состоящий из трех зубчатых колес Z_1 , Z_3 , Z_5 , входящих в зацепление с зубчатыми колесами подвижной каретки 7. Каретка 7 представляет собой блок, состоящий из зубчатых колес Z_2 , Z_4 , на который посажено колесо Z_6 и вмонтированы штифты 9.

Зубчатые колеса могут иметь различные количества зубьев по требованиям к конструкции прибора. На валу 3 изготовлен продольный паз 8, в котором скользят два штифта 9. Перемещением каретки по валу 3, которое

осуществляется вручную с помощью рычажной отводки, можно получить три передаточных отношения $u_{12}=z_2/z_1$; $u_{34}=z_4/z_3$; $u_{56}=z_6/z_5$.

Вопросы и задания для самопроверки

1. В чем заключается принцип действия зубчатых передач, и какие виды их Вам известны?
 2. Начертите схему зацепления двух зубчатых колес и дайте определение передаточного отношения и передаточного числа.
 3. Что такое модуль зацепления?
 4. Что такое шаг зубчатого зацепления?
 5. Назовите методы нарезания зубчатых колес.
 6. Начертите основные конструктивные схемы сборных зубчатых колес, применяемых в ИРП.
 7. Какие основные материалы и термическая обработка применяются при изготовлении зубчатых колес?
 8. Какое основное отличие между соединениями цилиндрических, конических и червячных зубчатых зацеплений?
 9. Какие виды червячных передач Вы знаете?
 10. Как определяется передаточное отношение и передаточное число червячной передачи?
-

3.7 Планетарные, дифференциальные и волновые передачи

Планетарные передачи служат для осуществления вращательного движения цилиндрических или конических зубчатых колес, в состав которых входят колеса сателлиты, совершающие сложные движения и имеющие

подвижную ось вращения. Подвижное звено, на котором укреплены оси сателлитов, называется водилом (поводок). Сателлиты находятся обычно в зацеплении с центральными колесами, вращающимися вокруг оси передачи, или закрепленными неподвижно. Ведущий и ведомый (рабочий) валы расположены соосно. Размеры и массы планетарных передач меньше, чем у зубчатых редукторов с неподвижными осями. В зависимости от схемы планетарные передачи могут осуществить передаточное отношение i от 3 до 10000.

Планетарные передачи выполняют с внешним и внутренним зацеплением (рис. 3.27). В передаче с внешним зацеплением (рис. 3.27, а), состоящей из неподвижного центрального колеса 4, водила B , сателлитов 2 и 3, подвижного центрального колеса 1, при вращении водила сателлит 3 вращается относительно своей оси и одновременно обкатывается вокруг колеса 4.

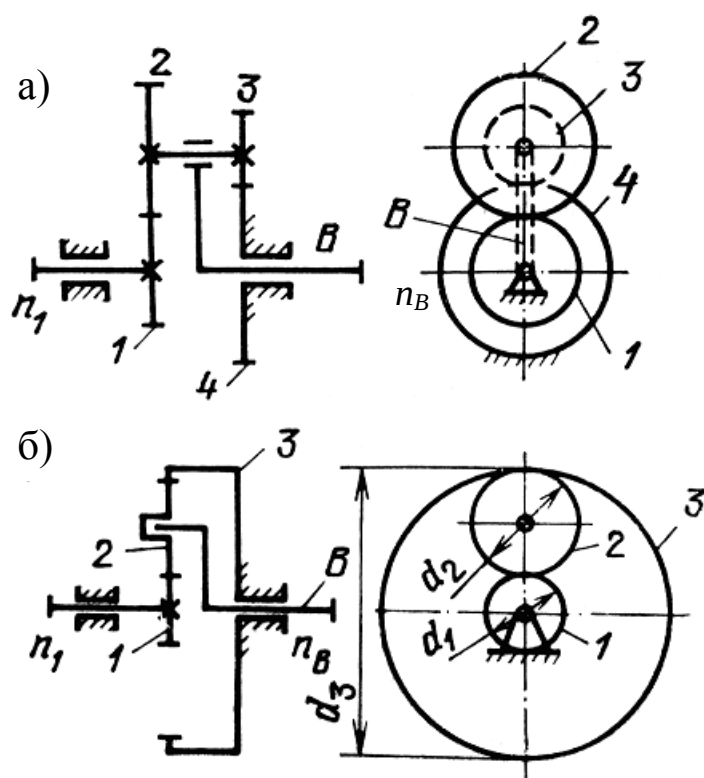


Рисунок 3.27 – Схемы планетарных механизмов

При этом зубчатое колесо 2, жёстко соединённое с сателлитом 3, передаёт вращательное движение на подвижное колесо 1.

Для такой передачи $i_{в1}=n_в/n_1=[1-(Z_2 \cdot Z_4/Z_1 \cdot Z_3)]^{-1}$.

Условие соосности: $Z_1+Z_2=Z_3+Z_4$.

В планетарных передачах с внутренним зацеплением (рис. 3.27, б) при вращении водила B зубчатое колесо 2 будет обкатываться по внутреннему зубчатому колесу 3 и одновременно вращать зубчатое колесо 1.

Для этой схемы $i_{в1}=1+Z_3/Z_1$ (обычно $i_{в1}=3-8$). Условие соосности: $Z_3=Z_1+2Z_2$.

При заданных $M_в$ или M_1 , i , η , статистический момент $M_в$ на ведущем валу планетарной передачи:

– с внешним зацеплением равен

$$M_в = \frac{M_1}{[1 - (z_3 \cdot z_4 / z_1 \cdot z_3)]^{-1} \cdot \eta}; \quad (3.61)$$

– с внутренним зацеплением

$$M_в = \frac{M}{(1 + z_3 / z_1) \cdot \eta}. \quad (3.62)$$

Кроме внешнего и внутреннего зацеплений планетарные передачи (редуктора) выполняют одно-, двух-, трёх- и четырёхступенчатые, а также горизонтального или вертикального исполнения. На рис. 3.28, а представлен общий вид четырёхступенчатого планетарного редуктора с навесным электродвигателем, а на рис. 3.28, б – разрез по третьей ступени.

Обозначения на рис. 3.28: а – общий вид; б – третья ступень (вид со стороны электродвигателя); 1 – маслоуказатель; 2 – пробка маслоспускного отверстия; 3 – электродвигатель; 4 – выходной вал; 5 – смотровое отверстие; 6 – ведущая шестерня, 7 – сателлиты, 8 – зубчатый венец, 9 – поводок.

Каждая ступень этого редуктора (рис. 3.28, б) состоит из шестерни 1 двух сателлитов 2, зубчатого венца 3 с внутренним зацеплением и консольного поводка 4, вал которого вращается в двух шарикоподшипниках, установленных в специальных приливах внутри корпуса редуктора.

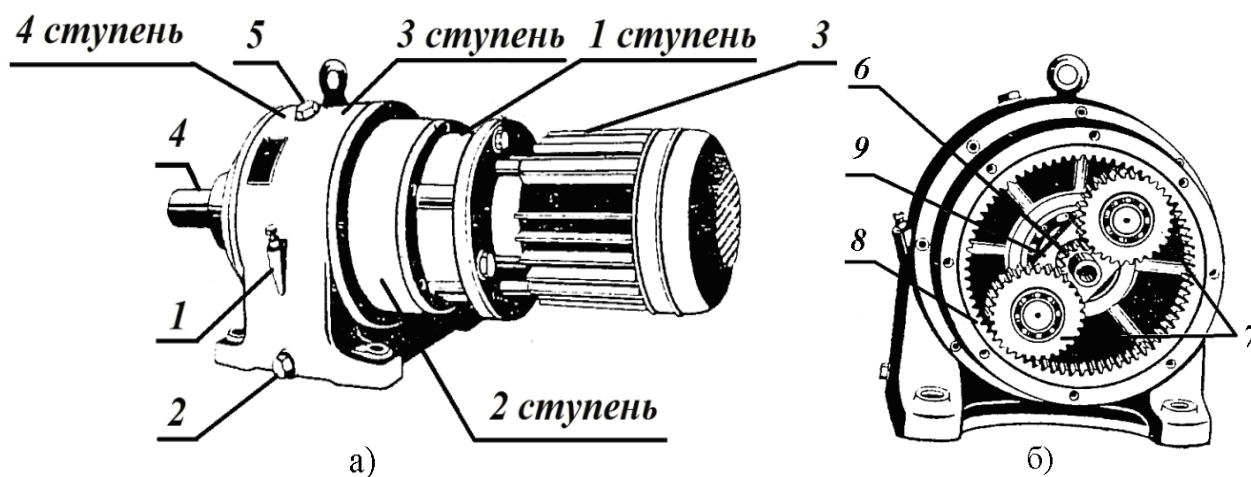
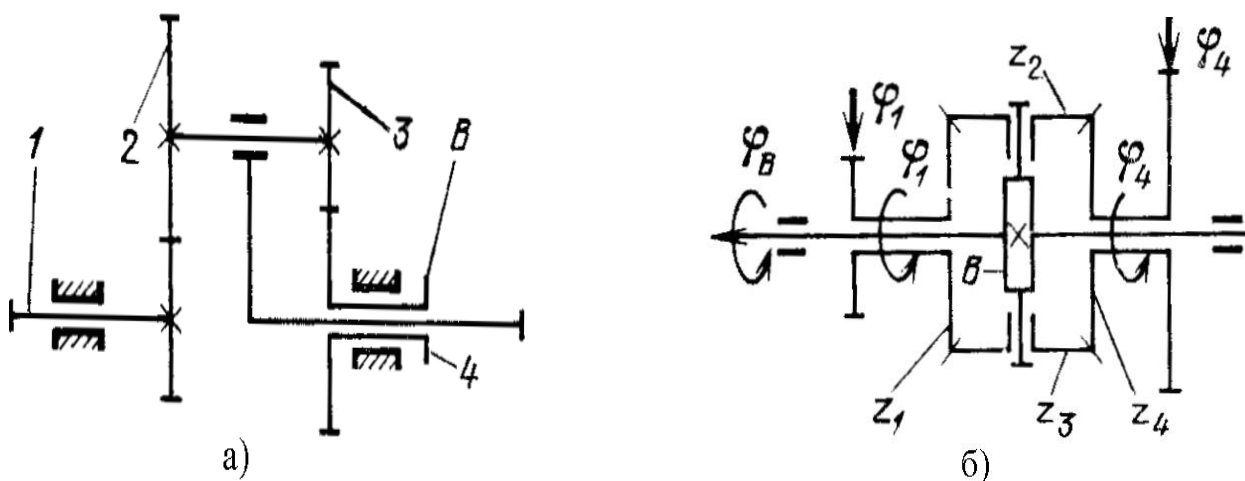


Рисунок 3.28 – Четырехступенчатый планетарный редуктор

На выходном конце вала поводка 4 каждой ступени расположена шестерня такого же типа, как и шестерня 1. Ведущая шестерня 1 первой ступени, укрепленная на валу электродвигателя, вращает сателлиты 2, входящие в зацепление с зубчатым венцом 3, неподвижно закрепленным в корпусе редуктора. Сателлиты с помощью шарикоподшипников вращаются на осях, закрепленных по концам консоли поводка. Шестерня, подобная шестерне 1, расположенная на другом конце вала поводка, в свою очередь, является ведущей для второй ступени редуктора.

Движение сателлитов третьей и четвертой ступеней осуществляется в том же порядке, но конец вала 4 (рис. 3.28, а) поводка четвертой ступени выходит из корпуса редуктора для передачи движения прибору. Корпус редуктора выполнен из чугуна. При четырех ступенях передачи подобные редукторы имеют мощность 50 Вт при передаточном числе 400, а при двух ступенях – мощность 500 Вт и передаточное число 16. Смазка зубчатых колес – картерная.

Дифференциальные механизмы в основном применяются для алгебраического суммирования угловых или линейных перемещений элементов кинематической цепи. Наибольшее распространение имеют зубчатые дифференциальные механизмы, составленные из конических или цилиндрических колёс (рис. 3.29).



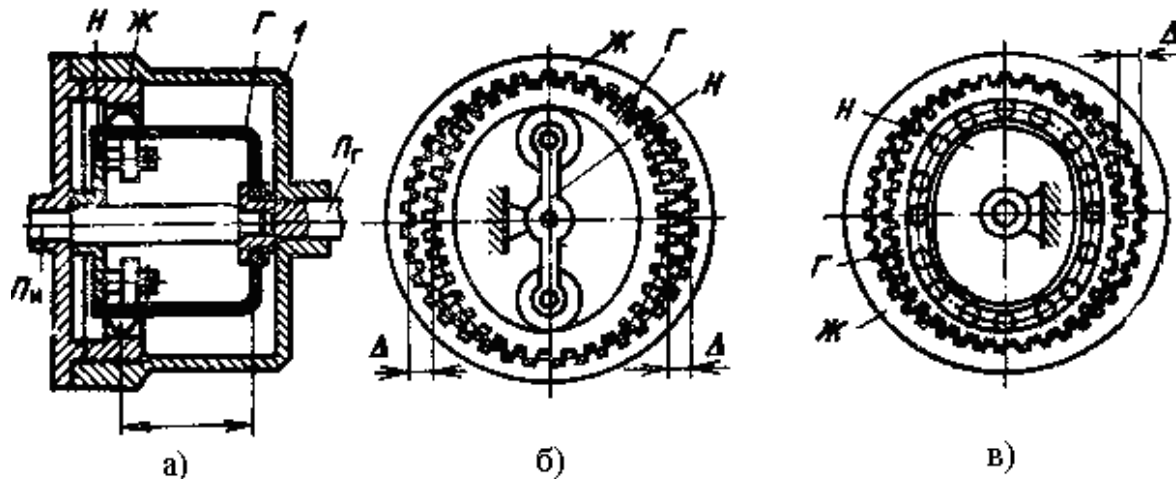
а – цилиндрические, б – конические

Рисунок 3.29 – Схемы дифференциальных механизмов

Одной из разновидностей планетарного механизма является волновая зубчатая передача. Вращение в ней передаётся и преобразуется циклическим возбуждением волн деформации в гибком элементе. В отличие от всех видов зубчатых передач волновая даёт возможность получения больших передаточных чисел. При одноступенчатых передачах u колеблется от 50 до 250, а при двухступенчатых $u=2000 - 50000$. Кроме того, данные передачи имеют меньшую массу и габариты, высокий КПД и высокую точность и плавность. Кроме того, волновые зубчатые передачи позволяют передавать механическое движение в геометрическом пространстве. Мощность данных передач колеблется от 0,02 до 3000 кВт, а КПД от 0,9 до 0,7. Волновая зубчатая передача применяется в механизмах системы дистанционного управления, настройки приборов автоматических записывающих устройств, ИРП.

Волновая зубчатая передача (рис. 3.30, а) состоит из следующих основных звеньев: генератора H , жесткого зубчатого колеса $Ж$, гибкого зубчатого колеса $Г$.

Одно из этих колёс прикрепляется к корпусу механизма, а другое к выходному валу. Гибкое колесо имеет форму тонкостенного цилиндра, длина которого обычно составляет не меньше диаметра. Генератор волн представляет собой водило с роликами (рис. 3.30, б) или кулачок (рис. 3.30, в). При вращении генератора волн образуются бегущие по окружности волны деформации гибкого колеса и они последовательно вводятся в полное зацепление разных зубьев гибкого и жесткого колёс.



а – общий вид; б – водило с двумя роликами; в – водило в виде кулачка

Рисунок 3.30 – Схема волновых зубчатых передач

Колёса имеют различное количество зубьев, поэтому происходит их относительное вращение.

Число волн деформации равно количеству выступов кулачка. У двухволновых генераторов свободной деформации гибкого звена на водиле закрепляются две оси с роликами (рис. 3.30, б).

Генераторы волн принудительной деформации имеют форму кулачка определённого профиля (рис. 3.30, в). Они применяются с целью рационального распределения напряжения в материале гибкого звена и улучшения условий зацепления зубьев.

Для уменьшения потерь на трение между кулачками и гибким колесом располагаются шарики.

Основные параметры волновой зубчатой передачи составляют частоты вращения n_n (генератора), $n_{ж}$ (жесткого колеса), $n_{г}$ – (гибкого колеса). Передаточное число от генератора волн к выходному валу, на котором закреплено жесткое или гибкое колесо $i_{нж}^г$ или $i_{нг}^ж$ (верхний индекс обозначает неподвижное колесо передачи); $z_г z_{ж}$ – число зубьев гибкого и жесткого колёс; U_v – количество волн генератора; m – модуль; p – шаг зацепления колёс.

Делительные диаметры гибкого и жесткого колёс определяют по известным формулам $d_г = m z_г$; $d_{ж} = m z_{ж}$. Разность зубьев колёс $q = (z_{ж} - z_г)$ обычно должна быть равна или кратка U_v (обычно $q = U_v$).

Для волновых зубчатых передач с вращающимся гибким колесом

$$i_{нж}^{жс} = \frac{-z_г}{z_{жс} - z_г} \quad (3.63)$$

с вращающимся жестким колесом

$$i_{нж}^{жс} = \frac{z_{жс}}{z_{жс} - z_г}. \quad (3.64)$$

Гибкие колеса обычно изготавливают металлическими с высоким пределом выносливости или из различных пластмасс, полученных литьём под давлением. При передаточном отношении ≥ 50 , $q=2$ и $m=0,8 - 0,3$ мм гибкие колёса изготавливают из стали 40ХН, 38ХН3А или ШХ15, в этом случае толщина стенки колеса соответствует $\delta = (0,7 - 1,5)m$. Для колёс из пластмассы – поли-формальдегида или капролона – принимаются $\delta = (2 - 4)m$.

При заданном передаточном отношении $i_{нг}^ж$ величины $d_г$ и m определяют в зависимости от деформации гибкого колеса.

При $q=2$ и $\Delta=2m$

$$i_{нг}^ж = \frac{-d_г}{qm}. \quad (3.65)$$

Задаваясь d_{Γ} , находим

$$m = \frac{d_{\Gamma}}{i_{\text{нг}}^{\text{ж}}} \quad (3.66)$$

или задаваясь m , находим

$$d_{\Gamma} = i_{\text{нг}}^{\text{ж}} q m. \quad (3.67)$$

При $n_{\Gamma}=0$; $z_{\text{ж}} = q i_{\text{нг}}^{\Gamma}$; $z_{\Gamma} = z_{\text{ж}} - q$; $m = d_{\Gamma} / z_{\Gamma}$.

3.8 Винтовые передачи

Винтовые механизмы позволяют простыми средствами преобразовать вращательное движение в поступательное с большим передаточным отношением, благодаря чему малым вращающим моментом можно создать очень большую осевую силу.

В приборостроении, а также в большинстве машиностроительных и других видах производства широкое применение нашли винтовые передачи «винт-гайка».

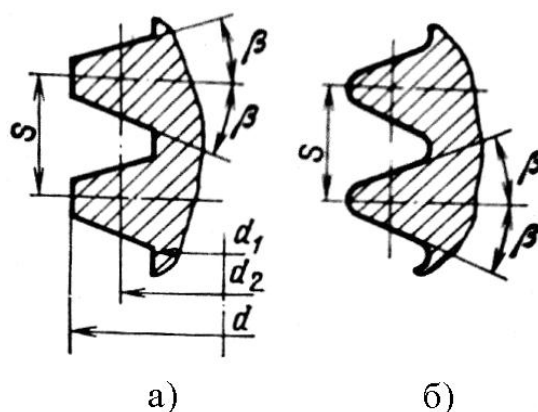
Передача «винт-гайка» представляет собой кинематическую винтовую пару, которую используют в различных машинах и приборах для преобразования с большой плавностью и точностью хода вращательного движения в поступательное. Она используется в различных отраслях техники – от точного приборостроения в тяжело нагруженных приводах нажимных устройств прокатных станов, винтовых прессов и подъемных механизмов кранов. Такие передачи создают значительные силы, обеспечивают точные перемещения рабочих органов различных станков или выполняют функции регулирующих приборов. Передача «винт-гайка» обеспечивает большой выигрыш в силе и медленные перемещения, имеет высокую несущую способность при малых габаритных размерах, высокую точность перемещений, простоту конструкции и изготовления. К недостаткам таких передач относится

наличие больших потерь на трение в винтовой паре, что вызывает значительное срабатывание и низкий КПД передачи.

Передачи «винт-гайка» по назначению разделяют на силовые и кинематические, а по виду трения – на передачи с трением качения. Последние имеют высокий КПД, но сложную конструкцию и довольно дорогостоящие в изготовлении. Винт в передаче «винт-гайка» представляет собой цилиндрическую деталь бóльшей длины по сравнению с диаметром, на определенном участке которой нарезана резьба.

Существуют четыре типа резьб, применяемые в передачах такого типа: это треугольные (метрические), трапецеидальные, упорные и прямоугольные.

В винтовых механизмах ИРП используют трапецеидальные резьбы по ГОСТ 9484-81 $\beta=15^\circ$ (рис. 3.31, а) и треугольную (метрическую) резьбу $\beta=30^\circ$ по ГОСТ 9150-81 (рис. 3.31, б).



а) резьба трапецеидальная;

б) резьба треугольная (метрическая)

Рисунок 3.31 – Типы резьб винтовых механизмов:

Кинематические зависимости передачи «винт-гайка» определяются стандартными параметрами резьбы:

- d , d_1 и d_2 – внешний, внутренний и средний диаметр резьбы;
- 2β – угол профиля резьбы;
- S – шаг резьбы;
- z – число заходов;

– $P_x = zS$ – ход винтовой линии и ее направление (правое или левое).

На практике применяют следующие типы винтовых механизмов (рис. 3.32), где:

– рис. 3.32,а при вращении винта 1 гайка 2 перемещается на расстояние $l = P_x \varphi_1 / 2\pi$ (φ_1 – угол поворота винта);

– рис. 3.32,б при вращении гайки 1 винт перемещается на расстояние $l = P_x \varphi_2 / 2\pi$ (φ_2 – угол поворота гайки);

– рис. 3.32,в при вращении дифференциального винта 1, имеющего две правые (или левые) резьбы с различными шагами (p_x и p'_x) гайки 2 и 3 сближаются (или удаляются) на расстояние $l = (p_x - p'_x) \varphi / 2\pi$, что позволяет получить очень малые перемещения за один оборот винта;

– рис. 3.32,г при вращении винта 1, имеющего левую или правую резьбу, гайки 2 и 3 сближаются (или удаляются) на расстояние $l = (p_x + p'_x) \varphi / 2\pi$, что позволяет получить большие перемещения гаек за один оборот винта.

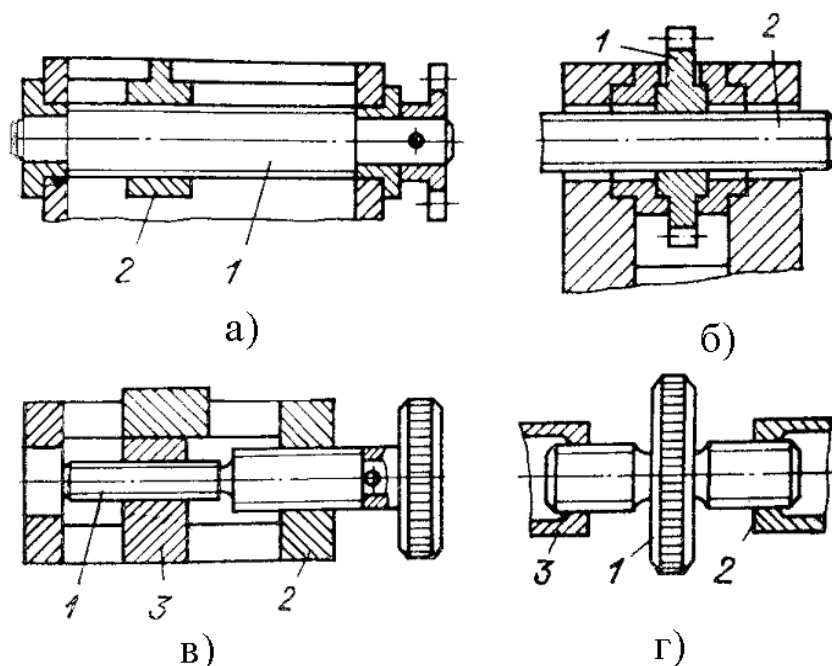


Рисунок 3.32 – Конструкции винтовых механизмов

При проектировании передачи «винт-гайка» задаются величиной перемещения гайки l , мм, временем перемещения T , с, и силой Q , кг, действующей на гайку.

Зависимость между перемещением, временем, частотой вращения винта n_b , об./мин, и параметрами резьбы винта (z – число заходов, p – шаг между витками, мм), имеет вид

$$l = \frac{pzn_b T}{60}, \quad (3.68)$$

Откуда

$$n_b = \frac{60l}{pzT}. \quad (3.69)$$

Поступательная скорость перемещения гайки v , мм/мин, равна

$$v = \frac{60l}{T} = pzn_b. \quad (3.70)$$

Зависимость между окружной силой F_t на винте и осевой силой Q на гайке имеет вид

$$F_t = Q \operatorname{tg}(\beta + \varphi'), \quad (3.71)$$

а зависимость для определения необходимого крутящего момента на винте имеет вид

$$M = 0,5F_t d_2 = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi'), \quad (3.72)$$

где β – половина угла зуба винта;

φ' – приведенный угол трения.

В приборостроении гайки изготавливают из бронзы БрАЖ9-4, БрОФ10-1 или БрОЦС6-6-3, а винты из конструкционных и легированных сталей марок: 40, 45, 50, 40Х, 4Х13, 30ХГСА и др.

Гайки в большинстве случаев имеют форму втулки или корпуса с соответствующими опорными поверхностями для предотвращения перемещения или вращения.

В передачах, к которым предъявляются требования компенсации износа и уменьшения зазоров, применяют гайки регулируемой конструкции, например, разрезные или сложные подпружиненные.

В ответственных приводах высокой точности для повышения КПД применяют передачи «винт-гайка» качения, где контакт винта и гайки осуществляется через тела качения – шарики или ролики. В таких передачах при вращении винта шарики перекатываются по винтовым канавкам на винте и циркулируют по специальному обводному каналу в гайке, возвращаясь в рабочую зону.

Известны также другие разновидности и конструкции гаек для передач «винт-гайка».

При проектировании винтового механизма, целесообразно для уменьшения сил трения и перекосов ось винта располагать как можно ближе к оси симметрии направляющих, фиксировать винт от осевых перемещений на одной из опор, а для регулировки осевого зазора предусмотрено установочное кольцо.

В приборостроении кроме передачи «винт-гайка» применяют винтовые зубчатые передачи при перекрестном расположении валов для передачи движения с помощью косозубых цилиндрических колес.

В винтовой зубчатой передаче угол между осями может быть произвольным, однако преимущественное использование имеет передача с углом 90° между осями валов (рис. 3.33).

Обозначения на рис. 3.33: β_1, β_2 – пути наклона зубьев колес; d_1, d – диаметры колес.

Винтовые передачи отличаются низкой несущей способностью, поскольку начальное касание зубьев происходит в точке с малыми приведенными радиусами кривизны активных поверхностей, а условия смазывания контакта зубьев неблагоприятные при значительных скоростях скольжения. Следовательно, винтовые механизмы используются и для

передачи малых мощностей (например, кинетических цепях приборов и т. п.) благодаря бесшумному зацеплению колес, скрещающихся под любым углом.

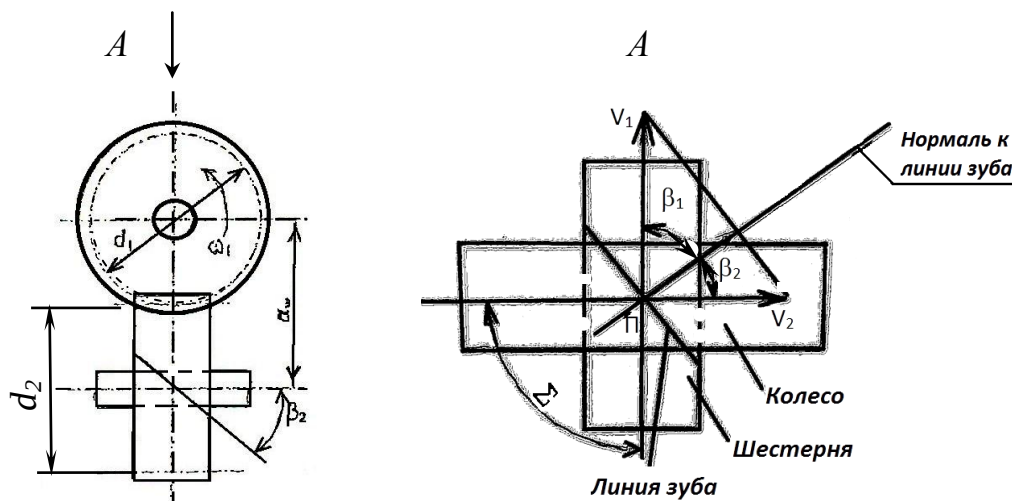


Рисунок 3.33 – Схема винтовой зубчатой передачи

Условия равенства скоростей на начальных цилиндрах шестерни v_1 и колеса v_2 на нормаль к линии зуба при $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ имеет вид $v_1 = \cos \beta_1 \cdot v_2 = v_2 \cdot \cos \beta_2$, где β_1 и β_2 – углы наклона зубьев шестерни и колеса, град: $v_1 = \pi d_1 n_1 / 60000$ м/с, $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60000$ м/с.

Передаточные отношения в винтовой зубчатой передаче

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg} \beta_1. \quad (3.73)$$

В приборостроении желательно выбирать $i \leq 5$.

При одинаковых диаметрах колеса, с постоянным углом 90° между осями валов, требуемое значение i получают изменением угла наклона зубьев колес.

Значения β_1 и β_2 для наиболее часто встречающихся передаточных чисел приведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9 – Значения углов наклона зубьев винтовых передач

Передаточное отношение i	Угол наклона зуба колеса	
	ведущего β_1	ведомого β_2
1,0	45°	45°
1,5	56°19'	33°41'
2,0	63°26'	26°34'
2,5	68°12'	21°48'
3,0	71°34'	18°26'
3,5	74°3'	15°57'
4,0	75°58'	14°2'
4,5	77°36'	12°24'
5,0	78°41'	11°19'

Основным параметром зацепления является нормальный, выбираемый по стандарту, модуль m_n . Диаметр начальных (делительных) окружностей зубчатых колес определяется по формуле

$$d = m_x z = \frac{m_n z}{\cos \beta}, \quad (3.74)$$

где m_x – осевой модуль.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Какую зубчатую передачу называют планетарной?
2. Начертите кинематическую схему планетарного механизма и выведите для него формулу передаточного числа.
3. В чем заключается принцип действия дифференциального механизма?
4. В чем заключается принцип действия волновой зубчатой передачи?
5. Назовите основные параметры волновой зубчатой передачи.
6. Что собой представляют передачи «винт-гайка»?
7. Какие типы резьб применяют в винтовых механизмах?
8. Какие типы винтовых механизмов применяют на практике?
9. Из каких материалов изготавливают винт и гайку в винтовых механизмах?
10. Как определяется передаточное отношение в винтовом механизме?

3.9 Кулачковые механизмы

Кулачковые механизмы предназначены для воспроизведения заданного закона движения рабочих звеньев или для сообщения им требуемых перемещений с остановками заданной продолжительности.

Кулачковый механизм (рис. 3.34) состоит из трех звеньев: 1 – ведущего кулачка; 2 – рабочего (ведомого) толкателя (коромысла); 3 – стойки.

Величина перемещений (S или a) и закон движения рабочего звена кулачкового механизма определяются профилем кулачка. Профиль кулачка характеризуют $R_{\min}$ – наименьший радиус; $R_{\max}$ – наибольший радиус; $\varphi_{п.у}$ – угол профиля удаления; $\varphi_{п.д}$ – угол профиля дальнего стояния; $\varphi_{п.в}$ – угол профиля возвращения; $\varphi_{п.б}$ – угол профиля ближнего стояния. Эти углы называются рабочими углами кулачка

$$\varphi_{п.у} + \varphi_{п.д} + \varphi_{п.в} + \varphi_{п.б} = 2\pi. \quad (3.75)$$

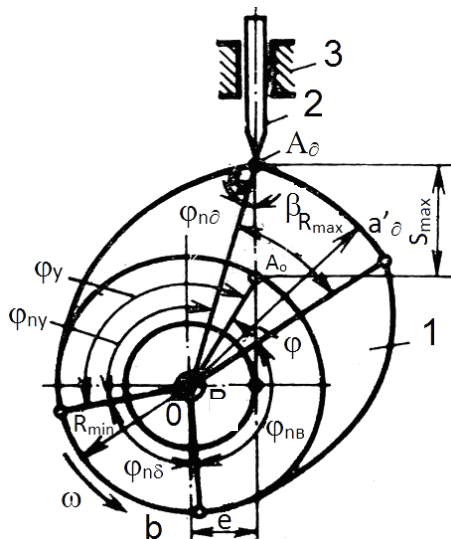


Рисунок 3.34 – Фазы движения толкателя кулачкового механизма

Относительное движение рабочего звена кулачкового механизма и кулачка определяется кинематически (фазовыми) углами: $\varphi_y = \varphi_{п.у} + \varphi$ – углом

удаления; $\varphi_{\partial} = \varphi_{n.\partial}$ – углом дальнего стояния; $\varphi_{\varepsilon} = \varphi_{n\varepsilon} - \varphi_e$ – углом возвращения; $\varphi_{\delta} = \varphi_{n\delta}$ – углом ближнего стояния.

При смещении толкателя $e=0$ угол смещения φ равен 0.

Скорость толкателя в любой момент движения может быть приближенно определена графическим дифференцированием кривой $S=S(t)$ перемещения толкателя.

Графическое дифференцирование основано на понятии производной (метод секущих); в данном случае мгновенная скорость толкателя $v=dS/dt$, где S – перемещение толкателя, а t – время перемещения.

Построение кинематических диаграмм толкателя методом графического дифференцирования представлено на рис. 3.35.

В интервале 1–2 перемещение толкателя (рис. 3.35, а) его средняя скорость определяется

$$v_{1,2} = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{K_s}{k_t} \cdot \frac{\overline{\Delta S}}{\overline{\Delta t}} = \frac{k_s}{k_t} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.76)$$

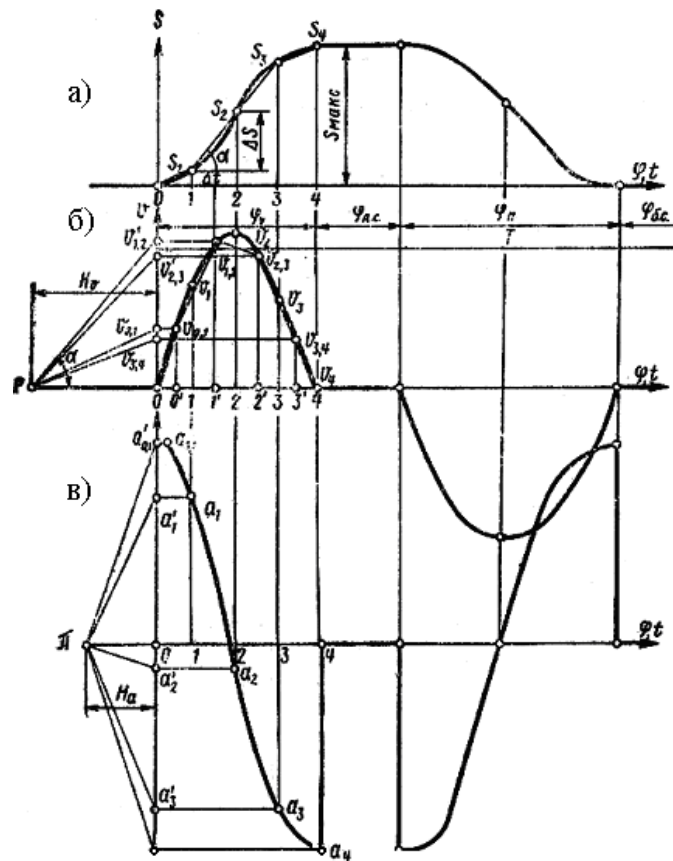
где $\overline{\Delta S}$ и $\overline{\Delta t}$ – отрезки, измеренные на диаграмме;

k_s и k_t – масштабы диаграммы по оси координат;

α – угол наклона секущей S_1S_2 к оси t .

Для графического определения скорости $v_{1,2}$ проведем оси t и v будущего графика $v = v(t)$ как показано на рис. 3.35, б и сохраним те же деления оси t на интервалы, как и на графике $S=S(t)$ (рис. 3.35, а).

Слева от начала координат на оси t на произвольном расстоянии H_v отметим точку p (плюс) и проведем из него луч $p v'_{1,2}$ параллельно секущей S_1S_2 . Из $\Delta p_0 v_{1,2}$:



а – $S=S(t)$ – график перемещений; б – $v=v(t)$ – график скоростей;
в – $a=a(t)$ – график ускорений

Рисунок 3.35 – Кинематические диаграммы толкателя методом графического дифференцирования

$$\overline{Ov'_{1,2}} = H_v \operatorname{tg} \alpha; \quad (3.77)$$

$$v_{1,2} = \frac{k_s}{k_t H_v} \cdot \overline{Ov'_{1,2}}, \quad (3.78)$$

где вычислительный масштаб диаграммы $v=v(t)$

$$k_v = \frac{k_s}{k_t H_v}, \text{ м/с} \cdot \text{мм}. \quad (3.79)$$

Следовательно, ордината $Оv_{1,2}$ в масштабе k_v изображает среднюю скорость $v_{1,2}$ в интервале 1 – 2 графика $v=v(t)$. Аналогично для определения средней скорости $v_{0,1}$, $v_{2,3}$, $v_{3,4}$ проведем секущие $0S_1$, S_2S_3 и S_3S_4 (рис. 3.35, а) и параллельно им лучи $pv_{0,1}$, $pv_{2,3}$, $pv_{3,4}$. Если затем из точек $v'_{0,1}$, $v'_{1,2}$, $v'_{2,3}$, $v'_{3,4}$ провести горизонтальные линии, а из середины всех интервалов точки $0'$, $1'$, $2'$, $3'$ оси t – соответствующие вертикальные линии, то на их пересечение получим точки $v_{0,1}$, $v_{1,2}$, $v_{2,3}$ и $v_{3,4}$. Соединив эти точки плавной кривой, построим искомый график $v=v(t)$.

График ускорения толкателя строится аналогично, так как ускорение $a=dv/dt$. Проведем оси t и a как показано на рис. 3.35, в, и сохраним те же деления оси t . Затем слева от начала оси t возьмем на произвольном расстоянии H_a полюс π .

Для определения среднего ускорения, например, a_1 (рис. 3.35, в) на кривой $v=v(t)$ (рис. 3.35, б) проведем секущую $v_{0,1} - v_{1,2}$ и параллельно ей из полюса π – луч $\pi a'_1$. Затем из точки a'_1 проведем горизонтальную прямую, и на пересечении ее с ординатой проведенной из точки 1 оси t , получим точку a_1 , принадлежащую кривой $a=a(t)$.

По аналогии с масштабом k_v масштаб кривой $a=a(t)$ будет

$$k_a = \frac{k_v}{k_t H_a} = \frac{k_s}{k_t^2 \cdot H_v \cdot H_a}, \text{ м/с}^2 \cdot \text{мм}. \quad (3.80)$$

Кулачковые механизмы по форме кулачка и толкателя имеют различные конструктивные схемы. Наиболее распространенные в приборостроении схемы представлены на рис. 3.36.

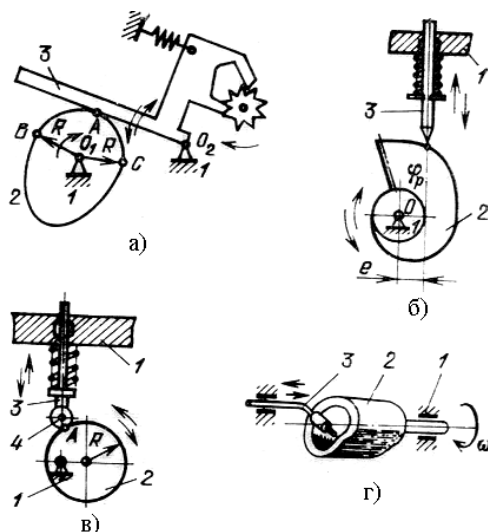
Все кулачковые механизмы делятся на плоские (рис. 3.36, а, б, в) и пространственные (рис. 3.36, г). Применяют, в основном, кулачковые механизмы с плоскими (рис. 3.36, а), конусными (рис. 3.36, б) и роликовыми

(рис. 3.36, в) толкателями. Силовое замыкание открытых кинематических пар кулачок-толкатель обычно осуществляется пружинами, а геометрическое – соответствующей формой кулачка и толкателя. Выбор типа кулачкового механизма производится в зависимости от характера движения ведущего звена и требуемого движения ведомого звена, взаимного расположения траекторий точек этих звеньев, скоростей их движения, условий работы.

Закон движения рабочего звена должен обеспечивать выполнение заданных функций при наиболее благоприятных условиях работы механизма.

При работе кулачковых механизмов имеют место законы движения с постоянным ускорением, когда толкатель во время первой половины фазы движется равноускоренно, а во время второй – равнозамедленно; закон движения толкателя с ускорением, изменяющимся по синусоиде (отсутствуют резкие изменения ускорений); закон движения с постоянной скоростью (на границах фазы скорость мгновенно изменяет свое значение и движение толкателя сопровождается жестким ударом).

Данный закон применяется только при тихоходных механизмах.



- а – плоские с плоским толкателем; б – плоские с конусным толкателем;
 в – плоские с роликовым толкателем; 2 – пространственные с
 конусным толкателем

Рисунок 3.36 – Конструктивные схемы кулачковых механизмов

При проектировании кулачковых механизмов должны быть заданы или заранее выбраны: типы кулачковых механизмов; угловая скорость кулачка (ω); наибольшее перемещение толкателя ($S_{\max}$); циклограмма работы $\varphi = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_v + \varphi_b$, углы давления γ_y и γ_v ; закон движения толкателя.

По заданному движению рабочего звена строят профиль кулачка. Построение может быть выполнено графическим или аналитическим методом. Для кулачковых механизмов ИРП, не имеющих больших движущих масс, скоростей и ускорений, точность графического решения вполне допустима.

Рассмотрим построение профиля кулачка графическим методом по заданным минимальному радиусу R_0 кулачка, эксцентриситету e и закону движения толкателя $S=S(\varphi)$.

График перемещения толкателя при повороте кулачка на угол φ_y (рис. 3.37), соответствующий фазе удаления, т.е. подъему толкателя на величину его хода $S_{\max}$.

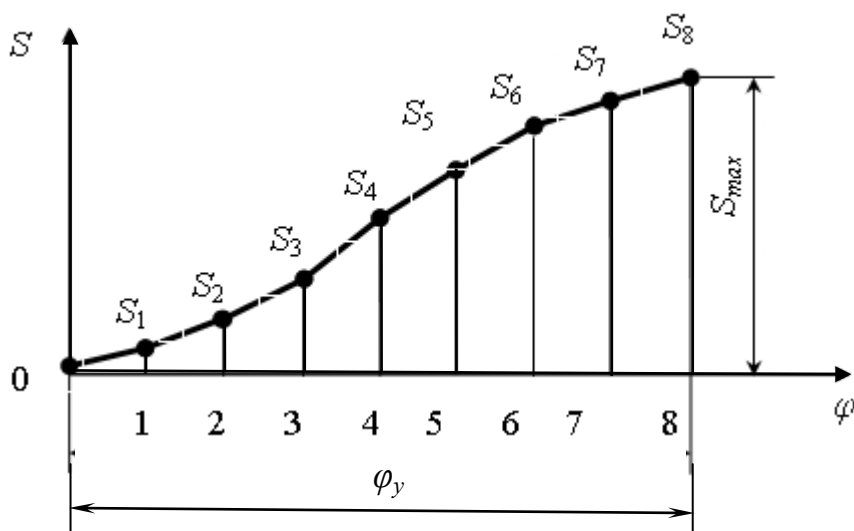


Рисунок 3.37 – График перемещения толкателя $S=S(\varphi)$

Для кулачковых механизмов с $l=0$ роликовым толкателем график перемещения строят следующим образом (рис. 3.38). Из центра O вращения

кулачка проводят окружность радиусом R_0+r , где R_0 – минимальный радиус кулачка; r – радиус ролика на толкателе.

От оси OS_0 – начального положения толкателя – откладывают в направлении, обратном ω , заданный угол φ_y поворота кулачка. Этот угол делят на такое же количество равных частей, как и заданный график $S=S(\varphi)$.

Затем от окружности радиуса R_0+r по соответствующим радиальным линиям откладывают перемещения S толкателя, измеренные на графике $S=S(\varphi)$. Полученные точки $S_1, S_2, S_3, \dots, S_8$ соединяют плавной кривой, которая и будет теоретическим (центровым при $e=0$) профилем кулачка. Для построения действительного профиля из точек $S_1, S_2, S_3, \dots, S_8$ окружности радиусом ролика толкателя r . Эквидистанция центровому профилю огибающая этих дуг и будет искомым профилем кулачка.

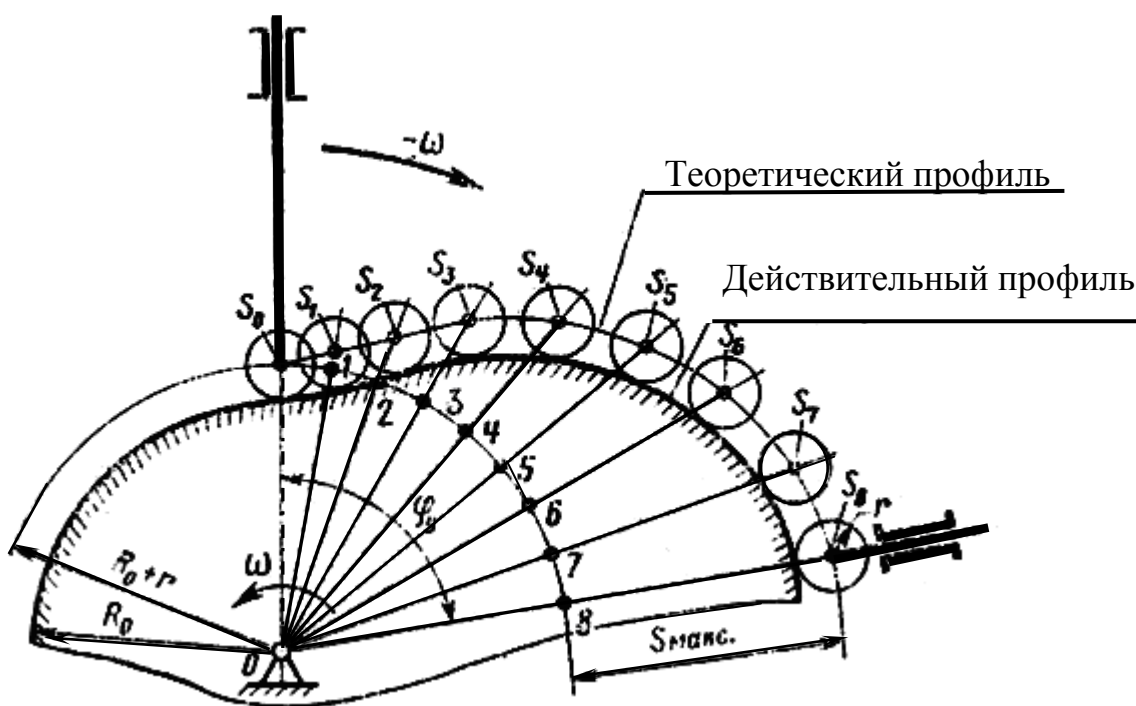


Рисунок 3.38 – Построение профиля кулачка для центрального механизма ($e=0$)

Построение профиля кулачка для дезаксиального ($e \neq 0$) механизма показано на рис. 3.39.

В данном случае сначала из одного центра O проводят окружности радиусом $R_0 + r$ и радиусом e . Положение центра S_0 ролика, соответствующее началу подъема толкателя, находится как точка пересечения окружности радиуса $R_0 + r$ и касательной к окружности радиуса e . Затем заданный фазовый угол φ_y поворота кулачка, как и для механизма при $e = 0$, делят на то же число частей, что и на графике $S = S(\varphi)$ (рис. 3.39).

Через полученные точки 1, 2, 3, ..., 8 проводят касательные к окружности радиуса e . Отложив по этим касательным от окружности радиуса $R + r$ величины перемещений толкателя соответственно графику $S = S(\varphi)$, получаем точки $S_0, S_1, S_2 \dots S_8$, которые определяют теоретический профиль кулачка. Действительный профиль (для $e \neq 0$) строится тем же способом, что для центрального ($e = 0$) механизма.

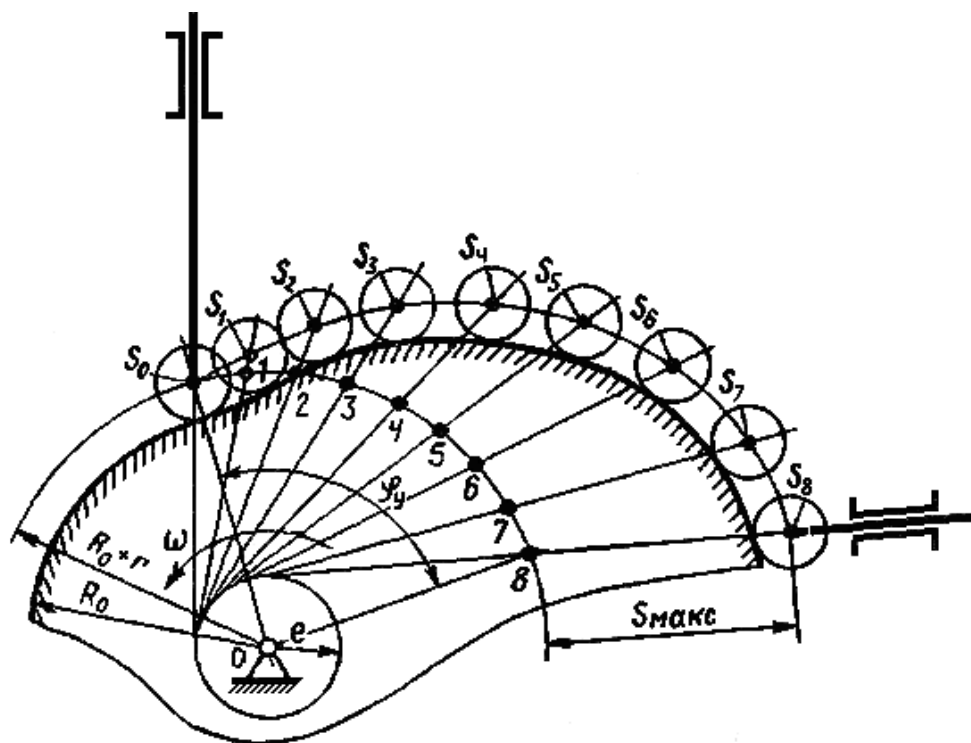


Рисунок 3.39 – Построение продления кулачка для дезаксиального механизма ($e \neq 0$)

Аналогично строят и весь профиль кулачка, используя для этого диаграмму перемещений толкателя, соответствующую одному полному обороту кулачка.

При конструировании кулачковых механизмов для уменьшения трения и износа кулачка применяются толкатели с роликами. Лучшей следует считать конструкцию ролика со сферическим самоустанавливающимся шарикоподшипником, обеспечивающим полный контакт ролика с кулачком. Толкатели с точечным контактом используются в точных механизмах при низких скоростях и малых давлениях на толкатель. При больших ускорениях и угловых скоростях для предотвращения отрыва толкателя от кулачка требуются пружины. Быстроходные кулачки изготавливают из стали 20 или 20Х, цементируют и закаливают до HRC 56...62, а при больших удельных давлениях сталь ШХ12. Кулачки подвергаются закалке и отпуску. Для уменьшения износа рабочие поверхности кулачка и толкателя шлифуют.

3.10 Механизмы прерывистого движения

Механизмы прерывистого движения используют для преобразования вращательного или колебательного движения, обычно равномерного, в движение вращательное или поступательное с периодическими остановками определенной длительности. Эти механизмы (мальтийские, зубчатые, храповые, цевочные и др.) применяются в устройствах настройки, переключающих устройствах и т. д.

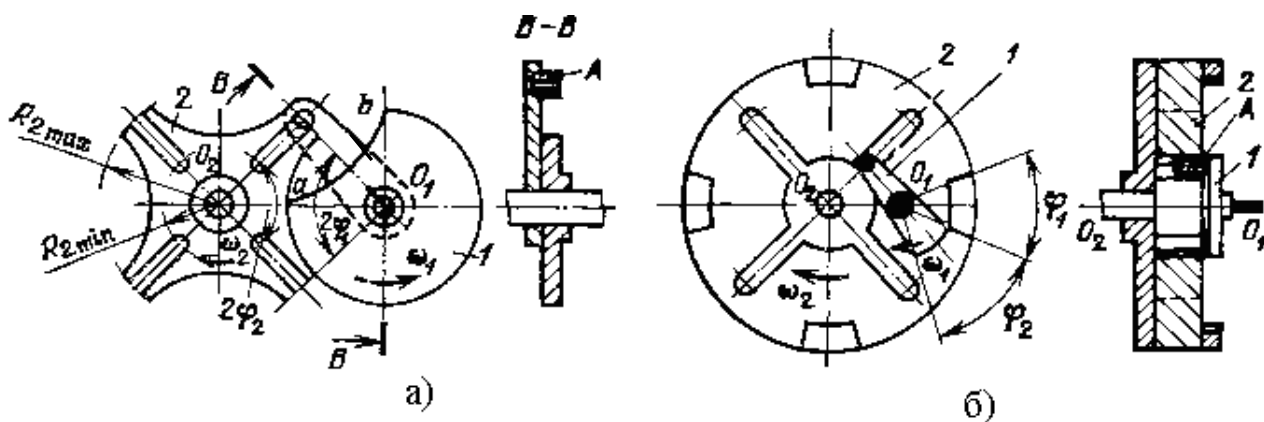
Мальтийские механизмы используются для преобразования непрерывного вращательного движения во вращательное движение с остановками при средних и малых угловых скоростях ведущего звена. Мальтийские механизмы бывают с внешним и внутренним зацеплением, конструктивные схемы которых показаны на рис. 3.40.

Мальтийский механизм с внешним зацеплением (рис. 3.40, а) состоит из ведущего звена 1, представляющего собой диск с вырезом ab , на котором

крепится кривошип с пальцем A в виде ролика и ведомого звена 2 – мальтийского креста с радиальными пазми.

При вращении звена его палец входит в паз креста и поворачивает его на угол $2\varphi_1 = 2\pi/Z$, где Z – число радиальных пазов. После выхода пальца из паза крест останавливается, и его положение фиксируется диском ведущего звена. Выпуклая поверхность диска входит в соприкосновение с вогнутой поверхностью креста и препятствует повороту креста до тех пор, пока палец A кривошипа не войдет в следующий паз креста. Крест и кривошип вращаются в противоположных направлениях. За один полный оборот кривошипа с одним пальцем крест делает $1/Z$ оборота и остановку.

Мальтийский механизм с внутренним зацеплением (рис. 3.40, б) отличается от рассмотренного выше тем, что звенья 1 и 2 вращаются в одну сторону. Коэффициент полезного действия механизма $0,75 - 0,85$; число пазов $Z=3 - 12$.



а – внешнее зацепление, б – внутреннее зацепление

Рисунок 3.40 – Конструктивные схемы мальтийских механизмов

Период цикла движения

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{д}} + t_{\text{в}} = 60/n_1, \quad (3.81)$$

где t_d – время движения креста;

t_b – время остановки креста;

n_1 – частота вращения кривошипа, об./мин.

Коэффициент цикла движения механизма:

– при внешнем зацеплении

$$K = t_d / T_{\text{ц}} = (Z - 2) / 2Z ; \quad (3.82)$$

– при внутреннем

$$K = (Z + 2) / 2Z . \quad (3.83)$$

Закон движения креста, его угловая скорость $\omega_2 = a(\varphi_1)$ и ускорение $\delta_2 = a(\varphi_1)$ определяется по формулам для механизма с качающейся кулисой.

Для механизма с внешним зацеплением

$$\omega_{2\max} = \omega_1 R_1 / R_{2\min} = \omega_1 \sin \varphi_2 (1 - \sin \varphi_2) , \quad (3.84)$$

где R_1 – межцентровое расстояние в кривошипе между осью O_1 и осью пальца A .

Для механизма с внутренним зацеплением

$$\omega_{2\max} = \omega_1 R_1 / R_{2\min} = \omega_1 \sin \varphi_2 (1 + \sin \varphi_2) . \quad (3.85)$$

Динамические параметры механизма характеризуются ускорениями движения креста, значения которых в начальный и конечный моменты движения

$$\varepsilon = \pm \omega_1^2 \frac{R_1}{R_{2\max}} = \pm \omega_1^2 \operatorname{tg} \varphi_2 . \quad (3.86)$$

Для уменьшения сил инерции масс, связанных с крестом, и динамических нагрузок на детали целесообразно увеличивать Z , но при этом увеличивается коэффициент цикла движения K .

Зубчатые механизмы для передачи движения с остановками состоят из ведущего неполнозубого 1 и ведомого полнозубого 2 колес. Простейший механизм показан на рис. 3.41.

Преимуществом перед мальтийским механизмом это расширение характеристики цикла $\tau = \frac{t_d}{t_b}$, а его недостаток – наличие жесткого удара при входе в зацепление зубьев.

Для предотвращения самопроизвольного поворота ведомого колеса в период его покоя используют фиксирующие устройства (фиксаторы).

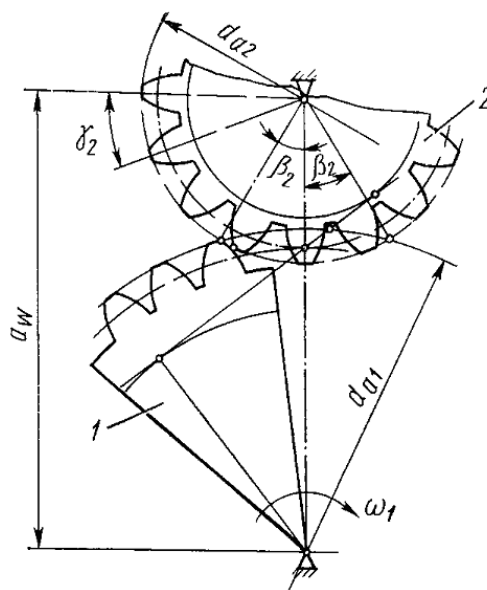


Рисунок 3.41 – Схема зубчатого механизма прерывистого вращения

Зубчатые механизмы прерывистого действия нашли свое применение в устройствах дискретной цифровой техники, ограничителях движения и др. Обозначим неполное число зубьев на ведущем колесе 1 через Z'_1 при

возможном полном числе зубьев на нем Z_1 , а число зубьев на ведомом колесе Z_2 .

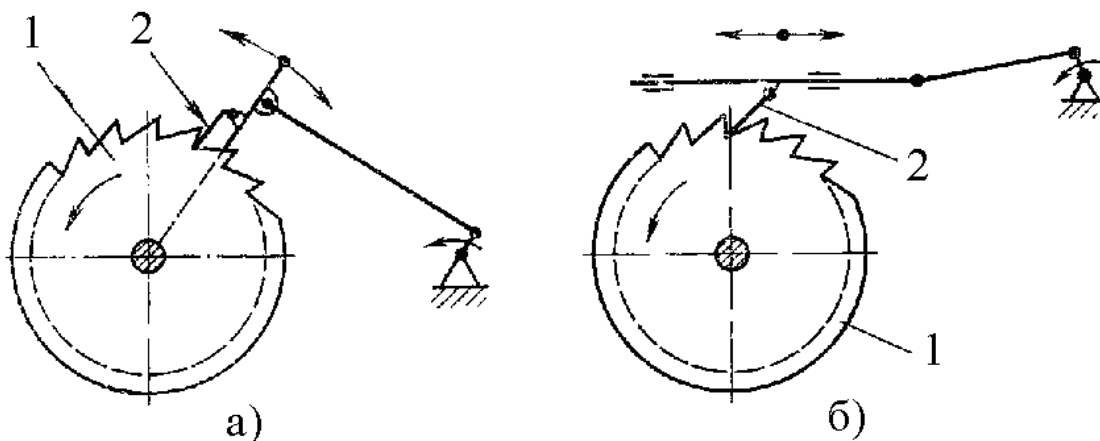
Угол поворота колеса 2 за один полный оборот колеса 1 при $\gamma_2 = 2\pi/Z_2$ определяется по формуле

$$\varphi_2 = (Z_1' - 1) \frac{2\pi}{Z_2} + k \frac{2\pi}{Z_3} = (Z_1' + k - 1) \frac{2\pi}{Z_2}. \quad (3.87)$$

Число k можно получить делением двойного угла $2\beta_2$, охватывающего дугу зацепления, на угловой шаг γ_2 , т. е. k равно целому числу при делении $2\beta_2$ на γ_2 . Угол β_2 для передач без коррекции зубьев при $r_{a1} = d_{a1}/2$, $r_{a2} = d_{a2}/2$ определяют из выражения

$$\cos 2\beta_2 = \frac{a_w^2 + r_{a2}^2 - r_{a1}^2}{2a_w r_{a2}} = 1 - \frac{4Z_1}{(Z_2 + 2)(Z_1 + Z_2)}. \quad (3.88)$$

Храповые механизмы используют для преобразования вращательного или возвратно-поступательного движения во вращательное с остановками ведомого звена. Схемы данных механизмов показаны на рис. 3.42.



а – вращательного движения; б – возвратно-поступательного движения

Рисунок 3.42 – Схема храповых механизмов

Такие механизмы применяются в конструкциях реле, шаговых устройствах и др.

Конструктивно они состоят из храпового колеса 1 и собачки 2, причем зацепление храпового колеса с собачкой может быть внешним или внутренним; наиболее применимо внешнее зацепление.

Основной характеристикой зацепления храпового колеса с собачкой является модуль $m=P/\pi=D/z$, где D – наружный диаметр храпового колеса. Число зубьев храпового колеса z определяется наименьшим углом его поворота Ψ на один ход собачки:

$$z = 2\pi/\Psi. \quad (3.89)$$

Задаваясь наружным диаметром D , получим

$$m = D/z. \quad (3.90)$$

Число зубьев на храповом колесе бывает от 8 до 48, однако предпочтительнее от 12 до 20.

Собачки обычно прижимаются к храповому колесу с помощью пружин.

Высота зуба колеса $h=m$, высота опорной части собачки $h_1=1,2m$.

Храповые колеса и собачки храпового механизма изготавливают из стали 20Х, 12ХНЗ, 40ХН. Они подвергаются цементации с последующей закалкой до $HB=280 - 350$ (для колеса) и $HB=400 - 500$ (для собачки).

Вопросы и задания для самопроверки

1. Для каких целей предназначены кулачковые механизмы?
 2. Какие основные звенья составляют кулачковый механизм?
 3. Какие основные параметры характеризуют профиль кулачка?
 4. Объясните физический смысл и способы построения кинематических диаграмм для кулачкового механизма.
 5. Начертите эскиз дезаксиального кулачкового механизма с вращающимся кулачком и поступательно-движущимся роликовым толкателем.
 6. Какие конструктивные формы кулачка и толкателя применяются при изготовлении ИРП?
 7. Для каких целей предназначены механизмы прерывистого движения?
 8. Назовите главные параметры мальтийского механизма.
 9. Начертите зубчатый механизм для передачи движения с остановками.
 10. Какие движения можно создавать при применении храповых механизмов?
-

4 ТИПОВЫЕ НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ, МЕХАНИЗМЫ И ИХ РАСЧЁТ

4.1 Детали для крепления и установки элементов ИРП

Крепежными деталями для сборки элементов ИРП являются: болты, винты, шпильки, гайки, шайбы, штыри, шплинты. Размеры и формы крепежных деталей регламентированы государственными стандартами.

Из крепежных деталей в приборостроении, наиболее часто применяются болты с гайками и винты с метрической резьбой. Размеры и формы профиля метрических резьб регламентированы государственными стандартами. Так, для резьб с мелким шагом – ГОСТ 8724-2002 и с крупным шагом – ГОСТ 9150-2002.

Болты изготавливают трех видов: чистые, полуматированные и черные.

В приборостроении применяются в основном чистые болты, винты и гайки. Болты с шестигранной головкой применяются в тех случаях, когда требуется значительная сила затяжки ключом, например, для крепления корпуса привода к основанию, крепление крышки и фланцев редуктора и др.

Болты чистые бывают с нормальной и уменьшенной головкой. Для фиксации болтов от отвинчивания предусмотрены болты с отверстиями в стержне или головке.

Сортамент, форма и размеры резьб чистых болтов повышенной точности приведены в табл. 4.1.

Шаг резьбы болтов в основном крупный – от 0,4 для диаметра 2 мм до 1,5 для диаметра 10 мм, мелкий шаг резьб начинается с диаметра 8 мм и равен 1 мм, а для диаметра 10 мм и более мелкий шаг равен 1,25. Длина болтов колеблется от 2,5 до 300 мм. Пример условных обозначений: болт диаметр 12 мм, длина 40 мм, класс точности резьбы 2 и 2а, материал подгруппы 01, покрытие по группе 1:

а) с мелким шагом резьбы (исполнение I):

Болт М12×1,25×40 кл 2g – 011, ДСТУ ГОСТ 7805-2008;

б) с крупным шагом резьбы (исполнение II):

Болт II М12×40 кл 2 – 011, ДСТУ ГОСТ 7806-2008.

Таблица 4.1 – Болты с шестигранной нормальной и уменьшенной головкой повышенной точности

Эскизы болтов						Нормальная головка		Уменьшенная головка
Исполнение 1 Вариант исполнения головки $D_1 = 0,95S$						ДСТУ ГОСТ 7805-2008		ДСТУ ГОСТ 7808-2008
Исполнение 2 Вариант исполнения головки						ДСТУ ГОСТ 7806-2008		ДСТУ ГОСТ 7809-2008
Исполнение 3 Вариант исполнения головки $D_1 = 0,95S; D_2 = S$						ДСТУ ГОСТ 7807-2008		ДСТУ ГОСТ 7810-2008
Общие размеры (нормальная головка), мм						Дополнительные размеры, мм		
D	S	H	D	r	C	ГОСТ 7806-2008		ГОСТ 7807-2008
						d ₃	d ₄	h ₁
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,0	4,0	1,4	4,6	—	0,4	—	—	—
2,3	4,5	1,6	5,2	—	0,4	—	—	—

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,6	5,0	1,8	5,8	—	0,5	—	—	—
3,0	5,5	2,0	6,3	—	0,5	—	—	—
4,0	7,0	2,8	8,1	—	0,7	—	—	—
5,0	9,0	3,5	10,4	—	0,8	—	—	—
6,0	10,0	4,5	11,5	0,5	1,0	2,0	2,0	2,5
8,0	14,0	5,5	16,2	0,5	1,2	2,0	2,5	3,0
10,0	17,0	7,0	19,6	0,5	1,5	2,5	3,0	4,0
12,0	19,0	8,0	21,9	0,8	1,8	3,0	3,0	5,5
Общий размер (уменьшенная головка), мм						Дополнительные размеры, мм		
<i>D</i>	<i>S</i>	<i>H</i>	<i>D</i>	<i>Z</i>	<i>C</i>	ГОСТ 7809-98		ГОСТ 7810-98
						<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>h</i> ₁
4,0	7,0	2,8	8,1	—	0,7	—	—	—
5,0	9,0	3,5	10,4	—	0,8	—	—	—
6,0	10,0	4,5	11,5	0,5	1,0	2,0	2,0	2,5
8,0	14,0	5,5	16,2	0,5	1,2	2,0	2,5	3,0
10,0	17,0	7,0	19,6	0,5	1,5	2,5	3,0	4,0
12,0	19,0	8,0	21,9	0,8	1,8	3,0	3,0	5,5
6,0	10,0	4,5	11,5	0,5	1,0	1,8	1,8	2,5
8,0	12,0	5,5	13,8	0,5	1,2	2,0	2,5	3,0
10,0	14,0	7,0	16,2	0,5	1,5	2,5	3,0	4,0
12,0	17,0	8,0	19,6	0,8	1,8	3,0	3,0	5,0
14,0	19,0	9,0	21,9	0,8	2,0	3,0	3,5	5,5
16,0	22,0	10,0	25,4	1,0	2,0	4,0	4,0	6,0
18,0	24,0	12,0	27,7	1,0	2,5	4,0	4,0	7,0
20,0	27,0	13,0	31,2	1,0	2,5	4,0	4,0	8,0

Продолжение таблицы 4.1

<i>d</i>	ГОСТ 7805-2008, болты под гайку обыкновенную, <i>L / l</i>					
2,0	2,5 / 2,5	3 / 3	3,5 / 3,5	4 – 18 / 4		
2,3	3 / 3	– 4 / 4	5 – 22 / 5			
2,6	3 / 3	– 4 / 4	– 5 / 5	6 – 25 / 6		
3,0	4 / 4	– 7 / 7	8 – 30 / 8			
4,0	6 / 6	– 8 / 8	10 – 35 / 10			
5,0	6 / 6	– 10 / 10	12 – 45 / 12			
6,0	10 / 10	12 – 35 / 12	38 – 75 / 15			
8,0	10 / 10	– 14 / 14	16 – 35 / 15	38 – 85 / 18		
10,0	12 / 12	– 16 / 16	18 – 35 / 18	38 – 105 / 20	110 – 120 / 25	
12,0	14 / 14	16 / 16	18 – 20 / 18	22 / 20	25 – 105 / 22	110 – 180 / 28

Для выполнения сборочных технологических операций по перемещению и установке тяжелых деталей и механизмов применяют грузовые винты – рым-болты. В приборостроении нашли применение рым-болты до М 24 мм, форма и размеры которых приведены в табл. 4.2.

В приборостроении широкое применение находят винты, которые используют не только для крепления деталей, но также для их фиксации и регулирования. Винты делятся на 2 группы – крепежные и установочные. Головки винтов могут иметь цилиндрическую, полукруглую, и другие формы для открытой установки. Для установки на уровне с поверхностью детали применяют винты с потайной головкой; при небольшом заглублении – с полупотайной головкой. Все головки, за исключением головок с лысками и четырехгранных, изготавливаются со шлицевой или крестовой канавкой под отвертку. Винты с цилиндрической и полукруглой головкой широко распространены в приборостроении. Эти винты обычно используются с открытыми головками. Условное обозначение рым-болта $d = \text{М } 10$. Рым-болт М 10 ГОСТ 4751-73. В табл. 4.3 представлены формы и размеры основных типов винтов. Винты с потайными головками используются при достаточной толщине стенки детали, данные винты придают изделию красивый внешний вид, создают гладкую поверхность, позволяющую устанавливать сопрягаемые детали.

Таблица 4.2 – Рым-болты и разделка отверстий под них по ГОСТ 4751-73

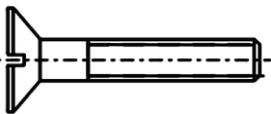
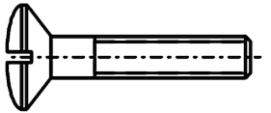
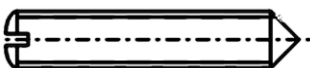
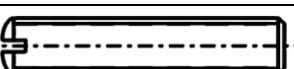
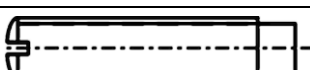
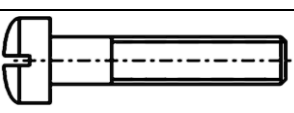
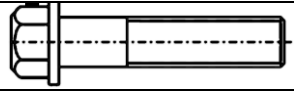
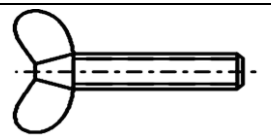
Резьба	Общие размеры, мм															
D	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	L	f	b	c	x	r	r_1	r_2
М 8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	2,5	2	4	4
М 10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	3,0	2	5	4
М 12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,5	2	5	6
М 16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	2	16	2,0	4,0	2	6	6
М 20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	3	19	2,5	5,0	3	7	8
М 24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	3	24	3,0	6,0	3	9	12

Длина свинчивания, т. е. длина нарезной части болта, соприкасающейся с нарезной частью гайки, для стальных болтов или винтов может быть принята в пределах $(1 - 1,2)d$, (d – наружный диаметр резьбы) – для стальных, бронзовых или латунных деталей и $(1,5 - 1,8)d$ – для деталей (гаек) из алюминия и его сплавов.

Таблица 4.3 – Сортамент чистых винтов

Эскиз	Наименование	Диаметр резьбы,	ГОСТ
1	2	3	4
	С цилиндрической головкой	1 – 20	1491-2011
	С цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ	4 – 42	5993-62
	С полукруглой головкой	1 – 20	1489-62

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4
	С потайной головкой	1 – 20	1490-62
	С полупотайной головкой	1 – 20	1475-62
	Установочные с коническим концом	1 – 2	1476-93
	Установочные с плоским концом	1 – 20	1477-93
	Установочные с цилиндрическим концом	5 – 20	1478-93
	С закругленной цилиндрической головкой	2,5 – 10	–
	С квадратной головкой и турником	5 – 20	1488-84
	Установочные с потайной головкой	3 – 8	–
	Винт с барашком	–	–

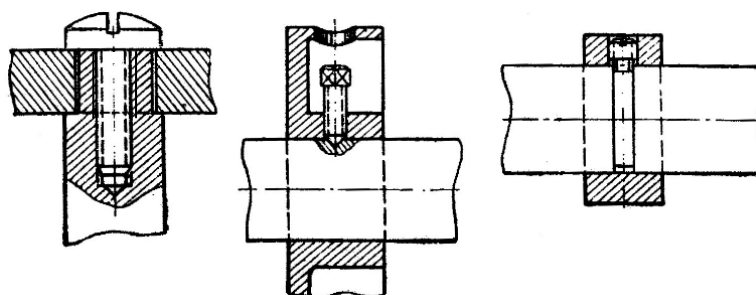
Примеры применения винтов для крепления и фиксирования деталей приведены в табл. 4.4.

Шпильки применяются в тех случаях, когда конструкция соединения не позволяет установить болт с головкой. Шпильки ввинчивают в тело детали обычно с помощью 2 гаек (гайка и контргайка), иногда на стержне шпильки предусматривают участок с двумя лысками для захвата ключом или делают шлиц на головке шпильки под отвертку.

Сортимент, форма и размеры шпилек приведены в табл. 4.5.

Глубину завинчивания шпильки в тело детали и длину нарезки под гайку обычно принимают равной d или $1,35d$, где d – номинальный диаметр резьбы.

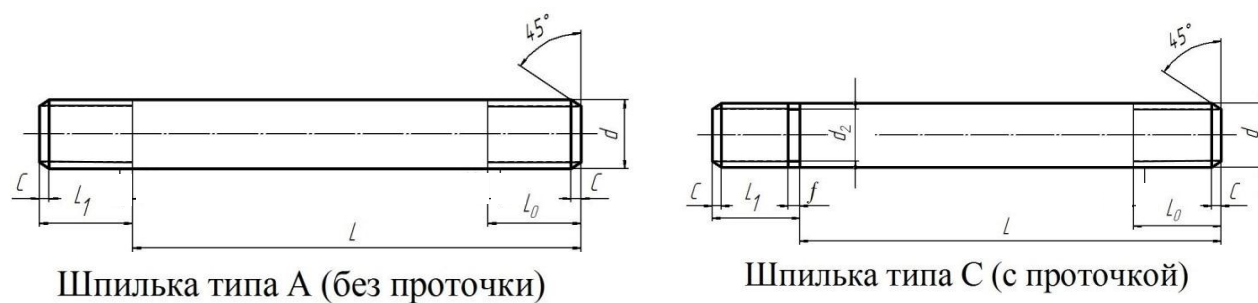
Таблица 4.4 – Элементы винтовых соединений для резьбы различных диаметров



Винты и элементы соединения		Диаметр резьбы, мм									
		1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0
Сталь, бронза, латунь	Длина свинчивания	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0
	Глубина нарезки резьбы (полная)	3,0	3,5	4,0	4,5	5,5	6,5	8,0	10,5	13,0	15,5
	Глубина сверления	4,5	5,0	6,0	6,5	8,0	10,0	12,0	16,0	19,0	23,0
	Глубина сверления с корпусом	4,9	5,5	6,6	7,2	9,0	11,2	13,5	18,0	21,5	26,0
Легкие сплавы, пласт-массы	Длина свинчивания	3,0	4,0	4,5	5,0	6,0	8,0	9,0	12,0	15,0	18,0
	Глубина нарезки резьбы (полная)	4,0	5,0	5,5	6,0	7,5	9,5	11,0	14,5	18,0	21,5
	Глубина сверления	5,5	6,5	7,5	8,0	10,0	13,0	15,0	20,0	24,0	29,0
	Глубина сверления с корпусом	6,1	7,3	8,5	9,0	11,5	15,0	17,0	23,0	28,0	34,0
	Запас резьбы	1,5	–	2,0	2,0	2,5	2,5	3,5	4,0	4,5	5,5

Диаметр нарезанной части шпильки, как правило, делают одинаковым с обеих сторон, но бывают случаи, когда диаметры имеют различные размеры, так называемые переходные шпильки (6×8, 8×12, 12×16).

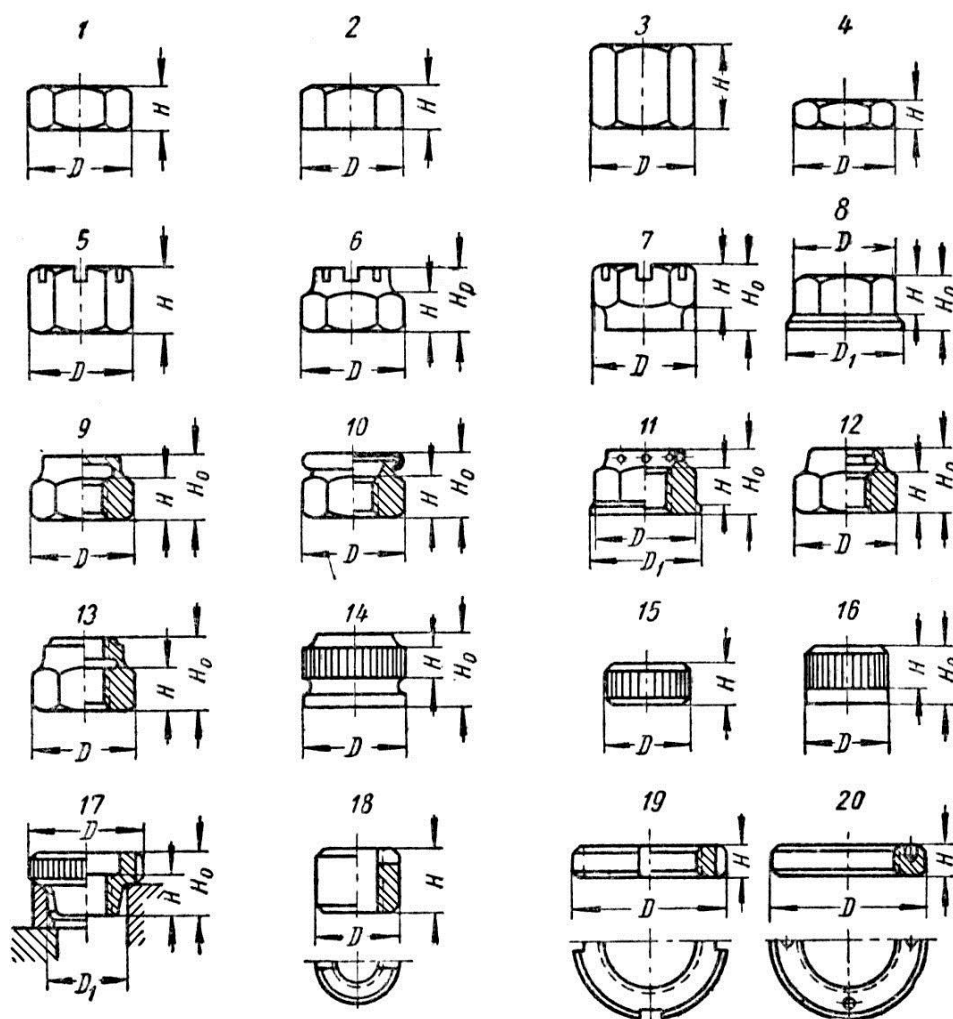
Таблица 4.5 – Размеры шпилек, мм



$d, \text{ мм}$	$l_1=1,35d, \text{ мм}$	$l_1=1d, \text{ мм}$	$c, \text{ мм}$	$d_2, \text{ мм}$	$f, \text{ мм}$	$l, \text{ мм}$	$l_0, \text{ мм}$
6	10	—	1,0	4,5	2,0	16 – 35 40 – 60	12 15
8	12	—	1,0	6,2	2,0	18 – 35 40 – 80	15 18
10	15	10	1,5	8,8	3,0	25 – 35 40 – 105 110 – 120	18 20 25
12	18	12	1,8	9,5	4,0	20 – 105 110 – 180	22 28
14	20	14	2,0	11,0	4,0	28 – 105 110 – 180	25 30
16	22	16	2,0	13,0	4,0	32 – 105 110 – 200	28 32
18	25	18	2,5	14,4	5,0	35 – 105 110 – 200	30 35
20	28	20	2,5	16,4	5,0	40 – 105 110 – 200	32 38
22	30	22	2,5	18,4	5,0	45 – 105 110 – 200	35 40
24	35	24	3,0	19,5	6,0	45 – 105 110 – 200	38 45

В табл. 4.6, 4.7 показаны формы и размеры наиболее часто применяемых в приборостроении гаек: чистых шестигранных, круглых, гаек-барашек.

В приборостроении и общем машиностроении широкое применение нашли гайки различной формы и размеров. Общий вид гаек приведен на рис. 4.1.



1, 2 – гайки чистые шестигранные нормальные; 3 – гайки шестигранные высокие;
 4 – гайки шестигранные низкие; 5 – гайки шестигранные прорезные; 6, 7 – гайки
 шестигранные корончатые; 8, 9, 10, 11, 12, 13 – гайки шестигранные с буртиками;
 14, 15, 16, 17 – гайки круглые с накаткой; 18, 19, 20 – гайки круглые прорезные

Рисунок 4.1 – Типы гаек (ДСТУ ГОСТ 5915-2008)

Низкие гайки применяют в качестве контргайек или в тех случаях, когда гайка нормальной высоты не требуется.

Гайки-барашки и гайки с накаткой применяются в случае, когда заворачивание и отворачивание их должно производиться от руки, без применения инструмента.

Корончатые и прорезные гайки в приборостроении применяют сравнительно редко, когда предохранение гайки от самоотворачивания производится разводным шплинтом или штифтом.

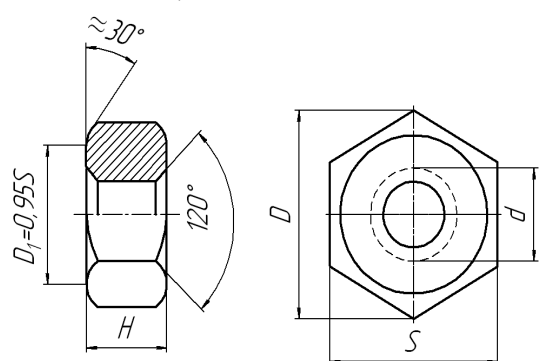
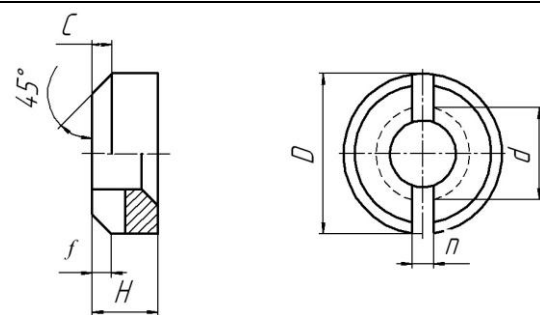
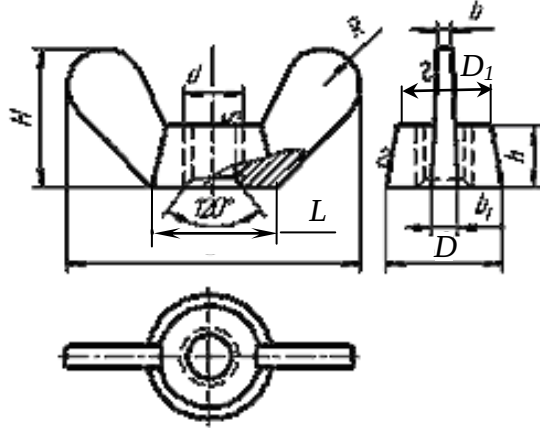
Таблица 4.6 – Сортамент и размеры чистых гаек

Наименование	Диаметр резьбы, мм	ГОСТ
Гайки повышенной точности: – особо высокие – $H \approx 1,6d$; – нормальные – $H \approx 0,8d$; – низкие – $H \approx 0,6d$; – с уменьшенным размером «под ключ»; – с уменьшенным размером «под ключ» низкие	3,0 – 48 1,6 – 48 6,0 – 48 8,0 – 48 8,0 – 48	5931-70 5926-70 5929-70 2524-70 2526-70
Гайки прорезные и корончатые: – нормальные – $H \approx 1,2d$; – низкие – $H \approx 0,8d$; – с уменьшенным размером «под ключ»; – с уменьшенным размером «под ключ» низкие	4 – 48 6 – 48 8 – 48 8 – 48	5932-73 5933-73 5928-62 5935-73
Гайки нормальной точности: – нормальные; – низкие; – прорезные и корончатые; – прорезные и корончатые низкие	2 – 48 1 – 48 4 – 48 6 – 48	5915-70 5916-70 5918-73 5919-73
Гайки разные: – гайки чистые для фланцевых соединений; – гайки-барашки	12 – 56 4 – 12	10495-80 3032-76

Шайбы служат для передачи и равномерного распределения усилий на соединяемые детали. Существуют плоские круглые шайбы, шайбы специальной формы, пружинные и др.

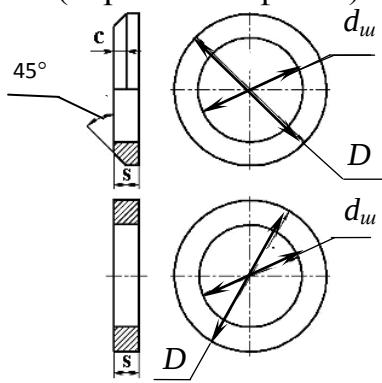
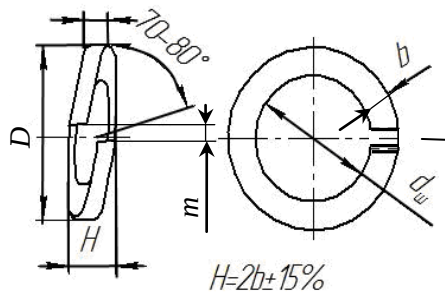
Шайбы специальной формы применяют для предохранения гаек от самоотвинчивания или для стопорения. Такие шайбы изготавливают с одной или двумя лапками.

Таблица 4.7 – Гайки чистые повышенной точности, форма и размеры, мм

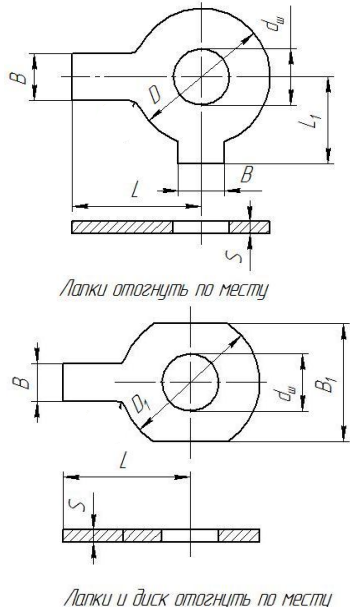
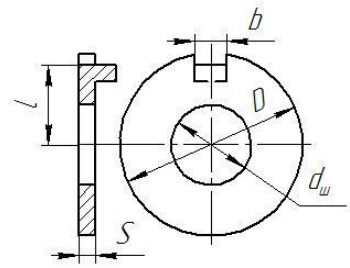
Эскиз	Размеры, мм								
$H \approx 0,8d$ ГОСТ 5927-70 	d	S		H		D			
	M 1,6	3,2		1,3		3,7			
	M 2,0	4,0		1,6		4,6			
	M 2,5	5,0		2,0		5,8			
	M 3,0	5,5		2,5		6,3			
	M 4,0	7,0		3,2		8,1			
	M 5,0	8,0		4,0		9,2			
	M 6,0	10,0		5,0		11,5			
	M 8,0	14,0		6,0		16,2			
	M 10,0	17,0		8,0		19,6			
	d	H		D		n	t	c	
	M 2,6	2,5		5,0		0,4	0,9	0,2	
	M 3,0	3,0		6,0		0,6	1,0	0,2	
	M 4,0	4,0		8,0		0,8	1,4	0,4	
	M 5,0	4,5		10,0		1,2	1,7	0,4	
	M 6,0	5,0		11,0		1,2	2,2	0,4	
Эскиз	Размеры, мм								
ГОСТ 3032-76 	d	D	D_1	L	H	h	b	b_1	R
	M 4	8	7	24	10	4	1,5	2,0	4,5
	M 5	10	8	28	12	5	2,0	2,5	5,5
	M 6	12	10	32	14	6	2,5	3,0	5,5
	M 8	15	13	40	18	8	3,0	3,5	6,0
	M 10	18	15	48	22	10	3,5	4,0	7,0

В табл. 4.8 представлены форма и размеры шайб для болтов и винтов (диаметр болта, d_6).

Таблица 4.8 – Форма и размеры шайб

Эскиз	Размеры, мм				
	d_6	$d_{ш}$	D	S	C
ГОСТ 6959-54 (чистые) ГОСТ 6957-54 (черные без фаски) 	2,0	2,2	5	0,5	0,1
	2,3	2,5	6	0,5	0,1
	2,6	2,8	7	0,5	0,1
	3,0	3,2	8	0,8	0,1
	4,0	4,2	10	1,0	0,2
	5,0	5,5	12	1,2	0,2
	6,0	6,5	14	1,5	0,4
	8,0	8,8	18	1,5	0,4
	10,0	10,5	21	2,0	0,5
	12,0	12,5	25	2,0	0,5
Эскиз	Размеры, мм				
ГОСТ 6402-70 пружинные 	d_6	$d_{ш}$	m	b	D
	2,0	2,1	0,7b, не боле е	0,5	3,7
	2,5	2,6		0,6	4,2
	3,0	3,1		0,8	5,1
	4,0	4,1		0,8	6,3
	5,0	5,1		1,0	7,5
	6,0	6,1		1,2	9,3
	8,0	8,2		1,6	12,2
	10,0	10,2		2,0	15,2
	12,0	12,2		2,5	19,2

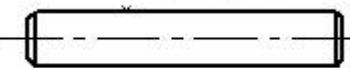
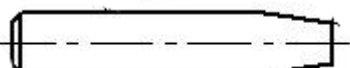
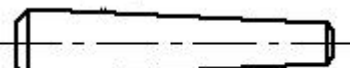
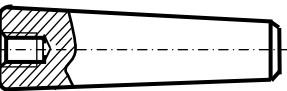
Продолжение таблицы 4.8

Стопорные ГОСТ 3693-52 (с одной лапкой) ГОСТ 3693-52 (с двумя лапками) 	d_{ϕ}	$d_{ш}$	D	D_1	B	B_1	L	L_1	S
	2,6	2,8	5	8	3	6	10	4	0,4
	3	3,2	5	10	4	7	12	5	0,4
	4	4,3	8	14	5	9	14	7	0,4
	5	5,3	9	17	6	11	16	8	0,5
	6	6,5	11	19	7	12	18	9	0,5
	8	8,5	14	22	8	17	20	11	0,5
	10	11,0	17	26	10	20	22	13	0,5
	12	13,0	22	32	12	26	28	14	1,0
ГОСТ 3695-52 (с наружным носком) 	d_{ϕ}	$d_{ш}$	D	b			l	S	
	2,6	2,8	10	2,0			3,5	0,4	
	3,0	3,2	12	2,5			4,5	0,4	
	4,0	4,3	14	2,5			5,5	0,4	
	5,0	5,3	17	3,5			7,0	0,5	
	6,0	6,5	19	3,5			7,5	0,5	
	8,0	8,5	22	3,5			8,5	0,5	
	10,0	11,0	26	4,5			10,0	0,5	
	12,0	13,0	32	4,5			12,0	1,0	

В приборостроении широкое применение нашли штифты, которые при установке мелких деталей механизма часто являются основным крепежным элементом, заменяя шпонки, упорные кольца, винты и т. д.

Штифты применяются как крепежные элементы для жесткого соединения, определяющие взаимное расположение сопрягаемых деталей при повторной сборке. В приборостроении применяют как конические, так и цилиндрические штифты. Основные типы штифтов и их формы приведены в табл. 4.9.

Таблица 4.9 – Типы штифтов

Эскиз	Наименование	Интервал диаметров, мм	ГОСТ и нормаль
	цилиндрические	0,6 – 50	3128-70
	цилиндрические с направляющим конусом	1 – 10	Ведомственная нормаль
	конические	0,6 – 50	3129-70
	конические разводные	8 – 16	19119-80
  	Конические с резьбовыми концами и внутренней резьбой	6 – 60	9464-79

Для сохранения взаимного расположения деталей механизма ИРП применяют цилиндрические и конические штифты, располагая их, с целью повышения точности положения детали, на возможно дальнем расстоянии друг от друга и желательно по диагонали. Цилиндрические штифты удерживаются в отверстии вследствие натяга выбранной посадки; конические – разгибом концов с помощью пружинных колец, кернения. Штифты изготавливают из

стали марок 45, А12 или У10А с термообработкой и закалкой и бронзы БрКМц3-1.

Предохранение винтовых соединений от самоотвинчивания осуществляют с помощью шплинтов. Шплинтовка – этот способ надежен и дешев, состоит в том, что в конце резьбовой части винта высверливают отверстие и вставляют в него разводной шплинт (когда к резьбовому концу имеется свободный доступ). В табл. 4.10 представлены формы и размеры шплинтов по ГОСТ 397-79.

Таблица 4.10 – Шплинты разводные проволочные

Диаметр от- верстия, d_0 , мм	l , мм									d , мм	h , мм	d_1 , мм	a , мм
	4	6	8	10	12	15	20	25	30				
0,6	×	×	×							$0,5_{-0,06}$	1,5	0,6	$1,0 \pm 0,5$
0,8		×	×	×	×					$0,7_{-0,07}$	2,0	0,8	$1,0 \pm 0,5$
1,0		×	×	×	×	×	×	×		$0,9_{-0,07}$	2,5	1,0	$1,5 \pm 0,5$
1,5			×	×	×	×	×	×	×	$1,3_{-0,12}$	3,5	1,5	$2,0 \pm 0,5$
2,0			×	×	×	×	×	×	×	$1,8_{-0,12}$	5,0	2,0	$2,0 \pm 0,5$
2,5				×	×	×	×	×	×	$2,2_{-0,12}$	6,0	2,5	$3,0 \pm 0,5$
3,0					×	×	×	×	×	$2,7_{-0,12}$	7,5	3,0	$3,0 \pm 0,5$
4,0						×	×	×	×	$3,6_{-0,16}$	9,0	3,5	$5,0 \pm 1,0$

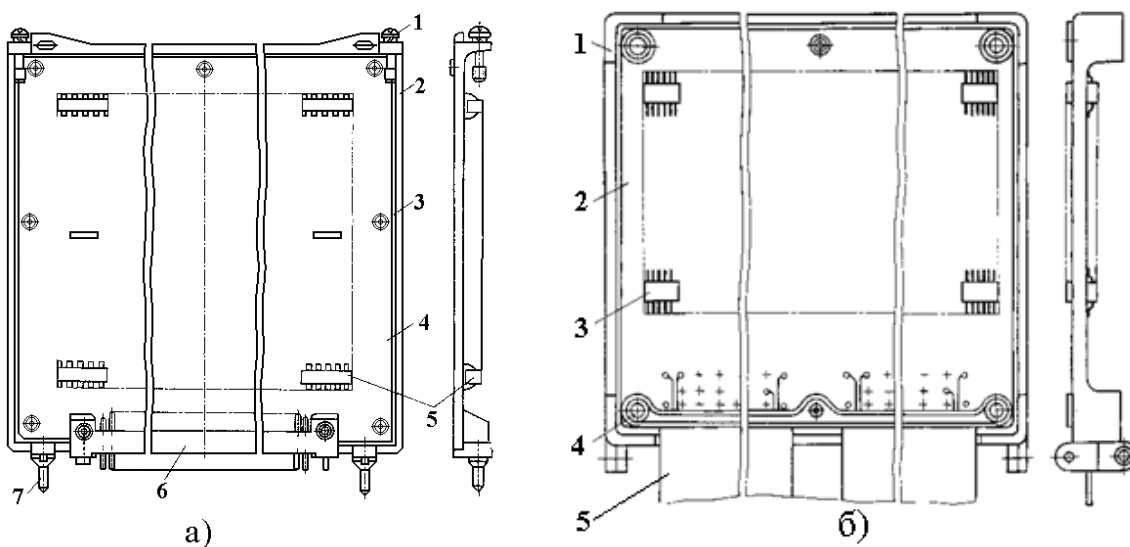
4.2 Корпуса и корпусные детали

В приборостроении для размещения электронной части или подвижных и неподвижных деталей и сборочных единиц механизмов приборов широкое применение нашли типовые несущие конструкции:

- каркасные и бескаркасные пластинчатые конструкции (модули первого уровня);
- конструкции типа шасси, панелей, корпусов, каркасов, блоков и приборов (модули второго и третьего уровней);

- конструкции стоек, шкафов (модули четвертого уровня);
- корпуса и корпусные детали механизмов.

Как правило, конструктивные модули первого уровня представляют собой одноплатную конструкцию, хотя в них и допускается применение двух плат и более. К пластинчатым бескаркасным и каркасным конструкциям относятся несущие элементы модулей первого конструктивного уровня, которые называют ячейками. Они представляют собой конструктивно законченную сборочную единицу. В каркасных пластинчатых конструкциях основой является металлическая рама, форма и размеры которой зависят от конструкции модуля. Примеры конструктивного решения модуля первого уровня с каркасом приведены на рис. 4.2. На рис. 4.2, а в качестве каркаса используют раму 2, на которой пустотелыми заклепками 3 закреплена плата 4 с микросхемами 5. Для надежного соединения вилки соединителя 6 с розеткой блока на раме имеются штыри-ловители 7. Крепления ячейки осуществляется невыпадающими винтами 1.



а – первый пример; б – второй пример

Рисунок 4.2 – Примеры конструкции каркасных ячеек

На рис. 4.2, б каркасом служит рама 1, по краям которой имеются два прилива с отверстиями, используемыми в качестве осей вращения. Плату 2 с

микросхемами 3 крепят к раме пустотелыми заклепками 4. Электрическая коммуникация осуществляется ГПК-5.

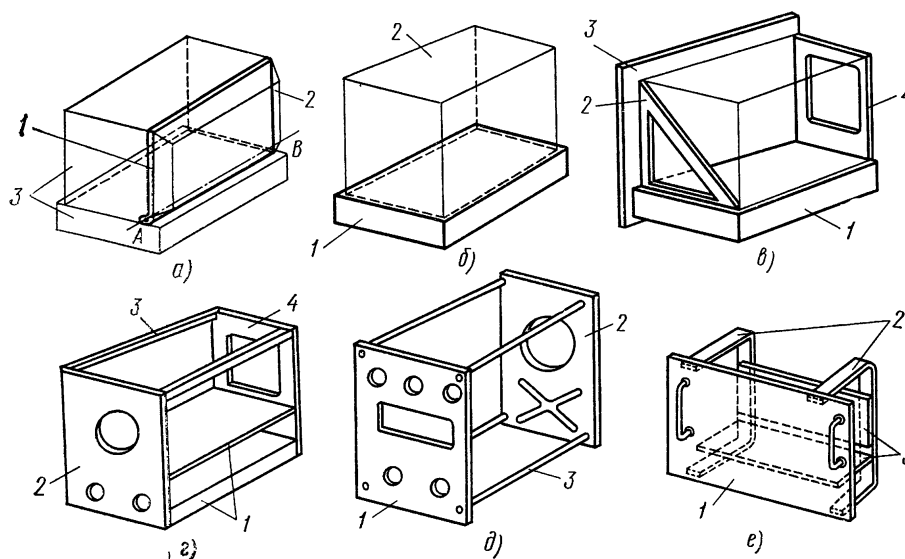
При формировании блоков и приборов по первому пути в качестве модулей второго уровня, которые используются для размещения в них модулей первого уровня типа ячеек, применяют несущие конструкции, называемые шасси и панелями. Шасси имеют коробчатую плоскую форму и могут изготавливаться путём литья из лёгких сплавов или штамповкой; в отдельных случаях детали шасси соединяют винтами. При литье используют прецизионные способы: под давлением, в кокиль, в оболочковые формы. Это позволяет получать тонкостенные конструкции, не требующие дополнительной обработки. Шасси используют для размещения дискретных ЭРЭ и других деталей и узлов блока. На рис. 4.3, а показана компоновочная схема плоского шасси 1, которое откидывается относительно корпуса 3 поворотом на 90° в шарнирах А и В. Монтажные провода, расположенные на задней стенке шасси, закрывают задним кожухом 2. На рис. 4.3, б представлена компоновочная схема шасси в виде плоской панели 1 с отбортовкой, установленные детали и узлы на шасси закрывают кожухом 2. Добавляя к горизонтальной части шасси 1 панель 3, для присоединения которой применяют косынку 2 или плоскую стенку 4, получают компоновочную схему, приведенную на рис. 4.3, в.

Данная конструкция обеспечивает хорошую жесткость при размещении на шасси тяжёлых дискретных узлов.

В качестве элементной базы, интегральных схем, микросборок и электрорадиоэлементов (ЭРЭ) используют объёмные каркасы.

На рис. 4.3, г приводится компоновочная схема каркаса блока, образованного двумя горизонтальными панелями 1, передней 2 и задней 4 панелями, соединёнными фасонными профилями 3. На рис. 4.3, д показана компоновочная схема корпуса блока, в которой соединение панелей 1 и 2 обеспечивается стержнями 3, располагаемыми по углам панелей.

Компоновочная схема каркаса образованного панелью 1 с закрепленными на ней П-образными скобами 2 с платами 3, представлена на рис. 4.3, е.

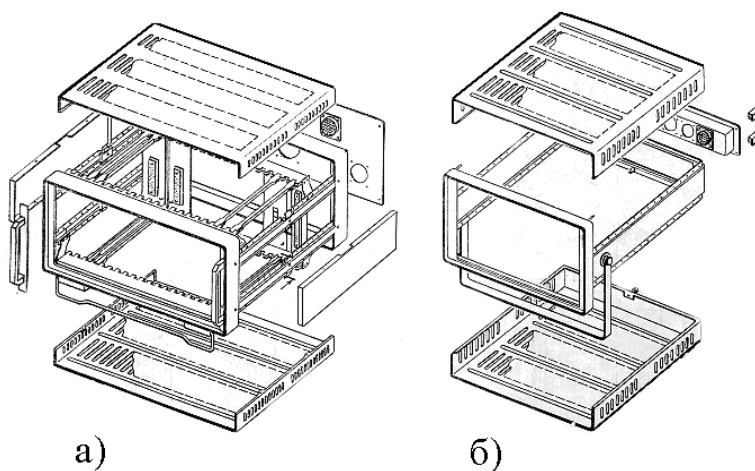


а – плоское шасси; б – шасси в виде плоской панели; в – шасси в виде плоской панели с боковой стенкой; г – каркас блока; д – корпус блока;
е – каркас со скобами и платами

Рисунок 4.3 – Компоновочные схемы шасси и каркасов блоков

Приборные корпуса универсальных типовых конструкций, представленные на рис. 4.4, комплектуются частичными вставными блоками непосредственно или через блочный каркас и комплектными блоками. Они могут быть выполнены в виде настольной (рис. 4.4, а) и переносной (рис. 4.4, б) конструкций.

Основными конструктивными элементами настольных корпусов являются передняя и задняя литые рамки, стенки из стандартного алюминиевого профиля, быстросъёмные боковые щиты и крышки из листового алюминия.



а – настольный; б – переносной

Рисунок 4.4 – Схема конструкций приборных корпусов

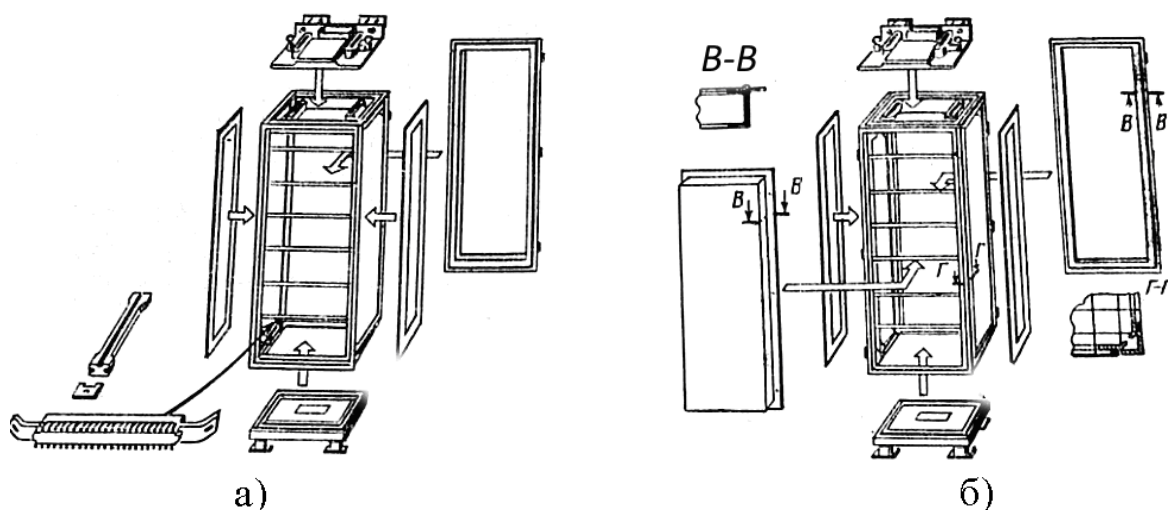
Переносные корпуса имеют переднюю литую рамку с гайкой и штампованной крышкой.

Стойки – законченная конструкция, в которую входят расположенные один над другим блоки, подчинённые определённому ряду типоразмеров, принятому для данной модульной иерархии.

Шкаф – разновидность стойки; отличается от неё отсутствием у входящих в него блоков лицевых панелей, органов управления, контроля и измерения; корпус шкафа обычно имеет по лицевой стороне сплошные дверцы. На рис. 4.5 показаны конструкции стоек различного назначения, разработанные на базе универсальных типовых конструкций.

Конструкцию стоек образуют базовый каркас из стандартных алюминиевых профилей и набор элементов различного назначения: щиты, основание, дверцы, панели для соединителей, направляющие и др.

Для установки подвижных и неподвижных деталей и сборных единиц механизмов приборов широкое применение нашли корпуса и корпусные детали, в которых монтируют оси, валы, подшипники скольжения или качения, зубчатые передачи, электродвигатели и др.



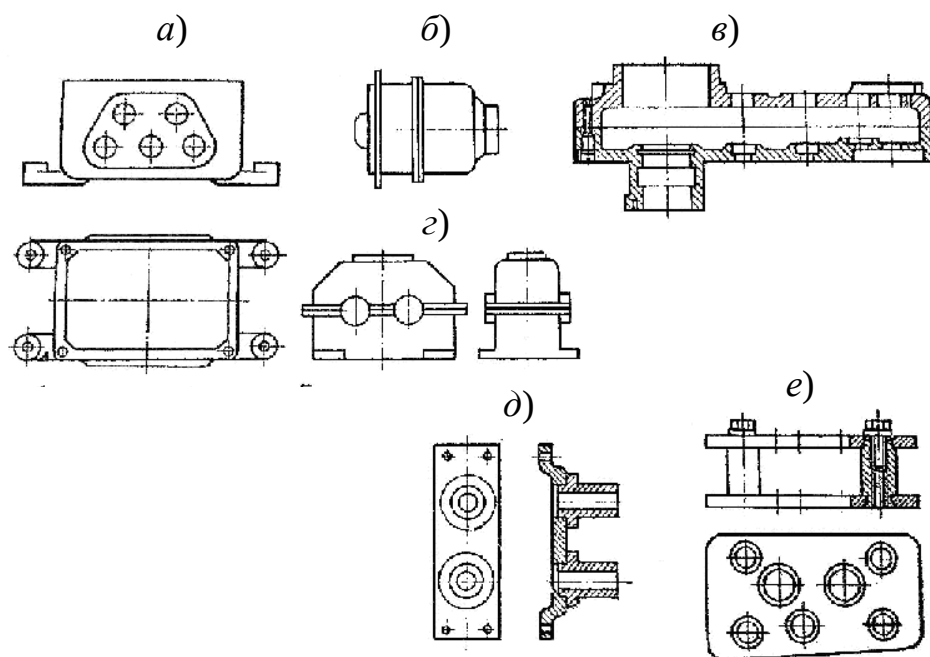
а – стойка; б – шкаф

Рисунок 4.5 – Схема конструкций стоек

Выбор типа и формы корпусов и корпусных деталей зависит от функционального назначения, места установки, условий эксплуатации, серийности, кинематической и компоновочных схем механизма, предъявляемых к нему эстетических и эргономических требований, а также технологических возможностей производства. По конструктивным признакам и условиям сборки корпуса приборов разделяют на цельные, разъемные и сборные, схемы которых представлены на рис. 4.6.

Цельные корпуса призматической (рис. 4.6 а) или коробчатой (рис. 4.6, 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.

Разъёмные корпуса обычно состоят из двух частей, плоскость разъема которых в зависимости от компоновочной схемы механизма совпадает с плоскостью осей валов. Корпус соосный (рис. 4.6, б), корпус развернутый (рис. 4.6, в), корпус с перпендикулярными осями вала (рис. 4.6, г).



а – корпус призматический; *б* – корпус коробчатый соосный;
в – корпус развёрнутый; *г* – корпус с параллельными осями;
д – корпус одноплатный; *е* – корпус двухплатный

Рисунок 4.6 – Конструктивные схемы корпусов механизмов ИРП

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 изготавливают литьем, реже механической обработкой и используют в серийном и массовом производстве. Существуют одноплатные (рис. 4.6, *д*) и двухплатные (рис. 4.6, *е*) сборные корпуса. Основание данных корпусов – плата, изготовленная литьем или штамповкой с последующей механической обработкой. Корпуса всех типов характеризуются наличием базовых поверхностей, посадочных мест, установочных и присоединительных отверстий, точно координированных относительно друг к другу и к базовым поверхностям. Базовые поверхности корпуса (конструкторские, технологи-

ческие и метрологические) должны быть предусмотрены уже на стадии разработки конструкции корпуса.

Вопросы для самопроверки

1. Какие основные детали относятся к крепежной группе?
 2. Какие виды болтов Вы знаете и в чем их различие?
 3. Какие виды винтов Вы знаете и в чем их различие?
 4. Чем отличается болт от винта?
 5. Какое применение в промышленности находят рым-болты?
 6. Какие типы шпилек Вы знаете? Каково их назначение?
 7. Какие типы гаек и шайб Вы знаете? Каково их назначение?
 8. Для каких целей используют штифты и шплинты?
 9. Какие типовые несущие конструкции для размещения электронной части или подвижных и неподвижных деталей Вы знаете?
 10. Какие корпуса и корпусные детали используют для монтажа осей, валов, подшипников, зубчатых передач, двигателей?
-

4.3 Валы, оси и направляющие (опоры)

По конструкции и форме валы разделяются на прямые, ступенчатые, карданные и гибкие, а оси – на прямые, ступенчатые и фланцевые. Формы и размеры валов и осей определяются их назначением, расположением и способом крепления связанных с ними деталями. По форме сечения валы и оси делятся на сплошные и полые. Полыми валы и оси делают для снижения массы, а также для возможности при необходимости пропускать через них другие валы или провода.

Валы делятся на валы общего и специального назначения. Валы общего назначения служат для передачи крутящего момента и поддержания вращающихся деталей.

Тип вала определяется установленными на нем деталями и способом их крепления, а так же конструкцией опоры и способом их монтажа. Различают:

- гладкие валы – одного диаметра по всей длине;
- ступенчатые валы, имеющие участки с различными для удобства надевания и закрепления на них деталей передач и подшипников;
- шлицевые валы с участком шлицевого профиля для установки неподвижно сидящих или скользящих вдоль вала деталей;
- фланцевые валы, имеющие выполненные одновременно с валом фланцы для соединения с муфтами и другими деталями;
- валы – шестерни, и валы – червяки, представляющие собой валы, выполненные вместе с шестерней или червяком (при малом диаметре последних).

Валы специального назначения, кроме передачи крутящего момента предназначены для выполнения других важных функций в машинах и механизмах. К таким валам относятся коленчатые, кривошипные, эксцентриковые и кулачковые, являющиеся звеньями механизма для преобразования вращательного движения в прямолинейно – поступательное или наоборот. Конструкция типового представителя ступенчатого вала предоставлена на рис. 4.7.

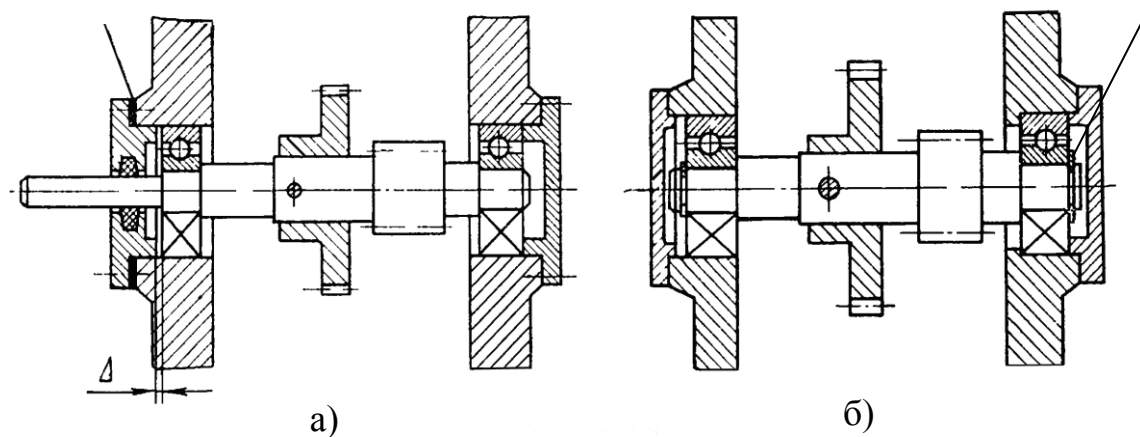
Оси служат для поддержки вращающихся деталей и не передают крутящий момент, при этом сама ось может быть закрепленной неподвижно или вращаться вместе с сидящими на ней деталями подшипника корпуса. На рис. 4.8, а показано крепление сателлита на неподвижной относительно водила оси. Ось конденсатора переменной емкости может быть металлической (рис. 4.8, б) и керамической (рис. 4.8, в).

Основными материалами для валов и осей являются сталь Ст 5 (без термообработки) и качественные конструкционные углеродистые стали марок

20, 30, 40, 50, инструментальные стали марок У8А, У10А, легированные стали марок 2Х13, 4Х13, 15Х, 20Х, 40ХН, 30ХГСА и др.

Регулировочная
прокладка

Установочное
кольцо



а – фиксация подшипника фланцами;

б – фиксация подшипника установочными кольцами

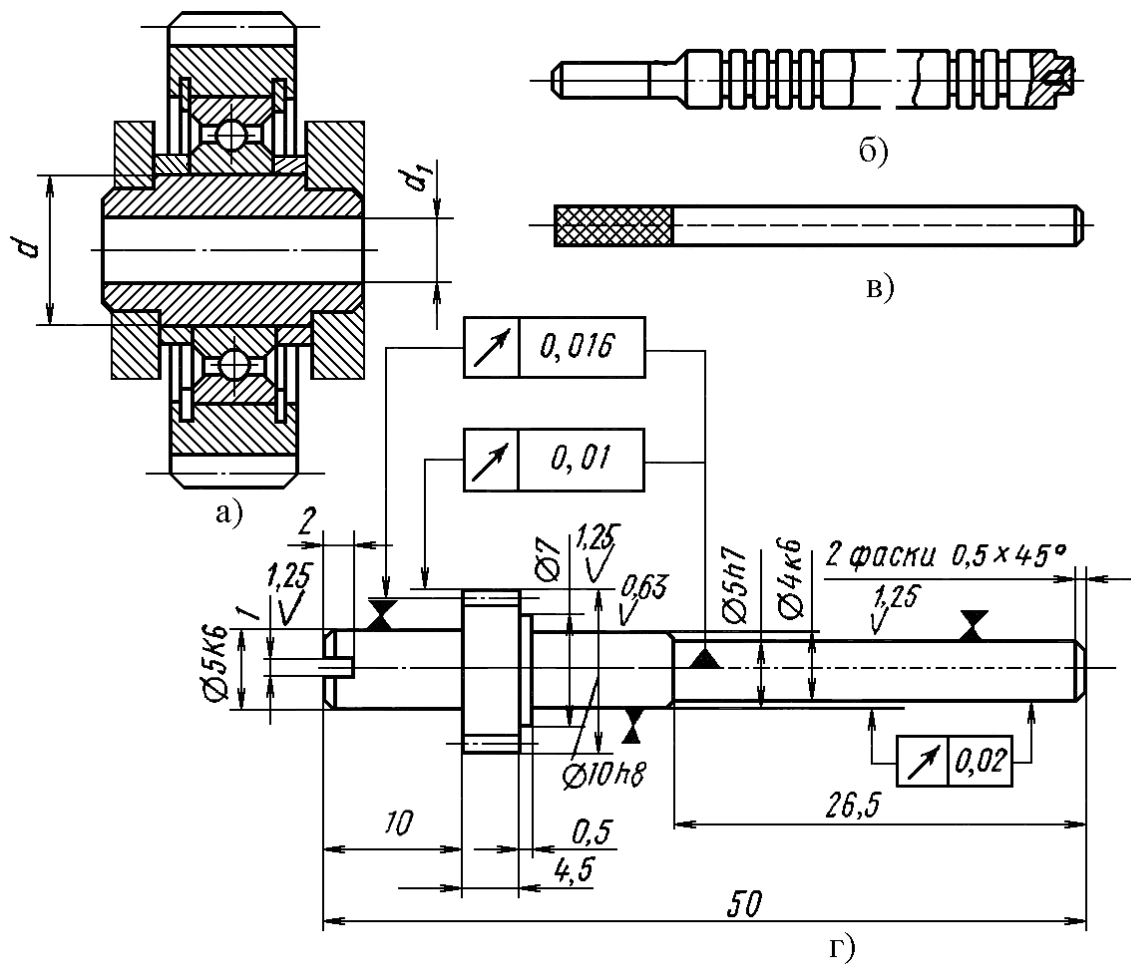
Рисунок 4.7 – Установка вала

С целью упрочнения валы подвергаются термообработке, как правило, термоулучшению. Для повышения износостойкости отдельных мест вала применяют закалку поверхности токами высокой частоты. На рис. 4.8, *з* представлен пример ступенчатого вала, изготовленного из азотированной стали 38Х2МЮА, выполненного совместно с шестерней.

На рис. 4.8, *з* указаны примерные размеры, шероховатость поверхностей, величина радиальных и торцовых биений посадочных поверхностей. Основными требованиями изготовления вала являются:

- поверхность зубьев азотировать на глубину 0,05 – 0,1 мм;
- твердость азотированной поверхности $HRC \geq 56$, остальных $HB = 310 - 340$;
- поверхности, обозначенные символом $\blacktriangledown$, не азотировать;
- рабочую поверхность зуба притереть;

– неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий – по $H12$, валов $h12$, остальных $\pm IT14/2$.



а – крепление сателлита; б – металлическая ось конденсатора;
в – ось керамическая; г – конструктивное оформление вала

Рисунок 4.8 – Конструкции осей и валов

Основными критериями работоспособности валов и осей являются прочность и жесткость.

Оси рассчитываются на прочность при изгибе по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{\text{и}}, \quad (4.1)$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – расчетные напряжения изгиба в опасном сечении оси, МПа;

$M_{\text{и}}$ – изгибающий момент в опасном сечении, Н·мм;

d – диаметр оси, мм;

$[\sigma]_{\text{и}}$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

Для полой оси

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{0,1d^3(1-C^4)} \leq [\sigma]_{\text{и}}, \quad (4.2)$$

где

$$C = d_0/d = 0,6 \dots 0,7,$$

где d_0 – диаметр отверстия в полой оси, мм.

Оси не испытывают деформации кручения, для них

$$d \geq \left(\frac{M_{\text{и}}}{0,1[\sigma]_{\text{и}}} \right)^{1/3}. \quad (4.3)$$

Валы рассчитывают на прочность при одновременном действии изгиба и кручение. Силы, действующие на вал в разных плоскостях, раскладываются по двум взаимно перпендикулярным плоскостям и в них определяют опорные реакции и изгибающие моменты.

Суммарный изгибающий момент определяют по формуле

$$M_{\text{и}} = \left(M_x^2 + M_y^2 \right)^{1/2}, \quad (4.4)$$

где M_x , M_y – изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в выбранном сечении вала.

Наибольший приведенный момент находят по формуле

$$M_{\text{пр}} = \left(M_{\text{и}}^2 + 0,75 M_{\text{к}}^2 \right)^{1/2}, \quad (4.5)$$

где $M_{\text{к}}$ – момент кручения, действующий на вал.

Тогда

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{пр}}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{\text{и}} \quad (4.6)$$

или

$$d = \left(\frac{M_{\text{пр}}}{0,1d^3} [\sigma]_{\text{и}} \right)^{1/3}. \quad (4.7)$$

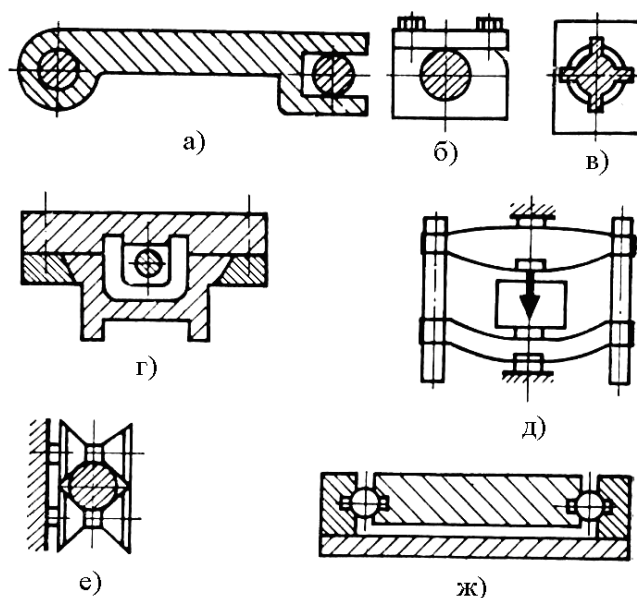
Кроме расчета на прочность при необходимости валы проверяют на жесткость и критическую скорость. При расчете вала на жесткость определяют относительный угол закручивания и линейный f и угловой θ прогибы. Значение относительных углов закручивания и прогибов вычисляют по соответствующим формулам, известным из курса «Сопротивление материалов»; допустимые значения оговариваются техническими условиями.

Расчет на критическую скорость производят для валов быстроходных машин; при этом определяют резонансную или критическую частоту вращения вала, которая не должна совпадать с рабочей частотой вращения во избежание возникновения резонанса.

Направляющие для прямолинейного движения принимаются в качестве опор. Направляющими называют детали или устройства, обеспечивающие заданное относительное движение деталей механизма, возвратно-поступательное перемещение. Они классифицируются по характеру трения, форме рабочих поверхностей, характеру замыкания кинематической пары и по конструкции. Типовые конструктивные схемы показаны на рис. 4.9.

Различают направляющие с трением скольжения (рис. 4.9, а – з), с трением качения (рис. 4.9, е, ж) и другими элементами (рис. 4.9, д).

Конструктивно первые два вида направляющих выполняются с силовым замыканием (открытые) и с геометрическим замыканием (закрытые). При этом направляющая может охватывать ползун или наоборот, ползун может охватывать направляющую. Направляющие с трением качения выполняются с роликами и с шариками, а по форме рабочих поверхностей различают цилиндрические (рис. 4.9, а, в) и призматические (рис. 4.9, г, ж). Плавность и лёгкость движения ползуна (каретки) в них зависит от сил трения. В открытых направляющих сила трения меньше, чем в закрытых. В направляющих с трением качения силы трения в 10 – 15 раз меньше, чем в направляющих с трением скольжения.



а, б, в, г – направляющие; д – набор элементов;
 е, ж – направляющие с трением качения

Рисунок 4.9 – Конструктивные схемы направляющих прямолинейного движения

Для цилиндрических направляющих при достаточно высоких требованиях к точности взаимного перемещения рекомендуют посадки с зазором $H6/f6$, $H7/e8$, $H8/e8$, $H8/f9$.

Материалом для направляющих обычно служат стали 40, 50, У8А, а для ползуна – бронза ВрОЦС10-2, Бр 0Ф10-1, латунь ЛС59-1, текстолит ПТК.

Расчет рабочих поверхностей направляющих и ползуна ведется на ограничение удельного давления

$$P = \frac{N}{S} \leq [P], \quad (4.8)$$

где N – нормальное давление на поверхность соприкосновения ползуна с направляющей;

S – площадь этой поверхности;

$[P]$ – допустимое удельное давление.

Рассмотрим направляющие вращения с трением скольжения.

В зависимости от вида трения опоры осей и валов (цапфы) подразделяются на опоры с трением скольжения и опоры с трением качения.

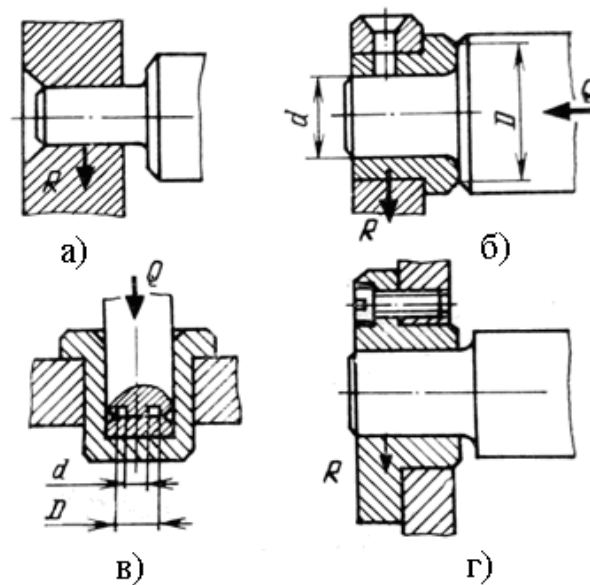
Опоры скольжения бывают цилиндрические, конические (с конической рабочей поверхностью), на центрах и шаровые.

Цилиндрические опоры состоят из охватываемой (цапфы) и охватывающей (втулки, валы, оси, буксы) деталей (рис. 4.10) и имеют большую площадь соприкосновения. Они надежно работают при значительных нагрузках и частотах вращения в условиях тряски и вибрации.

Подшипники скольжения имеют момент трения больше, чем шариковые подшипники (рис. 4.10, а, з), воспринимающие только радиальную нагрузку, и воспринимают радиальную и осевую нагрузки (рис. 4.10, б). Для уменьшения трения, износа и нагрева рабочие цапфы и подшипники скольжения должны иметь шероховатость поверхностей $R_a=0,63\dots0,16$ мкм и должны быть смазаны.

Для подшипников скольжения применяются следующие материалы: при больших удельных давлениях и средних скоростях скольжения – бронза Бр ОФ10-10, Бр ОС10-10, Бр ОЦС6-6-3; при значительных удельных давлениях и малых скоростях – Бр АЖ9-4, Б-2 и латунь ЛС59-1, кроме того применяют

текстолит, волокнит, капрон и др., в точных приборах применяют каменные опоры (рубин, агат).



а, г – радиальные нагрузки; б – радиальные и осевые нагрузки;
в – осевые нагрузки

Рисунок 4.10 – Конструктивные схемы цилиндрических опор

Расчет подшипников скольжения, воспринимающих радиальную нагрузку R , выполняют по таким формулам:

– среднее удельное давление в подшипнике, P , кг/мм^2

$$P = \frac{R}{dl} < [P], \quad (4.9)$$

где d – диаметр рабочей поверхности опоры, мм ;

l – длина рабочей поверхности опоры, мм ;

R – радиальная нагрузка на опору;

$[P]$ – допустимое удельное давление МПа ;

– окружная скорость шипа, V , м/с

$$V = \frac{\pi d n}{6000}, \quad (4.10)$$

где n – частота вращения вала, *об/мин*;

– показатель удельной работы трения P_v , *кг/см²·м/с*

$$P_v = \frac{\pi R n}{6000 l}; \quad (4.11)$$

– момент трения на валу, M_T , *кг·см*

$$M_T = \frac{R f d}{2}, \quad (4.12)$$

где f – коэффициент трения равный 0,001 – 0,01 при жидкостном трении.

Расчет подшипников скольжения, воспринимающих осевую нагрузку Q

$$P = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [P]. \quad (4.13)$$

Средняя окружная скорость шипа

$$V_{cp} = \frac{\pi(d + D)n}{2 \cdot 60 \cdot 1000}. \quad (4.14)$$

Ориентировочные значения коэффициента трения f без смазки приведены в табл. 4.12.

Таблица 4.12 – Ориентировочные значения коэффициента трения f без смазки

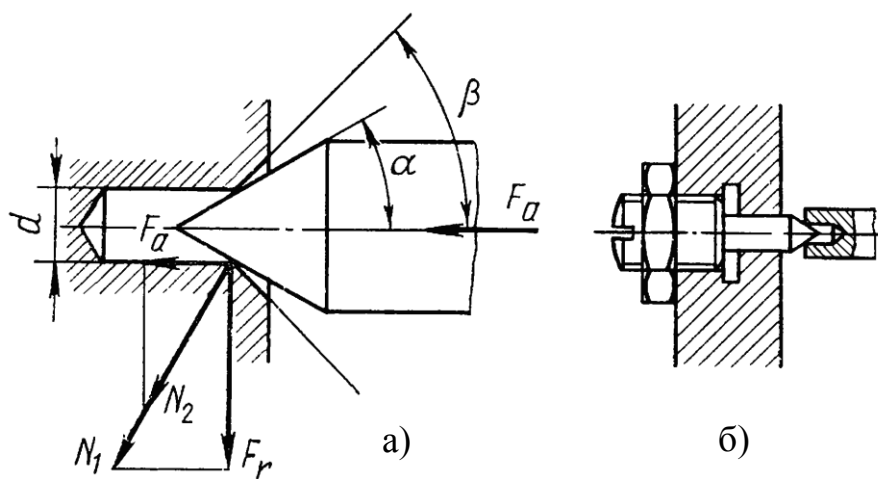
Материал вала	Коэффициент трения скольжения для опор из		
	закаленной инструментальной стали	латуни	бронзы оловянистой
Конструкционная сталь	0,22 – 0,28	0,20 – 0,25	0,18 – 0,22
Закаленная хромоникелевая сталь	0,22 – 0,26	0,20 – 0,24	0,18 – 0,20
Дюралюминий	0,24 – 0,32	0,24 – 0,26	0,22 – 0,24

Значения f в табл. 4.12 даны для опор без смазки; при наличии смазки, f может снизиться в 1,5 – 2 раза.

Конические опоры применяют сравнительно редко, т. к. они имеют большой момент трения и чувствительны к изменению температуры.

Более широко распространены опоры на центрах (рис. 4.11, а), обеспечивающие малый момент трения и хорошую соосность, однако их используют в основном при малых нагрузках и скоростях.

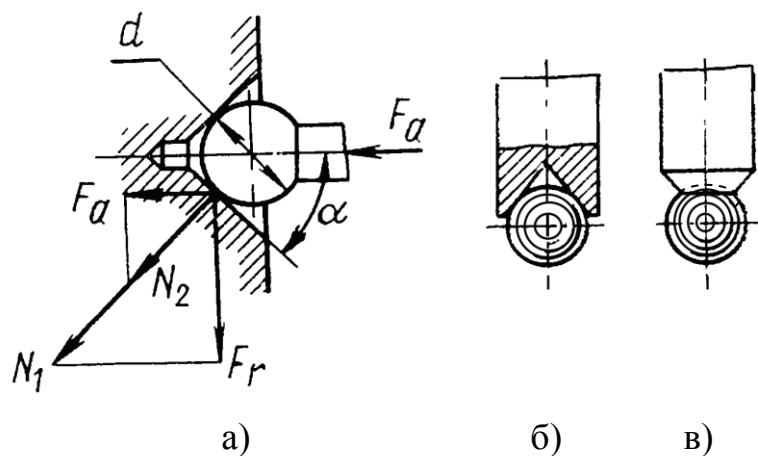
Опора состоит из центра с углом заострения 2α и втулки с углом зенковки 2β ; обычно $2\alpha=60^\circ$, $2\beta=90^\circ$. Центр и втулки при изготовлении опор из качественной стали подвергаются термообработке до $HRC=50 - 60$. Для уменьшения трения втулку изготавливают из бронзы или латуни. Шероховатость соприкасающихся поверхностей должна соответствовать 9 – 10-му классам. Регулируемая опора (рис. 4.11, б) позволяет не только изменять зазор в осевом направлении, но и производить центрирование оси путем изменения эксцентриситета опоры.



а – опора на центрах; б – опора регулируемая

Рисунок 4.11 – Конструктивные схемы опор на центре

Шаровые опоры состоят из цапфы со сферической поверхностью и конической или сферической втулкой (рис. 4.12, а). Они могут воспринимать радиальные и осевые нагрузки.



а – опора со сферической цапфой и конической втулкой;
б, в – опора с шариком в конических выточках цапфы и втулке

Рисунок 4.12 – Конструктивные схемы шаровых опор

Чем меньше угол конусности втулки α , тем больше точность центрирования; обычно угол конусности берут равным 45° . N_1 , N_2 – нормальные составляющие сил F_r , F_a , действующих на опору. Момент трения при действии радиальной F_r и осевой F_a сил рассчитывается по формуле

$$T_{\text{тр1}} = \frac{F_r}{\cos \alpha} f \frac{d}{2} \cos \alpha + \frac{F_a}{\sin \alpha} f \frac{d}{2} \cos \alpha = F_r f \frac{d}{2} + F_a f \frac{d}{2} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4.15)$$

Цапфу изготавливают заточкой конца вала по сфере, завальцовкой стального шарика в отверстие на конце цапфы или размещением шарика в конических выточках цапфы и втулки (рис. 4.12, б, в). Так как площадь соприкосновения в опорах мала, они подвержены, как и опоры на центрах, значительному износу. Поэтому шаровые опоры применяют при малых скоростях и нагрузках, например, в конденсаторах переменной емкости.

Опоры с шаровой цапфой обеспечивают точную центровку и позволяют осуществлять вращение с одновременным покачиванием оси относительно центра опоры. К их недостаткам относятся большие сопротивления и износ. Материал цапф – сталь 45, 50, У10А, У12А, бронзы Бр АЖ9-1. Материал шарика – сталь ШХ-10 и ШХ-15. Материал подшипника – бронзы БрАЖ9-4; БрОФ10-1, Ст 30.

Рассмотрим направляющие вращения с трением качения.

Направляющие качения по сравнению с подшипниками скольжения имеют малый момент трения и износ, меньшую чувствительность к изменению температуры окружающей среды, высокую точность вращения, нормально работают при тряске и вибрации.

К недостаткам подшипников качения следует отнести менее плавный и шумный ход, большой диаметр, недостаточную точность направления.

Рассмотрим опоры качения. В механизмах ИРП в качестве опор качения используют главным образом шарикоподшипники, характеризующиеся малыми

статическими и динамическими моментами трения, высокой нагрузочной способностью, возможностью работы при большой частоте вращения, взаимозаменяемостью и малой стоимостью. В силовых конструкциях механизмов шарикоподшипники применяют из-за их высокой нагрузочной способности, а в кинематических и слабонагруженных конструкциях – вследствие малых моментов трения и точности центрирования.

Основными деталями подшипника являются (рис. 4.13, *а*): наружное 1 и внутреннее 4 кольца, тела качения 3 и сепаратор 2.

Телами качения могут быть шарики и ролики различной формы (цилиндрические, конические и бочкообразные). Исходя из формы применяемых тел качения подшипники подразделяют на шариковые и роликовые. Шариковые подшипники, по сравнению с роликовыми, более быстроходны, менее чувствительны к перекосам осей колец, вызываемых угловыми деформациями валов и неточностями при сборке.

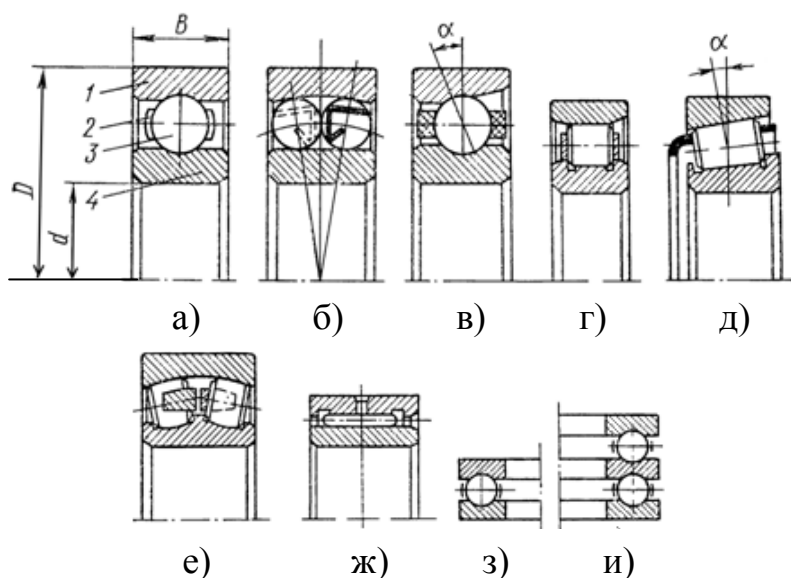
Роликовые подшипники более грузоподъемные, но менее быстроходны, имеют повышенный момент трения и чувствительны к перекоосу осей колец (кроме сферических роликоподшипников).

По характеру воспринимаемой нагрузки подшипники качения подразделяют на радиальные, радиально-упорные и упорные (рис. 4.13, *а – и*).

Размеры подшипников стандартизованы. Основными элементами стандартизации являются: d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр; B – ширина; C – динамическая грузоподъемность. В справочниках также указывают $d_{ш}$ – диаметр шарика; z – число тел качения в ряду; α – номинальный угол контакта. Для роликовых подшипников, кроме того, необходимо знать диаметр роликов d_p и эффективную длину зоны контакта ролика с кольцом $l_{эф}$. По этим данным каждому типоразмеру подшипника присваивают в соответствии с ДСТУ, ГОСТом условное обозначение (номер).

Радиальные шариковые подшипники наиболее просты и дешевы; они допускают перекосы осей колец до $1/4 - 1/2^\circ$ и рассчитаны, в основном, на

радиальную нагрузку, хотя могут воспринимать и осевую нагрузку в допустимых пределах.



а – шариковый радиальный; б – шариковый сферический; в – шариковый;
 г – роликовый радиальный; д – роликовый радиально – упорный; е – роликовый
 сферический двурядный; ж – игольчатый; з – шариковый упорный однорядный;
 и – шариковый упорный двухрядный

Рисунок 4.13 – Основные типы подшипников качения

Самоустанавливающиеся шариковые и роликовые подшипники (сферические) допускают перекося оси до $2 - 3^\circ$. Применение игольчатых подшипников позволяет уменьшить габариты опоры по диаметру. В зависимости от нагрузочной способности, при одинаковых внутренних диаметрах d подшипники качения изготавливают в нескольких габаритных сериях, из которых наиболее распространены: сверхлегкая, особо легкая, легкая, средняя, средняя – широкая и тяжелая. В зависимости от точности согласно ГОСТ 520-2002 подшипники в порядке возрастания точности

подразделяют на следующие классы: 0; 6; 5; 4 и 2. Обычные шариковые подшипники имеют класс 0.

В механизмах ИРП подшипники повышенных классов точности применяют при необходимости снижения биения, получения малого момента трения, для высоких частот вращения.

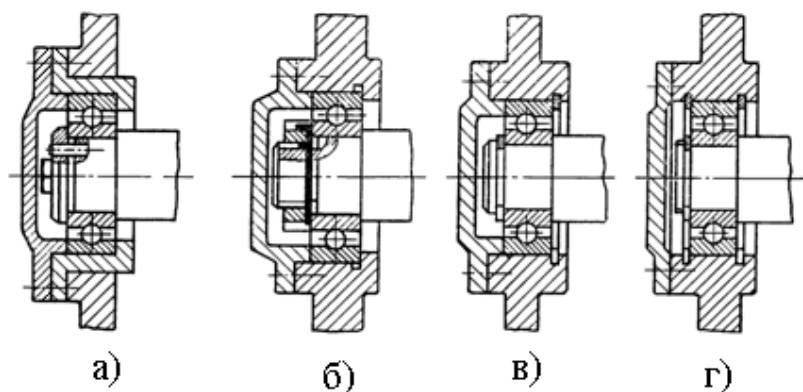
Кольца подшипников и тела качения изготавливают из легированной стали марки ШХ15, сепараторы – из мягкой стали, латуни и пластмасс.

При малых габаритах подшипникового узла и небольших нагрузках применяют бессепараторные насыпные шарикоподшипники с различными формами чашки и цапфы. Точность центрирования при их использовании несколько ниже обычной и зависит от точности изготовления опорных поверхностей чашек, осей и шариков. Наиболее часто используют цилиндрическую, коническую, шаровую формы концов осей таких подшипников; им соответствуют свои формы чашек.

Различные варианты фиксации радиального подшипника на валу и в корпусе приведены на рис. 4.14, а – г. На валу подшипник крепят с помощью прижимной шайбы и винта (рис. 4.14, а), шлицевой гайки или отгибкой контровочной шайбы (рис. 4.14, б), пружинным стопорным кольцом (рис. 4.14, в, г).

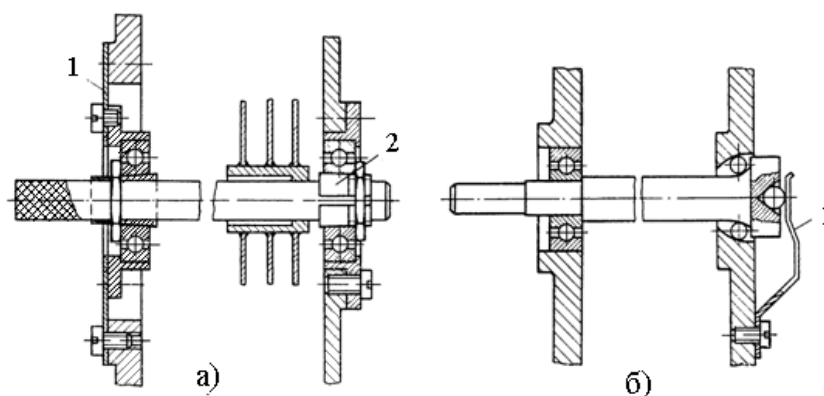
В корпусе подшипник закрепляют в специальном стакане с буртиком (рис. 4.14, а), с упором на буртик корпуса (рис. 4.14, б) или в стопорное кольцо (рис. 4.14, в) с фиксацией крышкой, а также двумя стопорными кольцами (рис. 4.14, г).

Компенсацию теплового удлинения оси на подшипниках качения, например, в конструкции конденсатора переменной емкости, осуществляют креплением одного из подшипников на пружинящей плате или мембране 1 (рис. 4.15, а), допускающих некоторое упругое смещение при температурном удлинении оси, либо перемещением одного из подшипников и поджатием оси пластинчатой пружиной 1 (рис. 4.15, б).



а – в стакан с буртиком; б – с упором на буртик; в – в стопорное кольцо с фиксацией крышкой; г – двумя стопорными кольцами

Рисунок 4.14 – Варианты фиксации радиального подшипника на валу и в корпусе



а – на пружинящей плате; б – с поджатием оси пластинчатой пружиной

Рисунок 4.15 – Конструкция опор на шарикоподшипниках

Для установки подшипников на гладкие, обычно керамические оси, не имеющие буртиков, применяют разжимные конические втулки 2 (рис. 4.15, а).

Для защиты подшипниковых узлов от загрязнения и удержания пластичной смазки применяют манжетные (рис. 4.16, а), фетровые (рис. 4.16, б) и лабиринтные (рис. 4.16, в) конструкции контактных и бесконтактных уплотнений.

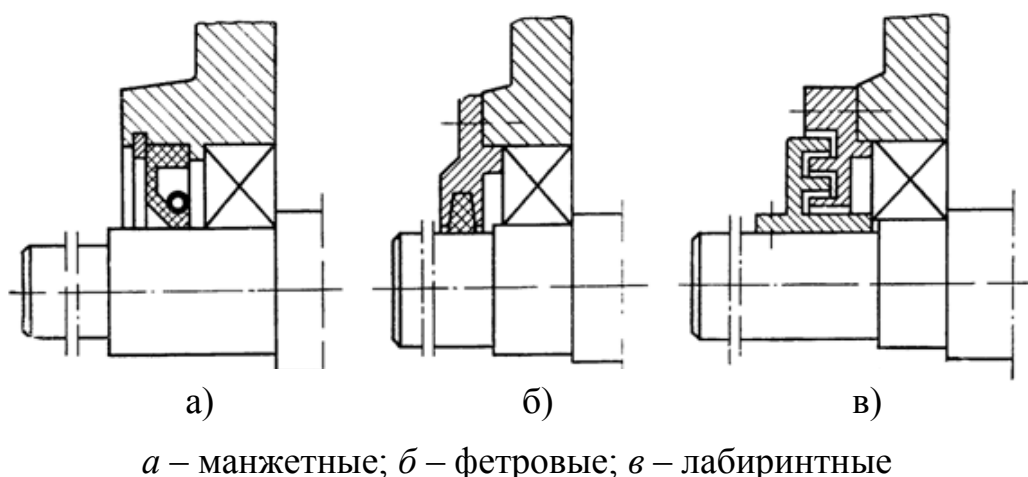


Рисунок 4.16 – Виды уплотнений подшипниковых узлов

Посадка подшипников на вал и в корпус не должна создавать больших натягов, затрудняющих относительное вращение колец.

При вращающемся вале для внутреннего кольца подшипника применяют посадку в системе отверстия с полем допуска на вал $m6$ и $k6$ при значительных и средних нагрузках, j_56 и $h6$ – при малых нагрузках.

Для сопряжения наружного кольца с корпусом используют посадку в системе вала с допуском на отверстие $H7$. При большом числе оборотов или использовании корпусов из алюминиевых или магниевых сплавов может назначаться допуск на отверстие $J7$. Для точных подшипников можно рекомендовать повышение точности посадки на один квалитет. Для правильной работы подшипников необходимо обеспечить соосность отверстий в корпусе, которая достигается их расточкой и шлифованием на одной установке.

Использование насыпных подшипников позволяет уменьшить габариты подшипникового узла, снижая при этом его долговечность.

В качестве примера, на рис. 4.17 представлены конструктивные схемы насыпных подшипников.

Насыпные шарикоподшипники применяются в тех случаях, когда под них отведено мало места или когда стандартные шарикоподшипники не удовлетворяют каким-либо конструктивным требованиям.

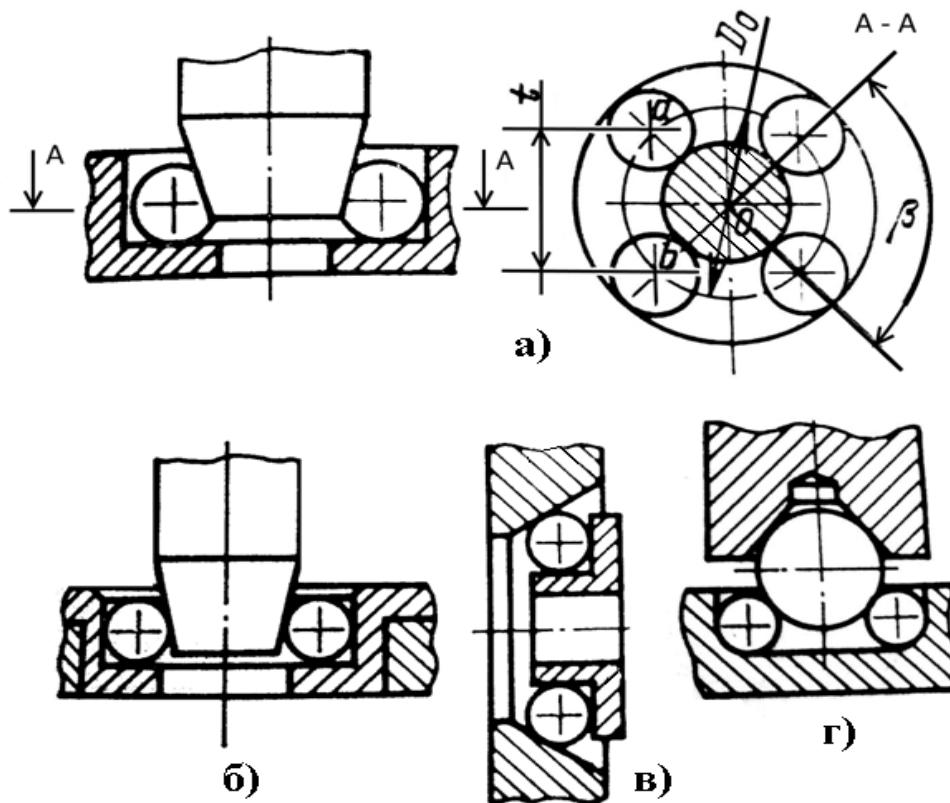


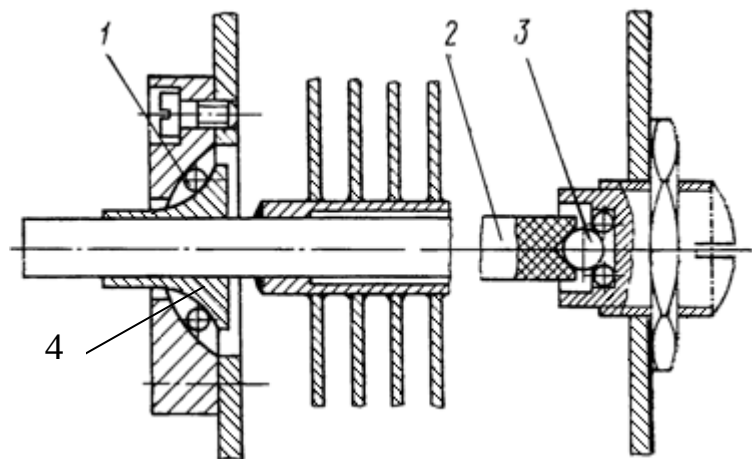
Рисунок 4.17 – Конструктивные схемы насыпных подшипников

В таких подшипниках сепаратор, внутреннее и наружные кольца отсутствуют, а поверхности качения выполняют непосредственно на оси и в корпусе механизма.

Основные типы насыпных шарикоподшипников, показанные на рис. 4.17: два типа (рис. 4.17 *а* и *г*) выполнены непосредственно в корпусе механизма, а другие два – рис. 4.17 *б* и *в* имеют специальные кольца, которые жёстко крепятся к деталям механизма

В качестве примера, на рис. 4.18 представлена конструкция оси конденсатора переменной емкости с насыпным шарикоподшипником.

Методика подбора и проверки долговечности подшипников изложена в нормативно-технической документации, в стандартах ГОСТ 18854-94 и ГОСТ 18855-94.



1 – тело качения; 2 – керамическая ось; 3 – шаровая опора;
4 – сферическая опора

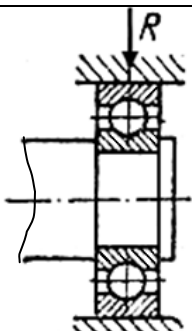
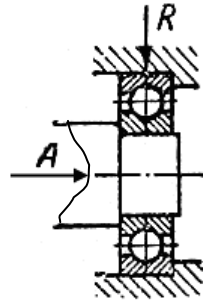
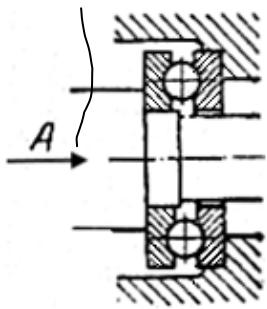
Рисунок 4.18 – Варианты крепления оси конденсатора переменной емкости с помощью насыпного подшипника качения

Под долговечностью подшипника понимают число оборотов (часов работы при заданной постоянной частоте вращения), которое подшипник должен осуществить до появления первых признаков усталости материала колец или тела качения. Расчетный срок службы подшипников – срок, в течение которого не менее 90 % из данной группы идентичных подшипников при одинаковых условиях работы должны отработать без появления признаков усталости металла.

Для некоторых типов легконагруженных приборных шарикоподшипников усталостное выкрашивание не является «предельным состоянием» и их выбраковку производят после потери точности вращения в результате абразивного износа.

Выбор проводится по коэффициенту работоспособности C . Формулы для определения необходимого значения C по радиальной R осевой A нагрузке, числу оборотов n и требуемому сроку службы h представлены в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Формулы для определения требуемого коэффициента работоспособности подшипника C и приведенной нагрузкой Q

Случай нагружения		Формулы для определения C (подшипник работает в постоянном режиме)	Формулы для определения Q (подшипник работает на переменном режиме)
Радиальные подшипники			
На подшипник действует только радиальная сила R		$C = Rk_{\sigma}k_Tk_k(nh)^{0,3}$	$Q = Rk_k$
На подшипник действует радиальная сила R и осевая A		$C = (Rk_k + mA)k_{\sigma}k_T(nh)^{0,3}$	$Q = Rk_k + mA$
Упорные подшипники			
На подшипник действует только осевая сила A		$C = Ak_{\sigma}k_T(nh)^{0,3}$	$Q = A$

В табл. 4.13 приведены следующие обозначения:

k_6 – коэффициент, учитывающий характер нагрузки на долговечность подшипника при спокойной работе равен 1; при нагружении с умеренными толчками $k_6=1,3 - 1,8$; при ударном нагружении $k_6=2 - 3$;

k_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника (при $t \leq 125$ °C $k_T=1$; при $t=125 - 250$ °C $k_T=1,05 - 1,40$);

k_k – коэффициент, учитывающий какое кольцо шарикоподшипника вращается (при вращающемся внутреннем кольце $k_k=1$, при наружном $k_k=1,2$);

m – коэффициент приведения осевой нагрузки к эквивалентной радиальной (при $R/A=1 - 2$ находится в пределах $1,5 - 3,0$).

Значение всех вышеуказанных коэффициентов и выражение $(nh)^{0,3}$ представлены в таблицах справочников.

Срок службы h выбирают в соответствии с общим сроком службы машины, механизма, прибора и устройства. По найденному значению C с учётом диаметра вала устанавливают серию (лёгкую, среднюю, тяжелую) и размер подшипника, выбранного типа по справочным таблицам.

Вопросы для самопроверки

1. Какие функции в ИРП выполняют валы?
 2. Какие функции в ИРП выполняют оси?
 3. Какие существуют различия в применении валов и осей?
 4. Из каких материалов изготавливают валы и оси?
 5. Что является основным критерием работоспособности валов и осей?
 6. Какие существуют основные виды направляющих опор?
 7. Какие виды опор скольжения Вы знаете?
 8. Назовите направляющие с трением качения?
 9. Какие виды подшипников качения Вы знаете?
 10. Что понимают под долговечностью подшипников качения?
-

4.4 Муфты, их назначение и классификация

Муфтами называют устройства, предназначены для соединения валов с целью передачи вращения без изменения скорости.

Кроме данного назначения муфты выполняют ряд других важных функций, а именно:

- компенсируют небольшие монтажные неточности в относительном расположении валов во всех направлениях – продольные, поперечные и угловые смещения (компенсирующие и др. муфты);

- допускают значительное смещение валов или подвижность их во время работы в продольном (раздвижные муфты) и поперечном (плавающие муфты) направлениях, а так же повороты осей валов относительно друг друга (шарнирные муфты);

- позволяют во время работы соединять и разъединять валы между собой и с сидящими на них деталями: при остановке и медленном вращении (кулачковые и зубчатые муфты), на холостом ходу (кулачковые и зубчатые муфты с синхронизаторами), на ходу под рабочей нагрузкой (фрикционные муфты);

- автоматически соединяют и разъединяют валы при изменении направления передачи вращения (муфты обгона) и при достижении определенного числа оборотов в минуту (центробежные муфты);

- ослабляют вредное влияние толчков и вибрации при пуске и работе машин (упругие, упруго-демпфирующие муфты и муфты скольжения);

- улучшают механическую характеристику привода на пусковом режиме, обеспечивая более плавный разгон машины и облегчая условия работы двигателя при пуске (муфты скольжения);

- позволяют изменять число оборотов в минуту за счет скольжения муфты, выполняя роль вариатора скорости (электромагнитные жидкостные, порошковые и асинхронные муфты скольжения – вихревые муфты);

- предохраняют машины от поломок при перегрузках (предохранительные муфты);

- осуществляют электрическую изоляцию валов, что желательно с точки зрения техники безопасности для муфт электродвигателей (упруго-демпфирующие муфты с неметаллическими элементами).

По назначению, конструкции и условиям работы муфты делятся на постоянные (соединительные) и сцепные (управляемые и самоуправляющиеся). Конструкции и основные параметры многих муфт регламентируются ДСТУ, ГОСТами и ОСТами.

При выборе конструкции муфты необходимо учитывать её назначение, особенности компоновки и сборки механизма или машины, величину и характер действия нагрузки и условия эксплуатации.

Постоянные муфты наиболее широко применяются в приборостроении. Они имеют определенный ряд типов конструкций:

- жесткие простые (глухие) муфты, такие как втулочные, продольно-свёртные, поперечно-свёртные;

- жесткие компенсирующие муфты (зубчатые);

- жесткие раздвижные муфты (втулочные; кулачковые);

- жесткие плавающие муфты (с промежуточным диском; с промежуточным сухарём);

- жесткие шарнирные (асинхронные) муфты (универсальные муфты, карданы);

- упругие компенсирующие муфты (с ленточной змеевидной пружиной);

- упругие демпфирующие муфты (кольцевые, с плоскими вкладышами).

Конструкции некоторых муфт постоянного типа приведены ниже.

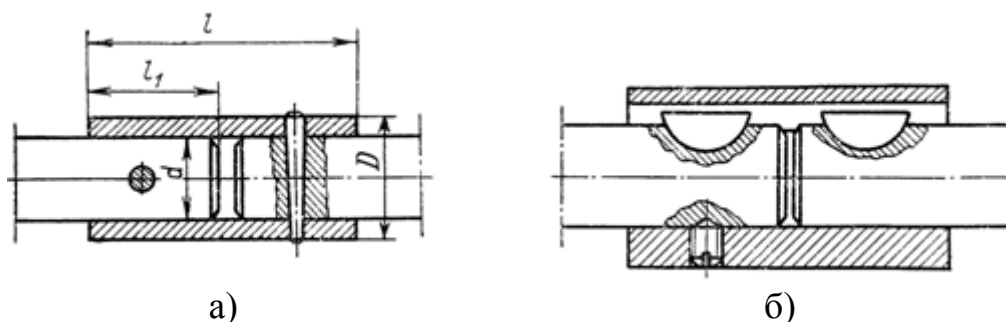
Втулочные муфты являются наиболее простыми (рис. 4.19) и используются при высокой соосности соединяемых валов и отсутствии перекоса; в противном случае возникают большие деформации и напряжения в

соединяемых валах, дополнительные нагрузки в опорах и, как следствие, их разрушение.

Соединение втулки с валами осуществляют с помощью штифтов, шпонок или шлицов.

Длина посадочной части втулки на каждом валу $l_1 = (1 - 1,5)d$, общая длина муфты $l = (2,25 - 3)d$; $D = 1,5d$.

Для соединения втулки с валом, в зависимости от погрешности соединяемых валов, применяют посадки с минимальным нулевым зазором типа H/h и переходные типы H/k по 7 – 8-му квалитетам.

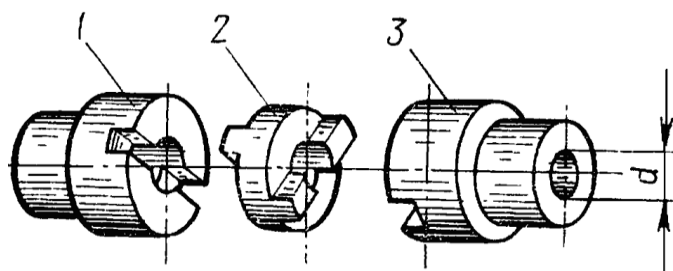


а – с креплением штифтами; б – с креплением шпонкой

Рисунок 4.19 – Конструкции втулочных муфт

Крестовые муфты (рис. 4.20) состоят из полумуфт 1, 3 и промежуточного диска (креста) 2.

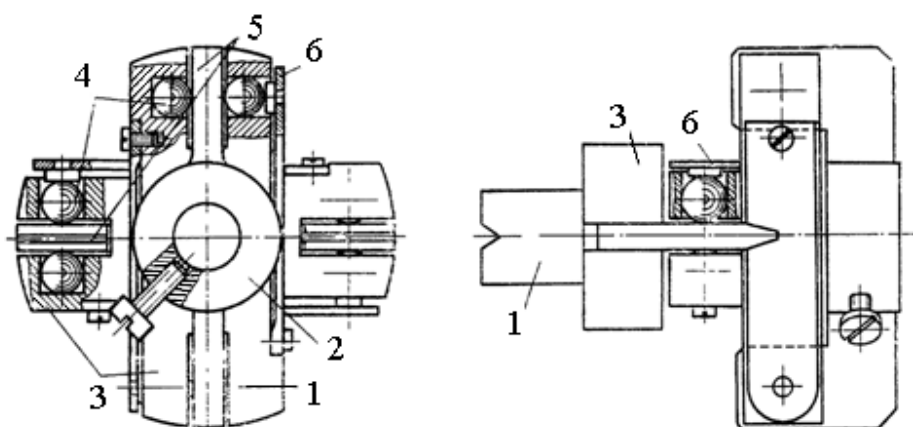
В собранной муфте диаметрально расположенные выступы креста входят в пазы полумуфт. Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать несоосность валов за счет скольжения выступов креста в пазах полумуфт. При скольжении выступов креста в пазах полумуфт возникает сила трения, снижающая КПД муфты. Для повышения КПД требуется смазка трущихся поверхностей и их точная приработка с шероховатостью по 9 – 12-му классам и посадкой типа ходовой (H/f) по 6 – 7-му квалитетам. Это позволяет применять такие муфты в малогабаритных приводах следящих систем ИРП.



1, 3 – полумуфты; 2 – промежуточный диск (крест)

Рисунок 4.20 – Конструктивная схема крестовой муфты

Для повышения КПД конструкцию муфты с трением скольжения изменяют таким образом, чтобы между ее частями вместо трения скольжения возникло трение качения. Конструкция такой практически безлюфтовой муфты приведена на рис. 4.21.



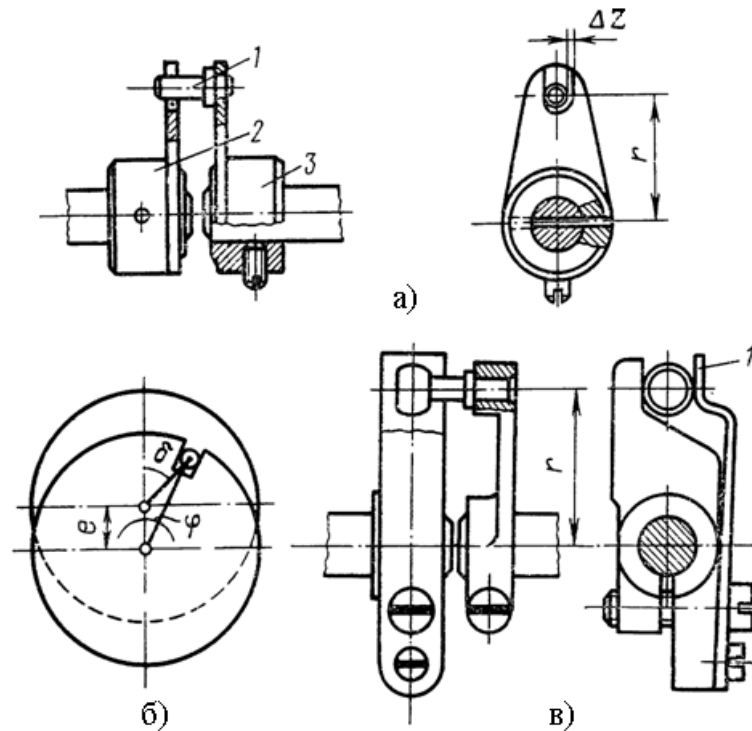
1, 2 – полумуфты; 3 – крест; 4 – шарики; 5 – выступы в виде ножей;
6 – плоские пружины

Рисунок 4.21 – Конструкция крестовой муфты с трением качения

Полумуфты 1 и 2 имеют выступы в виде ножей 5, которые входят между шариками 4 в пазы креста 3. Шарика поджимаются к ножам полумуфт

плоскими пружинами 6. Точечный контакт обеспечивает компенсацию несоосности и перекоса соединяемых валов. Усилие поджатия пружины должно быть рассчитано на передачу требуемого крутящего момента.

Поводковые муфты имеют несколько разновидностей. На рис. 4.22, а приведена конструкция однопальцевой поводковой муфты, состоящей из полумуфт 3 и 2 и пальца 1.



а – муфта однопальцевая; б – смещение межцентрового расстояния;

в – устранение зазора

Рисунок 4.22 – Конструкции поводковых муфт

Недостаток муфты – наличие мертвого хода, величина которого зависит от зазора Δz между пальцем и пазом, увеличивающимся по мере износа трущихся поверхностей паза и пальца. При расстоянии от оси до пальца r мертвый ход

$$\delta\varphi_m = \Delta z / r. \quad (4.16)$$

Несоосность соединяемых валов также вызывает ошибку в угле поворота (перемещении) ведомого вала. При несоосности e максимальная ошибка перемещения (рис. 4.22, б) возможна при $\varphi=90^\circ$ и 270° .

$$\Delta\varphi_{\max} = e/r. \quad (4.17)$$

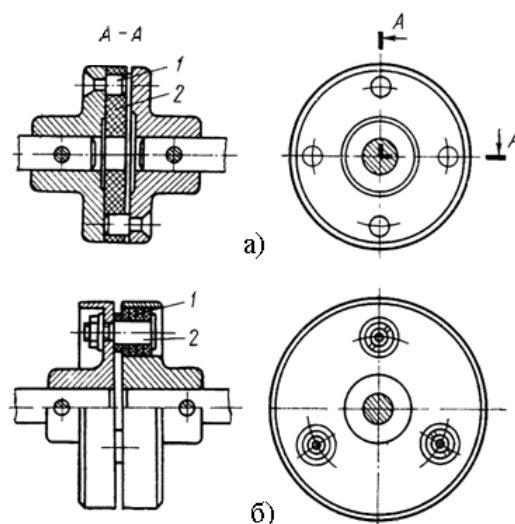
Для улучшения условий работы в муфтах применяют поводки с двумя пальцами.

Применение пружины 1, устраняющей зазор между пальцем и муфтой, позволяет уменьшить мертвый ход (рис. 4.22, в). В поводковых муфтах возможна замена трения скольжения трением качения с помощью поджима поводка к пазу через шарик (рис. 4.21).

Упругие муфты позволяют компенсировать несоосность и перекос осей валов, устраняют резонансные колебания валов при периодически изменяющейся нагрузке, снижают динамичность нагрузки. Демпфирование в этой муфте осуществляется за счет работы сил внутреннего трения, совершаемых при деформации упругих элементов. Однако наличие этой деформации ведет к погрешности в углах поворота соединяемых валов, поэтому такие муфты применяют в механизмах, допускающих рассогласование движения валов. Данные муфты используют в механизмах приводов лабораторных измерительных линий и в тех механизмах ИРП, у которых требования по точности передачи движения соединяемых валов невелики.

Широкое распространение нашли упругие пальцевые с промежуточным упругим элементом (рис. 4.23, а) и упругие втулочно-пальцевые (рис. 4.23, б) муфты.

В муфтах (рис. 4.23, а) упругий элемент 2 изготовлен в виде кольца с четырьмя отверстиями для пальцев 1.



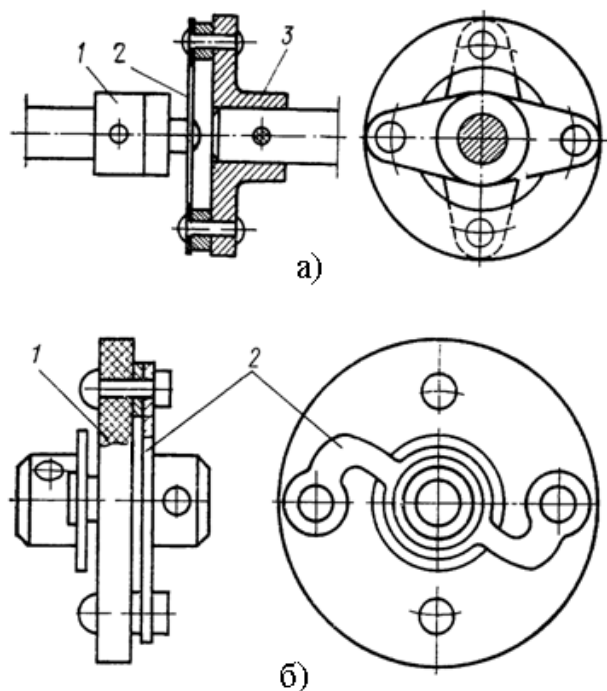
а – пальцевые с промежуточным упругим элементом;

б – втулочно-пальцевые

Рисунок 4.23 – Конструкция упругих муфт

Материал кольца – монолитная резина, текстолит, пластмасса, обеспечивающие эластичность работы муфты. В муфтах (рис.4.23, б) эластичность конструкции создается за счет использования дисков или сплошных втулок 1 из тех же упругих материалов, закрепляемых на пальцах 2; сами пальцы установлены на одной из полумуфт. Некоторые типы упругих муфт стандартизованы (ГОСТ 21424-93); их подбор осуществляют по величине передаваемого момента.

Мембранные муфты применяют для соединения валов при передаче малых моментов. Муфты позволяют осуществить передачу вращения между валами, имеющими перекос осей до $2-3^\circ$, обеспечивая при этом отсутствие мертвого хода. Конструкция мембранной муфты с одной мембраной показана на рис. 4.24, а, где момент с полумуфты 1 на полумуфту 3 передается через мембрану 2.



а – с одной мембраной; б – с двумя мембранами

Рисунок 4.24 – Конструкции мембранных муфт

Для улучшения компенсационных возможностей в муфте возможно использование двух мембран 2 с разделителем из диэлектрика 1 (рис. 4.24, б). Такую муфту используют в мощных передатчиках для соединения ручки настройки с переключателем диапазонов.

Сцепные (управляемые) муфты имеют следующие типы:

- кулачковые и зубчатые муфты;
- кулачковые и зубчатые муфты с фрикционными синхронизаторами;
- фрикционные муфты с ручным управлением (нормально разомкнутые, нормально замкнутые);
- фрикционные муфты с пневматическим и гидравлическим управлением (нормально разомкнутые, нормально замкнутые);
- фрикционные муфты с электромагнитным управлением (нормально разомкнутые);

- электромагнитные жидкостные и порошковые муфты (цилиндрические; с торцевым рабочими зазорами; для больших скоростей вращения);
- неуправляемые гидродинамические муфты;
- управляемые электромагнитные вихревые муфты;
- муфты обгона (муфты свободного хода).

В данном учебном пособии в качестве примера из сцепных муфт будут рассмотрены конструкции порошковой, управляющей и предохранительной фрикционной муфт.

С помощью управляемых сцепных муфт можно соединять или разъединять валы во время работы устройства, используя для этой цели механизм управления. Как правило, в механизмах ИРП применяют управляемые сцепные муфты с электромагнитным управлением. Предохранительные сцепные муфты служат для защиты элементов механизмов от перегрузок. В качестве таких муфт применяют фрикционные муфты, отрегулированные на передачу определенного предельного момента.

Управляемые и предохранительные фрикционные муфты обычно не компенсируют погрешностей расположения валов, поэтому необходима высокая соосность соединяемых валов. В механизмах ИРП из управляемых сцепных муфт наиболее применимы порошковые и фрикционные.

Порошковые муфты из-за их быстродействия применяют как сцепные управляемые в приводах механизмов реверса радиолокационных антенн. Время срабатывания (постоянная времени муфты) составляет $T_m = 0,05 - 0,005$ с и указывается в характеристике муфты. Конструкция бесконтактной порошковой муфты показана на рис. 4.25.

Муфта обеспечивает при подаче питания на обмотку питания катушки 2 передачу момента с шестерни 9 на зубчатое колесо 8. Шестерня 9 посажена на вал с чашкой 3, а зубчатое колесо 8 соединено с обоймой 7 и ротором 1.

Передача крутящего момента с вала 3 на шестерню 8 осуществляется путем изменения вязкости смеси 4 в зазоре A между обоймой и чашкой при

подаче питания на катушку 2. В качестве смеси в порошковых муфтах могут использовать карбонильное железо с сухим наполнителем, например, тальком. Размер частиц карбонильного железа составляет от 2 до 10 – 15 мкм. Для защиты подшипниковых узлов от попадания смеси в муфте использовано лабиринтное уплотнение 5 и магнитная ловушка 6. Передаваемый муфтой момент зависит от величины зазора Δ . Обычно $\Delta=0,5 - 2$ мм. Муфты подбирают по номинальному крутящему моменту на валу и частоте вращения вала.

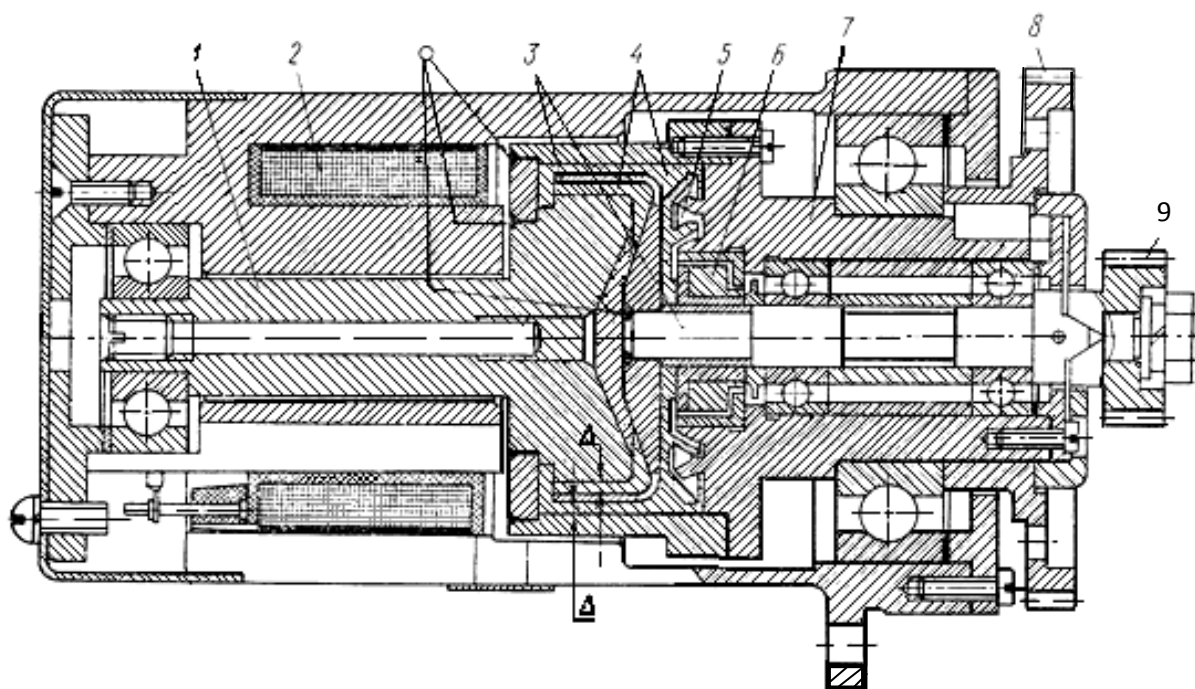


Рисунок 4.25 – Конструкция порошковой муфты

В описанных конструкциях муфт питание подается на неподвижный корпус; в контактных муфтах – на вращающуюся обмотку с помощью контактных или бесконтактных токосъемников.

Рассмотрим управляемые фрикционные муфты. Рабочие поверхности этих муфт могут иметь форму плоских дисков или дисков с небольшой конусностью. При передаче значительных моментов применяют многодисковые муфты. Конструкция муфты, состоящей из ведущего зубчатого колеса 9, связанного с ведущим диском 6, приведена на рис. 4.26.

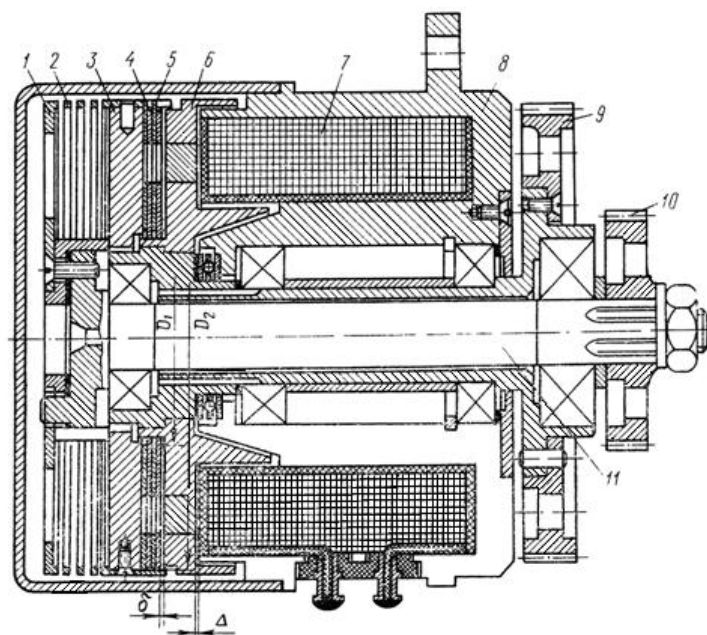


Рисунок 4.26 – Конструкция управляемой фрикционной многодисковой муфты привода самолетной радиолокационной антенны

При отсутствии питания на обмотке электромагнита 7 ведущий диск 6 из-за наличия зазоров δ и Δ по обеим его сторонам свободно вращается вместе с колесом 9. Передачу момента на ведомый диск 1 и связанное с ним валом 11 ведомое зубчатое колесо 10 осуществляют включением питания на обмотку электромагнита 7. Создаваемое магнитное поле, замыкаясь через якорь 3, перемещает его и поджимает диски. При этом зазор δ между ведущим диском 6 и фрикционными дисками 4 и 5 становится равным нулю.

Поскольку якорь 3 связан с ведомым диском 1 пружиной 2, последняя, будучи растянутой, после выключения питания возвращает якорь в исходное положение. При этом постоянный зазор $\Delta = 0,1$ мм обеспечивает свободное вращение ведущего диска 6 относительно ведомого 1. Муфта монтируется в корпусе 8, который для уменьшения потерь на нагревание имеет продольный паз. С целью обеспечения стабильности работы муфты при больших колебаниях температуры фрикционные диски работают всухую, а уменьшение величины остаточного магнетизма после снятия питания с катушек

обеспечивается применением для дисков соответствующей марки малоуглеродистой стали.

Будучи отрегулированной на передачу предельного крутящего момента, фрикционная муфта может выполнять функции предохранительного устройства.

В бортовой аппаратуре радиолокационных станций с целью обеспечения стабильной работы при колебаниях температуры от -60 до $+50$ °C и выше управляемые фрикционные муфты обычно работают без смазки. Материалом дисков муфты с электромагнитным управлением является мягкая малоуглеродистая сталь с низкой коэрцитивной силой. Для повышения износостойкости и противозадирных свойств применяют диффузионное хромирование поверхностей дисков.

Фрикционные диски можно изготавливать также из металлокерамических материалов методом порошковой металлургии. Такие материалы состоят из металлической (меди, железа, никеля, и др.), обеспечивающей прочностные свойства и отвод тепла, и неметаллической (графит, оксид кремния, асбест и т.д.) основ. Неметаллические компоненты повышают коэффициент трения и стабильность свойств при высокой температуре. Для повышения прочности на изгиб металлокерамический диск внутри имеет основу в виде прокладки из стали марки 30. Хорошее сцепление слоев обеспечивается их спеканием при температуре $720 - 740$ °C. Толщина пленки фрикционного слоя составляет примерно $0,6 - 0,8$ мм. Обычно такие диски работают без смазки и имеют коэффициент трения скольжения по стали $0,27 - 0,3$.

Предохранительные фрикционные муфты предохраняют детали механизма от поломок при перегрузках. Муфта, показанная на рис. 4.27, состоит из валика с шестерней 7, стакана 5 с зубчатым колесом 6, соединяемых шпонками 8, фрикционных дисков 4 и 3, пружины 2 и регулировочной гайки 1, с помощью которой устанавливают силу сжатия пружиной фрикционных дисков, определяющую величину предельного момента.

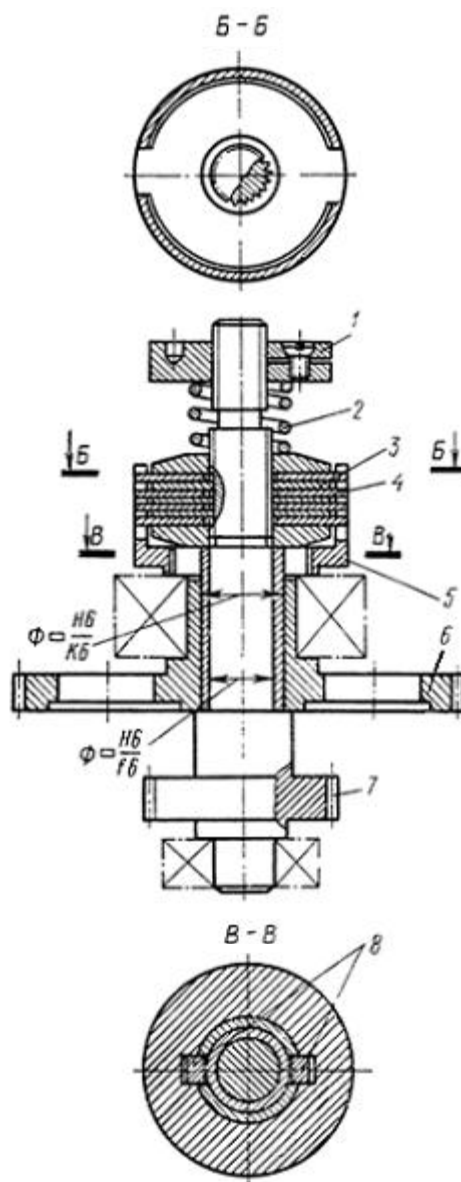


Рисунок 4.27 – Конструкция предохранительной фрикционной муфты редуктора механизма наклона радиолокационной антенны

Фрикционные диски своими выступами поочередно входят в пазы ведущего вала и стакана ведомого зубчатого колеса.

Для обеспечения стабильности предельного крутящего момента при колебаниях температуры фрикционная сцепная предохранительная муфта в бортовой аппаратуре обычно работает без смазки.

Материал сопряженных дисков – сталь, бронза и металлокерамика.

4.5 Фиксаторы и ограничители

Фиксаторы предназначены для точной установки и удержания подвижных звеньев механизма в определенном положении. Их используют в переключателях различных типов, механизмах фиксированной настройки, вычислительных устройствах и др. Различают фиксаторы с жесткой и упругой фиксацией. Жесткие фиксаторы надежно закрепляют одно звено относительно другого в заданном положении (рис. 4.28).

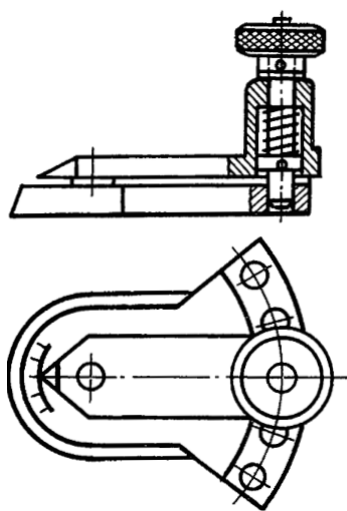
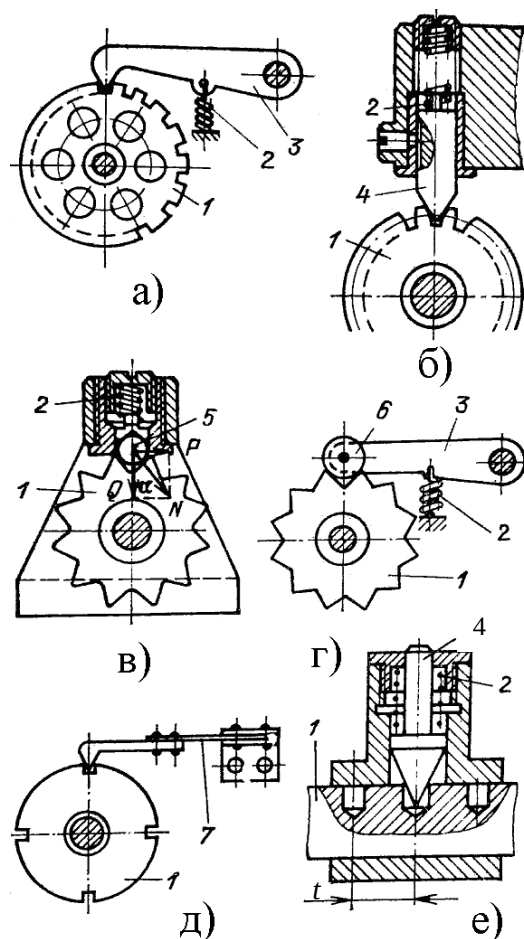


Рисунок 4.28 – Конструкции фиксатора с жесткой фиксацией

Фиксаторы с упругой фиксацией срабатывают автоматически под действием пружин и надежно удерживают фиксируемое звено в заданном положении при предусмотренных условиях эксплуатации.

Фиксаторы для вращательного движения (рис. 4.29), применяемые в ИРП, могут быть выполнены: с рычагом (рис. 4.29, а) со стойкой (рис. 4.29, б); с шариком (рис. 4.29, в); с роликом на рычаге (рис. 4.29, г); с рычагом-пружиной (рис. 4.29, д); с конусным штоком (рис. 4.29, е).



1 – подвижный элемент; 2 – пружина; 3 – рычаг; 4 – шток; 5 – шарик;
6 – ролик; 7 – рычаг-пружина

Рисунок 4.29 – Конструкции фиксаторов с вращательным движением

Фиксаторы для поступательного движения применяются реже.

Они представляют собой рейку с отверстиями и пазами, точно устанавливаемую в определенных положениях с помощью различных фиксирующих элементов (рис. 4.29, е) – рейки 1 с отверстиями под действиями пружины 2 и конусообразного штока 4 точно фиксируются с шагом S .

На рис. 4.29, в показана схема сил, действующих в упругом фиксаторе. Для вывода шарика из фиксированного положения требуется приложить к нему силу P

$$P = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (4.18)$$

где φ – угол трения между шариком и гнездом;

Q – сила давления пружины;

α – угол наклона нормали к поверхности шарика.

Рекомендуется принимать $\alpha=45-50^\circ$, $\varphi=5-8^\circ$.

Форма фиксирующих впадин оказывает влияние на быстродействие, точность и надежность работы фиксатора, а так же на его динамические свойства.

Ограничители движения (стопоры) предназначены для ограничения угла поворота звеньев механизма в заданных пределах.

Ограничители движения бывают ручные и механические; остановка движения происходит автоматически от привода. Ручные стопоры служат для закрепления звеньев механизма в требуемых положениях.

В ИРП используются чаще всего три вида механических стопоров: винтовые, дисковые и зубчатые.

На рис. 4.30 показана примерная схема конструкции винтового стопора.

Длина хода гайки L определяется из выражения

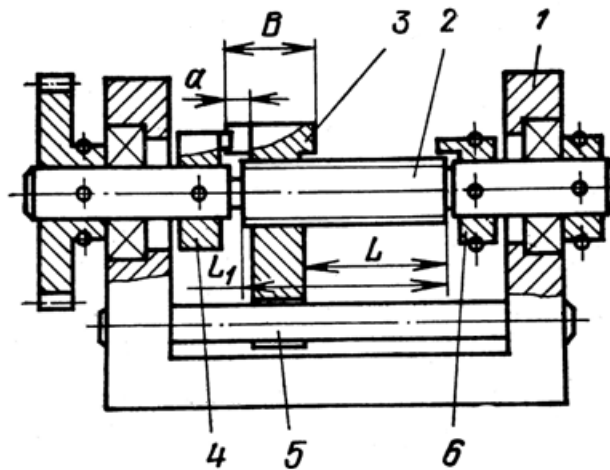
$$L = n \cdot S, \quad (4.19)$$

а длина нарезной части винта L_1 , из выражения

$$L_1 = L + B - 2a, \quad (4.20)$$

где B – ширина гайки, мм;

a – высота выступов гайки, мм.



1 – корпус; 2 – винт; 3 – гайка; 4 – упорное кольцо;
5 – направляющая планка; 6 – упорное кольцо

Рисунок 4.30 – Конструкция винтового стопора

Винтовой стопор останавливает движение винта, когда гайка 3 доходит до упора 4 или 6. Число оборотов винта n и шага резьбы S обычно задаются.

Точная регулировка оборотов винта n может осуществляться при сборке осевым перемещением и поворотом упорных колец с последующим закреплением их штифтами.

Дисковый (кулачковый) стопор (рис. 4.31) имеет набор шайб с выступами, выполненными под углом β . Кулачковые шайбы 2 сидят свободно на оси 4.

Ведущая шайба 1 в виде кольца с выступом закреплена на оси жестко. При вращении оси с ведущей шайбой 1 каждый выступ предыдущей шайбы задевает за выступ следующую шайбу и заставляет ее вращаться. При стопорении последняя шайба своим зубом упирается в зуб кулачковой втулки.

Задаваясь требуемым числом оборотов оси 4, расчёт стопора ведут по формулам

$$K = \frac{360n}{(360 + 2\beta) - 1}. \quad (4.21)$$

$$\alpha = (360 - 2\beta)K - 360(n - 1) - \beta, \quad (4.22)$$

где K – число кулачковых шайб;

β – угол выступа кулачковой и ведущей шайб, обычно равен 30° ;

α – угол выступа зуба кулачковой втулки.

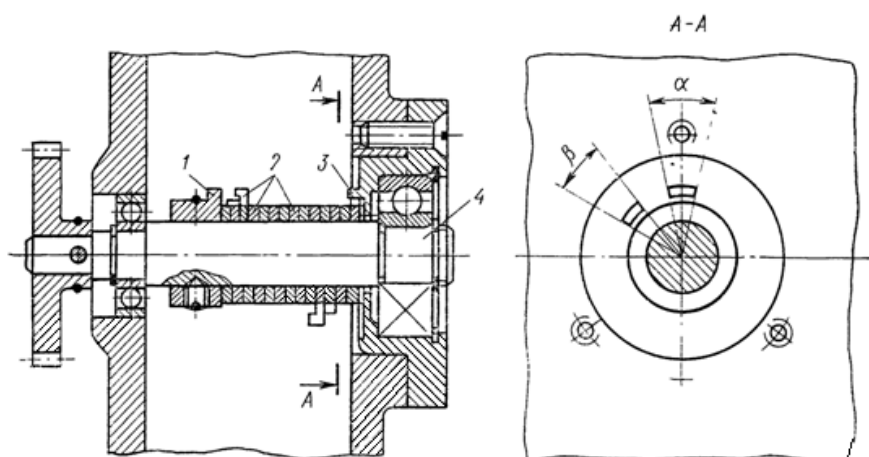


Рисунок 4.31 – Конструкция кулачкового стопора

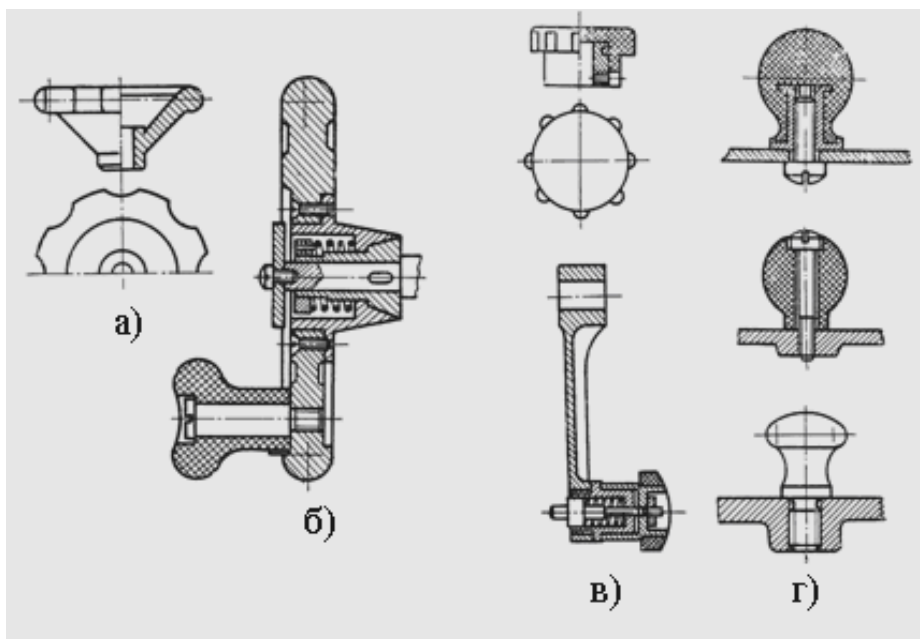
Зубчатые стопоры представляют собой конструкцию соединения двух зубчатых колес и укрепленных на них двух кулачков.

Одно из зубчатых колес называется стопорным и совершает расчетное число оборотов, другое колесо является стопорящим.

К деталям управления ИРП относятся маховички, поворотные рукоятки и ручки, предназначенные для захвата пальцами руки оператора. Типовые конструкции маховичков, представленные на рис. 4.32.

Маховички с фрикционной муфтой предохраняют ведомую цепь от поломок за счет возможности их проворачивания относительно валика.

Размеры и форма ручек и рукояток зависят от величины усилия, которое необходимо преодолеть для поворота ведомой оси с места, где установлена ручка и величины угла поворота.



а – простой маховичек, б – маховичек с фрикционной муфтой,
в – разновидность рукояток; г – разновидность ручек

Рисунок 4.32 – Конструкции маховичков, рукояток и ручек

Для удобства захвата их делают с рифленой или накатанной поверхностью, а иногда покрывают резиной. Размеры и форма рукояток нормализованы.

4.6 Упругие элементы (пружины)

Основным свойством упругих элементов (пружин) является их способность изменять размеры и форму под действием нагрузки. Характеристикой упругого элемента называется зависимость между величиной нагрузки P на элемент и величиной перемещения прогиба его определенной точки, или между углом закручивания φ и моментом M .

В зависимости от конструкции и способа нагрузки упругого элемента его характеристика может быть линейной и нелинейной (возрастающей или

затухающей). Характеристика является основным показателем свойств упругого элемента.

Пружины являются распространенными деталями, используемыми для создания усилий в сборочных единицах ИРП типа фиксаторов, муфт, в храповых механизмах, а также для виброизоляции и амортизации ударов и вибраций. По конструктивному признаку пружины подразделяют на винтовые, спиральные и плоские, а по виду деформации – на пружины растяжения, сжатия, кручения и работающие на изгиб.

На рис. 4.33 показаны конструкции упругих элементов, а на рис. 4.34 показаны два основных вида винтовых цилиндрических пружин сжатия и растяжения.

Наименьшая F_1 и наибольшая F_2 нагрузки, действующие на пружину, зависят от условий работы механизма.

Предельно допустимую нагрузку F_3 определяют при испытании, регулировании и установке пружины.

Нагрузка F_2 является расчетной. Пружины растяжения изготавливают с витками, навитыми вплотную друг к другу, что создает предварительное усилие F_0 (рис. 4.34, б). При диаметре проволоки более 5 мм наименьшая нагрузка составляет $(0,3 - 0,8)F_2$, а предельная $F_3 \approx (1,1 - 1,2)F_2$.

Рабочий ход пружины $h = H_2 - H_1$; индекс пружины $C = D/d$.

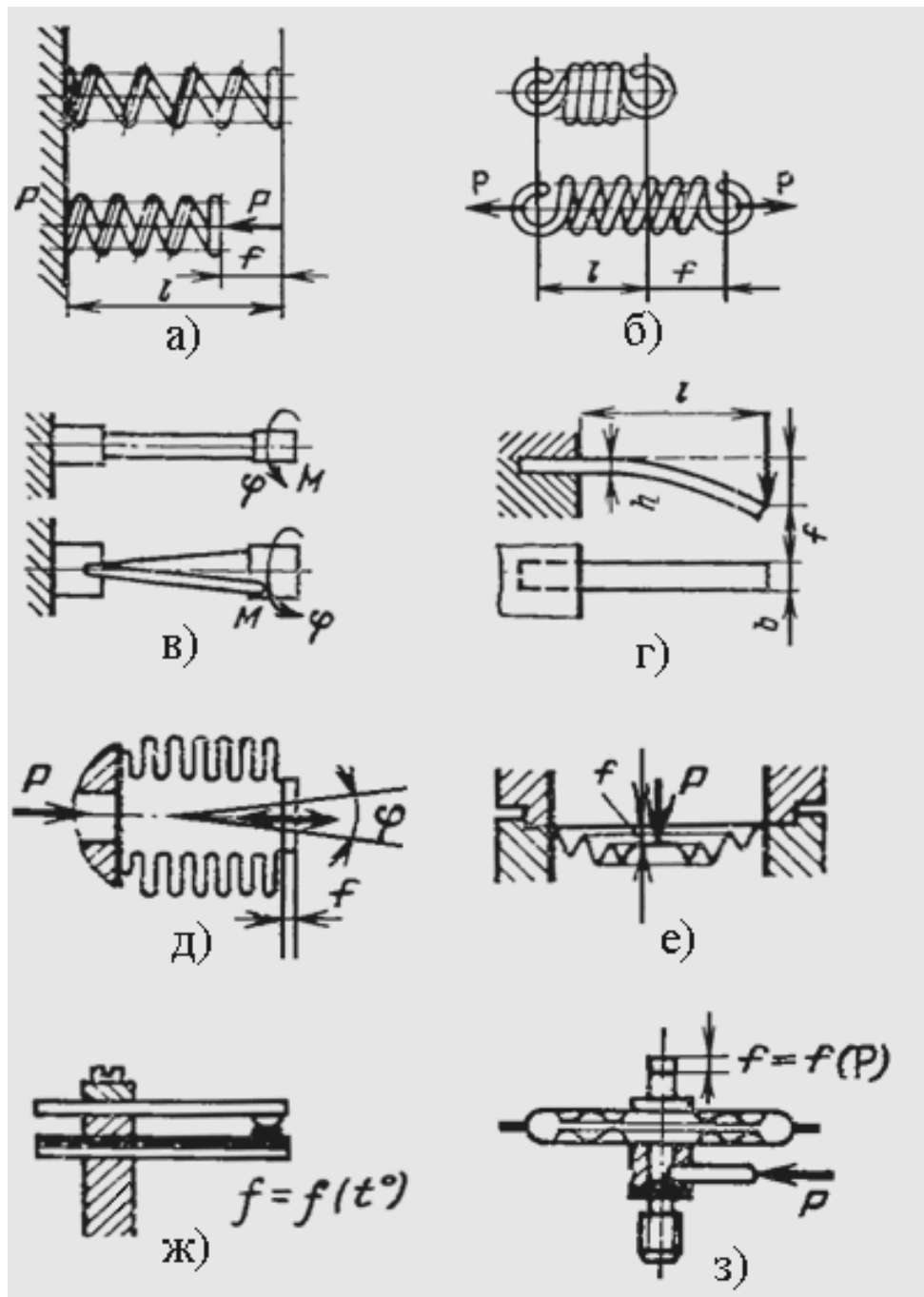
При расчете пружин растяжения и сжатия исходят из условия нагрузки проволоки пружины крутящим моментом $T_k = F_2 D/2$ (рис. 4.34, в).

Условие прочности проволоки пружины при ее работе на кручение имеет вид

$$\tau = K_b \frac{T_k}{W_p} = K_b \frac{8F_2 D}{\pi d^3} \leq [\tau_k], \quad (4.23)$$

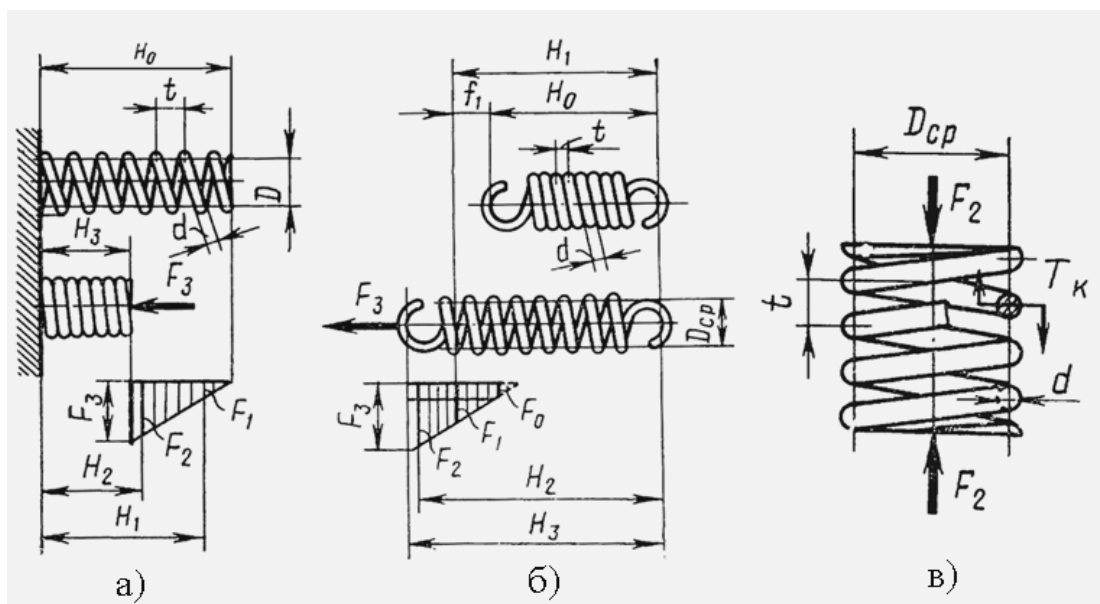
где K_b – поправочный коэффициент, учитывающий кривизну витков и увеличения напряжений на внутренней стороне витка в зависимости от величины C ;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение при кручении, зависящее от характера изменения во времени нагрузки F_2 , а также материала проволоки.



а – пружина сжатия; б – пружина растяжения; в – пружина кручения;
 г – пружины на изгиб; д – сильфоны; е – мембраны; ж – биметаллические
 (изгибающиеся при изменении температуры); з – анероидные коробки

Рисунок 4.33 – Конструкции упругих элементов



d – диаметр проволоки; D – средний диаметр пружины; t – шаг витков;
 n – рабочее число витков; H_0 – длина пружины в свободном (ненагруженном)
состоянии; а – пружина сжатия; б – пружина растяжения;
в – пружина под нагрузкой

Рисунок 4.34 – К расчету пружин сжатия и растяжения

При статической нагрузке $[\tau_k]_{II} = 0,4\sigma_b$, при пульсирующей $[\tau_k]_{II} = 0,4\sigma_b$.

Диаметр проволоки d определяем из выражения

$$d \geq \sqrt{\frac{8F_2CK_b}{\pi[\tau_k]}} \quad (4.24)$$

или, преобразовав (4.23) (записав вместо $D=cd$), диаметр проволоки можно определить из выражения

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K_b F_2 C}{[\tau_k]}}. \quad (4.25)$$

Принимают $K_b \geq 1-1,15$ при $C=16-10$; $K_b=1,18-1,25$ при $C=8-6$; $K_b=1,4$ при $C=4$.

Рекомендуется принимать $C=16-18$ при $d < 0,4$ мм; $C=12-6$ при $d = 0,4 - 2,0$ мм; $C=10-4$ при $d > 2$ мм.

Осевая деформация пружины f под действием нагрузки F_2 определяют как суммарный угол закручивания витков θ , умноженный на $D/2$

$$f = \frac{\theta D}{2} = \frac{8D^3 F_2}{Gd^4} n = f' n F_2, \quad (4.26)$$

где G – модуль сдвига;

n – рабочее число витков пружины;

$f' = 8c^3 / Gd$ – податливость одного витка, т. е. прогиб одного витка при действии единичной силы в 1 Н.

При заданной деформации f , т.е. рабочем ходе пружины

$$n = \frac{Gdf}{8c^3 F_2} = \frac{f}{f F_2}. \quad (4.27)$$

Обычно величиной f задаются при проектировании, тогда нагрузку F_2 на пружину при известной f определяем из выражения

$$F_2 = \frac{Gd^4 f}{8D^3 n}. \quad (4.28)$$

Шаг пружины растяжения $t_p = d$, а сжатия $t_c = d + f/n$.

Длина пружины сжатия в ненагруженном состоянии (рис. 4.34, а)

$$H_0 = n_0 t = n_0 (d + f/n), \quad (4.29)$$

где $n_0 = n + (1,5 \dots 2,0)$ – общее число витков.

Длина пружины растяжения в ненагруженном состоянии (рис. 4.34, б)

$$H_0 = nd + 2h_{np}, \quad (4.30)$$

где $h_{np} = (0,5...1,0)D$ – длина одного прицепа.

Длина развернутой проволоки L пружины определяют из выражения

$$L = \left(\frac{nDN}{\cos \lambda} \right) + 2L_1, \quad (4.31)$$

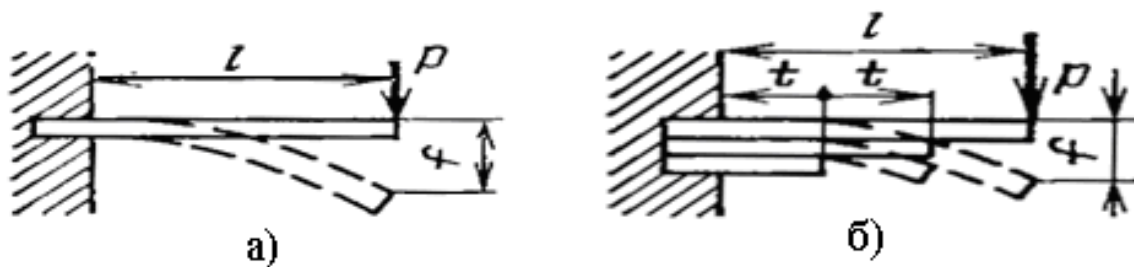
где L_1 – развернутая длина прицепа, мм;

λ – угол подъема витков $\operatorname{tg} \lambda = \frac{t}{\pi D}$;

$N=n$ – для пружин растяжения; $N=n+1,5$ – для пружин сжатия (если крайние витки сошлифованы); $N=n+2$ (если крайние витки подогнуты и сошлифованы).

Прямые пружины, работающие на изгиб, имеют прямоугольное сечение, реже круглое. Для консольных пружин, показанных на рис. 4.35, (а) шириной b и толщиной h , максимальные усилия нагружения определяют из выражения

$$P_{\max} = \frac{bh^2[\sigma]_{\text{и}}}{6l}. \quad (4.32)$$



а – консольные; б – прямые наборные

Рисунок 4.35 – Конструкция схемы прямых пружин

Величина прогиба f

$$f = \frac{2l^2[\sigma]_{\text{и}}}{3hE}, \quad (4.33)$$

где $[\sigma]_{\text{и}}$ – допускаемое напряжение изгиба.

Для круглого сечения

$$P_{\text{max}} = \frac{\pi d^3[\sigma]_{\text{и}}}{32l}; \quad (4.34)$$

$$f = \frac{2l^2[\sigma]_{\text{и}}}{3dE}. \quad (4.35)$$

Прямые наборные пружины (рис. 4.35, б) применяются в тех случаях, когда нельзя получить требуемую силу P путем увеличения ширины b . В данном случае увеличивают количество пружин до размера Z при этом

$$P_{\text{max}} = \frac{Zbh^2[\sigma]_{\text{и}}}{\sigma l}; \quad (4.36)$$

$$f = \frac{l^2[\sigma]_{\text{и}}}{ZhE}. \quad (4.37)$$

Величина вылета последующей пружины относительно предыдущей равна $t=l/Z$.

В приборостроении часто применяют биметаллические прямые пружины, которые деформируются при изменении температуры. Такие пружины изготавливают из двух тонких металлических пластинок толщиной h_1 и h_2 с

различными коэффициентами линейного расширения α_1 и α_2 . Для изготовления пружин используют термобиметаллы ТБ-1, ТБ-2, ТБ-3, ТБ-5, ТБ-6, ТБ-7 и др.

При нагревании пружина изгибается в сторону пластины с меньшим коэффициентом расширения. Для получения наибольшей чувствительности необходимо соблюдать условие $h_1/h_2 = \sqrt{E_2/E_1}$.

На рис. 4.36 показана схема работы биметаллической пружины.

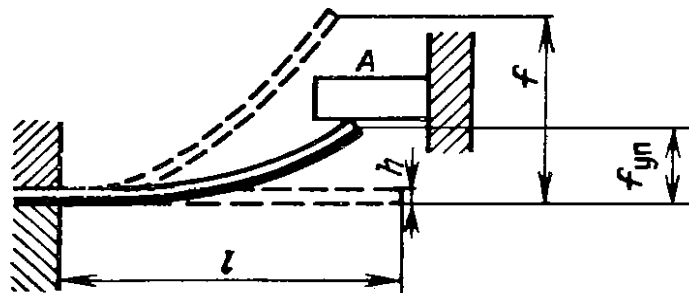


Рисунок 4.36 –Схема работы биметаллической пружины

Наибольший прогиб консольной биметаллической пружины определяют из выражения

$$f = 0,75 \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{h_1 + h_2} l^2 (t_1 - t_2). \quad (4.38)$$

Сила P , которая создаётся биметаллической пружиной, нажимающей на упор А, определяют из выражения

$$P = \frac{(E_1 + E_2) b h^3}{8 l^3} (f - f_{\text{уп}}), \quad (4.39)$$

где $h = h_1 + h_2$ – толщина пружины;

$f_{\text{уп}}$ – прогиб пружины при наличии упора.

Следовательно, величина силы P может изменяться путём регулирования положения упора.

Пружины кручения применяют в механизмах ИРП для получения возвратно-поступательного перемещения. Пружины устанавливают на цилиндрическую оправку с небольшим зазором для свободного поворота витков пружины. Один конец пружины неподвижный, а другой – подвижный, который нагружается силой F , величина которой зависит от угла отгиба φ .

Конструктивная схема пружин кручения представлена на рис. 4.37. Допустимый угол закручивания пружины $[\varphi]$ определяют из условия устойчивости пружины: при числе витков $n=1$ угол $[\varphi]=123^\circ$, при $n=3$ угол $[\varphi]=162^\circ$.

Рабочий момент $T_2=F_2a$ и угол закручивания $\varphi_2 < [\varphi]$ зависят от условий работы пружины. Наименьший рабочий момент T_1 и предельный момент T_3 берут из соотношений: $T_1 = (0,3 \div 0,8)T_2$; $T_3 = (1,1 \div 1,2)T_2$.

При работе проволоки на изгиб моментом T_2 диаметр проволоки

$$d = \sqrt{\frac{32T_2K_B}{\pi[\sigma]_{\text{и}}}} \approx \sqrt{\frac{T_2K_B}{0,1[\sigma]_{\text{и}}}}. \quad (4.40)$$

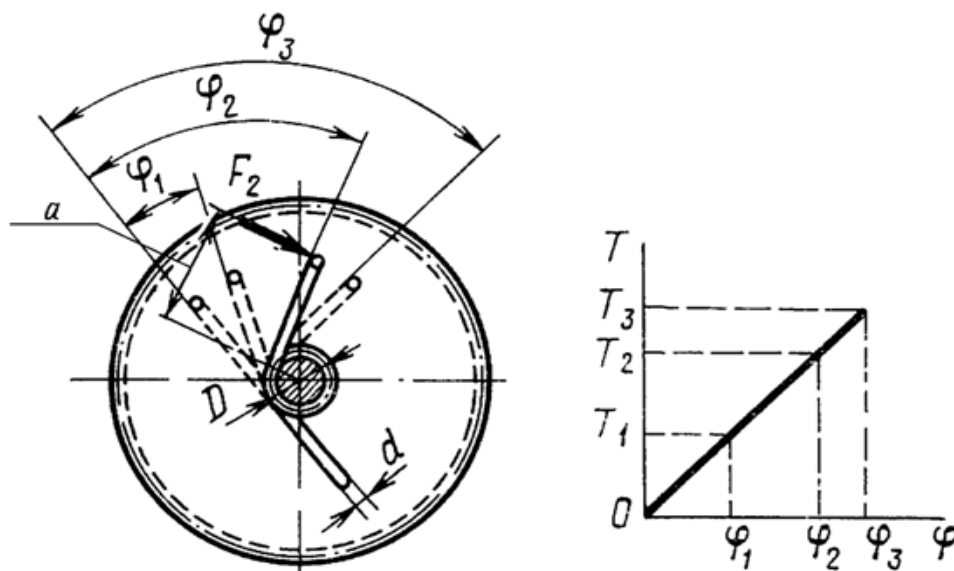


Рисунок 4.37 – Конструктивная схема пружин кручения

При статической нагрузке $[\sigma]_{\text{н}} = 0,5\sigma_{\text{в}}$, при пульсирующей $[\sigma]_{\text{н}} = 0,33\sigma_{\text{в}}$.

К упругим элементам также относятся мембраны, которые бывают плоские, хлопающие и гофрированные металлические. Плоские мембраны имеют низкую чувствительность, т. к. их прочность ограничивается малыми упругими деформациями растяжения. Хлопающие мембраны имеют форму сферического купола. При определённой величине нагрузки, действующей на выпуклую сторону, мембрана резко меняет прогиб (хлопает). Гофрированные мембраны имеют концентричные волнообразные складки – гофры. Характеристика мембраны зависит от материала, размеров, профиля гофров. Данные мембраны обладают значительно большей чувствительностью, чем плоские. Материалом для мембран служат нержавеющие стали и сплавы 36ХНТ10; ЭИ702; бронзы БрОФ6,5-0,4; БрБ2,5; БрНТ1,9; нейзильбер НМц65-20 и др. Материалами для неметаллических мембран служат резина, прорезиненный шёлк и кожа.

Материал для пружин различной конструктивной формы и вида деформации является основным фактором их надёжной работы. Требования, предъявляемые к материалу пружин, зависят от их назначения. Пружины должны обладать упругими свойствами, значительной прочностью, способностью к большим деформациям. При изготовлении ИРП применяют пружины из стали (холоднотянутые проволоки или ленты), подвергающиеся термической обработке. Пружины холодной навивки из обожжённой стали подвергаются закалке и отпуску.

Для пружин с диаметром проволоки от 0,14 до 8,0 мм, навиваемых в холодном состоянии, используют материал согласно (ГОСТ 9389-75) углеродистая пружинная сталь; стальную пружинную термически обработанную после навивки (ГОСТ 1048-79) диаметром от 1,2 до 5,5 мм. Для изготовления плоских и спиральных пружин применяют стальную термообработанную ленту (ГОСТ 21996-76) толщиной от 0,08 мм до 1,5 мм и

шириной от 1,6 до 80 мм и ленту из бронз марок БрОФ6,5-0,15; БрОЦА-3; БрМцЗ-1; Бр-Б2.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Для каких целей предназначены муфты при изготовлении ИРП?
 2. Какие типы жестких муфт Вы знаете?
 3. Какие виды упругих муфт Вы знаете и в чем их преимущества по сравнению с жесткими?
 4. Какие типы сцепных муфт Вы знаете?
 5. В каких случаях находят применение фиксаторы и ограничители при изготовлении ИРП?
 6. Какие детали относятся к упругим элементам, и каковы их основные свойства?
 7. Начертите два основных вида цилиндрических пружин сжатия и растяжения.
 8. Изложите методику расчета на прочность цилиндрических винтовых пружин растяжения-сжатия.
 9. Опишите принцип работы прямых пружин и применяемость биметаллических при изготовлении ИРП?
 10. Какие виды пружин применяются в ИРП для получения возвратно-поступательного перемещения?
-

4.7 Соединения деталей и сборочных единиц ИРП

Технологический процесс сборки изделий радиоэлектронного приборостроения связан с выполнением большого количества различного рода соединений.

Все возможные виды соединений можно условно разделить на подвижные и неподвижные.

Подвижные обеспечивают перемещение одного элемента конструкции относительно другого в заданных пределах.

Неподвижные соединения обеспечивают постоянство взаимного расположения элементов конструкции, которые соединяются. Эти две группы соединений, в свою очередь, разделяются на разъемные и неразъемные.

Неразъемные соединения не рассчитаны на разборку частей конструкции и не могут быть разобраны без поломки хотя бы одной из деталей, которые соединяются.

Разъемные соединения могут быть разобраны без поломки соединенных деталей.

Таким образом, все соединения, участвующее в сборке изделий, можно разделить на такие группы: подвижные неразъемные; неподвижные разъемные; подвижные разъемные; подвижные неразъемные.

Механическая сборка и её физическая сущность подробно описаны в работе [29]. Анализ технологических процессов сборки изделий показал примерное процентное соотношение различных видов неподвижных соединений, представленных на рис. 4.38.

Неподвижные разъемные соединения выполняют винтами, болтами, шпильками, прессовыми насадками, штифтами, шплинтами и др.

Неподвижные неразъемные соединения выполняют различными видами пайки и сварки, развальцовкой и заклепкой и др.

Разъемные соединения являются более технологичными, как с точки зрения изготовления, так и эксплуатации.

Подвижные разъемные и неразъемные соединения обеспечиваются, в основном, различными видами посадок по цилиндрическим, коническим, сферическим, винтовым и плоским поверхностям.

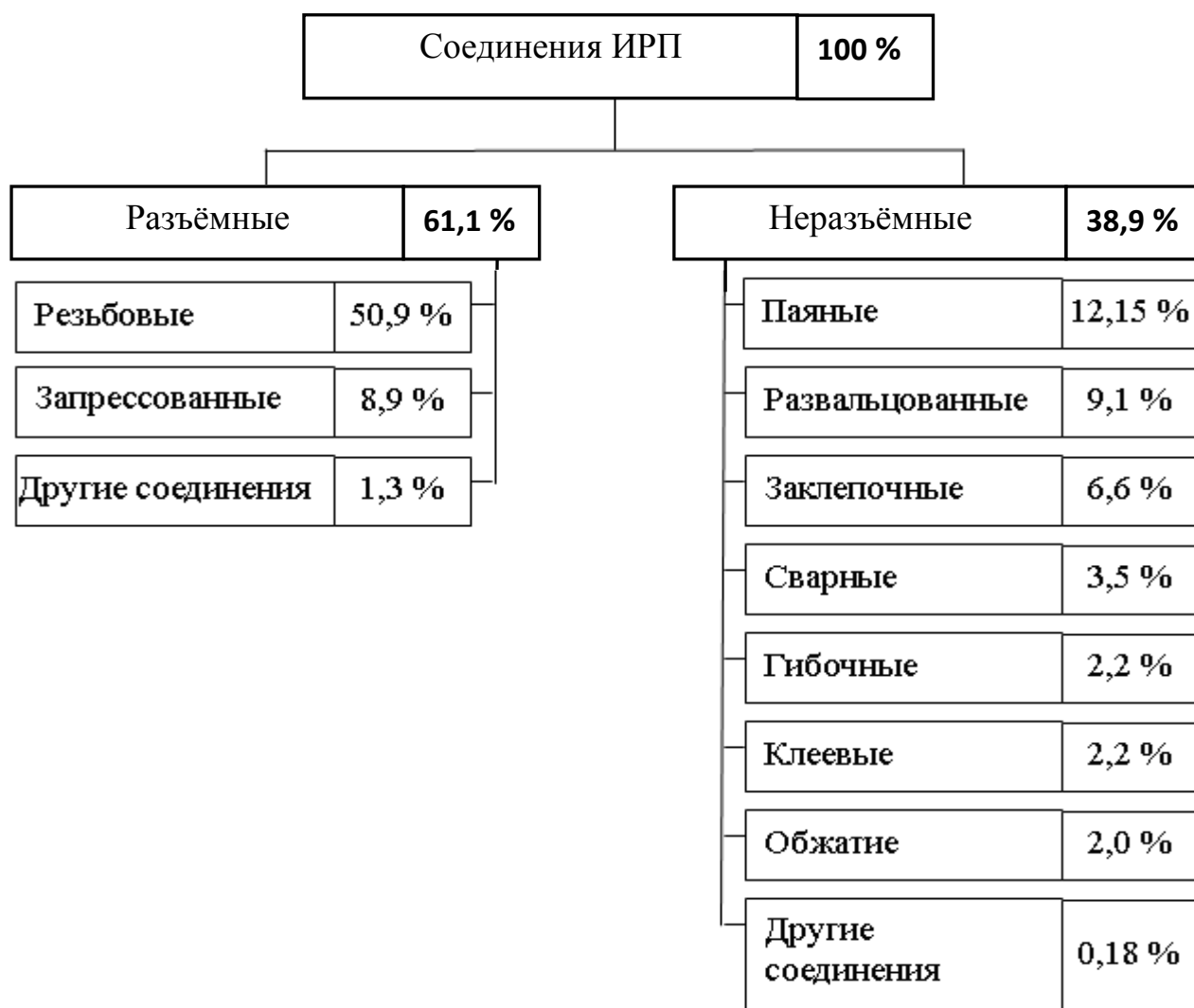


Рисунок 4.38 – Классификация неподвижных соединений

4.7.1 Разъемные соединения

Разъемные соединения позволяют многократно соединять и разъединять механические детали конструкции без повреждения ее элементов.

Требования к разъемным соединениям сводятся к обеспечению прочности, надежности, долговечности и удобства эксплуатации.

Резьбовые соединения являются самыми распространенными, их достоинствами являются простота и удобство сборки, взаимозаменяемость, широкая номенклатура резьбовых деталей, невысокая стоимость и др.

По конструктивным формам резьбовые соединения можно разделить на болтовые соединения, соединения шпилькой и винтом. Символы и обозначения размеров представлены в ДСТУ ISO 225-2001.

Болтовое соединение состоит из болта, гайки, шайбы и соединяемых деталей (рис. 4.39).

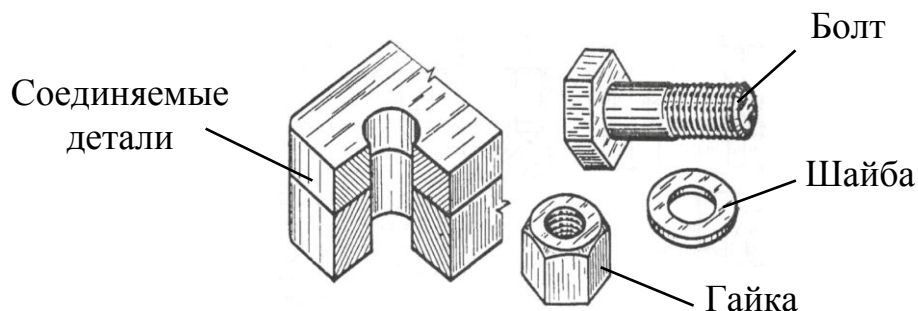


Рисунок 4.39 – Общий вид болтового соединения

В соединяемых деталях сверлят отверстие для болта ДСТУ ISO 273-2005. Диаметр отверстия под крепёжные изделия выбирают немного большим, чем номинальные диаметры крепежных изделий, для обеспечения свободной сборки при заданной точности. Эти диаметры регламентируются ГОСТ 11284-2008.

Конструкция болтового соединения приведена на рис. 4.40.

В конструкторской и технологической практике детали болтового соединения выполняют по условным относительным размерам, рассчитываемым в зависимости от диаметра болта d , параметры болтовых соединений определяются: $d_0=1,1d$; $d_1=0,85d$; $D=2d$; $D_{\text{ш}}=2,2d$; $H=0,8d$; $h=0,7d$; $S=0,15d$; $C=0,1d$; $l_0=2d+6\text{мм}$; $k=(0,3 - 0,5)d$; $R=1,5d$; $r=d$; длина болта $l=H_1+H_2+H+k+S_1$.

Расчетную длину болта округляют до ближайшего большего числа ряда соответствующего стандарта.

Соединение шпилькой применяют тогда, когда одна из соединяемых деталей имеет большую толщину. Такое соединение выполняют с помощью шпильки, шайбы и гайки. В одной из деталей сверлят глухое отверстие диаметром $0,85d$, где d – номинальный диаметр шпильки, и нарезают резьбу.

Шпильку посадочным концом завинчивают в резьбовое отверстие и на другой конец свободно надевают вторую соединяемую деталь с отверстием под шпильку. Сверху детали на шпильку надевают шайбу и навинчивают гайку.

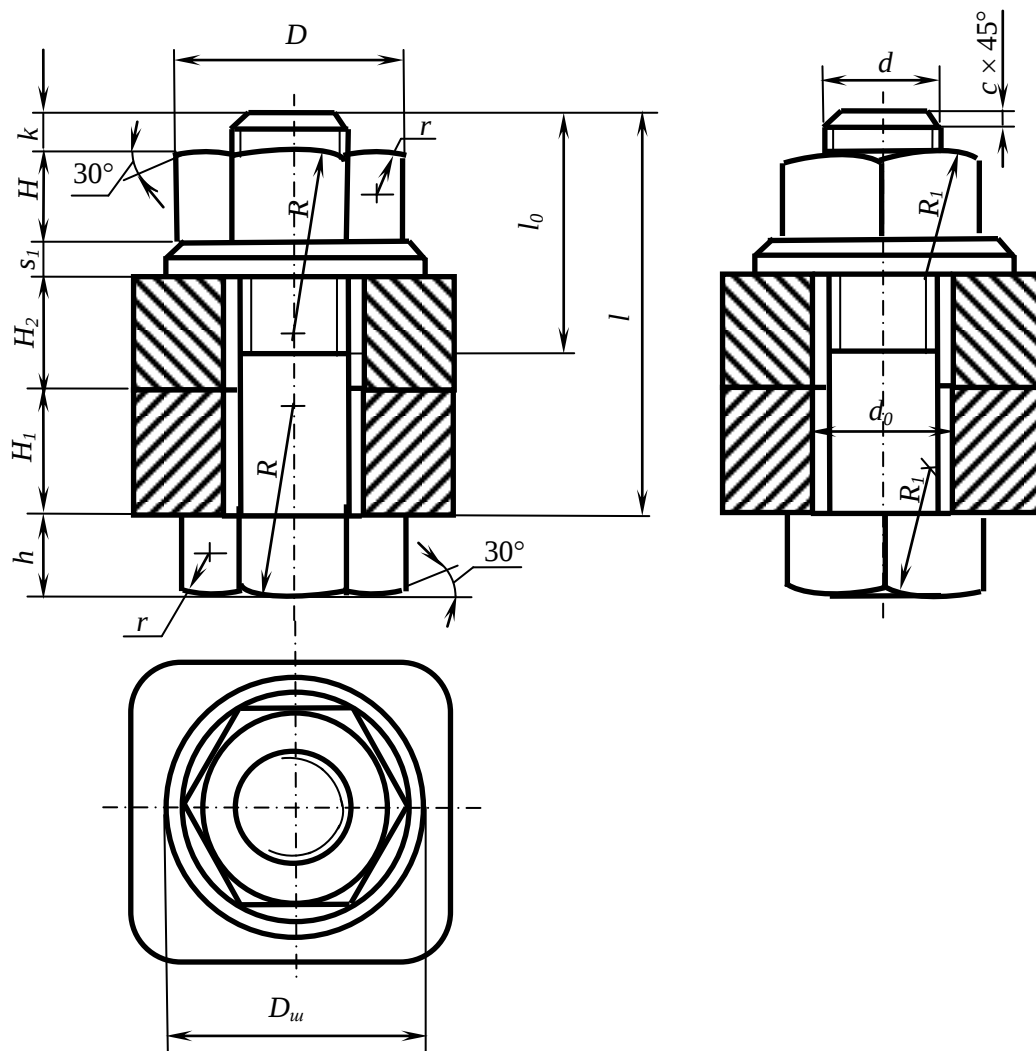


Рисунок 4.40 – Конструкция болтового соединения

Для расчета конструктивного изображения используют те же соотношения, что и для болтового соединения. Длина шпильки $L=H_1+S+H+k+l_1$, значение которой округляют до ближайшего большего числа ряда соответствующего стандарта или до числа кратного 5.

Разница между длиной посадочного конца и глубиной посадочного отверстия принимается $l_2=0,5d$.

На рис. 4.41 приведено конструктивное изображение соединения шпилькой.

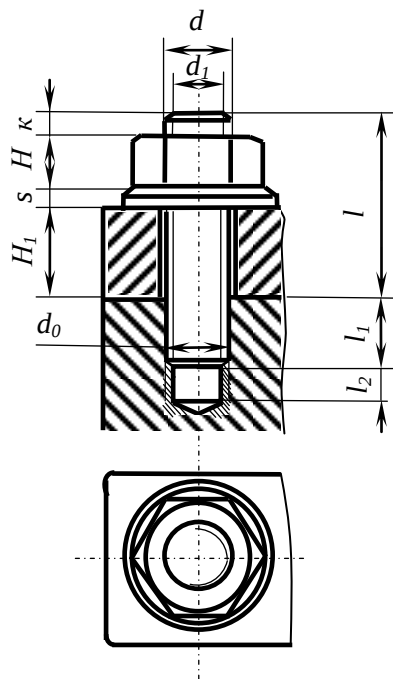


Рисунок 4.41 – Конструкция соединения шпилькой

Для предотвращения самоотвинчивания гайки в соединении шпилькой или болтом используются прорезные или корончатые гайки и пружинные шайбы.

Гайки зашплинтовывают.

Винтовое соединение состоит из винта и соединяемых деталей. В одной из деталей сверлят глухое или сквозное отверстие и нарезают в ней резьбу. Если применяют винты с потайной головкой, делают зенкерование под головку винта.

В отверстие присоединяемой детали вставляют винт и закручивают в резьбовое отверстие первой детали до соединения деталей.

На рис. 4.42 приведены конструктивные изображения наиболее распространенных винтовых соединений с расчетными соотношениями, в зависимости от диаметра винта.

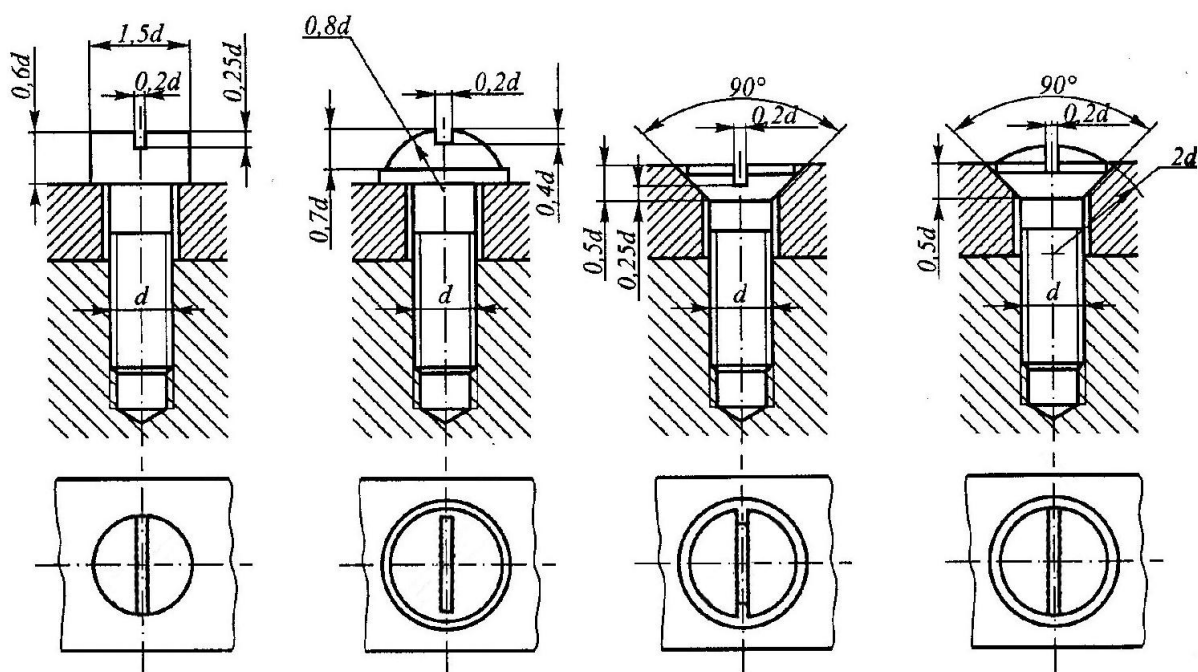


Рисунок 4.42 – Конструкции винтовых соединений

Класс точности, технические условия и другие требования к винтам приведены в ДСТУ ISO 1207:2009; ДСТУ ISO 1478:2007; ДСТУ ISO 2009:2008.

Резьбовые соединения подразделяют на крепежные и специальные. Крепежные резьбы – это метрическая, дюймовая, трубная и коническая. Последние две в приборостроении применяются редко. Метрическая крепежная резьба является основной крепежной резьбой, профиль которой выбирают по ГОСТ 9484-2003, а допуски и посадки по ГОСТ 17711-93, общие положения по ДСТУ ISO 261-2005; определение размеров метрических резьб, болтов, винтов, гаек по ДСТУ ISO 262-2005.

Угол профиля резьбы $\alpha=60^{\circ}$.

Дюймовую крепёжную резьбу применяют для замены деталей машин и приборов, импортированных из стран (зарубежных), в которых принята дюймовая система мер. Угол профиля резьбы $\alpha=55^{\circ}$.

К специальным резьбам относятся прямоугольная, трапецеидальная и упорная. Эти резьбы обычно используются в передаточных механизмах.

Материалы для болтов, винтов, шпилек и гаек выбирают в зависимости от их назначения и условий работы.

Основными параметрами, обеспечивающими качество соединения, являются усилие затягивания.

При соединении болтом или винтом момент затяжки определяется их прочностью на растяжение.

При завинчивании резьбы в упор момент затяжки определяется прочностью тела винта на кручение.

Если резьбовое соединение имеет небольшое количество витков, которые соединяются, то момент затяжки ограничивается прочностью винта или гайки на срез.

Момент затяжки для различных условий соединений определяется следующими формулами

$$M_{\text{сжат}} = 0,6\sigma_T \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{в}} \cdot d_0^3(0,03 + K\mu), \quad (4.41)$$

где $M_{\text{сжат}}$ – момент затяжки при соединении болтом или винтом, $H \cdot \text{мм}$;

σ_T – предел текучести материала;

$K_{\text{п}}$ – коэффициент приведенной прочности;

$K_{\text{в}}$ – коэффициент использования прочности материала, равный 0,4 – 0,5 для соединений, которые часто разбираются, и 0,7 – 0,8 для соединений, которые не разбираются;

d_0 – диаметр стержня болта (винта) в опасном сечении, мм ;

K – коэффициент, который зависит от конструкции соединения, равный 1,2 для винтов с круглой и цилиндрической головкой; 1,35 для винтов с полупотайной головкой; 1,65 для винтов с потайной головкой;

μ – коэффициент трения.

Во время работы на кручение

$$M_{\text{сжат}} = 0,073 \sigma_T \cdot K_a \cdot d_0^3. \quad (4.42)$$

Во время работы на срез

$$M_{\text{затяж}} = 1,54 \frac{H}{d_0} \sigma_m \cdot K_s \cdot d_0^3 (0,03 + K_\mu), \quad (4.43)$$

где H – высота гайки, мм.

Условие прочности стержня болта по допустимым напряжениям, имеют вид

$$\tau_0 = \frac{4F_{\text{среза}}}{\pi d_c^2} \leq [\tau_c], \quad (4.44)$$

где $[\tau_c]$ – допустимое напряжение на срез, равное $(0,2 - 0,3) \sigma_T$, МПа;

$F_{\text{среза}}$ – сила среза, Н;

d_c – диаметр стержня болта, мм.

В большинстве случаев резьбовые соединения являются предварительно затянутыми для предупреждения раскрытия стыка и обеспечения необходимой плотности соединения.

Номинальный диаметр резьбы определяют из условий прочности винта или из конструктивных соображений.

Штифтовые соединения (рис. 4.43), применяют для точной фиксации взаимного положения деталей, которые соединяются, ограничения перемещения одной детали относительно другой, как упоры, ограничители вращения валиков и т. п.

Для точных соединений наиболее пригодными являются цилиндрические штифты, при условии, что их диаметры и диаметры отверстий выполнены с точностью, которая обеспечивает посадку с необходимым натягом.

Надежное соединение можно получить при использовании конических штифтов, которые позволяют получать плотные беззазорные соединения изделий.

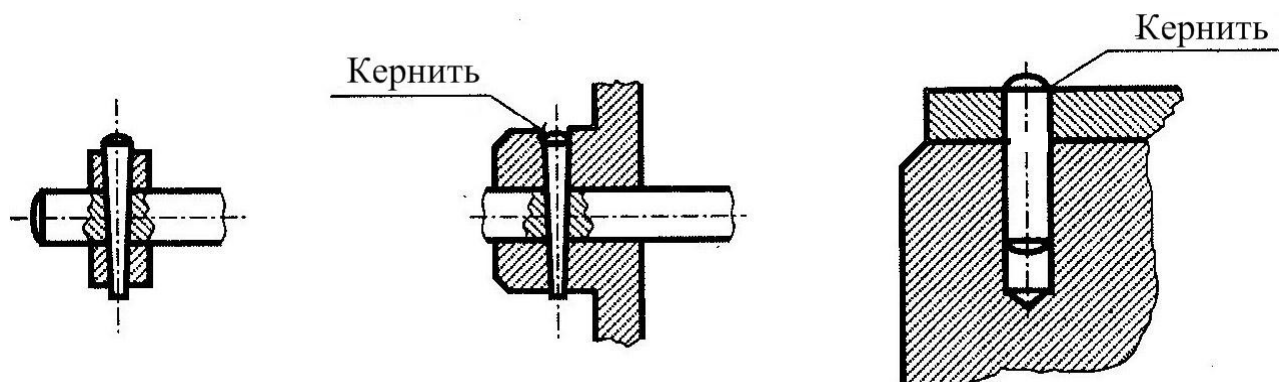


Рисунок 4.43 – Виды штифтовых соединений

Для соединений, на которые не влияют большие усилия на срез (в основном все штифтовые соединения работают на срез), применяют простые трубчатые разрезные штифты, которые изготавливаются из упругой листовой стали.

Диаметр отверстия для таких штифтов должен быть на 15 – 20% меньше внешнего диаметра штифта.

Предотвращение штифтов от выпадения осуществляют кернением в двух-трех точках по диаметру выступающей части штифта, специальными упругими кольцами, изготовленными из прутка диаметром 0,5 – 0,8 мм.

Для получения плотного беззазорного соединения обе детали одновременно рассверливаются, и в полученные отверстия вставляют штифт. Целиком штифт вставляют на свое место ударами ручного молотка или давлением по оси штифта на соответствующем устройстве (при автоматической сборке).

При автоматической сборке для исключения выпадения штифтов в процессе работы целесообразно применять вальцевание, штифты с нарезными канавками, резьбовые, штифты с разводными концами (рис. 4.44).

Основные типы штифтов стандартизованы. Их изготавливают из углеродистых сталей 30, 45, 50 и др.

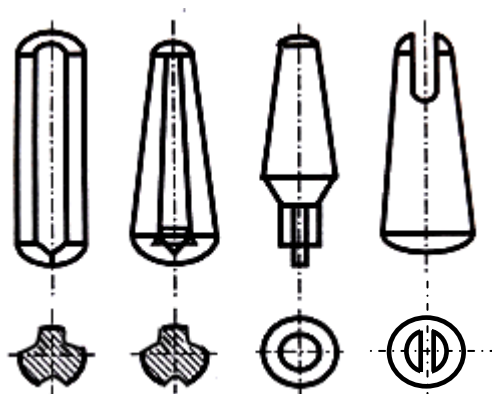


Рисунок 4.44 – Формы выполнения штифтов

По характеру работы штифтовые соединения подобны заклепочным (работают на срез и смятие). Для расчета соединения используют те же зависимости.

Условие прочности при срезе радиального штифта

$$\tau = \frac{4F}{iA_c} \leq [\tau_c], \quad (4.45)$$

где F – сила среза (осевая или окружная), H ;

i – количество поверхностей среза;

A_c – площадь штифта при срезе;

$[\tau_c]$ – допустимое напряжение на срез, $[\tau_c] = 70 - 80 \text{ МПа}$.

Условие прочности при смятии

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (4.46)$$

где A_{cm} – площадь поверхности смятия штифта;

$[\sigma_{cm}]$ – допустимое напряжение на смятие, $[\sigma_{cm}] = 200 - 300 \text{ МПа}$

Шпоночные соединения – это неподвижное соединение шкива, зубчатого колеса, маховика с валом или другой деталью с помощью шпонки.

Элементами шпоночного соединения являются вал, колесо, шпонка (рис. 4.45).

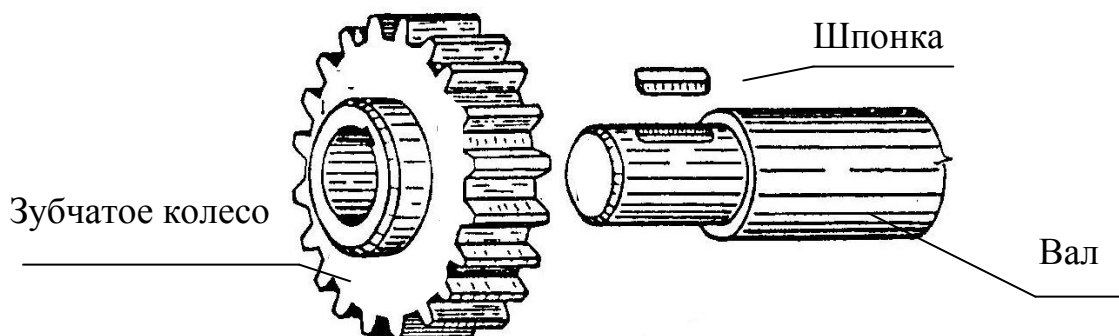


Рисунок 4.45 – Общий вид шпоночного соединения

Шпонка предназначена для передачи крутящего момента и осевого усилия от вала к колесу или наоборот.

Шпонка имеет вид детали призматической, клиновидной или сегментной формы с прямоугольным поперечным сечением.

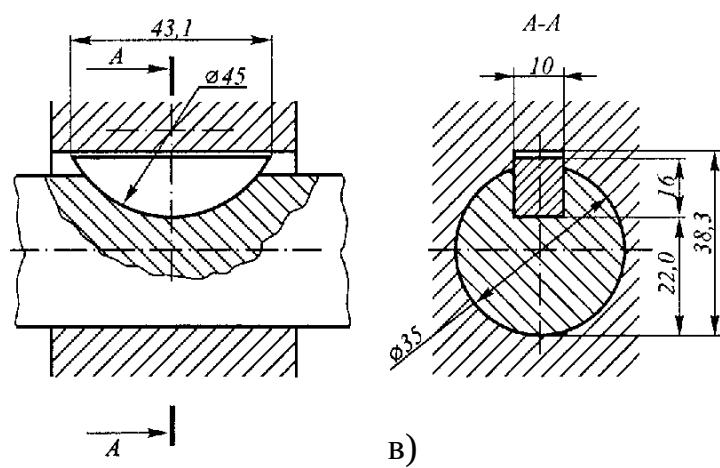
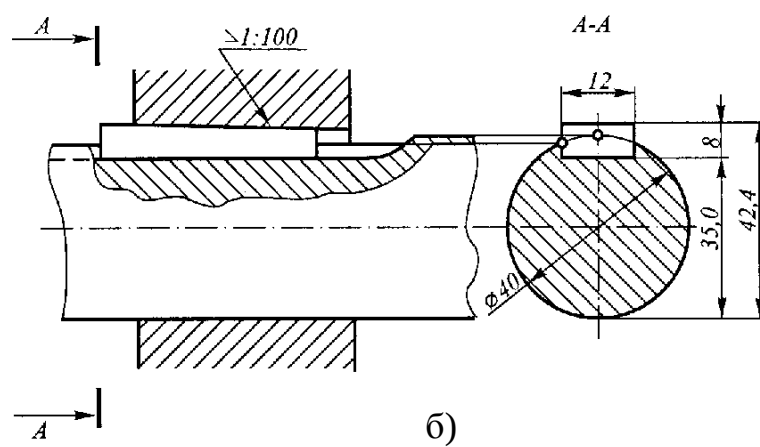
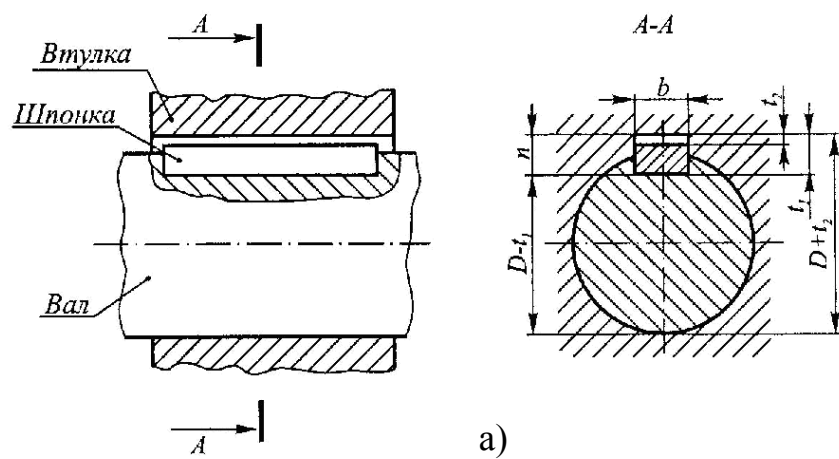
В соединении часть шпонки входит в паз вала, а часть – в паз зубчатого колеса (втулки), что и обеспечивает передачу крутящего момента (рис. 4.46).

На рис. 4.46 в поперечном разрезе шпонка и вал условно не разрезаются, шпоночный паз вала показывается с помощью местного разреза.

Большинство шпонок стандартные. Их размеры получают из расчёта на прочность и уточняют, в зависимости от диаметра вала, по таблицам стандартов. Размеры шпоночных пазов вала и втулки должны соответствовать размерам шпонки. Поэтому пазы шпонки задаются теми же самыми стандартами.

Достоинства шпоночных соединений – простота, надежность конструкции; удобство сборки и разборки; невысокая стоимость.

К недостаткам относятся ослабление деталей, которые соединяются, из-за уменьшения их сечений пазами и концентрации напряжений в углах пазов.



а – призматическая шпонка с условным обозначением размеров по ГОСТ 23360-78; б – клиновой с размерами по ГОСТ 24068-80;
в – сегментная по ГОСТ 24071-97

Рисунок 4.46 – Конструктивные схемы шпоночного соединения

Расчет шпоночных соединений осуществляют на срез и смятие:

$$[M] = 0,5lbD[\tau_c], \quad (4.47)$$

$$[M] = 0,25lhD[\sigma_c], \quad (4.48)$$

где $[M]$ – допустимый крутящий момент, передающийся соединением, $H \cdot мм$; l , b и h – длина, ширина и высота шпонки, $мм$;

D – диаметр вала, $мм$.

Материал шпонок – конструкционная сталь 45 или сталь 5 с пределом прочности $\sigma_B = 590 - 750 \text{ МПа}$.

Шпоночные соединения применяют преимущественно в тех случаях, когда посадку с натягом не удастся реализовать по условиям прочности или технологическим возможностям.

Основным для соединений является условный расчет на смятие (сжатие в зоне контакта).

$$\tau_c \leq [\tau_c], \quad (4.49)$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]. \quad (4.50)$$

Проверку прочности шпонок на срез обычно не делают, т. к. это условие удовлетворяется при использовании стандартных сечений шпонок и рекомендуемых значений $\sigma_{см}$.

Рассмотрим шлицевые соединения. Шлицевые соединения – многошпоночные или зубчатые. Зубья (шлицы) изготавливают вместе с валом и размещают параллельно его оси (рис. 4.47).

Шлицевые соединения применяют для соединения вала со ступицей детали с целью передачи крутящего момента. По форме профилей зубьев на валу различают три типа соединений: прямобоочные, эвольвентные, треугольные (рис.4.48). Шлицевое соединение, по сравнению со шпоночным, обеспечивает большую прочность, лучшее центрирование.

Прямобоочные шлицевые соединения (рис. 4.48, *a*) имеют размеры b , d , D , z , где b – ширина шлица; d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр; z – число шлиц.

Для достижения лучшей соосности, исходя из технологии изготовления, используют центрирование по D .

Обозначение прямостороннего шлицевого соединения должно содержать букву, определяющую поверхность центрирования; число зубьев z и номинальные размеры D , d и b соединения; поле допуска на центрирующий диаметр и ширину шлица, указываемые после соответствующих размеров.

Например, при $z=6$, $d=23$ мм, $D=26$ мм, $b=6$ мм с центрированием по D и посадкой $H7/e8$, а по b с посадкой $D9/f8$ соединение имеет следующее условное обозначение

$$D - 6 \times 23 \frac{H12}{a11} \times 26 \frac{H7}{e8} \times 6 \frac{D9}{f8}.$$

Эвольвентные шлицевые соединения с углом профиля $\alpha=30^\circ$ имеют номинальный диаметр $D = 4 - 500$ мм, модуль $m = 0,5 - 10$ мм и число зубьев $z=6 - 82$ (рис. 4.48, *б*). Центрирование происходит по боковым граням.

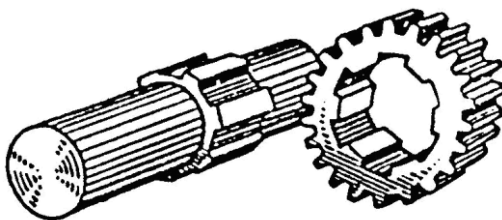
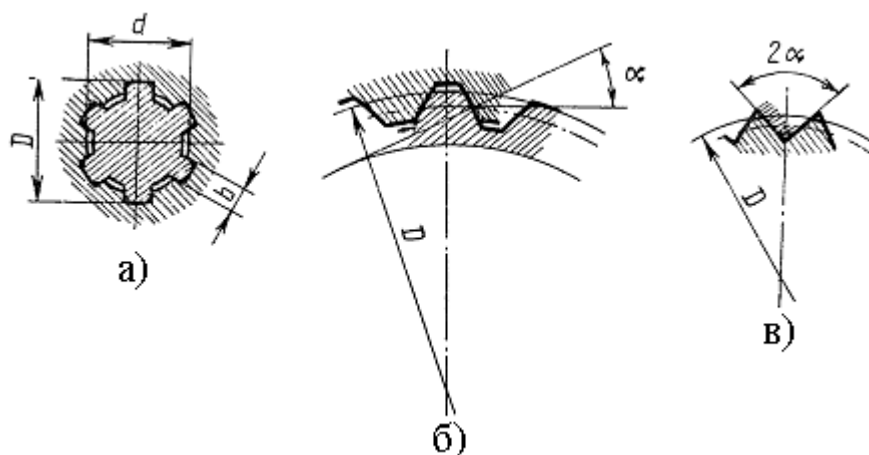


Рисунок 4.47 – Изображение шлицевого соединения

Условное обозначение эвольвентного соединения должно содержать: номинальный диаметр D , модуль m , поле допуска вала и втулки, помещаемое после размеров центрирующих элементов; номер стандарта.

Треугольные шлицевые соединения (рис. 4.48, в) применяют при небольших крутящих моментах для замены прессовых посадок, а также в тонкостенных конструкциях. Число шлиц $z=20 - 70$, модуль $m=0,2 - 1,5$ мм, углы впадин вала $2\alpha=60, 72, 90^\circ$. Центрирование происходит только по боковым граням.



а – прямобочные; б – эвольвентные; в – треугольные

Рисунок 4.48 – Конструкции шлицевых соединений

Допускаемое напряжение на смятие зависит от твердости поверхности шлица, вида нагрузки и, в зависимости от условий эксплуатации, $[\sigma_{см}]=50 - 200$ МПа.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Какие способы сборки изделий радиоэлектронного приборостроения Вы знаете?
2. Начертите схему болтового и винтового соединений и укажите их различия.
3. Начертите схему штифтового соединения и объясните цель их применения.

4. Когда применяются шпоночные и шлицевые соединения и в чем состоят их различия?
 5. Какие основные требования предъявляются к разъемным соединениям?
 6. В каких случаях применяют соединение шпилькой?
 7. Какие основные параметры обеспечивают качество соединения и как они рассчитываются?
 8. Какие условия прочности при срезе радиального штифта Вы знаете?
 9. Какие виды шпонок в шпоночном соединении применяются при изготовлении ИРП?
 10. Какие типы соединений по форме профиля зуба различают в шлицевом соединении?
-

4.7.2 Неразъемные соединения

Пайка – процесс получения неразъемного соединения металлов за счёт применения связующего материала, называемого припоем. В настоящее время процесс пайки находит широкое применение в различных областях техники.

Припой – это сплавы, образующие связующую прослойку между соединенными изделиями в процессе пайки.

Для получения паянного соединения, кроме нагрева, необходимо удалить с поверхности детали оксидную пленку, а затем ввести в зазор между деталями расплавленный связующий металл.

Процесс пайки имеет много общего со сваркой, но между ними есть и существенные различия:

- при сварке плавлением свариваемый и присадочный металлы плавятся;
- при пайке паяемый металл не плавится, и шов формируется за счет заполнения припоем капиллярного зазора между деталями;
- пайка проводится при температурах ниже температуры плавления основного металла.

При пайке большую роль играют капиллярные явления. Основными силами, под действием которых припой затекает в капиллярные зазоры, являются силы смачивания. Чем больше значение поверхностного натяжения жидкого припоя, тем выше он может подняться в капиллярном зазоре. Кроме того, на смачиваемость и капиллярное течение припоя в зазоре оказывают влияние величина зазора, природа основного металла и его поверхностная обработка, характер взаимодействия между паяемым металлом и припоем, режим пайки.

Прочность сцепления припоя с соединяемыми поверхностями зависит от диффузионных процессов, протекающих между припоем и основным металлом. За счет диффузии ближе к основному металлу образуются зоны, обогащенные компонентами основы, а ближе к центру шва – зоны, обогащенные компонентами припоя. В зависимости от составов припоя и сплава основы швы могут иметь структуру твердого раствора, эвтектики либо химического соединения.

Структура твердого раствора является наиболее желательной, т. к. она обеспечивает высокую прочность и пластичность паяного соединения.

При пайке припоями эвтектического состава или, если в результате взаимодействия припоя с паяным металлом может возникнуть эвтектическая структура шва, следует иметь в виду, что припой эвтектического состава отличается большей жидкотекучестью. Пайка при его применении облегчается, однако прочность паяных швов при этом ниже, чем в случае твердых растворов.

Если в паяном шве образуется химическое соединение, то прочность и пластичность его весьма низки.

Как правило, прочность паяных соединений ниже прочности основного металла.

Пайку классифицируют, учитывая физико-химические процессы, протекающие при формировании швов (методы пайки), и по технологическим особенностям процесса (способы пайки).

Виды пайки:

- капиллярная, при которой припой заполняет зазор между соединяемыми деталями и удерживается в нем за счет капиллярных сил;
- диффузионная, при которой за счет взаимной диффузии компонентов припоя и паяемых металлов образуется структура твердого раствора или химического соединения;
- контактно-реактивная, при которой между соединяемыми металлами и припоем протекают активные реакции с образованием легкоплавкого сплава. Ряд металлов образуют между собой непрерывные твердые растворы или эвтектики. Пайка таких металлов может осуществляться и без припоя. При нагреве сжатых образцов из меди и серебра, свинца и сурьмы и других металлов на границе соединения образуется эвтектический сплав;
- реактивно-флюсовая, при которой припой образуется в результате реакции между основным металлом и флюсом;
- пайка-сварка, при которой паяное соединение образуется способами, характерными для сварки плавлением, но с примесями припоя.

Припои должны удовлетворять следующим требованиям:

- иметь температуру плавления на $50 - 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже температуры плавления паяемых металлов. При выборе припоя необходимо выполнять условие: $T_1 < T_2 < T_3 < T_4$, где T_1 – температура пайки; T_2 – температура плавления припоя; T_3 – температура нагрева паяного соединения в условиях эксплуатации; T_4 – температура плавления конструкционного материала.
- смачивать основной металл и заполнять соединительные зазоры;
- сплавляться с паяемыми металлами, образуя прочные и коррозионно-стойкие соединения;

- иметь близкие с паяемым металлом коэффициенты термического расширения;

- не содержать дефицитных компонентов и иметь доступную технологию изготовления и применения.

Припои изготавливают в виде прутков, проволок, листов, полос, спиралей и т. д.

Все припои делятся на две группы:

- мягкие припои с низкой температурой плавления (до 400 °С) обеспечивают лишь герметичность спая. Механические свойства спая, как правило, низкие ($\sigma_{\text{в}}=50-70 \text{ МПа}$). Поэтому спаянную деталь не следует подвергать значительным механическим нагрузкам;

- твердые припои имеют высокую температуру плавления (500-1500 °С); пайка этими припоями затруднительна, но спай обладает высокими механическими свойствами, которые мало отличаются от свойств спаиваемого металла.

Для низкотемпературной пайки сталей, меди, никеля применяются припои системы «олово-свинец», обладающие достаточной прочностью и хорошими технологическими свойствами. Наиболее легкоплавким сплавов в системе *Sn-Pb* является эвтектический, содержащий 62% *Sn* и 38% *Pb*, т. е. приблизительно 2/3 *Sn* и 1/3 *Pb* (рис. 4.49).

Температура плавления припоя 183 °С. Стандартное обозначение сплава ПОС-61 (припой оловянно-свинцовый с содержанием 61% олова).

Припои ПОС-40 и ПОС-30 содержат соответственно 40 – 30% олова, имеют более высокую температуру плавления. Состав и свойства мягких припоев приведены в табл. 4.14.

Для мягких припоев в некоторых случаях используют технически чистое олово с небольшим количеством примесей (табл. 4.15). Прочность олова при комнатной температуре составляет около 25 МПа, а прочность паяного шва,

вследствие образования твердого раствора с основным металлом, достигает 40 – 90 МПа и более.

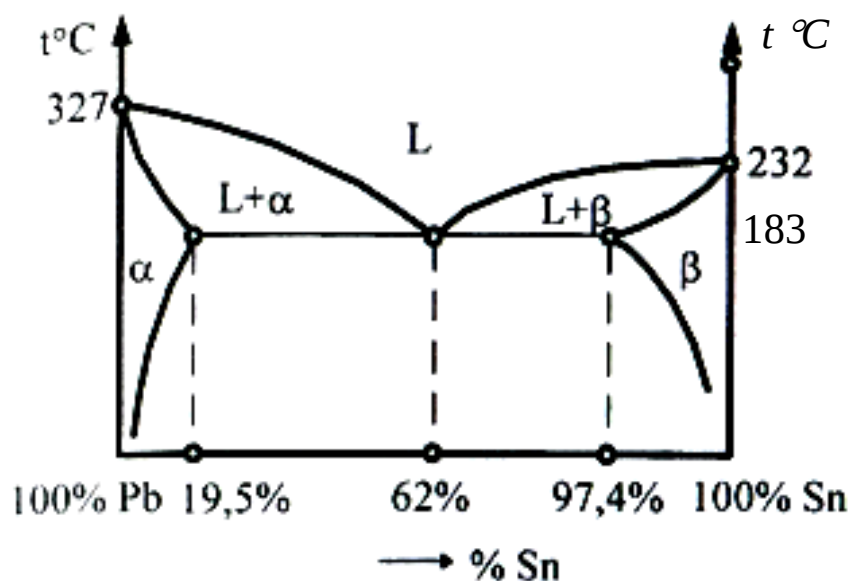


Рисунок 4.49 – Диаграмма состояния системы «свинец-олово»

Таблица 4.14 – Состав и свойства мягких припоев

Марка припоя	Содержание элементов, %		Свойства		
			Температурный интервал затвердевания, $^{\circ}\text{C}$	Жидко-текучесть, см	$\sigma_{\text{в}}, \text{ МПа}$
	Sn	Sb			шва
ПОС-90	89 – 90	<0,15	185 – 220	135	–
ПОС-61	56 – 61	<0,8	183 – 185	135	40 – 80
ПОС-50	49 – 50	<0,8	183 – 210	115	50 – 90
ПОС-40	39 – 40	1,5 – 2,0	183 – 235	91	4 – 110
ПОС-30	29 – 30	1,5 – 2,0	183 – 256	63	30 – 90
ПОС-18	17 – 18	2,0 – 2,5	183 – 277	60	40 – 80

Для улучшения свойств в мягкие оловянно-свинцовые припои добавляют серебро. Например, ПСр-2 является по существу припоем ПОС-30, легированным серебром и кадмием.

Для пайки алюминиевых сплавов оловянно-свинцовые припои не пригодны, т. к. они снижают коррозионную стойкость сплавов.

Таблица 4.15 – Соотношение состава олова и примесей

Марка олова	Олово, %, не менее	Сумма примесей, %, не более	Примечание
01	99,90	0,10	Лужение консервной жести
02	99,56	0,44	Лужение кухонной утвари
03	98,35	1,65	Для изготовления баббитов и припоев
04	96,25	3,75	

Свинцово-серебряные припои (табл. 4.16) применяют при пайке меди и её сплавов. При пайке меди припоем, содержащим олово, может образоваться соединение Cu_3Sn , что приводит к хрупкости шва.

Таблица 4.16 – Свинцово-серебряные припои

Марка припоя	Содержание элементов, %			Свойства	
	Ag	Sn	Сумма примесей, %, не более	Температурный интервал затвердевания, °C	σ_B , МПа
ПСр-1,5	1,3 – 1,7	0,75 – 1,25	0,5	309 – 309	–
ПСр-2,5	2,3 – 2,7	–	0,5	304 – 304	33
ПСр-3,0	2,7 – 3,3	–	0,5	300 – 305	31

Примечания:

1. Основа указанных припоев – свинец.
2. Для указанных припоев сумма примесей равна 0,5.

Кроме оловянно-свинцовых припоев применяют и оловянно-цинковые, содержащие 90, 70, 60 и 40 % олова, остальное – цинк (рис. 4.50).

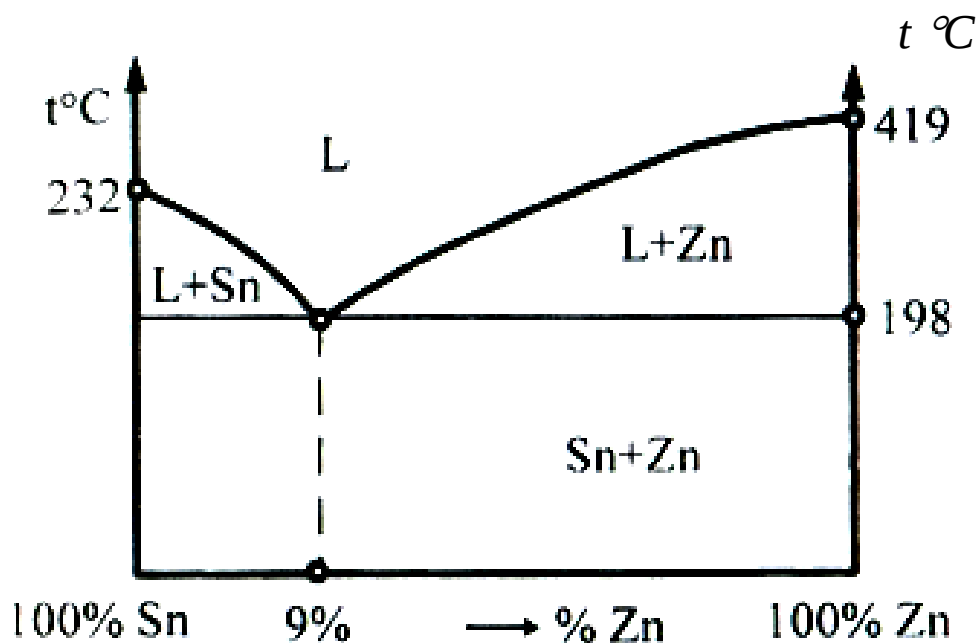


Рисунок 4.50 – Диаграмма состояния системы «олово-цинк»

Наиболее легкоплавкий припой, содержащий 9 % Zn и 91 % Sn, имеет температуру плавления 198°C . Фактически в связи с колебаниями в химическом составе температура плавления несколько выше, но не более 232°C .

Маркируются припои ПОЦ-90, ПОЦ-70, ПОЦ-60 и ПОЦ-40, ПОЦ-70, ПОЦ-60, ПОЦ-40 имеют температуру начала кристаллизации соответственно 325, 345 и 365°C (температура конца кристаллизации всех сплавов 198°C).

Оловянно-цинковые припои по сравнению с оловянно-свинцовыми имеют более высокую прочность, но меньшую пластичность.

Тугоплавкие (твердые) припои используются при пайке меда, сталей и никелевых сплавов. Широко применяются в качестве твердых серебряные припои, состав и свойства которых приведены в табл. 4.17.

Для пайки титановых сплавов применяют чистое серебро, для пайки алюминиевых сплавов – припои на основе алюминия, цинка, олова. Припои на

основе алюминия имеют высокую температуру плавления, но обеспечивают высокую коррозионную стойкость и прочность соединения.

Для пайки жаропрочных сталей и сплавов применяются припои на основе «никель-хром-марганца» и «никель-хром-кремния».

Таблица 4.17 – Марки припоя для пайки титана

Марка припоя	Содержание элементов, %			Свойства	
	<i>Cu</i>	<i>Zn</i>	Сумма примесей, не более	Температурный интервал затвердевания, °C	Электроическое сопротивление, $\text{Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$
ПСр-72	27,3 – 28,5	–	0,25	779 – 779	0,022
ПСр-50	49,3 – 50,5	–	0,25	779 – 850	0,025
ПСр-45	29,5 – 30,5	24,0 – 26,5	0,50	660 – 725	0,097
ПСр-25	39,0 – 41,0	33,5 – 37,0	0,50	745 – 775	0,069
ПСр-10	52,0 – 54,0	35,5 – 39,0	0,50	815 – 850	0,065

Примечание. Основа указанных припоев – серебро, его среднее содержание показывают марочные обозначения.

Одним из наиболее пластичных и жаропрочных припоев системы «никель-хром-марганец» является припой № 20.

Хром в этот припой введен для увеличения его жаропрочности и жаростойкости.

Марганец снижает температуру плавления, титан повышает жаропрочность, бор улучшает смачивающие свойства припоя.

Припой может выдерживать рабочие температуры до 900 °C. Прочность паяных соединений при температуре 900 °C составляет 150 МПа.

При пайке нержавеющей сталей, работающих при температурах до 660 °C, широко применяется припой системы «никель-медь» марки ВПр-1.

Разрабатывается пайка керамических материалов, стекол, углеграфитовых материалов, алмазов и других неметаллических материалов. Перед пайкой соединяемая поверхность этих материалов подвергается металлизации. Процесс пайки выполняют в вакууме при температуре 900 – 1100 °C.

Одним из основных технологических переходов является удаление оксидной плёнки. Процесс взаимодействия твердого паяемого металла с расплавленным припоем может протекать только после удаления с поверхности жидкой пленки, которая препятствует образованию между ними металлической связи. Для удаления оксидной пленки, а также для защиты от дальнейшего окисления кислородом воздуха, применяются флюсы, газовые среды (водород, окись углерода), вакуум; механические способы (ультразвук, механическое удаление); самофлюсующиеся припои (с бором, фосфором, литием).

Флюсы должны слабо взаимодействовать с припоем и паяемым металлом, иметь более низкую температуру плавления по сравнению с припоем, малую плотность и хорошо смачивать припой и основной металл. Флюсы выпускают в виде порошков, паст и жидкостей.

По составу флюсы бывают: на основе соединений бора – для пайки сталей и цветных металлов; на основе фторидов – для пайки тех сталей и сплавов, у которых борные флюсы плохо удаляют окисную пленку; на основе хлоридов – для пайки алюминиевых и магниевых сплавов, а также для низкотемпературной пайки сталей, никеля и медных сплавов; на основе канифоли и других органических соединений.

При пайке под действием флюса оксидные пленки металла и припоя растворяются или разрыхляются и всплывают на поверхность основной массы флюса. Расплавленный флюс вокруг очищенного металла образует защитный слой, препятствующий повторному окислению поверхности.

Жидкий припой замещает флюс и взаимодействует с основным металлом. Слой припоя постепенно увеличивается и после охлаждения образует паяный шов.

Качество паяного соединения определяется всесторонним контролем.

Паяные соединения имеют различные конструктивные исполнения.

Типы паяных соединений представлены в табл. 4.18.

Наибольшая механическая прочность характерна для соединения внахлестку и встык с накладкой, а повышенная точность – для ступенчатого и телескопического соединения.

Таблица 4.18 – Типы паянных соединений

Эскиз соединения	Тип соединения	Характеристика соединения
	встык	прочность шва низкая
	с косым стыком	прочность шва более высокая за счет увеличения площади контакта
	ступенчатое	повышенная точность и прочность
	внахлест	прочность шва зависит от площади нахлеста
	встык с накладкой	прочность соединения высокая
	в замок – <i>а</i> в тавр – <i>б</i>	(<i>а</i>) повышает прочность и плотность шва по сравнению с (<i>б</i>)
	телескопическое	повышает точность сборки прочность соединения

Механические детали, предназначенные для конструкционной пайки, должны удовлетворять требованиям технологичности: в деталях, которые соединяются, исключаются выточки и галтели, которые приводят к непропаю; в закрытых объемах необходимо предусматривать технологические отверстия диаметром 0,5 – 1,5 мм для выхода воздуха и газов в процессе пайки; во фланцевых соединениях – технологические припуски на длину около 2 мм для облегчения подачи флюса и припоя и повышение точности сборки; при пайке узлов с резьбовыми деталями для предотвращения заполнения резьбы припоем предусматриваются в деталях буртики, которые перекрывают путь растеканию

припоя; для улучшения растекания припоя поверхности деталей, которые подлежат пайке, следует обрабатывать по параметрам шероховатости:

$$R_z160 \sqrt{\quad} - R_z40 \sqrt{\quad} - R_z20 \sqrt{\quad} - 2,5 \sqrt{\quad}.$$

В деталях исключаются заусеницы, острые выступы.

Пайке деталей в сборочный узел предшествует подготовка поверхностей деталей. Подготовка заключается в очистке и обезжириванию от окислов. Для обезжиривания используют трихлорэтилен, четыреххлористый углерод, венская известь, бензин, толуол, уайт-спирит и др.

Нагревание деталей, которые соединяются, и припоя осуществляют разными способами: паяльником, токами высокой частоты, в печах, горелкой, ультразвуком и др. Название способа пайки определяется инструментом (оборудованием) или средой, которая нагревает место соединения.

Кроме того, пайку различают по характеру окружающей среды: в вакууме, нейтральных газах, в восстановительной среде.

Технологический процесс пайки состоит из лужения, которое предшествует пайке.

Высокую механическую прочность паяного соединения можно получить только при тщательном соблюдении технологии пайки.

Контроль качества готовых паяных соединений обычно проводят одним из физических способов без разрушения изделия (внешний осмотр, рентгеноскопия, ультразвуковая дефектоскопия и др.) или с разрушением изделий (на отрыв, срез, на разрыв).

В табл. 4.20 приведены дефекты при пайке, причины их появления и способы устранения.

Расклепывание – неразъемное соединение, которое может быть получено непосредственно расклепыванием цапф деталей (рис. 4.51,а) или с помощью заклепок (рис. 4.51,б). Часть детали или заклепки, которые подлежат

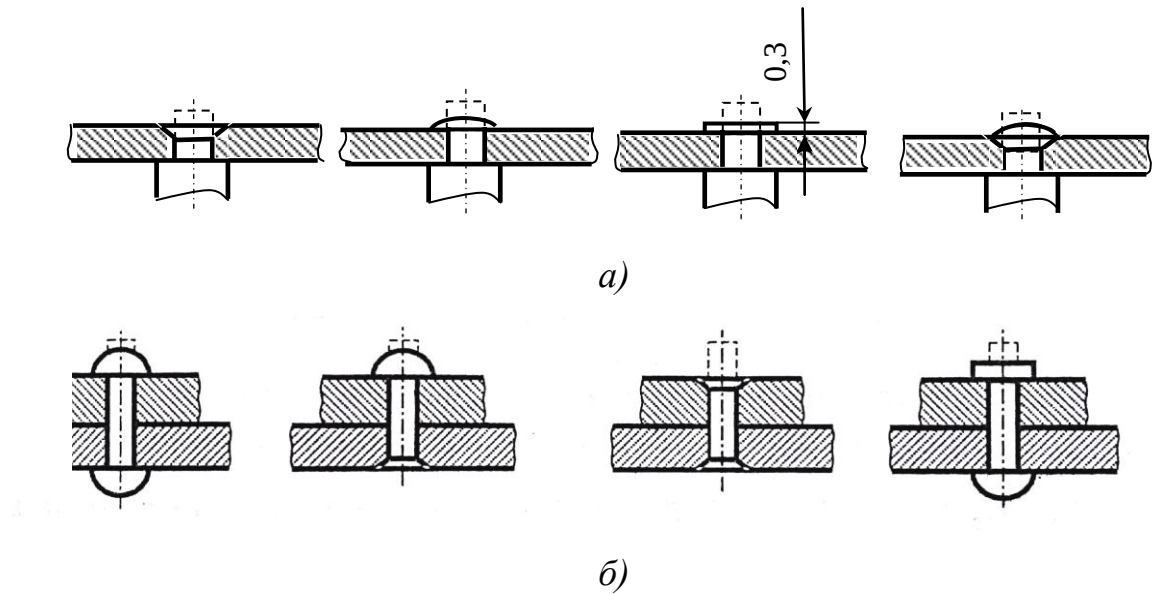
расклепыванию, называется замыкающей. Она создаётся из той части стержня или цапфы заклепки, которая выступает над поверхностью одной из деталей, которые соединяются.

Таблица 4.20 – Дефекты при пайке, причины их появления и способы устранения

Характер дефекта	Причины появления дефекта	Способы предупреждения или устранения
Плохое затекание припоя в зазор между паяными поверхностями	Недостаточный нагрев деталей. Незатекание флюса в зазор. Недостаточная очистка поверхности соединения деталей. Неправильная конструкция или сборка паяного соединения: – малый зазор; – большой зазор; – перекос деталей при сборке.	Увеличить температуру или время нагрева. Больше флюсовать. Обеспечить качество очистки поверхностей. Необходимо: – подобрать оптимальный зазор; – сборку проводить в специальных приспособлениях.
Перегрев и пережог паяного металла	Большая мощность, чрезмерно высокая температура, лишнее время нагрева деталей.	Уменьшить мощность, температуру или время нагрева.
Шлаковые включения в шве	Несоответствие температуры плавления флюса температуре плавления припоя.	Подобрать соответствующий флюс.
Плохое смачивание паяного металла	Неправильная подготовка под паяние или имело флюса или он недостаточно активный.	Зачистить паяные поверхности, усилить флюсование или заменить флюс.
Наплывы припоя на внешней стороне паяных поверхностей	Неравномерный прогрев деталей, в результате чего припой течет по более нагретой части.	Равномерно прогревать одновременно обе детали с учетом их массы, теплопроводности и расположения относительно источника нагрева.

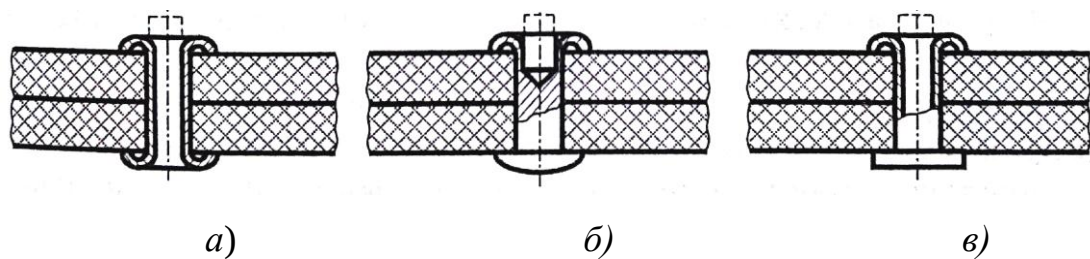
Развальцовка пустотелых и полупустотелых заклепок (рис. 4.52) применяется для соединения неметаллических деталей.

Рассмотрим соединение с помощью цапф (выступов). Соединение деталей может выполняться заклепыванием или развальцовкой без применения заклепок. В этом случае роль заклепки выполняет выступ на одной из деталей, конец которого или расклепывается или развальцовывается.



а – расклёпывание цапф; б – расклёпывание заклёпок

Рисунок 4.51 – Виды заклепочных соединений:



а – заклёпки без головки; б – заклёпки с полукруглой головкой;
в – заклёпки с цилиндрической головкой

Рисунок 4.52 – Соединение с помощью пустотелых и полупустотелых заклепок

Примеры такого соединения показаны на рис. 4.51, *а*. Форма цапфы выбирается в зависимости от требований, предлагаемых к соединению. Она может быть круглой, квадратной, конической, призматической.

Круглая цапфа может быть сплошной, иметь осевую зенковку, отверстие и др. В зависимости от этого и форма головки будет различной: потайной, полукруглой, плоской, полупотайной.

При большой толщине плоской детали отверстие под цапфу зенкуют под углом 75° , а в более тонких деталях – под углом 90° . После склепывания выступающая часть цапфы (рис. 4.51, *а*) должна быть порядка 0,3 мм.

Когда нужно соединить цилиндрические детали, чтобы исключить проворачивание, то форма цапфы может быть прямоугольной, квадратной, круглой с лыской или накаткой.

Технологические приемы, используемые при соединении цапфами, могут быть следующие: заклепывание, развальцовка, расклепывание ударами керна или специальным оправкой, осаживанием. В мелкосерийном производстве эти приемы осуществляются вручную без применения оборудования. В серийном и крупносерийном производстве соединения осуществляется специальными механическими молотками (например, вибрационными), на специальных клепальных и сверлильных станках, прессах.

Особенности технологического процесса соединения расклепкой, развальцовкой и расчеканкой.

Как уже отмечалось, для получения качественного заклепочного соединения необходимо учитывать особенности технологического процесса его выполнения.

Основными технологическими переходами при выполнении заклепочного соединения являются: соединение отверстий деталей, установка заклепки в отверстие с обеспечением перпендикулярного положения ее оси относительно плоскости деталей, приложение усилий на заклепку. Качество выполнения всех этих переходов будет определять и качество соединения.

Возможные дефекты заклепочных соединений приведены в табл. 4.21.

Особенность дефектов заклепочных соединений заключается в том, что они не всегда могут быть выявлены визуально. Применение же более совершенных методов контроля, как правило, экономически нецелесообразно. Поэтому для обеспечения качественного соединения нужно особое наблюдение не столько за его внешним качеством, сколько за точностью выполнения всех технологических приемов и качеством заклепок.

Технологический процесс заклепывания и развальцовывания в значительной мере определяет точность взаимного расположения деталей, которые соединяются. Это вытекает из особенностей данного процесса, связанного с наличием зазоров между заклепкой и стенкой отверстия и большими усилиями для формирования замыкающей головки.

Точность, получаемая в технологическом процессе, находится в прямой зависимости от качества элементов изделий, которые соединяются.

Для получения качественного соединения и замыкающей головки используют специальные обжимы (рис. 4.53) с различными формами рабочих поверхностей.

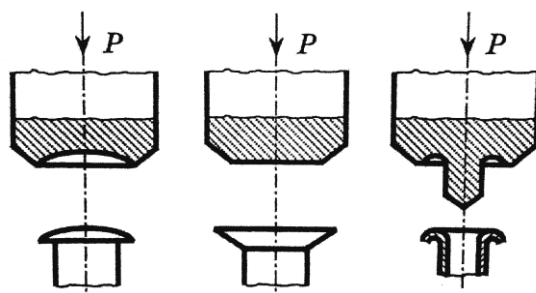


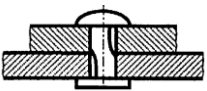
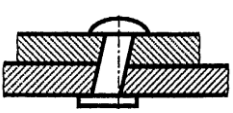
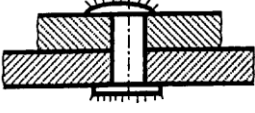
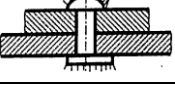
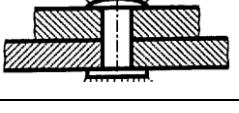
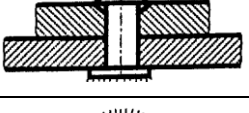
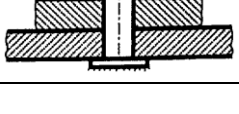
Рисунок 4.53 – Специальный инструмент для заклёпывания

Рабочие поверхности обжимов полируют. Изготавливают их из инструментальных сталей В7, В8, Х12Ф1 и твердых сплавов ВК10; ВК15.

Развальцовка заклепок осуществляют специальными инструментами. Механизация процессов заклепывания осуществляется путем использования специальных заклепочных станков, которые могут иметь различные

конструктивные исполнения. Процессы развальцовки заклепок и цапф обычно выполняют на сверлильных станках, а ударную развальцовку – на специальных вибрационных клепочных прессах.

Таблица 4.21 – Виды и причины брака заклёпочного соединения

Виды брака	Эскиз	Причина брака
Сгиб стержня в отверстии		Увеличенный диаметр отверстия
Прогиб материала		Уменьшенный диаметр отверстия малый
Смещение закладочной головки		Отверстия в деталях не совпадают
Изгиб замыкающий головки		Удлиненный стержень заклепки, установка заклёпки не перпендикулярна отверстию
Неполная замыкающая головка		Короткий стержень заклёпки, малая лунка при сжатии
Расклепывание стержня между деталями		Детали не уплотнены натяжкой
Перекус замыкающей головки		Не перпендикулярно установленные обжимка и поддержка
Подсечка листа		Лунка обжимки больше головки заклепки
Подсечка закладочной головки		Лунка обжимки меньше головки заклепки
Запрессовка заклепки в материал		Сильные удары
Недотянутая головка		Закладочная головка отошла при расклепывании

Расклёпанное соединение рассчитывается на срез, смятие и разрыв:

– на срез по заклепке

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4P_{\text{р}}}{nz\pi d^2} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (4.51)$$

где $P_{\text{р}}$ – расчетная нагрузка, которая действует на соединение, H ;

n – количество плоскостей среза в заклепке, шт;

z – количество заклепок, шт;

d – диаметр заклепки, $мм$;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допустимое усилие среза, H ;

– на смятие заклепок и деталей, которые соединяются,

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{р}}}{zdS} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (4.52)$$

где S – толщина деталей, которые соединяются, $мм$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допустимое усилие на смятие, H .

– на разрыв листа по сечению А-А (рис. 4.54)

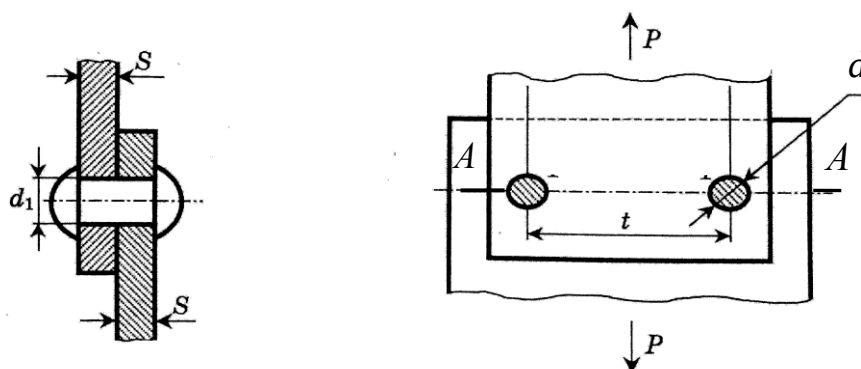
$$\sigma_{\text{р}} = \frac{P_{\text{р}}}{Z(t-d)S} \leq [\sigma_{\text{р}}], \quad (4.53)$$

где $\sigma_{\text{р}}$ – граница прочности при растягивании, H .

Для заклепочного соединения расстояние между заклепками (шаг t) обычно принимается $t \geq (3-4)d$.

На практике применяют заклепки разных видов и размеров. Детали с непосредственным расклепыванием цапф и заклепок обычно изготавливают из мягкой стали марок Ст2, Ст3, Ст10, Ст11, латуни, меди марок М1 и М2, алюминия, дюралюминия. Заклепки из дюралюминия необходимо закаливать.

Размеры заклепок стандартизированы.



d_1 – диаметр заклепки, мм; d – диаметр отверстия, мм; t – шаг заклепочного соединения; S – толщина деталей, мм; P – приложенное усилие, Н

Рисунок 4.54 – К расчету на прочность заклепочного соединения

Заклепывание стандартными заклепками осуществляется такими способами:

- удары наносят по заставной головке, а замыкающая головка образовывается от ударов стрежня заклепки об поддержку;
- удары наносят по замыкающей части, а заставная часть находится на поддержке.

При закладке цапфы детали или стрежня заклепки подаются в отверстие к упору с помощью подставки. Если детали соединяют несколькими заклепками, то во избежание сдвига отверстий одной детали относительно другой пользуются улавливателями (фиксаторами). Фиксаторы устанавливают в наиболее отдаленные один от другого отверстия. Своими буртиками улавливатели опираются на одну из плоскостей детали, которая подлежит склепыванию. Это предотвращает взаимный сдвиг деталей.

Сварка – неразъёмное соединение, широко применяемое на практике.

Существуют следующие способы сварки: контактная (точечная, шовная), электродуговая, аргонодуговая, конденсаторная, ультразвуковая, лазерная и др. Способы и технология этих видов сварки довольно полно изложены в литературе, поэтому в данной работе они подробно не рассматриваются.

Необходимо отметить технологичность и высокое качество сварных соединений, малое время теплового воздействия на соединяемые детали.

Технологичность сварных конструкций является наиболее важной характеристикой. На их качество влияет не только правильный выбор материалов, разработка оптимального варианта технологического процесса, но и особенности конструкции соединения.

Основные требования, которые предъявляются к сварной конструкции, следующие:

- расположение деталей должно обеспечивать свободный доступ инструмента в зону соединения;
- швы в изделии рекомендуется располагать таким образом, чтобы весь процесс сварки был выполнен в одном положении;
- стыки всех элементов желательно располагать в одной плоскости, избегая прохождения швов через одну точку;
- расстояния между параллельными швами рекомендуется выдерживать не менее 10 мм для толщины до 2 мм, а других толщин – в 4-5 раз больше толщины деталей;
- нецелесообразно располагать окна, отверстия на близком расстоянии от швов;
- на краях деталей под сварку выполняют фаски согласно рис. 4.55.

Основные методы получения сварных конструкций типа: каркасов, рам, стоек – контактная, электродуговая, холодная, аргонодуговая и газовая сварка. Вне зависимости от метода сварки для уменьшения деформации изделия детали закрепляют в приспособлении и стремятся обеспечить минимальный объем металла в сварочном шве, использовать прерывистый сварочный шов, выдерживать сборочные зазоры.

При изготовлении каркасов до 90% работ выполняется контактной сваркой.

Контактная точечная сварка вызывает только локальные деформации, которые не влияют на габариты изделия. Для неё характерно нахлесточные

соединения. Во избежание прогаров диаметр сварной точки и ширина роликового шва приблизительно на 3 мм должны превышать удвоенную толщину деталей, которые свариваются.

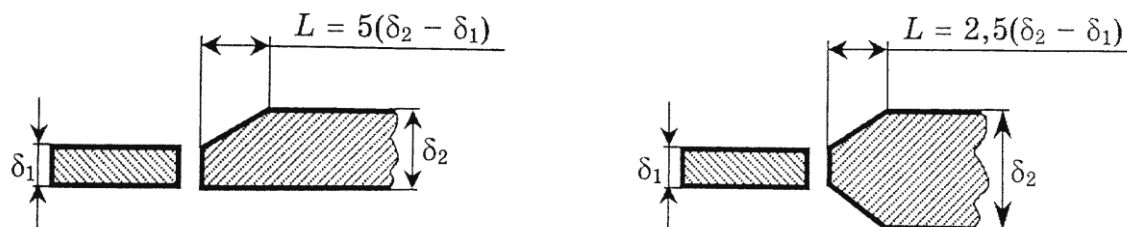


Рисунок 4.55 – Примеры соотношений параметров фасок в зависимости от толщин свариваемых деталей

Типичный технологический процесс контактной сварки электросопротивлением состоит из следующие операций:

- подготовка поверхностей сварных деталей;
- взаимная ориентация и фиксация деталей, которые соединяются с помощью специальных приспособлений;
- получение сварочного соединения с помощью сварочной машины;
- контроль качества полученного соединения.

Холодная сварка выполняется давлением при комнатной температуре для соединения пластических материалов.

В производстве ИРП ее применяют для соединения плоских деталей (шин, полос, уголков, листов) толщиной до 5 мм внахлест. Соединение получают за счет локальной пластической деформации деталей, которые соединяются, под действием больших механических усилий.

В результате концентрации значительных усилий в зоне действия пуансонов, пластическая деформация устраняет оксидную пленку и приводит к образованию металлической связи между атомами на чистых поверхностях деталей. Основным условием качественной сварки является отсутствие на

контактирующих поверхностях жирных пленок и грязи, а основным параметром – необходимая деформация металла.

Удельное давление при соединении одноименных материалов определяется по формуле

$$P = \sigma_T (1,5 + 0,5S/h_{\text{ост}}), \quad (4.54)$$

где σ_T – граница текучести (для углеродной стали марки 10 $\sigma_T = 205 - 245 \text{ МПа}$);

S – ширина, диаметр рабочей части пуансона, мм;

$h_{\text{ост}}$ – остаточная толщина металла, мм.

Оборудованием для холодной сварки служат гидравлические, подъемные и эксцентриковые прессы.

Схемы холодной сварки приведены на рис. 4.56.

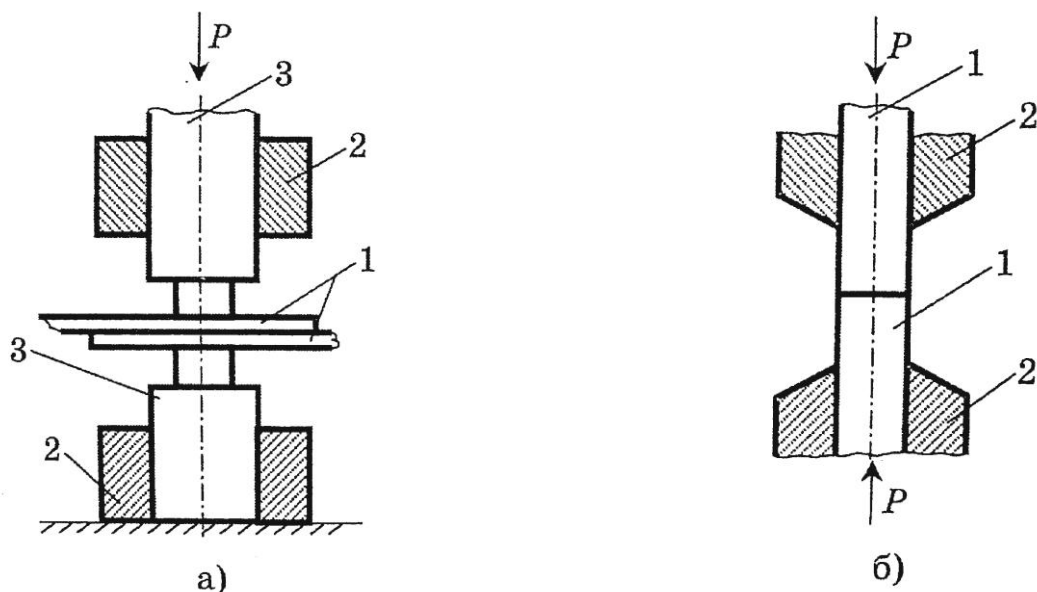
Электродуговая сварка находит широкое применение при получении коротких швов в решётчатых конструкциях (рамы, шкафа и т. п.). К основным параметрам режима сварки относятся: сила тока в цепи, напряжение на электродах, вид и полярность тока, диаметр электрода, скорость сварки.

Увеличение силы тока вызывает пропорциональный рост глубины провара и применяется при повышенных толщинах деталей. Напряжение на электродах, связанное линейно с шириной шва, практически не влияет на глубину провара. Основным инструментом при ручной электродуговой сварке является держатель электрода, при полуавтоматической и автоматической сварке – сварочная головка и сварочная проволока.

При сварке материал деталей расплавляется под действием тепла вольтовой дуги, образованной сварочной машиной постоянного или переменного тока.

Электрическая дуга образуется при прохождении тока через воздушный промежуток между двумя проводниками. Одним из проводников является

металл, который сваривается, а другим – угольный, вольфрамовый или другой металлический электрод или сварочная проволока.



1 – свариваемые детали; 2 – зажимы; 3 – пуансоны;

а – внахлест; *б* – встык с зажимом

Рисунок 4.56 – Схемы холодной сварки

Для защиты от окисления свариваемых металлов применяют различные флюсы при ручной дуговой сварке или углекислый газ CO_2 для полуавтоматической или автоматической сварки.

Аргонодуговая сварка – вид сварки, представляющий собой сварку в атмосфере газа аргона. Присутствие аргона в зоне сварки улучшает качество сварочного шва, т. к. устраняются вредные влияния окружающего воздуха на свариваемые детали.

Технологический процесс включает следующие операции:

- подготовку свариваемых деталей (очистка поверхностей от окалины, загрязнений и др.);
- взаимное контактирование и фиксация в необходимом положении;
- сварка с помощью аргонно-дуговой установки;

– контроль качества сварки.

Качество сварного соединения обеспечивают: величина тока и напряжения, состав присадочного материала, чистота поверхности материала в месте сварки, размеры шва, вид свариваемого материала, а также техника и технология проведения процесса сварки.

Газовая сварка – вид сварки, который находит широкое применение для сварных соединений из тонколистовой стали с целью предупреждения прогаров, а также для соединения тонкостенных деталей из легких сплавов с минимальными деформациями. В кислородно-газовых смесях используется ацетилен, природный газ, пропан-бутан, распыленный керосин или бензин. Регулирование относительного расхода кислорода и горючего газа осуществляется каналами горелки для обеспечения определенной структуры пламени. В нормальном пламени (отношение объемов кислорода к ацетилену 1,2:1) существуют три зоны: яркое ядро, средняя (восстановительная) зона и факел. В окислительном пламени ядро уменьшается, и факел приобретает голубой цвет. При излишке горючего газа ядро увеличивается, пламя становится красным.

Структуру пламени выбирают с учетом свойств материала, который сваривается, а режим сварки – в зависимости от толщины деталей, которые свариваются; диаметр сварочного электрода выбирают в зависимости от толщины металла. Угол наклона горелки в пределах $20 - 30^\circ$.

Флюсы при газовой сварке наносят на разогретый присадочный электрод. В качестве флюсов используют буру, борную кислоту и их смеси с некоторыми добавками (например, хлоридами). При газовой сварке на сваренном шве образуется тонкая пленка шлаков, которая легко удаляется при постукивании и сжимается щёткой.

Склеиванием называют неразъёмное соединение между собой поверхностей двух изделий с помощью нанесения тонкого слоя вещества

(клея), который имеет адгезию к данным поверхностям и обеспечивает довольно высокую механическую прочность соединения.

Клеями называют растворы или расплавы органических высокомолекулярных веществ, естественных или синтетических, а так же неорганических, силикатных материалов, применяемых для неразъёмного соединения между собой разных материалов и изделий.

Соединение с помощью клея является результатом проявления сил адгезии, аутогезии и когезии.

Адгезия – это явление возникновения сил молекулярного взаимодействия между полярными молекулами клея и молекулами материалов, которые соединяются. Процесс склеивания сопровождается не только возникновением специфических сил сцепления между адгезивом и субстратом, но и проникновением адгезива у поры материала, который склеивается, и удержанием в них затвердевшего клея благодаря механическому заклиниванию.

Аутогезия – явление прилипания поверхностей однородных материалов, например, при соединении резины, термопластов и т. п.

Когезия – явление сцепления молекул склеенного вещества между собой в объеме тела.

Адгезионные и когезионные свойства, а так же, склеивающая способность полимеров в значительной степени определяются структурой, химическим составом, молекулярной массой, а также природой поверхностей, которые склеиваются.

По физико-химическим свойствам клеи подразделяются на:

- гидрофильные коллоиды, хорошо растворимые в воде и не растворимые в органических растворителях;
- олеофильные коллоиды, хорошо растворимые в маслах и органических растворителях, но нерастворимые в воде.

Отсюда клеи бывают водостойкие и неводостойкие.

Склеивание, как способ получения неподвижных и неразъемных соединений, получило в производственной практике ИРП широкое применение.

К числу основных достоинств процесса склеивания можно отнести следующее:

- возможность соединения (склеивание) разнородных материалов;
- гладкость внешних поверхностей элементов, которые склеиваются;
- необходимая герметичность соединения, обеспечиваемая самым клеем;
- более равномерное распределение напряжений в месте соединения при влиянии нагрузки;
- исключение ослабления элементов, которые соединяются отверстиями под крепежные детали;
- возможность соединения деталей малой толщины, особенно при тонкостенных конструкциях;
- высокий уровень механизации и автоматизации процесса склеивания.

Склеивание, как способ соединения (сборки) изделий, применяется давно. Соединения конструкционных материалов при сборке и монтаже ИРП стало широко применяться в практике только после создания клеев на основе синтетических смол, которые по прочности значительно превосходят клеи, основанные на растительных и животных веществах.

Склеиваются разные материалы – пластмассы, стекло, керамика, сплавы алюминия и магния, нержавеющие углеродистые стали, титан, резина и др., в различных соединениях.

В зависимости от назначения клеи делятся на конструкционные и не конструкционные.

Конструкционные клеи применяются для получения крепких соединений, не конструкционные – для удержания не нагруженных деталей.

К клеям предъявляют определенные требования, в частности:

- не вызывать коррозии металлов и сплавов, которые соединяются;
- иметь высокий уровень когезии и адгезии с металлами;

- иметь невысокую стоимость;
- иметь высокую климатическую стойкость и стойкость при старении;
- не быть токсичными и не содержать в своем составе летучих растворителей;
- затвердевать при сравнительно небольшом давлении и низкой температуре;
- быть негигроскопическими, грибостойкими и негорючими;
- иметь в ряде случаев (исходя из условий эксплуатации) достаточную термостойкость в определенном интервале температур, морозостойкость;
- иметь стойкость к различным топливным средам и маслам, антифризам, органическим растворителям и другим специальным средам.

Кроме этих требований, в ряде случаев выдвигаются дополнительные, специальные требования, характер которых и конкретные данные по отдельным параметрам определяются конструкцией изделия и условиями ее эксплуатации.

Так, в случае применения конструкций, которые выдерживают в процессе эксплуатации высокие по уровню и продолжительные по времени циклические нагрузки, к клеям предъявляют следующие специальные требования:

- граница прочности при сдвиге должна быть $\geq 19,6$ МПа, при равномерном отрыве $\geq 39,2$ МПа, при неравномерном отрыве $\geq 3,92$ МПа;
- граница выносливости при сдвиге на основе $2 \cdot 10^7$ циклов и коэффициенте асимметрии $r = 0 \geq 9,8$ МПа;
- все характеристики прочности, выносливости и демпфирования не должны снижаться более чем на 30% при максимальной и минимальной температурах эксплуатации изделия;
- все характеристики клеевых соединений в конце срока службы изделия (не менее 10 лет) должны быть не ниже 80% исходного значения.

В конструкциях, которые работают в космическом пространстве, к клеям предъявляют следующие требования:

- вакуумная стойкость;

- стойкость к продолжительному термоциклированию в диапазоне температур $-196 - +200^{\circ}\text{C}$;
- стойкость к термоудару;
- стойкость клея к действию радиации и ультрафиолетового излучения;
- граница прочности при сдвиге в диапазоне температур от $+200^{\circ}\text{C}$ должна быть $\geq 9,8 \text{ МПа}$.

В производстве разработаны различные типы клеевых композиций, предназначенных для склеивания металлов.

В зависимости от температуры затвердения все клеи разделены на две группы: холодного затвердения, т. е. не требуют технологического подогрева для затвердения; и горячего затвердения, при затвердении которого нужен технологический подогрев приблизительно до $100 - 200^{\circ}\text{C}$.

Клеи холодного затвердевания характеризуются тем, что затвердевание массы клея происходит при комнатной температуре, поэтому при приготовлении клея необходимо полимер с отвердителем или ускорителем смешивать непосредственно перед использованием. К числу клеев такого рода относят клеи марок: КС-609, АСТ-Т, СММ-1, КЛН-1, ВК-9, КАН-1, ВК-34, Д-9, ВК-15М, 88-СА, СВ-1, АК-20 и др., для которых затвердевание в основном происходит при температуре $15 - 30^{\circ}\text{C}$ при удельном давлении $0,003 - 0,1 \text{ МПа}$.

Клеи горячего затвердевания характеризуются тем, что реакция между полимером и отвердителем или переход полимера из термореактивной стадии в термостабильную осуществляется при повышенной температуре и повышенном удельном давлении.

При нормальной температуре ($18 - 22^{\circ}\text{C}$) реакция затвердевания смесей клея проходит настолько медленно, что их можно сохранять на протяжении нескольких недель или месяцев. Наличие ускорителей (амины, фенолы, соединения сурьмы и др.) оказывают содействие затвердению клеев при комнатной температуре за несколько часов. К таким клеям относятся клеи марок ВИАМ Б-3, Ф-9. Большинство универсальных клеев включают

фенолоформальдегидную смолу как основной компонент, который имеет высокую теплостойкость и малую хладотекучесть. К числу таких клеев относятся БФ-4, клеющая пленка НИАД-1, ВИАМ Б-3, ВК-2, ВК-6 и др.

Для склеивания стекловолокнистых материалов, стекла, слюды и т. п. применяют клеи силикатные, кремнийорганические, органо-силикатные. В эту клеющую группу веществ входят: жидкое натриевое или калиевое стекло; кремнийорганические смолы типа ЭФ-5, К-40, К-58; органо-силикатные материалы типа Ц-5, В-58, АСС-4 и др.

Клей на основе синтетических смол. Это большая группа клеев, которая, в свою очередь, может быть разделенная на три основных подгруппы:

- клей на основе поликонденсационных, термореактивных смол;
- на основе полимеризационных смол;
- на основе эфиров целлюлозы.

Клеющая способность первой подгруппы клеев основана на преобразовании продукта неполной конденсации в нерастворимые продукты с высокой температурой плавления. Эти клеи термо-, влаго-, плесенестойкие.

Клей на основе полимеризационных смол представляет собой, главным образом, поливиниловые эфиры, полиакрилаты и полиметилметакрилаты. Затверждение клеев происходит при испарении растворителя. Эти клеи отличаются большей эластичностью и термопластичностью при повышенных температурах (ТК-200, КМ-200, КМ-203).

Клеи на основе эфиров целлюлозы представлены в виде лаков. Основанные на растворах нитроацетилбензил-метилу и этилцеллюлозы, а так же на основе триацетат и пропионату целлюлозы. Они горючие и взрывоопасные.

К числу таких клеев относятся: клей марки АК-20, «Геркулес» и др.

Большую группу составляют клеи на основе эпоксидных смол марок ЭД-8, ЭД-24, ЭД-24Н, ЭД-16, что представляют собой продукты конденсации дифенилолпропана с эпихлоргидрином.

Клеи на основе указанных смол имеют высокие адгезионные свойства и высокую механическую прочность клеевых соединений. К ним относятся такие клеи, как Л-4, Д-9, К-153, ВК-9, К-400, ТКМ-75, Д-54 и др. Температура затвердения этих клеев лежит в интервале $18 - 400\text{ }^{\circ}\text{C}$, удельное давление сжатия деталей при склеивании в пределах $0,01 - 0,5\text{ МПа}$.

Подготовка поверхностей. Очистка и обезжиривание. Цель этих операций – удаление со склеиваемых поверхностей различных загрязнений, которые существенным образом влияют на прочность клеевых соединений. Уровень снижения прочности зависит от типа вещества загрязняющего поверхность, его концентрации на поверхности, а так же от природы материала, который склеивается, и используемого клея.

Обезжиривать поверхности, которые подлежат склеиванию, можно органическими растворителями, водными растворами моющих средств и щелочных составов. Выбор метода и средства обезжиривания определяется видом загрязнений, необходимой степенью очистки, влиянием обезжиривающего раствора на обрабатываемый материал, безопасностью при работе.

Для обезжиривания поверхностей используют бензин, керосин, уайт-спирит, ацетон и др. Для обезжиривания металлических поверхностей обычно применяют бензин и ацетон, для обезжиривания поверхностей полимерных материалов и резин – тетрахлорэтилен, трихлорэтилен, изопропиловый спирт (при условии, что растворитель не вызывает растворения полимерных материалов и резин).

Органические растворители непригодные для удаления загрязнений, которые содержат мыла, шлифовальную пасту, пыль и т. п., т. к. они растворяют жир и не удаляют целиком из поверхности металла органические соединения, которые входят в состав загрязнений. Органические растворители непригодные так же для обезжиривания влажных поверхностей, так как они не смешиваются с водой и на влажных участках не проникают до поверхности металла. При обезжиривании пластмасс необходимо помнить, что большинство

из них адсорбирует растворители, поэтому если после обезжиривания не дать достаточной открытой выдержки (до полного удаления растворителя), то возможно образование некачественного соединения.

Обезжиривание лучше проводить в парах растворителей (за исключением титановых сплавов). В парах трихлорэтилена обезжиривают сталь, вольфрам, магний и молибденовые сплавы, в парах тетрахлорэтилена – алюминий, алюминиевые и магниевые сплавы. Продолжительность обработки 0,5 – 5 мин.

Для обезжиривания поверхностей все шире находят применение водные моющие растворы. Растворы, которые представляют собой водные растворы смеси поверхностно-активных веществ, моноэтаноламидов, олеиновой кислоты, спирта и триэтаноламина.

Соединение обработки моющими водными растворами и ультразвуком значительно повышает эффективность очистки поверхности изделий. Хорошие результаты дает очистка поверхности деталей щелочными растворами. Такие растворы обычно состоят из соли щелочного металла, щелочного мыла, моющих и поверхностно-активных веществ. Для повышения эффективности очистки, растворы подогревают.

Качество склеивания деталей, которые соединяются, во многом определяется качеством подготовки соединенных поверхностей. Подготовка поверхностей под склеивание является одной из наиболее ответственных операций технологического процесса склеивания. Способы подготовки поверхности можно разделить на физические (механические), химические и физико-химические.

К физическим (механическим) способам подготовки поверхности под склеивание относятся абразивная обработка струйными методами и зачистка поверхностей шлифовальными шкурками. При обработке струйными методами используют электрокорунд, кварцевый песок или карбид кремния. Широкое применение находит обработка деталей анодным оксидированием. Существует

три способа анодного оксидирования деталей: сернокислотный, хромово-кислотный и фосфорно-кислотный.

После склеивания детали подвергаются сушке. Сушить детали необходимо теплым сухим воздухом, очищенным от масла и пыли.

Типовой технологический процесс склеивания содержит следующие этапы:

- входной контроль деталей, которые поступают на склеивание;
- подготовка поверхностей к склеиванию;
- нанесение клея на подготовленную поверхность деталей;
- склеивание;
- контроль качества склеивания деталей.

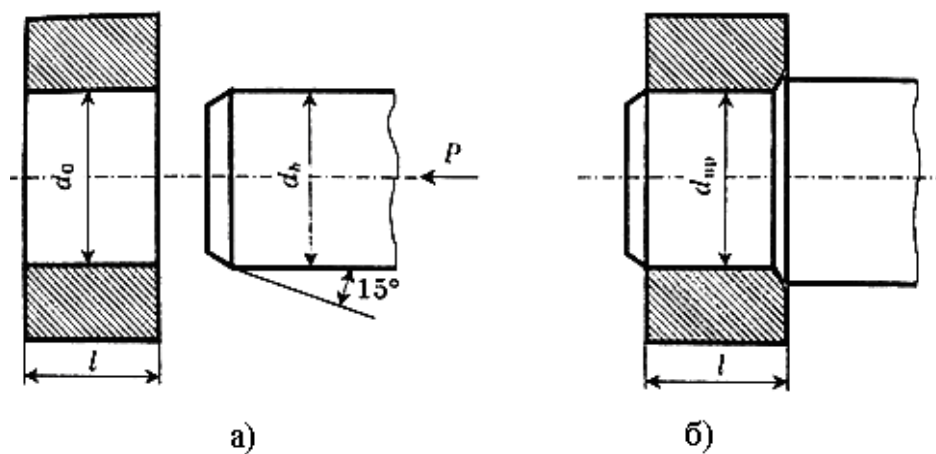
Каждый из этапов характеризуется набором соответствующих технологических операций, направленных, в конечном счете, на получение качественного клеевого соединения согласно требованиям технических условий.

Неразъёмные соединения с помощью запрессовки осуществляются следующим образом: деталь или какая-то ее часть устанавливается в отверстие другой, причем для получения прочного соединения отверстие берется меньшего размера, чем деталь, которая вставляется в него.

Такой вид соединения называют соединением с натягом. В рассмотренном соединении охватываемая часть детали (например, вал) будет находиться под усилием сжатия, охватывающая (отверстие) – под усилием растяжения. Схема соединения с помощью запрессовки показана на рис. 4.57.

Рассмотренное соединение выполняется при приложении определённых усилий, а его величина зависит от размеров деталей, расхождения в диаметрах и от свойств материала.

Сборка с натягом, или запрессовка, применяется для посадки штифтов, втулок, заглушек и других деталей. Операция выполняется на винтовых, пневматических и других прессах.



a – до запрессовки, $d_0 < d_b$; b – после запрессовки

Рисунок 4.57 – Схема соединения с помощью запрессовки

Для уменьшения усилия запрессовки применяют нагрев или охлаждение охватываемой детали. Подогрев деталей осуществляют в горячей воде, масле или электрическим током (током высокой частоты). Охлаждения выполняют в ваннах с жидким кислородом (получается разность температур порядка -200°C), в ваннах с твердой двуокисью углерода и спирта (разность температур порядка -100°C) и др.

Посадку путем охлаждения охватываемой детали применяют для небольших тонкостенных втулок, шарикоподшипников и других деталей. Посадку путем нагрева охватывающей детали применяют при соединениях с большим натягом при относительно больших диаметрах.

Запрессовка может осуществляться при больших соединяемых поверхностях деталей, которые соединяются, и при накатанной поверхности одной из деталей. Первый способ обеспечивает большую точность.

Наличие натяга при осуществлении соединения вызывает упругие и пластические деформации, в результате которых на поверхности возникают значительные нормальные давления.

Сила P , необходимая для запрессовки, определяется формулой

$$P = \pi d l f p, \quad (4.55)$$

где d – диаметр соединения, мм;

l – длина запрессовываемой детали, мм;

f – коэффициент трения при запрессовке;

p – удельное давление на поверхности сопряжения, Н/мм².

Удельное давление

$$p = \frac{1}{d} \cdot \frac{D}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (4.56)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов деталей сопряжения;

D – величина натяга, мм;

C_1 и C_2 – коэффициенты трения.

Величину коэффициента трения принимают от 0,02 до 0,22 для запрессовки металлических деталей и 0,54 для деталей из пластмасс.

Значение коэффициентов C_1 и C_2 зависят от конструктивных размеров деталей.

Температура нагрева охватываемых деталей зависит от марки материала. Так, для стальных деталей температура нагрева приблизительно 400 – 600 °С, для латунных деталей 250 – 300 °С, гетинаксовые изделия нагревают до 120 °С.

Качество соединения зависит от величины натяга, шероховатости поверхности, площади контакта деталей, которые соединяются, и от технологического процесса выполнения соединения.

Кроме вышеизложенных методов неразъёмные соединения могут быть выполнены: с помощью частичной (местной) деформации (кёрнением, чеканкой); путем загибания краев и лапок; соединение выпуклыми и

вдавленными поясками; деформированием металлических деталей в неметаллические (пластмассу, керамику, стекло) и др.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Какие основные способы неразъемных соединений применяют при изготовлении изделий ИРП?
 2. Какие методы и технологию получения электрических соединений Вы знаете? Дайте объяснение.
 3. Какие припои и флюсы находят применение при получении электрических монтажных соединений?
 4. Какие конструктивные типы исполнения паяных соединений Вы знаете?
 5. Какие дефекты возникают при пайке? Назовите причины их появления и способы устранения.
 6. Какие методы и технологию получения неразъемного соединения расклепыванием Вы знаете? Дайте объяснение.
 7. Какие способы и технологию неразъемного соединения при помощи сварки Вы знаете? Дайте объяснение.
 8. В чем состоит преимущество применения контактной сварки при изготовлении корпусных изделий ИРП?
 9. Какие методы и технологию получения неразъемного соединения склеиванием Вы знаете? Дайте объяснение.
 10. Какие клеи находят применение в технологии монтажа?
-

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Варламов Р.Г. Справочник конструктора РЭА. Общие принципы конструирования / В.Г. Варламов. – М.: Сов. радио, 1980. – 478 с.
2. Рошин Г.Н. Несущие конструкции и механизмы РЭА / Г.Н. Рошин. – М.: Высшая школа, 1981. – 376 с.
3. Крейтер С.В. Основы конструирования и агрегатирования / С.В. Крейтер, А.Р. Нестеров, В.В. Данилевский.: Учеб. пособие. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 224 с,
4. Джамай В.В. Курсовое проектирование механизмов РЭС / В.В. Джамай. – М.: Высшая школа, 1991. – 246 с.
5. Основи надійності та експлуатації радіоелектронної апаратури: навч. посібник / Д.Ф. Богданов, Ф.В. Абрамов. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2007. – 372 с.
6. Иларионов Ю.А. Устройства СВЧ- и КВЧ- диапазонов. Методы расчета. Алгоритмы. Технологии изготовления / Ю.А. Иларионов, А.С. Раевский, С.Б. Раевский, А.Ю. Седаков. – М.: Радиотехника, 2013. – 752 с.
7. Гарцман Л.Б. Метод расчета интенсивности внешних воздействий на механические устройства радиотехнических систем / Л.Б. Гарцман, М.Н. Меламед, А.В. Кривокубов. – М.: Вопросы радиоэлектроники. Сер. общетехническая, 1975. – 156 с.
8. Ладыгин Е.А. Действие проникающей радиации на изделия электронной техники / Е.А. Ладыгин. – М.: Сов. радио, 1980. – 224 с.
9. Шпачук В.П. Прикладна механіка: Конспект лекцій (для студентів денної і заочної форм навчання бакалаврів за напрямом 6.050702 "Електромеханіка") / В.П. Шпачук, О.М. Кузнецов, В.Ф. Жуков; за заг. ред. В.П. Шпачука; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 211 с.

10. Сидорова Н.А. Радиационная стойкость материалов: [Справочник] / Н.А. Сидорова, В.К. Князева. – М.: Сов. радио, 1976. – 568 с.
11. Прикладна механіка / В.Т. Павлице, Є.В. Харченко, А.Ф. Барвінський, Ю.Г. Гаршнєв. Навчальний посібник. / За ред. В.Т. Павлице. – Львів: "Інтелект-Захід", 2004. – 368 с.
12. Карпушин В.Б. Виброшумы радиоаппаратуры / В.Б. Карпушин. – М.: 1977. – 320 с.
13. Конструкторско-технологическое проектирование электронной аппаратуры / [Билибин К.И., Власов А.И., Журавлева Л.В. и др.]; под общей ред. В.А. Шахнова. – М.: Из-во МГТУ им. Баумана, 2005. – 562 с.
14. Дульнев Г.Н. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах / Г.Н. Дульнев, Э.М. Семяшкин. – Л.: 1971. – 360 с.
15. Дульнев Г.Н. Тепловые режимы электронной аппаратуры / Г.Н. Дульнев, Н.Н. Тарновский. – Л.: 1971. – 248 с.
16. Кондрашкин Н.М. Переходные контакты в устройствах заземления и экранирования РЭА / Кондрашкин Н.М. – М.: 1973. – 136 с.
17. Гелль П.П. Конструирование радиоэлектронной аппаратуры / П.П. Гелль, Иванов-Есипович Н.К. – Л.: Энергия: 1972. – 232 с.
18. Голинкевич Т.А. Прикладная теория надежности / Т.А. Голинкевич. – М.: Высш.шк.1985. – 168 с.
19. Хетагуров Я.А. Надежность автоматизированных систем управления / Я.А. Хетагуров. – М.: Высшая школа, 1979. – 194 с.
20. Сотсков Б.С. Основы теории и расчета надежности элементов и устройств автоматики и вычислительной техники / Б.С. Сотсков. – М.: Высшая школа, 1970. – 208 с.

21. Козлов Б. Справочник по расчету надежности / Б. Козлов, И.А. Ушаков. – М.: Советское радио, 1975. – 472 с.
22. Шор Я.Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности / Я.Б. Шор. – М.: Советское радио, 1962. – 553 с.
23. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 524 с.
24. Кирилюк Ю.Е. Допуски и посадки: [Справочник] / Ю.Е. Кирилюк. – К.: Вища шк. Головное изд., 1987. – 120 с.
25. Шкурупий В.Г. Резание и инструмент в технологических системах / В.Г. Шкурупий, Ф.В. Новиков // Международный научно-технический сборник. – М.: НТУ «ХПИ», 2004. – С. 46 – 56.
26. Цеханов Ю.А. Применение метода теории подобия и размерностей при исследовании шероховатости обработанной поверхности / Ю.А. Цеханов, Е.В. Балаганская // Збірник наукових праць «Високі технології в машинобудуванні». – 2002. – № 1. – С. 422 – 427.
27. Фадеев В.А. 3D-методология исследования взаимодействующих поверхностей при прецизионном шлифовании деталей авиационной техники / В.А. Фадеев, В.А. Федорович // Збірник наукових праць «Високі технології в машинобудуванні». – 2006. – № 1. – С. 505 – 512.
28. Лошак Т.В. Прикладна механіка та основи конструювання / Т.В. Лошак. – К.: НУХТ, 2004. – 77 с.
29. Невлюдов І.Ш. Основи виробництва електронних апаратів: підручник / І.Ш. Невлюдов. – Харків: Компанія СМІТ, 2005. – 592 с.
30. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.

31. Варламов Р.Г. Справочник конструктора РЭА. Компоненты, механизмы, надежность / Р.Г. Варламов. – М.: Радио и связь, 1985. – 384 с.
32. Макаришева Т.С. Реальні інновації машинобудівної галузі / Т.С. Макаришева, Є.А. Єрьомкін // Наука та інновації. – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 55 – 66.
33. Конструкционное материаловедение: учебное пособие / [В.К. Борисевич, А.Ф. Виноградский, Н.И. Семишов]. – Харьков: ХАИ, 1998. – 404 с.
34. Омаров М.А. Технологічне обладнання основних етапів виробництва друкованих плат: навч. посібник / М.А. Омаров, І.О. Яшков. – Харків: ХНУРЕ, 2013. – 220 с.
35. Сакалош Т.В. Экспортоспроможність підприємств радіоелектронної галузі України / Т.В. Сакалош // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2009, – № 5. – С. 1 – 22.
36. Установка для скругления углов заготовок печатных плат [Электронный ресурс] / ООО «Таберу». – Режим доступа: [www / url: http: // WWW/tabe.ru/equipment/index.php?cid=12&stype=manufact&tpid=75&eqid=283](http://www.WWW/tabe.ru/equipment/index.php?cid=12&stype=manufact&tpid=75&eqid=283). – 2015 г. – Загл. с экрана.
37. Станок для извлечения штифтов из заготовок [Электронный ресурс] / ООО «Таберу». – Режим доступа: [www / url : http : // www / tabe.ru / equipment / index.php?cid=12&stype=manufact&tpid=347](http://www.WWW/tabe.ru/equipment/index.php?cid=12&stype=manufact&tpid=347). – 2015 г. – Загл. с экрана.
38. Установка для зачистки кромок заготовок печатных плат [Электронный ресурс] / ООО «Таберу». – Режим доступа: [www / url : http : // www / tabe.ru / equipment / index.php?cid=12&stype=manufact&tpid=75&eqid=282](http://www.WWW/tabe.ru/equipment/index.php?cid=12&stype=manufact&tpid=75&eqid=282). – 2015 г. – Загл. с экрана.

39. Машины для пемзовой струйной очистки поверхности меди [Электронный ресурс] / ООО «Таберу». – Режим доступа: [www / url : http : // www / tabe.ru / pdf / jet_pumice_resco.pdf](http://www/tabe.ru/pdf/jet_pumice_resco.pdf) – 2015 г. – Загл. с экрана.

40. Бондаренко Т.М. Взаємодія науки та виробництва: світовий досвід та приклад для України / Т.М. Бондаренко // Міжнародне науково-технічне співробітництво: принципи, механізми, ефективність: збірник праць XXIII наук.-практ. конф. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – С. 111.

41. Гаркавенко О.М. Прикладна механіка: Навч. посіб. для вищ. навч. закладів / О.М. Гаркавенко, Л.Є. Пелевін, В.М. Смірнов. – К.: КНУБА, 2006. – 194 с.

42. Прикладна механіка: [Навч. посіб] / О.Ф. Коляда, В.Г. Шевченко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2004. – 182 с.

43. Ванін В.В. Оформлення конструкторської документації: Навч. посібник / В.В. Ванін, А.В. Блюк, Г.О. Гнітецька. – [4-те вид., випр. і доп.]. – К.: Каравела, 2012. – 200 с.

44. Инженерная и компьютерная графика: учебник / [Михайленко В.Е., Ванін В.В., Ковалев С.Н.]: под. ред. В.Е. Михайленко. – [2-е изд.]. – К.: Каравелла, 2013. – 328 с.

45. Прикладна механіка: навч. посіб. / Д. Коновалюк, Р. Ковальчук, В. Шваб'юк та ін. – Луцьк: ЛДТУ, 2003. – 771 с.

46. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 510 с.

47. Прикладная механика: учебное пособие / [К.И. Заблонский, М.С. Беяев, И.Я. Телис и др.]. – К.: Вища школа, 1979. – 280 с.

48. Сапрыкин В.Н. Техническая механика: учебное пособие / В.Н. Сапрыкин. – Харьков: Торсинг, 2003. – 560 с

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Список стандартов

Список стандартов ДСТУ в табл. А.1.

Таблица А.1 – Список стандартов ДСТУ

ДСТУ	Название
1	2
ДСТУ 1.0-2003	Національна стандартизація. Основні положення
ДСТУ 1.2-2003	Національна стандартизація. Правила розроблення національних нормативних документів
ДСТУ 1.3-2004	Національна стандартизація. Правила побудови, викладання, оформлення, погодження, прийняття та позначення технічних умов
ДСТУ 1.5-2003	Національна стандартизація. Правила побудови, викладання, оформлення та вимоги до змісту нормативних документів
ДСТУ 1.6-2004	Національна стандартизація. Правила реєстрації нормативних документів
ДСТУ 1.7-2001	Національна стандартизація. Державна система стандартизації. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних та регіональних стандартів
ДСТУ 1.10-2005	Національна стандартизація. Державна система стандартизації. Правила розроблення, побудови, викладання, оформлення, ведення національних класифікаторів
ДСТУ 2092-92 (ГОСТ 11969-93)	Зварювання, високотемпературне та низькотемпературне паяння, паяння зварювальних металів. Перелік та умовні позначення процесів
ДСТУ 2330-93	Передачі зубчасті і фрикційні. Терміни та визначення
ДСТУ 2390-94	Складання. Терміни та визначення
ДСТУ 2391-94	Система технологічної документації. Терміни та визначення

Продолжение таблицы А.1

1	2
ДСТУ 2330-93	Передачі зубчасті і фрикційні. Терміни та визначення
ДСТУ 2390-94	Складання. Терміни та визначення
ДСТУ 2391-94	Система технологічної документації. Терміни та визначення
ДСТУ 2412-94	Вироби кріпильні. Термінологія та номенклатура
ДСТУ 2413-94	Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення
ДСТУ 2455-94 (ГОСТ 19036-94)	Передачі черв'ячні циліндричні. Вихідний черв'як та вихідний виробничий черв'як
ДСТУ 2458-94 (ГОСТ 2144-93)	Передачі черв'ячні циліндричні. Основні параметри
ДСТУ 2491-94	Покриття металеві та неметалеві неорганічні. Терміни та визначення
ДСТУ 2497-94	Основні норми взаємозамінності. Різьба і різбові з'єднання. Терміни та визначення
ДСТУ 2498-94	Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення
ДСТУ 2499-94	Основні норми взаємозамінності. Конуси та конічні з'єднання. Терміни та визначення
ДСТУ 2500-94	Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків і посадок. Терміни та визначення

Продолжение таблицы А.1

1	2
ДСТУ 2664-94	Плати друковані. Терміни та визначення
ДСТУ 2651:2005 (ГОСТ 380-2005)	Сталь вуглецева звичайної якості. Марки
ДСТУ 2839-94 (ГОСТ 1583-93)	Сплави алюмінієві ливарні. Технічні умови
ДСТУ 2939-94	Системи оброблення інформації. Комп'ютерна графіка. Терміни та визначення
ДСТУ 2983-95	Передачі черв'ячні. Терміни та визначення
ДСТУ 3008-95	Документація. Звіти в галузі науки і техніки. Структура і правила оформлення
ДСТУ 3012-95	Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення
ДСТУ 3040-95	Апаратура радіоелектронна. конструкції базові несівні уніфіковані. Типи і розміри
ДСТУ 3132-95 (ГОСТ 4832-95)	Чавун ливарний. Технічні умови
ДСТУ 3278-95	Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення
ДСТУ 3321:2003	Системи конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять
ДСТУ 3423-96	Передачі зубчасті. Похибки та допуски. Терміни та визначення
ДСТУ 3523-97 (ГОСТ 19650-97)	Передачі черв'ячні циліндричні. Розрахунок геометрії
ДСТУ 3574-97	Патентний формуляр. Основні положення. Порядок складання та оформлення

Продолжение таблицы А.1

1	2
ДСТУ 3761.1-98	Зварювання та споріднені процеси. Частина 1. Зварність. Визначення
ДСТУ 3761.2-98	Зварювання та споріднені процеси. Частина 2. Процеси зварювання та паяння. Терміни та визначення
ДСТУ 3761.3-98	Зварювання та споріднені процеси. Частина 3 Зварювання металів: з'єднання та шви, технологія, матеріали та устаткування. Терміни та визначення.
ДСТУ 3761.4-98	Зварювання та споріднені процеси. Частина 4. Процеси паяння та лудіння. Терміни та визначення
ДСТУ 3973:2000	Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання науково-дослідних робіт. Загальні положення
ДСТУ 3974:2000	Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання дослідно-конструкторських робіт. Загальні положення
ДСТУ 4484:2005 (ГОСТ 535-2005)	Прокат сортовий і фасонний зі сталі вуглецевої звичайної якості. Загальні технічні умови
ДСТУ– Н 4486:2005	Система конструкторської документації. Настанови щодо типової побудови технічних умов
ДСТУ 4737:2007 (ГОСТ 2879-2006)	Прокат сортовий сталевий гарячекатаний шестигранний. Сортамент
ДСТУ 4738:2007 (ГОСТ 2590-2006)	Прокат сортовий сталевий гарячекатаний круглий. Сортамент
ДСТУ 4746:2007 (ГОСТ 2591-2006)	Прокат сортовий сталевий гарячекатаний квадратний. Сортамент
ДСТУ 4734:2007 (ГОСТ 103-2006)	Прокат сортовий сталевий гарячекатаний штабовий. Сортамент

Список стандартів ДСТУ ISO в табл. А.2.

Таблиця А.2 – Список стандартів ДСТУ ISO

ДСТУ ISO	Название
1	2
ДСТУ ISO 53-2001	Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур
ДСТУ ISO 54-2001	Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі
ДСТУ ISO 68-1:2005	Нарізні ISO загального призначення. Основний профіль. Частина 1. Нарізні метричні
ДСТУ ISO 128-1:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 1. Передмова та покажчик понять стандартів ISO серії 128
ДСТУ ISO 128-20:2003	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 20. Основні положення про лінії
ДСТУ ISO 128-21:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 21. Лінії, виконані автоматизованим проектуванням
ДСТУ ISO 128-22:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 22. Основні положення та правила застосування ліній-виносок і полиць ліній-виносок
ДСТУ ISO 128-23:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 23. Лінії на будівельних креслениках
ДСТУ ISO 128-24:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 24. Лінії на машинобудівних креслениках
ДСТУ ISO 128-30:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 34. Види на машинобудівних креслениках
ДСТУ ISO 128-40:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 44. Розрізи та перерізи на машинобудівних креслениках
ДСТУ ISO 128-50:2005	Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 50. Основні положення про зображення розрізів і перерізів
ДСТУ ISO 129-1:2007	Кресленики технічні. Проставлення розмірів і допусків. Частина 1. Загальні принципи
ДСТУ ISO 209-1-2002	Алюміній та алюмінієві сплави здеформовані. Хімічний склад та види продукції. Частина 1. Марки
ДСТУ ISO 225-2001	Кріпильні вироби. Болти, гвинти, шпильки і гайки. Символи і позначення розмірів

Продолжение таблицы А.2

1	2
ДСТУ ISO 261:2005	Нарізні метричні ISO загальної призначеності. Загальні положення
ДСТУ ISO 262:2005	Нарізні метричні ISO загальної призначеності. Вибірання розмірів для гвинтів, болтів та гайок
ДСТУ ISO 272:2005	Вироби кріпильні шестигранні. Розміри «під ключ»
ДСТУ ISO 273:2005	Вироби кріпильні. Отвори із зазором для болтів і гвинтів
ДСТУ ISO 286-1:2002	Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок
ДСТУ ISO 286-2:2002	Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилів отворів і валів
ДСТУ ISO 301:2002	Сплави цинкові. Зливи для лиття. Класифікація і характеристики
ДСТУ ISO 472:2007	Пластмаси. Словник термінів
ДСТУ ISO 544:2004	Матеріали зварювальні. Технічні умови постачання зварювальних присадних матеріалів. Тип продукції, розміри, допуски та маркування
ДСТУ ISO 657-2-2001	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 2. Кутики нерівно поличні. Розміри
ДСТУ ISO 657-5-2001	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 5. Кутики рівно поличні і нерівно поличні. Допуски у метричній та дюймовій серіях
ДСТУ ISO 657-11:2009	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 11. Швелери з ухилом внутрішніх граней полиць (метрична серія). Розміри та характеристики поперечного перерізу
ДСТУ ISO 657-15:2009	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 15. Двотаври з ухилом внутрішніх граней полиць (метрична серія). Розміри та характеристики поперечного перерізу
ДСТУ ISO 657-16:2009	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 16. Двотаври колонні з ухилом внутрішніх граней полиць (метрична серія). Розміри та характеристики поперечного перерізу
ДСТУ ISO 657-18:2009	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 18. Кутові профілі для суднобудівельної промисловості (метрична серія). Розміри, характеристики поперечного перерізу та граничні відхилення

Продолжение таблицы А.2

1	2
ДСТУ ISO 357-21:2009	Профілі сталеві гарячекатані. Частина 21. Таврові профілі з однаковою шириною полиць і висотою профілю. Розміри
ДСТУ ISO 677:2007	Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур
ДСТУ ISO 678:2007	Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Модулі і діаметральні пітчі
ДСТУ ISO 683-17:2008	Сталі термооброблені, леговані та автоматичні. Частина 17. Підшипникові сталі
ДСТУ ISO 701:2001	Міжнародна система позначень зубчастих передач. Умовні позначення геометричних даних
ДСТУ ISO 724:2005	Нарізні метричні ISO загального призначення. Основні розміри
ДСТУ ISO 885:2005	Болти і гвинти загального призначення. Метрична серія. Радіуси під головкою
ДСТУ ISO 888:2005	Болти, гвинти і шпильки. Нормальні довжини та довжини нарізей болтів загального призначення
ДСТУ ISO 898-1-2003	Механічні властивості кріпильних виробів, виготовлених з вуглецевої і легової сталі. Частина 1. Болти, гвинти і шпильки
ДСТУ ISO 898-2-2004	Механічні властивості кріпильних виробів. Частина 2. Гайки з установленими значеннями пробних навантажень. Нарізні з дрібним кроком
ДСТУ ISO 898-6:2005	Механічні властивості кріпильних виробів. Частина 2. Граничні розміри зовнішніх і внутрішніх нарізей. Середній клас точності
ДСТУ ISO 965-1:2005	Нарізні метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики
ДСТУ ISO 965-2:2005	Нарізні метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 2. Граничні розміри зовнішніх і внутрішніх нарізей. Середній клас точності
ДСТУ ISO 965-3:2005	Нарізні метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 3. Відхили
ДСТУ ISO 1101:2009	Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Геометричні допуски. Допуски форми, орієнтації, розташування та биття
ДСТУ ISO 1122-1:2006	Передачі зубчасті. Словник термінів. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії черв'ячних передач
ДСТУ ISO 1207:2009	Гвинти з циліндричною головкою та прямим шліцом. Клас точності А. Технічні вимоги
ДСТУ ISO 1478:2007	Нарізь самонарізувальних гвинтів. Технічні умови

Продолжение таблицы А.2

1	2
ДСТУ ISO 2768-1:2001	Основні допуски. Частина 1. Допуски на лінійні та кутові розміри без спеціального позначення допусків
ДСТУ ISO 2768-2:2001	Основні допуски. Частина 2. Допуски геометричні для елементів без спеціального позначення допусків
ДСТУ ISO 3040:2006	Кресленики технічні. Конуси. Розміри та допуски
ДСТУ ISO 3098-0:2006	Документація технічна на вироби. Шрифти. Частина 0. Загальні вимоги
ДСТУ ISO 3098-2:2007	Документація технічна на вироби. Шрифти. Частина 2. Латинська абетка, цифри і знаки
ДСТУ ISO 3098-3:2007	Документація технічна на вироби. Шрифти. Частина 3. Грецька абетка
ДСТУ ISO 3098-6:2007	Документація технічна на вироби. Шрифти. Частина 6. Кирилична абетка
ДСТУ ISO 4014-2001	Болти з шестигранною головкою. Класи точності А і В. Технічні умови
ДСТУ ISO 4017-2001	Гвинти з шестигранною головкою. Класи точності А і В. Технічні умови
ДСТУ ISO 4032-2002	Гайки шестигранні, тип 1, класи точності А і В. Технічні умови
ДСТУ ISO 4033-2002	Гайки шестигранні, тип 2, класи точності А і В. Технічні умови
ДСТУ ISO 4034-2003	Гайки шестигранні. Клас точності С. Технічні умови
ДСТУ ISO 4753:2006	Кріпильні вироби. Кінці виробів із зовнішньою метричною нарізкою ISO. Розміри
ДСТУ ISO 4762:2006	Гвинти з циліндричною головкою та шестигранною заглибиною «під ключ». Технічні умови
ДСТУ ISO 5455:2005	Кресленики технічні. Масштаби
ДСТУ ISO 5456-1:2006	Кресленики технічні. Методи проєціювання. Частина 1. Загальні положення
ДСТУ ISO 5456-2:2005	Кресленики технічні. Методи проєціювання. Частина 2. Ортогональні зображення
ДСТУ ISO 5456-3:2006	Кресленики технічні. Методи проєціювання. Частина 3. Аксонометричні зображення
ДСТУ ISO 5456-4:2006	Кресленики технічні. Методи проєціювання. Частина 4. Центральне проєціювання
ДСТУ ISO 5457:2006	Документація технічна на вироби. Кресленики. Розміри та формати

Продолжение таблицы А.2

1	2
ДСТУ ISO 6433:2006	Кресленики технічні. Позиції
ДСТУ ISO 6336-1:2005	Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 1. основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу
ДСТУ ISO 336-2:2005	Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 2. Розрахунок міцності активної поверхні зубців
ДСТУ ISO 6336-3:2005	Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині
ДСТУ ISO 6433:2006	Кресленики технічні. Позиції
ДСТУ ISO 7045:2006	Гвинти з циліндричною головкою і хрестоподібним шліцем типу Н або Z. Клас точності А. Технічні вимоги
ДСТУ ISO 7046-1:2006	Гвинти з плоскою потайною головкою (звичайного виду) і хрестоподібним шліцем Н або Z. Клас точності А. Частина 1. Гвинти сталеві класу міцності 4.8. Технічні вимоги
ДСТУ ISO 7046-2:2006	Гвинти з плоскою потайною головкою (звичайного виду) і хрестоподібним шліцем Н або Z. Клас точності А. Частина 2. Гвинти з неіржавіючої сталі та кольорових металів класу міцності 8.8. Технічні вимоги
ДСТУ ISO 7048:2007	Гвинти з циліндричною головкою та хрестоподібним шліцем. Технічні умови
ДСТУ ISO 7083:2009	Кресленики технічні. Умовні позначення геометричних допусків. Співвідношення та допуски

Продолжение таблицы А.2

1	2
ДСТУ ISO 7573:2006	Кресленики технічні. Специфікація
ДСТУ ISO 8015:2009	Кресленики технічні. Принцип базових допусків
ДСТУ ISO 8991:2005	Система позначення кріпильних виробів
ДСТУ ISO 8992:2006	Кріпильні вироби. Загальні вимоги до болтів, гвинтів, шпильок і гайок
ДСТУ ISO 9453:2007	Сплави м'яких припоїв. Хімічний склад і сортамент
ДСТУ ISO 10209-1:2009	Документація технічна на вироби. Словник термінів. Частина 1. Технічні кресленики. Загальні терміни та види креслеників
ДСТУ ISO 10209-2:2009	Документація технічна на вироби. Словник термінів. Частина 2. Методи проєціювання
ДСТУ ISO 10828/TR:2005	Черв'ячні передачі. Геометрія профілів черв'яка
ДСТУ ISO 17485:2008	Передачі зубчасті конічні. Система точності ISO

Список стандартів ДСТУ ГОСТ в табл. А.3.

Таблиця А.3 – Список стандартів ДСТУ ГОСТ

ДСТУ	Название
1	2
ДСТУ ГОСТ 1.1:2005	Міждержавна система стандартизації. Терміни та визначення
ДСТУ ГОСТ 2.001:2006	Єдина система конструкторської документації. Загальні положення
ДСТУ ГОСТ 2.051:2006	Єдина система конструкторської документації. Електронні документи. Загальні положення
ДСТУ ГОСТ 2.052:2006	Єдина система конструкторської документації. Електронна модель виробу. Загальні положення
ДСТУ ГОСТ 2.053:2006	Єдина система конструкторської документації. Електронна структура виробу. Загальні положення
ДСТУ ГОСТ 2.104:2006	Єдина система конструкторської документації. Основні написи
ДСТУ ГОСТ 2.601:2006	Єдина система конструкторської документації. Експлуатаційні документи
ДСТУ ГОСТ 2.610:2006	Єдина система конструкторської документації. Правила виконання експлуатаційних документів
ДСТУ ГОСТ 123:2009	Кобальт. Технічні умови

Продолжение таблицы А.3

1	2
ДСТУ ГОСТ 492:2007	Нікель, сплави нікелеві та мідно-нікелеві, оброблювані тиском. Марки
ДСТУ ГОСТ 520:2003	Підшипники кочення. Загальні технічні умови
ДСТУ ГОСТ 859:2003	Мідь. Марки
ДСТУ ГОСТ 1071:2008	Проходники свертные под металлические уплотнения для соединения трубопроводов по внутреннему конусу. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 1144:2008	Шурупы с полукруглой головкой. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 1481:2008	Винты установочные с шестигранной головкой и цилиндрическим концом классов точности А и В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 1482:2008	Винты установочные с квадратной головкой и цилиндрическим концом классов точности А и В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 1491:2008	Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 2524:2008	Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности А. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 2832:2008	Кольца пружинные для стопорения винтов и канавки для них. Конструкция и размеры

Продолжение таблицы А.3

1	2
ДСТУ ГОСТ 2839-94	Сплавы алюмінієві ливарні. Технічні умови
ДСТУ ГОСТ 2893:2008	Подшипники качения. Канавки под упорные пружинные кольца. Кольца упорные пружинные. Размеры
ДСТУ ГОСТ 3032:2008	Гайки-барашки. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 3085:2008	Гайки крыльчатые. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 3478:2008	Подшипники качения. Основные размеры
ДСТУ ГОСТ 4087:2008	Шайбы быстросъемные. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 4088:2008	Гайки фасонные. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 4252:2008	Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры
ДСТУ ГОСТ 5017:2007	Бронзи олов'яні, оброблювані тиском. Марки
ДСТУ ГОСТ 5919:2008	Гайки шестигранные класса точности А. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 6836:2004	Срібло і сплави на його основі. Марки
ДСТУ ГОСТ 7798:2008	Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 8338:2008	Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры

Продолжение таблицы А.3

1	2
ДСТУ ГОСТ 11069:2003	Алюміній первинний. Марки
ДСТУ ГОСТ 11284:2008	Отверстия сквозные под крепежные детали
ДСТУ ГОСТ 11521:2008	Корпусы подшипников скольжения на лапах с двумя крепежными отверстиями. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 11522:2008	Корпуса подшипников скольжения фланцевые с двумя крепежными отверстиями. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 11525:2008	Втулки металлические для неразъемных корпусов на лапах и фланцевых корпусов подшипников скольжения. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 11611:2008	Вкладыши металлические для разъемных корпусов подшипников скольжения. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 11641:2008	Крышки торцовые с канавкой для уплотнительного кольца. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 13014:2008	Втулки стяжные, подшипники качения. Основные размеры
ДСТУ ГОСТ 13940:2008	Кольца пружинные упорные наружные концентрические и канавки для них. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 14034:2008	Отверстия центровые. Размеры
ДСТУ ГОСТ 14797:2008	Заклепки с полукруглой головкой (повышенной точности). Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 14798:2008	Заклепки с потайной головкой (угол 90^0) (повышенной точности). Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 14802:2008	Заклепки (повышенной точности). Диаметры отверстий под заклепки, размеры замыкающих головок и подбор длины заклепок

Продолжение таблицы А.3

1	2
ДСТУ ГОСТ 15527:2008	Сплавы мідно-цинкові (латуні), оброблювані тиском. Марки
ДСТУ ГОСТ 17473:2008	Винты с полукруглой головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 17475:2008	Винты с потайной головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 17678:2008	Скобы облегченные для крепления трубопроводов и кабелей. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 17679:2008	Хомуты облегченные для крепления трубопроводов и кабелей. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 21863:2008	Соединения трубопроводов резьбовые. Тройники переходные. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 21872:2008	Соединения трубопроводные резьбовые. Штуцера переборочные. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 21873:2008	Соединения трубопроводные резьбовые. Заглушки. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 21971:2008	Соединения трубопроводные резьбовые. Проходы условные (размеры номинальные)
ДСТУ ГОСТ 21973:2008	Соединения трубопроводные резьбовые. Присоединительные резьбы. Ряды
ДСТУ ГОСТ 22032:2008	Шпильки с ввинчиваемым концом длиной 1d. Класс точности В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 22033:2008	Шпильки с ввинчиваемым концом длиной 1d. Класс точности А. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 22034:2008	Шпильки с ввинчиваемым концом длиной 1,25d. Класс точности А. Конструкция и размеры

Продолжение таблицы А.3

1	2
ДСТУ ГОСТ 22038:2008	Шпильки с ввинчиваемым концом длиной 2d. Класс точности В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 22039:2008	Шпильки с ввинчиваемым концом длиной 2d. Класс точности А. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 22042:2008	Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности В. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 22043:2008	Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности А. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 23353:2008	Соединения трубопроводные резьбовые. Гайки накладные. Конструкции
ДСТУ ГОСТ 24132:2008	Скобы. Конструкция и размеры
ДСТУ ГОСТ 24196:2008	Скобы для бронзовых кранов. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 24198:2008	Кронштейны. Конструкция
ДСТУ ГОСТ 24671:2008	Болты, винты, шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры «под ключ»
ДСТУ ГОСТ 25142:2009	Шероховатость поверхности. Термины и определения
ДСТУ ГОСТ 27148:2008	Изделия крепежные. Выход резьбы. Сбеги и проточки. Размеры
ДСТУ ГОСТ 30987:2005	Основні норми взаємозамінності. Встановлювання розмірів та допусків для нежорстких деталей
ДСТУ ГОСТ 13.1.002:2007	Репрографія. Мікрографія. Документи для мікрофільмування. Загальні вимоги та норми

Список стандартов ГОСТ – в табл. А.4.

Таблица А.4 – Список стандартов ГОСТ

ГОСТ	Название
1	2
ГОСТ 2.002-72	ЕСКД. Требования к моделям, макетам и темплетам, применяемым при проектировании. ЕСКД. Общие требования к выполнению конструкторских и технологических документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ
ГОСТ 2.101-68	ЕСКД. Виды изделий
ГОСТ 2.102-68	ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов
ГОСТ 2.103-68	ЕСКД. Стадии разработки
ГОСТ 2.105-95	ЕСКД. Общие требования к текстовым документам
ГОСТ 2.106-96	ЕСКД. Текстовые документы
ГОСТ 2.109-73	ЕСКД. Основные требования к чертежам
ГОСТ 2.111-68	ЕСКД. Нормоконтроль
ГОСТ 2.113-75	ЕСКД. Групповые и базовые конструкторские документы
ГОСТ 2.114-95	ЕСКД. Технические условия
ГОСТ 2.118-73	ЕСКД. Технические предложения
ГОСТ 2.119-73	ЕСКД. Эскизный проект
ГОСТ 2.120-73	ЕСКД. Технический проект
ГОСТ 2.123-83	ЕСКД. Комплексность конструкторских документов на печатные платы при автоматизировании проектирования
ГОСТ 2.125-88	ЕСКД. Правила выполнения эскизных конструктивных документов
ГОСТ 2.201-80	ЕСКД. Обозначение изделий и конструкторских документов
ГОСТ 2.301-68	ЕСКД. Форматы
ГОСТ 2.302-68	ЕСКД. Масштабы
ГОСТ 2.303-68	ЕСКД. Линии
ГОСТ 2.304-81	ЕСКД. Шрифты чертежные
ГОСТ 2.305-68	ЕСКД. Изображения – виды, разрезы, сечения
ГОСТ 2.306-68	ЕСКД. Обозначения графических материалов и правила нанесения их на чертежах
ГОСТ 2.308-79	ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей
ГОСТ 2.309-73	ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхностей
ГОСТ 2.310-68	ЕСКД. Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки
ГОСТ 2.311-68	ЕСКД. Изображение резьбы
ГОСТ 2.311-72	ЕСКД. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений

Продолжение таблицы А.4

1	2
ГОСТ 2.721-74	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения
ГОСТ 2.723-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Катушка индуктивности, дроссели, трансформаторы, автотрансформаторы и магнитные усилители
ГОСТ 2.725-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Устройства коммутирующие
ГОСТ 2.727-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Разрядники; предохранители
ГОСТ 2.728-74	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Резисторы, конденсаторы
ГОСТ 2.730-73	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Приборы полупроводниковые
ГОСТ 2.731-81	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Приборы электровакуумные
ГОСТ 2.732-68 (1997)	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Источники света
ГОСТ 2.735-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Антенны
ГОСТ 2.736-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы пьезоэлектрические и магнитострикционные; линии задержки
ГОСТ 2.741-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Приборы акустические
ГОСТ 2.743-91	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы цифровой техники
ГОСТ 2.755-87	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Устройства коммутационные и контактные соединения
ГОСТ 2.756-76	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Воспринимающая часть электромеханических устройств
ГОСТ 2.759-82	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы аналоговой техники
ГОСТ 2.764-86	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Интегральные оптоэлектронные элементы индикации
ГОСТ 2.768-90	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Источники электрохимические, электротермические и тепловые

Продолжение таблицы А.4

1	2
ГОСТ 2.770-68	ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики
ГОСТ 2.780-96	ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические
ГОСТ 9.306-85	ЕСЗКС. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Обозначения
ГОСТ 103-2006	Прокат сортовой стальной горячекатаный полосовой. Сортамент
ГОСТ 380-2005	Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки
ГОСТ 535-2005	Прокат сортовой и фасованный из стали углеродистой обыкновенного качества. Общие технические условия
ГОСТ 613-79	Бронзы оловянные литейные. Марки
ГОСТ 1050-88	Прокат сортовой калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия
ГОСТ 1139-80	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски
ГОСТ 1412-87	Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки
ГОСТ 1583-93	Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия
ГОСТ 2591-88 (2006)	Прокат стальной горячекатаный квадратный. Сортамент
ГОСТ 2789-73	Шероховатость поверхности. Параметры, характеристики и обозначения
ГОСТ 2999-75	Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Виккерсу
ГОСТ 3212-92	Комплекты модельные. Уклоны формовочные, стержневые знаки, допуски размеров
ГОСТ 4543-71	Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия
ГОСТ 4784-97	Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Марки
ГОСТ 5017-2006	Бронзы оловянные, обрабатываемые давлением. Марки
ГОСТ 6357-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная цилиндрическая
ГОСТ 6424-73	Зев (отверстие), конец ключа и размер «под ключ»
ГОСТ 6636-69	Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры

Продолжение таблицы А.4

1	2
ГОСТ 6836-2002	Серебро и сплавы на его основе. Марки
ГОСТ 7221-80	Полосы из золота, серебра и их сплавов. Технические условия
ГОСТ 7293-85	Чугун с шаровидным гранитом для отливок. Марки
ГОСТ 8593-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов
ГОСТ 8724-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба металлическая. Диаметры и шаги
ГОСТ 8752-79	Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия
ГОСТ 8820-69	Канавки для выхода шлифовального круга. Формы и размеры
ГОСТ 8908-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов
ГОСТ 9012-59	Металлы. Метод измерения твердости по Бринеллю
ГОСТ 9013-59	Металлы. Метод измерения твердости по Роквеллу
ГОСТ 9150-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль
ГОСТ 9484-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная. Профиль
ГОСТ 9563-60	Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули
ГОСТ 10007-80	Фторопласт-4. Технические условия
ГОСТ 10316-78	Гетинакс и стеклотекстолит фольгированные. Технические условия
ГОСТ 10317-79	Платы печатные. Основные размеры
ГОСТ 10549-80	Выход резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски
ГОСТ 13726-97	Ленты алюминиевые и алюминиевые сплавов. Технические условия
ГОСТ 14896-84	Манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств. Технические условия
ГОСТ 15527-2004	Сплавы медно-цинковые (латуни), обрабатываемые давлением. Марки
ГОСТ 16093-81Т	Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором
ГОСТ 17711-93	Сплавы медно-цинковые (латуни), литейные. Марки
ГОСТ 18175-78	Бронзы безоловянные, обрабатываемые давлением. Марки
ГОСТ 19521-74	Сварки металлов. Классификация

Продолжение таблицы А.4

1	2
ГОСТ 19672-74	Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка
ГОСТ 19738-74	Припой серебряные. Марки
ГОСТ 20282-86	Полистирол общего назначения. Технические условия
ГОСТ 29437-89	Материал прессовочный Аг-4. Технические условия
ГОСТ 21474-75	Рифления прямые и сетчатые. Форма и основные размеры
ГОСТ 21930-76	Припой оловянно-свинцовые в чушках. Технические условия
ГОСТ 21931-76	Припой оловянно-свинцовые в изделиях. Технические условия
ГОСТ 23360-78	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки
ГОСТ 23751-86	Платы печатные. Основные параметры конструкции
ГОСТ 23752-79	Платы печатные. Общие технические условия
ГОСТ 24068-80	Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки
ГОСТ 24071-97	Основные формы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы.
ГОСТ 24642-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения
ГОСТ 24643-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения
ГОСТ 25346-89	Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений
ГОСТ 25347-82	Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки
ГОСТ 25349-88	Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков деталей из пластмасс
ГОСТ 25670-83	Основные нормы взаимозаменяемости. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками
ГОСТ 29137-91	Формовка выводов и установка изделий электронной техники на печатные платы. Общие требования и нормы конструирования

Продолжение таблицы А.4

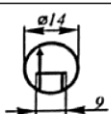
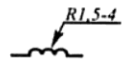
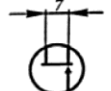
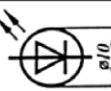
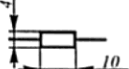
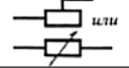
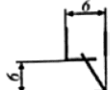
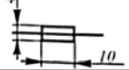
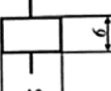
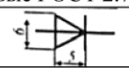
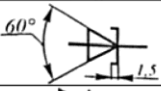
1	2
ГОСТ 19.101-77	ЕСПД. Виды программ и программных документов
ГОСТ 19.103-77	ЕСПД. Обозначение программ и программных документов
ГОСТ 19.104-78	ЕСПД. Основные надписи
ГОСТ 19.105-78	ЕСПД. Общие требования к программным документам
ГОСТ 19.201-78	ЕСПД. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению
ГОСТ 19.202-78	ЕСПД. Спецификация. Требования к содержанию и оформлению.
ГОСТ 19.301-79	ЕСПД. Программа и методика испытаний. Требования к содержанию и оформлению
ГОСТ 19.401-78	ЕСПД. Текст программы. Требования к содержанию и оформлению
ГОСТ 19.402-78	ЕСПД. Описание программы
ГОСТ 19.404-79	ЕСПД. Пояснительная записка. Требования к содержанию и оформлению
ГОСТ 19.501-78	ЕСПД. Формуляр. Требования к содержанию и оформлению
ГОСТ 19.504-79	ЕСПД. Руководство программиста. Требования к содержанию и оформлению
ГОСТ 19.603-78	ЕСПД. Общие правила внесения изменений
ГОСТ 19.701-90 (ИСО 5807-85)	ЕСПД. Схемы алгоритмов, программ, данных и систем. Обозначения условные и правила выполнения

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Примеры условных графических обозначений некоторых элементов схем

В таблице Б.1 – примеры условных графических обозначений (УГО) некоторых элементов схем [44].

Таблица Б.1 – Примеры УГО некоторых элементов схем ИРП

Наименование	Условное графическое обозначение	Обозначение согласно ГОСТ 2.710-81	Наименование	Условное графическое обозначение	Обозначение согласно ГОСТ 2.710-81
Катушки индуктивности, дроссели, трансформаторы, ГОСТ 2.723-68			Транзистор (полевой, с каналом p-типа)		VT
Катушка индуктивности, дроссель		L	Транзистор (полевой, с каналом n-типа)		VT
Трансформатор напряжения с магнитопроводом		TV	Тиристор		VS
Трансформатор напряжения без магнитопровода		TV	Светодиод		VD (HL)
Резисторы, конденсаторы ГОСТ 2.728-74			Устройства коммутационные и контактные соединения ГОСТ 2.755-87		
Резистор постоянного сопротивления		R	Выключатель однополюсный с замыкающим контактом		SA
Резистор переменного сопротивления		R	Выключатель однополюсный с размыкающим контактом		SA
Конденсатор постоянной емкости		C	Контакт разъёмного соединения (штырь)		XP
Конденсатор электролитический		C	Контакт разъёмного соединения (гнездо)		XS
Конденсатор переменной емкости		C	Переключающий контакт реле		K
Предохранитель		FU	Катушка реле		
Приборы полупроводниковые ГОСТ 2.730-73					
Диод		VD			
Туннельный диод		VD			
Стабилитрон		VD			
Транзистор (биполярный p-n-p типа)		VT			
Транзистор (биполярный n-p-n типа)		VT			

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Примеры оформления рабочих чертежей и схем на детали и сборочные единицы
изделий радиоэлектронного приборостроения

На рис. В.1 – В.11 – примеры оформления рабочих чертежей и схем на детали и сборочные единицы изделий радиоэлектронного приборостроения [43, 44].

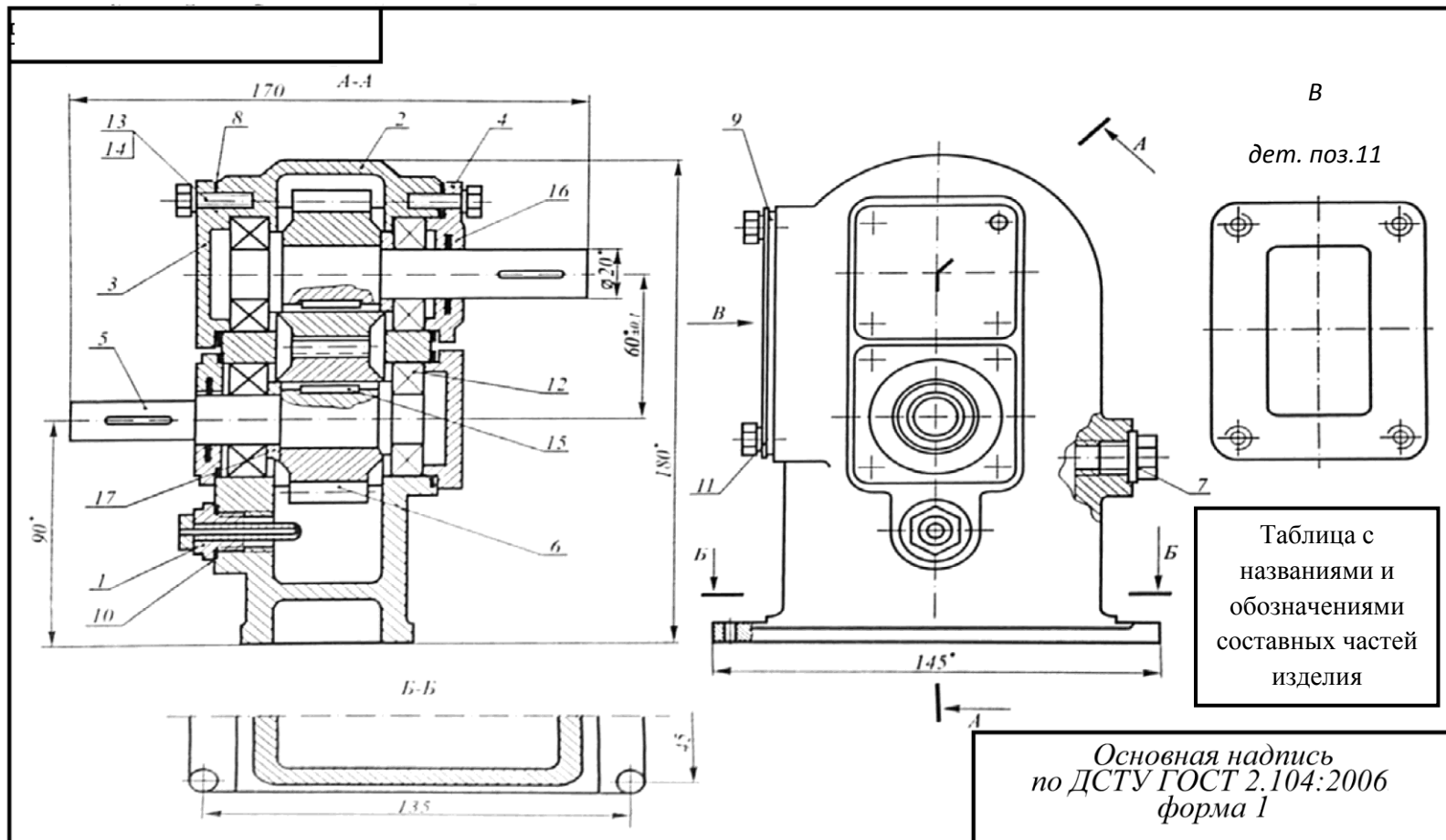


Рисунок В.1 – Пример оформления чертежа на общий вид редуктора

Пример заполнения спецификации на редуктор показан на рисунках В.2, В.3.

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Прим.
				<u>Документация</u>		
A2			XXXX.XXXXXXX.XXX СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A4	1		XXXX.XXXXXXX.XXX СБ	Термопробка	1	
				<u>Детали</u>		
A2	2		XXXX.XXXXXXX.XXX	Корпус	1	
A4	3		XXXX.XXXXXXX.XXX	Крышка	1	
A4	4		XXXX.XXXXXXX.XXX	Крышка	1	
A4	5		XXXX.XXXXXXX.XXX	Вал	1	
A3	6		XXXX.XXXXXXX.XXX	Колесо зубчатое	1	
A4	7		XXXX.XXXXXXX.XXX	Пробка	1	
A4	8		XXXX.XXXXXXX.XXX	Прокладка	1	
A4	9		XXXX.XXXXXXX.XXX	Прокладка	1	
A4	10		XXXX.XXXXXXX.XXX	Крышка	1	
				Паронит ПОН-2ГОСТ 481-80	0,004	к2
БЧ	11		XXXX.XXXXXXX.XXX	Прокладка 20×14×2	2	D×d×s
				<u>Стандартные изделия</u>		
	12			Подшипник 306 ГОСТ 3478-79	4	
	13			Болт М8×25.58 ГОСТ 7796-70	20	
				XXXX.XXXXXXX.XXX		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Редуктор	
Разраб.						
Провер.						
Т.контр						
Н.контр						
Утв.						
					Литера	Лист
						1
						2

Рисунок В.2 – Пример заполнения спецификации на редуктор (лист 1)

[illegible]

Рисунок В.3 – Пример заполнения спецификации на редуктор (лист 2)

Пример оформления чертежа на колесо зубчатое показан на рис. В.4.

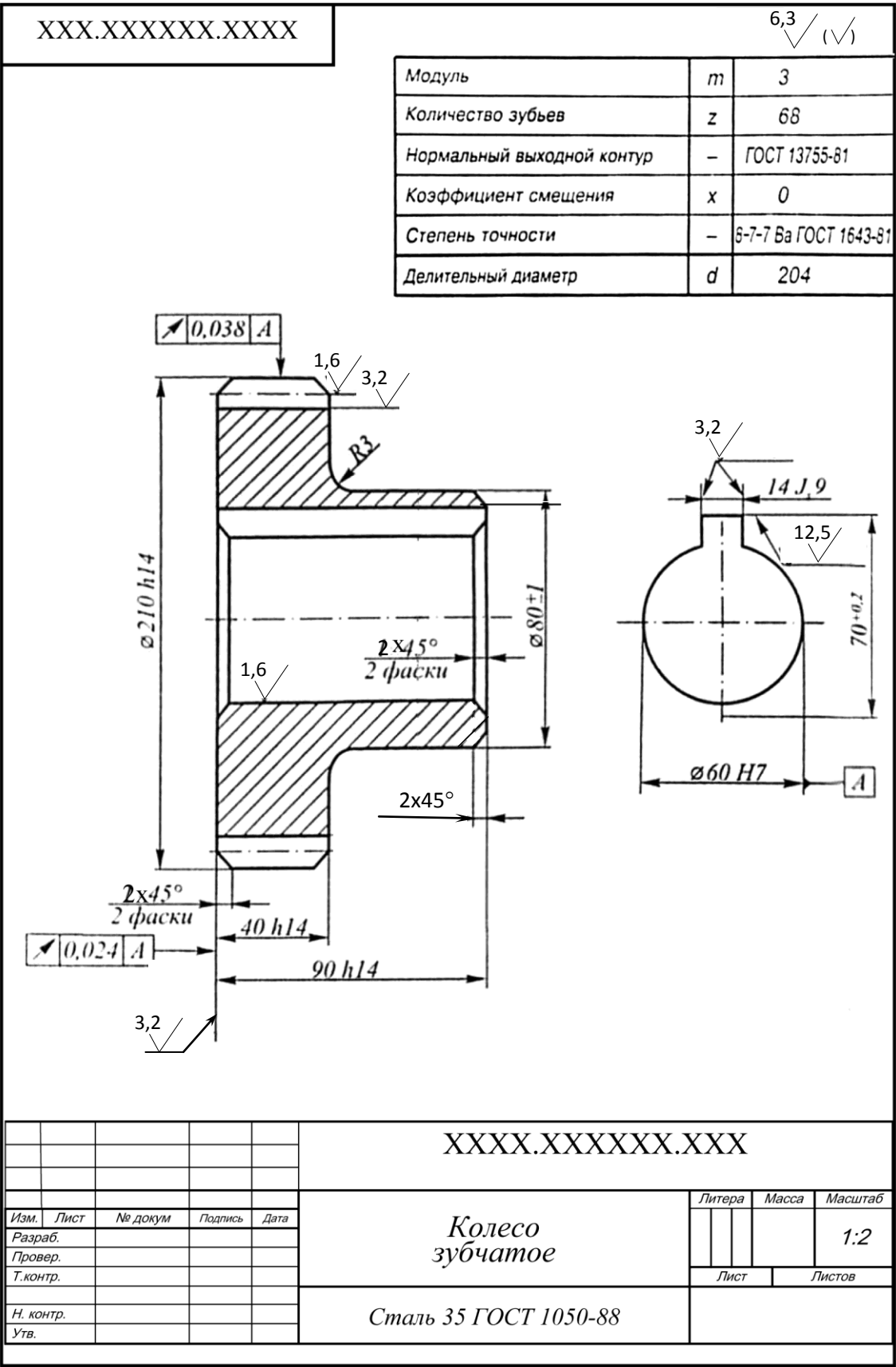


Рисунок В.4 – Пример оформления чертежа на колесо зубчатое

Пример оформления чертежа на вал шлицевой показан на рис. В.5.

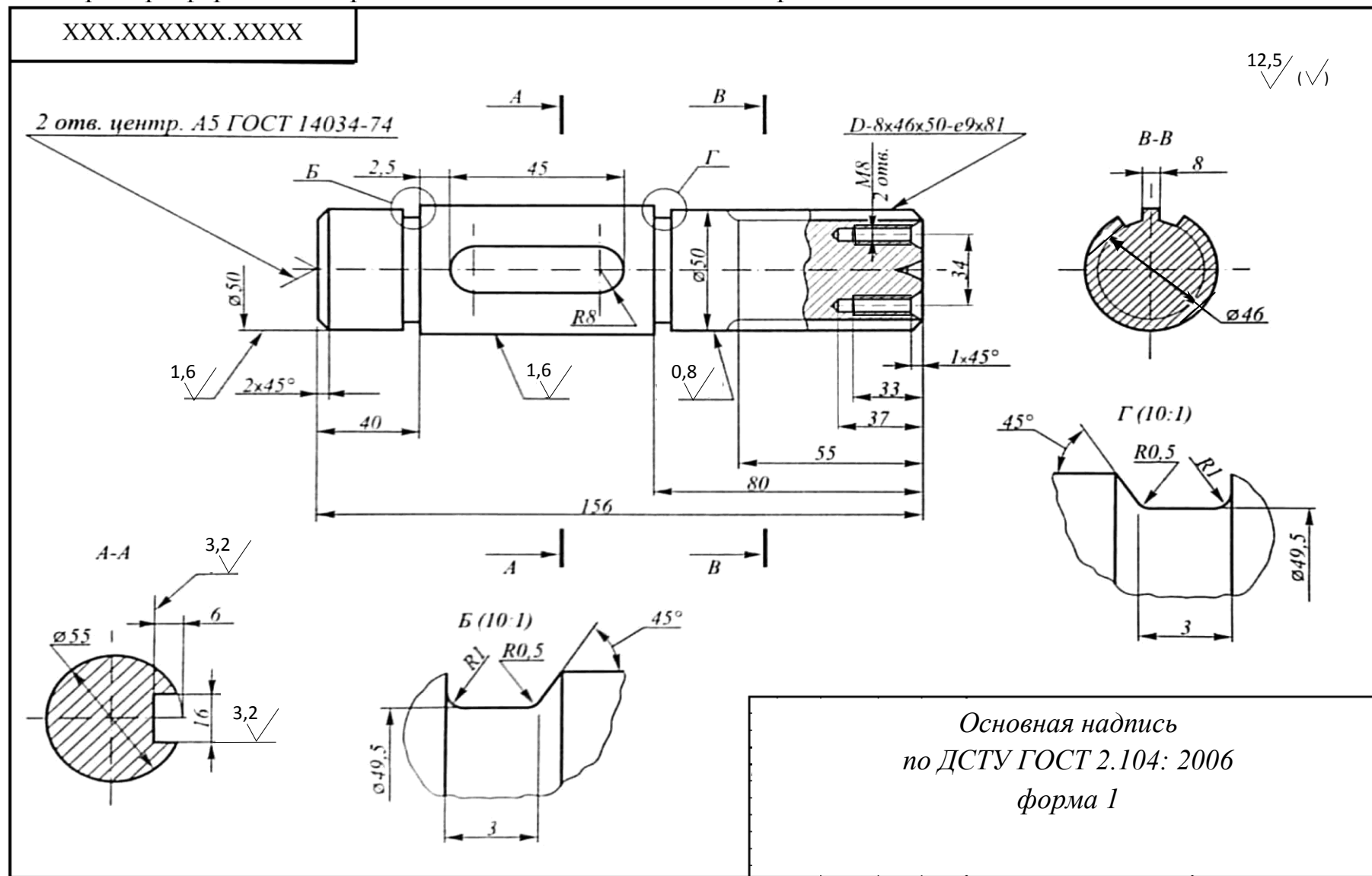
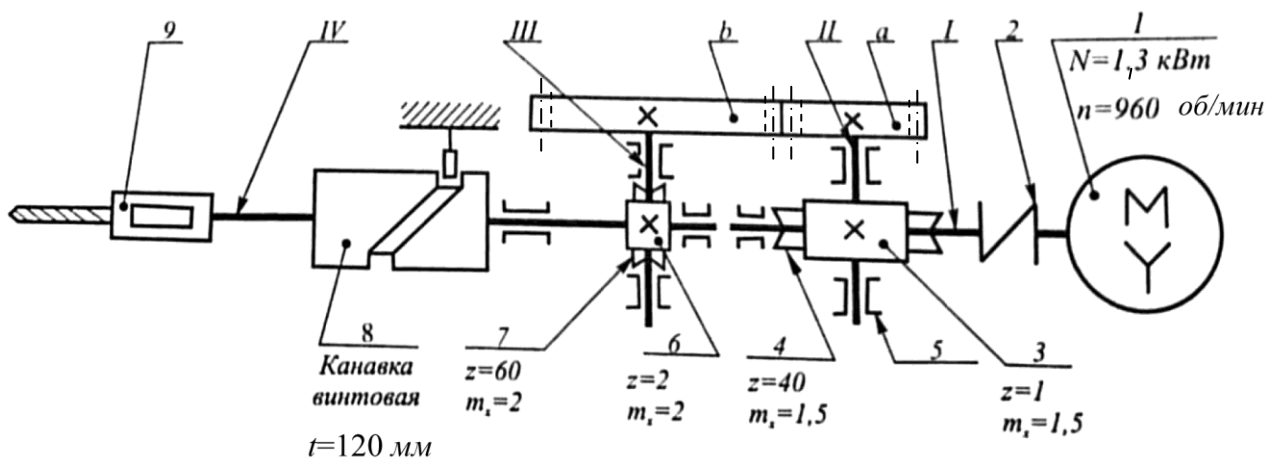


Рисунок В.5 – Пример оформления чертежа на вал шлицевой

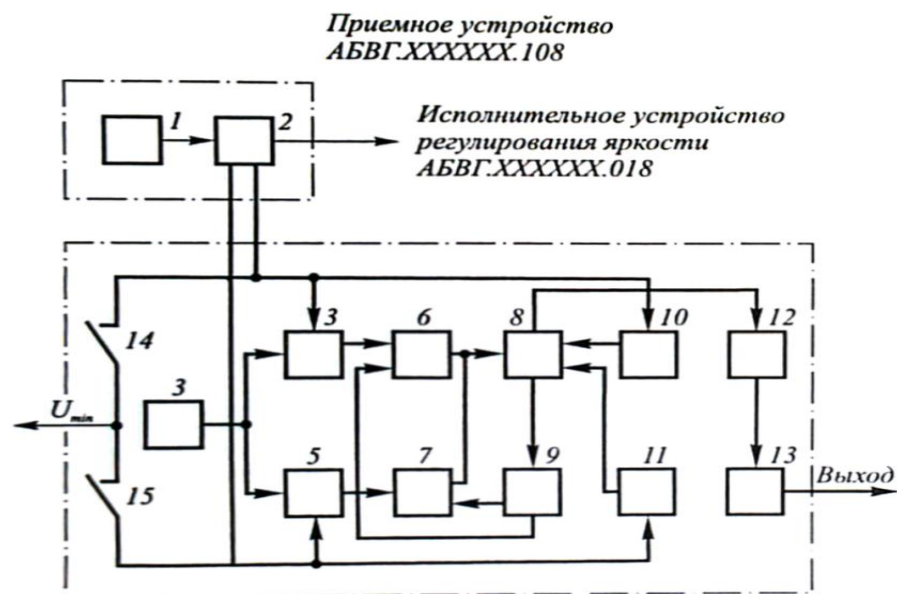
Пример принципиальной кинематической схемы для сверления отверстий показан на рис. В.6.



1	Электродвигатель
2	Соединительная муфта
3	Червяк однозаходный
4	Червячное колесо, $Z=40$
5	Опорные подшипники
6	Червяк двухзаходный
7	Червячное колесо, $Z=60$
8	Канавка винтовая
9	Цапфа
а	Набор сменных зубчатых колес: $Z=14; 18; 22; 26$
б	Набор сменных зубчатых колес: $Z=28; 24; 20; 16$
I	Переходные валы
II	
III	
IV	

Рисунок В.6 – Пример принципиальной кинематической схемы для сверления отверстий

Пример схемы электрической структурной представлен на рис. В.7.



Поз.	Наименование	Кол.	Прим.
1	Преобразователь ультразвуковой АБВГ.ХХХХХХ.015	1	
2	Селектор	1	
3	Генератор импульсов АБВГ.ХХХХХХ.125	1	
4,5	Устройство совмещения АБВГ.ХХХХХХ.011	2	
6,7	Устройство запрета АБВГ.ХХХХХХ.058	2	
8	Счетчик импульсов АБВГ.ХХХХХХ.089	1	
9	Дешифратор АБВГ.ХХХХХХ.001	1	
10,11	Каскад ключевой АБВГ.ХХХХХХ.008	2	
12	Преобразователь цифроаналоговый АБВГ.ХХХХХХ.005	1	
13	Каскад согласующий АБВГ.ХХХХХХ.018	1	
14,15	Выключатель АБВГ.ХХХХХХ.001	2	

Рисунок В.7 – Пример схемы электрической структурной

Пример схемы электрической принципиальной показан на рис. В.8.

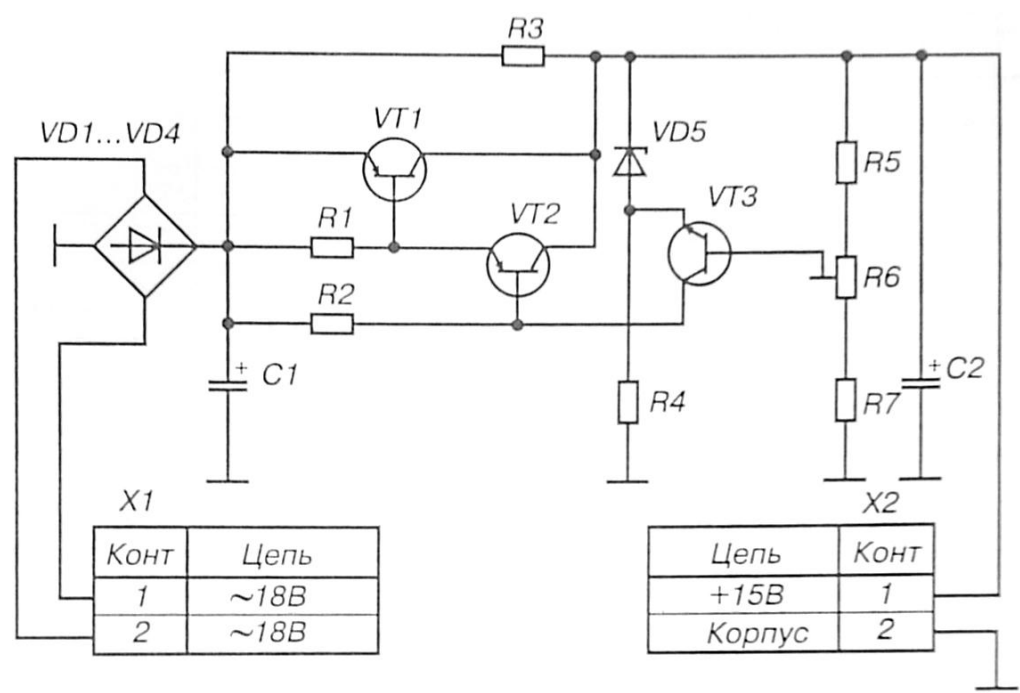


Рисунок В.8 – Пример схемы электрической принципиальной

Пример заполнения спецификации показан на рис. В.9.

Обозна- чение	Наименование	Кол	Прим.
	Конденсаторы		
C1	K50-6 25B 100 мкФ ОЖО.464.031ТУ	1	
C2	K50-6 25B 100 мкФ ОЖО.464.031ТУ	1	
	Резисторы		
R1	МЛТ-0,125-750 Ом±5% ГОСТ 7113-83	1	
R2	МЛТ-0,125-1,5 кОм±5% ГОСТ 7113-33	1	
R3	МЛТ-0,5-750 Ом±5% ГОСТ 7113-93	1	
R4	МЛТ-0,125-560 Ом±5% ГОСТ 7113-83	1	
R5	МЛТ-0.125-750 Ом±5% ГОСТ 7113-83	1	
R6	СПЗ-470 0М±5% ОЖО.468.020 ТУ	1	
R7	МЛТ-0,125-220 Ом±5% ГОСТ 7113-83	1	
VD1... VD4	Диод КД202А УЖЗ.362.036 ТУ	4	
VD5	Стабилитрон Д814Г СМЗ.362012 ТУ	1	
	Транзисторы		
VT1	КТ837У аАО.339.224 ТУ	1	
VT2	КТ502В аАО.336.182 ТУ	1	
VT3	КТ315В ЖКЗ.365.200 ТУ	1	
X1	Соединитель 2РМГ е0.364.126 ТУ	1	
X2	Соединитель 2РМГ е0.364.126 ТУ	1	

					XXXX.XXXXXXX.XXX ПЭЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Стабилизатор напряжения Перечень элементов			Литера	Лист	Листов
Разраб.										
Провер.										
Н.контр.										
Утв.										

Рисунок В.9 – Пример заполнения спецификации

Пример чертежа двухсторонней печатной платы (лист 1 – сторона установки навесных элементов) показан на рис. В.10.

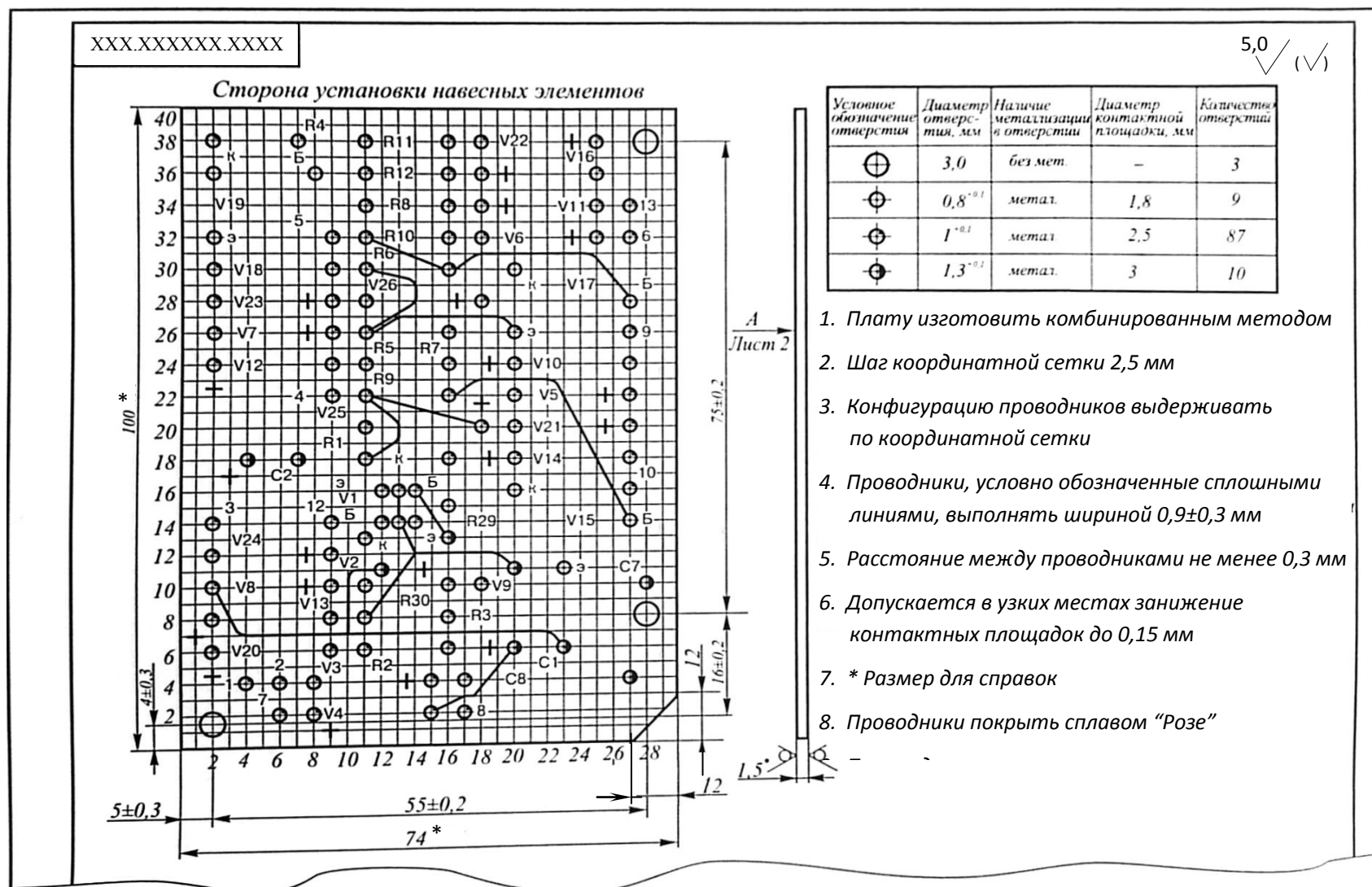


Рисунок В.10 – Пример чертежа двухсторонней печатной платы (лист 1 – сторона установки навесных элементов)

Пример чертежа двухсторонней печатной платы (лист 2) представлен на рис. В.11.

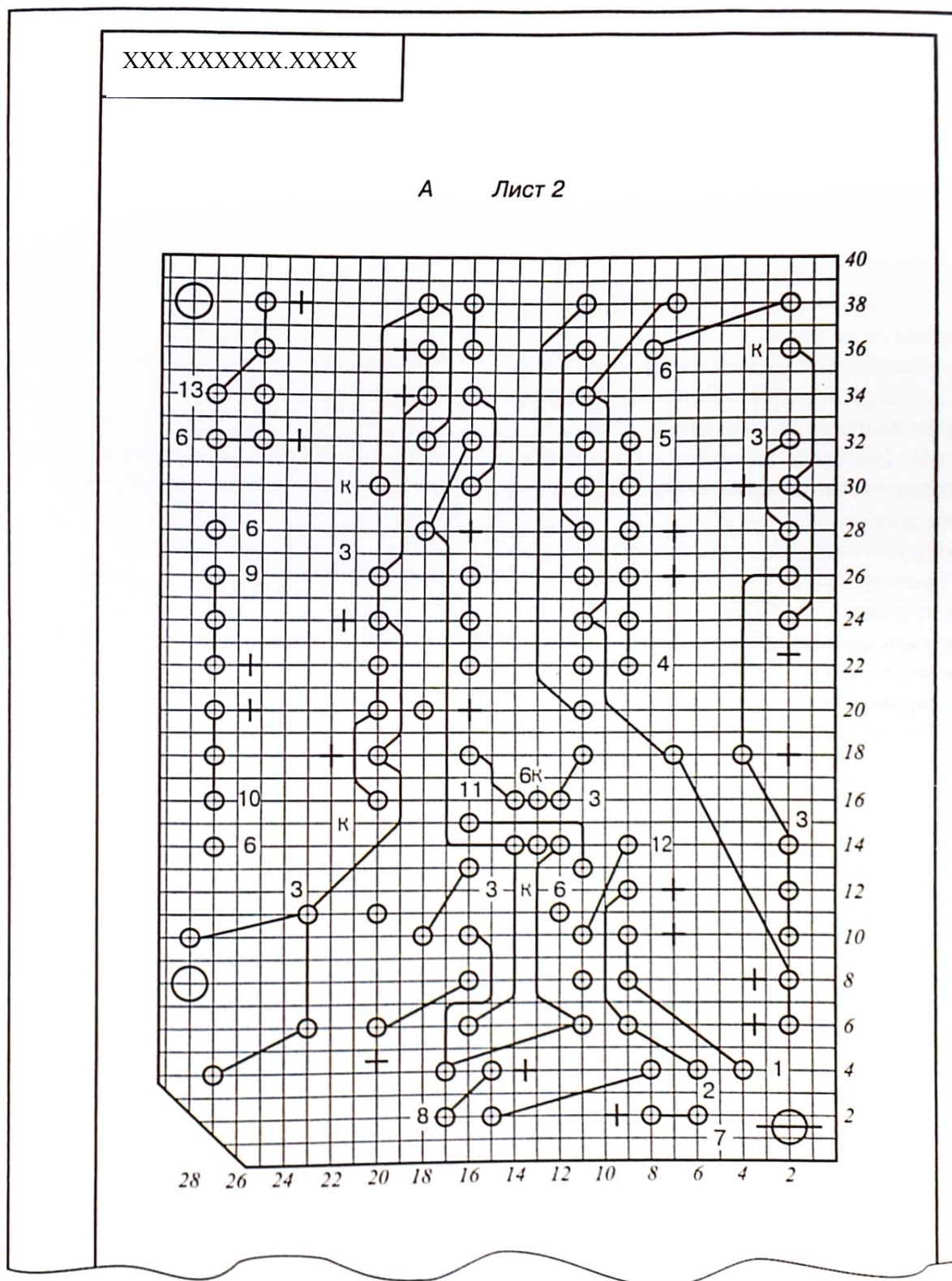


Рисунок В.11– Пример чертежа двухсторонней печатной платы
(лист 2 – вид со стороны установки навесных элементов)

Навчальне видання

ОМАРОВ Мурад Анверович
РОМЕНСЬКИЙ Вячеслав Іванович
ЯШКОВ Ігор Олегович

«ОСНОВИ ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ»

Навчальний посібник

Відповідальний випусковий	М.А. Омаров
Редактор	Б.П. Косіковська
Комп'ютерна верстка	Л.Д. Медведєва

План 2016 (перше півріччя), поз. 12

Підп. до друку 04.02.2016.	Формат 60×84 1/16.	Спосіб друку – ризографія.
Умов. друк. арк. 23,0.	Облік. вид. арк. 21,2.	Тираж 50 прим.
Зам. № 1-12.	Ціна договірна.	

ХНУРЕ. Україна. 61166, Харків, просп. Науки, 14

Віддруковано в редакційно-видавничому
відділі ХНУРЕ
61166, Харків, просп. Науки, 14